



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi e progetto del ciclo termico per lo smaltimento del calore fornito al circuito a sali fusi

S. Camporeale, M. Torresi, F. Fornarelli

ANALISI E PROGETTO DEL CICLO TERMICO PER LO SMALTIMENTO DEL CALORE FORNITO AL CIRCUITO A SALI FUSI

Sergio Camporeale, Marco Torresi, Francesco Fornarelli
(Politecnico di Bari, Dipartimento Meccanica, Matematica e Management)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Generazione di energia elettrica con basse emissioni di carbonio

Progetto: Bioenergia

Obiettivo: Tecnologie per la produzione diretta di energia elettrica attraverso la combustione di biomasse

Responsabile del Progetto: Vincenzo Gerardi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Analisi e progetto del ciclo termico per lo smaltimento del calore fornito al circuito a sali fusi e definizione delle specifiche di progetto per la redazione degli elaborati di gara e della documentazione necessaria all'avvio degli iter autorizzativi"

Responsabile scientifico ENEA: Emanuele Fanelli

Responsabile scientifico Politecnico di Bari: Sergio Camporeale

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO COGENERATIVO PILOTA.....	6
2.1 BILANCIO ENERGETICO DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE A BIOMASSE CON CALDAIA A SALI FUSI.....	7
3 PROGETTAZIONE DEI COMPONENTI DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE.....	13
3.1 SCELTA DEL GENERATORE DI CALORE.....	13
3.2 DIMENSIONAMENTO IMPIANTO DI DISTRIBUZIONE DEI FLUIDI.....	14
3.3 DIMENSIONAMENTO CAMINO.....	14
3.4 TIRAGGIO BILANCIATO E DIMENSIONAMENTO DEI VENTILATORI.....	15
3.5 DIMENSIONAMENTO FILTRO SEPARATORE (CICLONE) FIL.001.....	16
3.6 DIMENSIONAMENTO FILTRO A MANICHE FIL.002.....	18
3.7 COOLING WATER LOOP – DRY COOLERS - E.004.....	19
3.8 PRERISCALDATORE E.002.....	20
3.9 BRUCIATORE AUSILIARIO GPL - F.002.....	22
4 APPLICAZIONI ALLA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA E CALORE.....	24
5 QUADRO NORMATIVO E ITER BUROCRATICO.....	34
6 CONCLUSIONI.....	38
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	40

Sommario

Nel presente report sono riassunte le attività svolte dal Dipartimento di Meccanica, Matematica e Management del Politecnico di Bari nell'ambito del progetto di ricerca relativo agli impianti di cogenerazione di piccola taglia con caldaia a sali fusi e combustione diretta di biomassa. In particolare, le attività hanno avuto come oggetto l'analisi e progetto di un impianto sperimentale finalizzato a verificare le prestazioni e le problematiche di esercizio e manutenzione di una caldaia alimentata con combustione diretta di biomassa vegetale e che utilizzi sali fusi come fluido termovettore che trasferisce il calore dai fumi in uscita dalla caldaia ad un ciclo termodinamico per la produzione di energia elettrica. Lo studio specifico di questo rapporto riguarda il ciclo termico per lo smaltimento del calore fornito al circuito a sali fusi e la definizione delle specifiche di progetto per la redazione degli elaborati di gara e della documentazione necessaria all'avvio degli iter autorizzativi. Le attività si sono svolte seguendo due filoni distinti.

Il primo filone di ricerca riguarda la progettazione di un impianto sperimentale con caldaia da 300 kW e di tutti i componenti dell'impianto, allo scopo di poter definire le specifiche tecniche necessarie per un appalto per la realizzazione dell'impianto sperimentale. L'altro filone riguarda lo studio mediante simulazione numerica di varie configurazioni per la generazione combinata di energia elettrica e termica utilizzando cicli Rankine a vapore e cicli ORC (Organic Rankine Cycle) idoneo alla verifica dell'efficienza di impianti di produzione di energia di piccola scala basati sulla tecnologia della caldaia a biomassa con circuito a sali fusi. Infine lo studio descritto in questo rapporto fornisce un'analisi delle normative finalizzate alla valutazione del processo autorizzativo.

Il presente report è organizzato nel modo seguente: dopo un capitolo introduttivo (capitolo 1) si è passati alla descrizione del software utilizzato per le simulazioni seguito da una breve spiegazione delle metodologie di modellazione dell'impianto (capitolo 2). Nel capitolo 3 è riportata una descrizione dell'impianto pilota con il relativo approfondimento tecnico dei vari dispositivi che lo compongono. Nel capitolo 4 sono descritti i risultati delle simulazioni eseguite relativamente sia all'impianto pilota da 300 kW sia all'impianto da 1 MW, provando diverse configurazioni cogenerative; tra queste impianti ORC di tipo rigenerativo ad un solo livello di pressione con differenti fluidi e un impianto a ciclo combinato vapore-ORC che presenta maggiore complessità ma anche maggiore flessibilità e rendimento elettrico. Nel capitolo 5 sono elencate le normative di cui si è dovuto tener conto nell'analisi e progettazione dell'impianto.

Dai risultati delle simulazioni risulta che la configurazione che consente di ottenere un rendimento complessivo dell'impianto più elevato è quella cogenerativa che prevede l'utilizzo di un ciclo Rankine a vapore accoppiato ad un ciclo ORC. Il rendimento complessivo in questa configurazione risulta essere del 76,6% mentre il rendimento elettrico è pari al 20,15%.

1 Introduzione

L'obiettivo degli studi e delle sperimentazioni sui potenziali sviluppi delle energie rinnovabili ed in questo caso sulla produzione di energia elettrica e termica da biomasse, è quello di sviluppare sistemi di produzione ecocompatibili ed ecosostenibili. L'idea di base della linea di ricerca adottata prevede l'impiego di turbomacchine a ciclo Rankine con fluidi organici (ORC). Per impianti di piccola potenza i cicli ORC consentono significativi vantaggi rispetto ai cicli a vapor d'acqua grazie all'elevato peso molecolare dei fluidi organici impiegati. Ciò permette di avere salti entalpici più piccoli in turbina che possono in tal modo essere costituite da un numero ridotto di stadi. Inoltre anche le pressioni massime dei cicli sono in generale significativamente minori, consentendo di ridurre i costi delle apparecchiature. Spesso anche il condensatore può essere a pressione superiore a quella atmosferica riducendo significativamente i costi per l'eliminazione delle infiltrazioni di aria. A questi vantaggi, fa riscontro la problematica della decomposizione e/o alterazione delle molecole quando sono sottoposte alle elevate temperature.

Per questa ragione i fluidi organici non possono essere utilizzati direttamente in caldaia, oltre al fatto che in alcuni casi sono costituiti da idrocarburi o composti organici infiammabili. Per questa ragione è indispensabile un fluido intermedio che svolga la funzione di fluido termovettore che trasferisce il calore dei gas in uscita dalla caldaia al ciclo organico, che quindi viene protetto dalle elevatissime temperature di caldaia. Generalmente, negli impianti commerciali a ciclo ORC, questa funzione viene svolta da oli diatermici che però presentano diversi inconvenienti, tra questi l'elevato costo, il rischio d'incendio e di inquinamento nel caso di dispersioni. I sali fusi, utilizzati come fluido termovettore, non presentano tali inconvenienti in quanto sono in genere di basso costo, non hanno rischio di incendio e non costituiscono un pericolo ambientale in quanto non sono tossici. Essi presentano però alcuni limiti: al pari degli oli non possono essere utilizzati oltre temperature che dipendono dalla composizione ma che in genere non superano i 600 °C.

L'altro limite è quello della minima temperatura alla quale i sali si presentano allo stato liquido, prima che si abbia inizio di solidificazione. In generale questa temperatura è di circa 250 °C. Per questa ragione gli impianti a Sali fusi devono prevedere la possibilità di svuotamento quando l'impianto viene fermato. Queste procedure di svuotamento e riempimento dell'impianto, sebbene di una certa complessità, rappresentano un know-how ENEA, sviluppato negli anni attraverso l'attività di ricerca nel campo dei pannelli solari parabolici a concentrazione che utilizzano anch'essi i Sali fusi come fluido vettore nei tubi ricevitore.

L'attività di ricerca svolta dal gruppo di ricerca del Politecnico di Bari all'interno dell'accordo di collaborazione con ENEA mira alla valutazione tecnica, energetica ed economica, della fattibilità di sistemi innovativi per la produzione di energia elettrica e termica da biomasse legnose di taglia non superiore a 1 MWe. Verranno impiegati i sali fusi come fluido termovettore in un impianto cogenerativo con combustione diretta di biomassa e turbomacchine in grado di operare a temperature superiori a 450 °C con fluidi di lavoro non convenzionali.

L'obiettivo della ricerca e dello sviluppo di questi impianti di cogenerazione è quello di realizzare impianti con efficienza sempre più alta, sfruttando un ottimale utilizzo del combustibile e una valorizzazione termica del calore scartato dal ciclo termodinamico. Nella fattispecie verrà affrontata la tematica della scelta dei materiali e l'approfondimento tecnico dei dispositivi costituenti l'impianto, ovvero: la caldaia a biomassa, il preriscaldatore dell'aria, i sistemi di abbattimento delle emissioni e di evacuazione degli effluenti gassosi, il sistema di preriscaldamento e il sistema di condensazione.

L'attività tecnico-progettuale è completata dall'analisi energetica mediante l'impiego di simulazioni che permettono di calcolare il rendimento termico, il consumo di biomassa, le portate e temperature dei fluidi impiegati e altri parametri significativi nelle varie condizioni di lavoro che contribuiranno ad individuare possibili configurazioni impiantistiche in grado di raggiungere rendimenti elettrici e globali superiori a quelli delle attuali unità cogenerative di pari potenza.

2 Descrizione dell'impianto pilota

L'impianto pilota è costituito da un generatore di calore alimentato a biomassa legnosa e da un sistema di scambio termico che utilizza come fluido termovettore sali fusi abbinati ad un ciclo Rankine utilizzando come fluido di lavoro un fluido organico. Il ciclo lavora a temperature maggiori rispetto ai cicli ORC convenzionali. Lo schema dell'impianto è rappresentato nella figura 1. È possibile distinguere le sezioni principali dell'impianto ovvero:

- Ventilatore premente (VP) – B.001
- Generatore di calore F.001;
- Filtro ciclone FIL.001;
- Scambiatore di calore fumi Sali fusi E.001;
- Recuperatore di calore fumi - aria primaria E.002;
- Ventilatore aspirante (VA) – B.002;
- Camino di evacuazione FL.001;
- Bruciatore GPL ausiliario F.002;
- Dry Cooler E.004.

L'impianto cogenerativo utilizza cippato di legno (Wood Chips umidità 30% 12 MJ/kg), inizialmente stoccato in un silo, introdotto mediante un sistema di estrazione e alimentazione in caldaia. È possibile utilizzare un sistema di alimentazione a coclea o a spintore idraulico. L'aria primaria è inviata sotto griglia con opportuno rapporto stechiometrico con la biomassa da bruciare mentre l'aria secondaria e terziaria viene iniettata ad un livello superiore in quantità tale da garantire un adeguato tenore di O₂ nei fumi in modo tale da consentire il completamento del processo di combustione della biomassa su griglia.

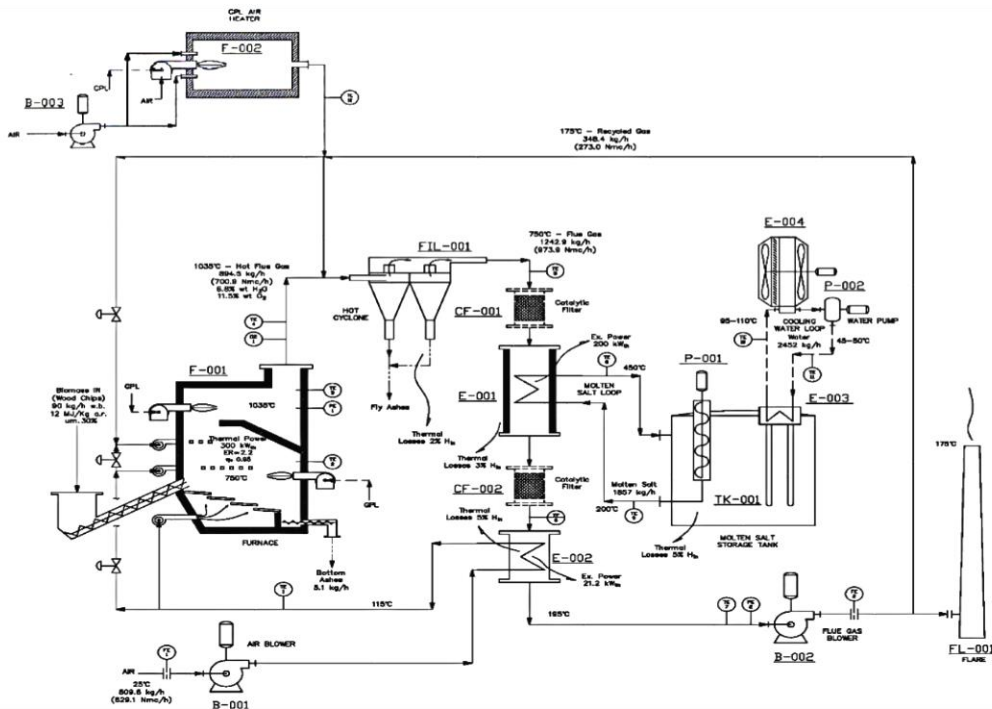


Fig. 1 – Schema di processo dell'impianto pilota di prova con circuito a sali fusi

L'aria secondaria e terziaria è opportunamente miscelata con un'ulteriore portata di fumi prelevati a valle del sistema di trattamento e riciclati in camera di combustione, in modo tale da mantenere stabile la temperatura della griglia, limitare in parte la formazione dei Thermal NO_x e garantire l'uniformità della temperatura all'interno della camera di combustione facendo sì che sia prossima alle condizioni di progetto. Gli effluenti gassosi dopo aver abbandonato la camera di combustione attraversano il sistema di abbattimento delle polveri formato da un separatore centrifugo e un filtro catalitico giungendo quindi nella

sezione di scambio termico, dove cedono calore ai sali fusi. I sali fusi sono utilizzati come fluido termovettore per alimentare un ciclo termodinamico a fluido organico per la produzione di energia elettrica e termica in assetto cogenerativo. La temperatura d'ingresso dei sali è stata determinata in base alla composizione dei sali e in base ai parametri di lavoro.

Gli effluenti gassosi, uscenti dallo scambiatore di calore tra fumi e sali, entrano in un recuperatore (preriscaldatore d'aria) e cedono a loro volta calore all'aria primaria incrementando in tal modo il rendimento complessivo dell'impianto. Successivamente gli effluenti gassosi entrano in un filtro a maniche, per l'abbattimento del particolato fine, prima di abbandonare l'impianto attraverso un camino. L'impianto sarà del tipo a tiraggio bilanciato che prevede quindi un ventilatore premente per l'aria primaria e un ventilatore aspirante per i gas in uscita dal filtro a maniche.

2.1 Bilancio energetico dell'impianto sperimentale a biomasse con caldaia a Sali fusi

Per simulare le condizioni operative dell'impianto cogenerativo sperimentale descritto si è utilizzato il software "Cycle Tempo". In figura 2 è possibile osservare l'impianto modellato in Cycle Tempo.

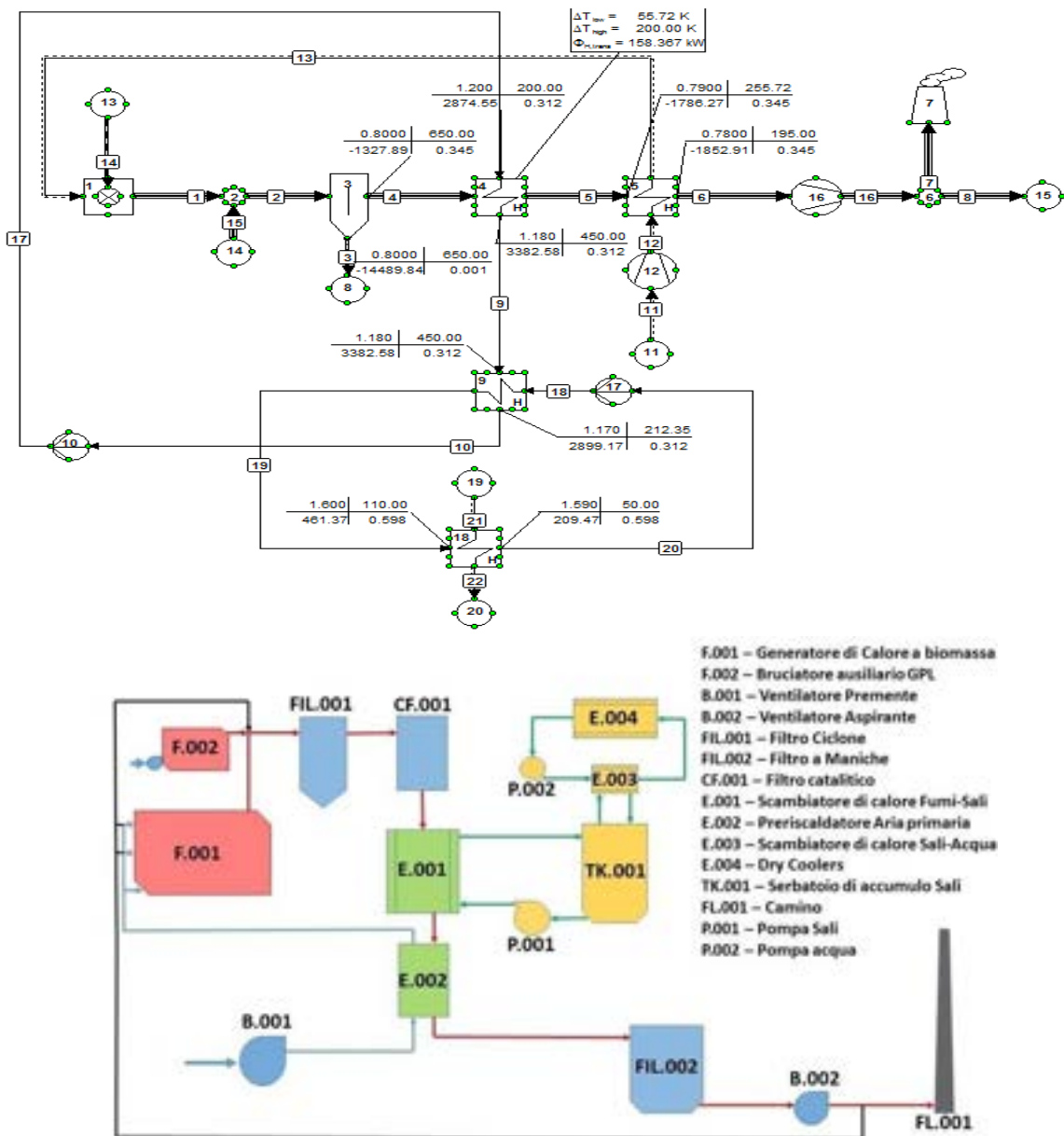


Fig. 2 – Impianto cogenerativo sperimentale implementato con il software "Cycle Tempo"

Il generatore di calore, dove ha sede la combustione diretta di biomassa, nel diagramma originale è composto da tre entrate (una di aria e due per il combustibile ausiliario), ma per semplicità le entrate vengono ridotte a due, ovvero biomassa e aria. In figura 3 sono mostrate le condizioni di lavoro del combustore.

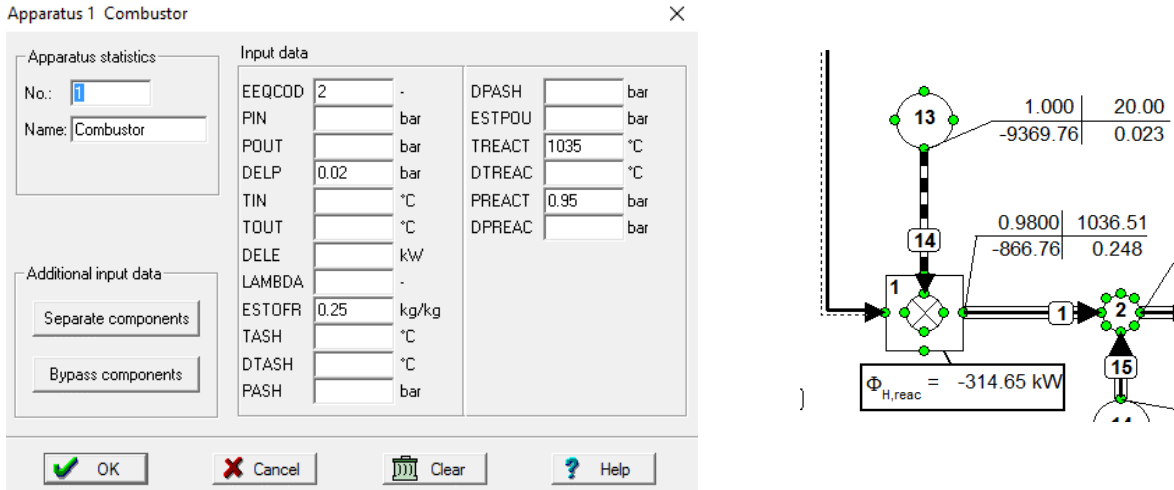


Fig. 3 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo del generatore di calore

Per il calcolo dell'efficienza di combustione è stato impostato un LHV = 12 MJ/kg (low heating value) ottenendo come valore di efficienza 99%. [Fig. 4]

Composition number	LHV [kJ/kg]	HHV [kJ/kg]	LHV (without water) [kJ/kg]	HHV (without water) [kJ/kg]
1	0.02	0.02	0.02	0.02
2	0.01	0.01	0.01	0.01
3	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.01	0.01	0.01	0.01
5	0.00	0.00	0.00	0.00
6	12000.00	13679.57	17142.86	19542.24
7	0.00	0.00	0.00	0.00

Fig.4 – HHV e HLV

Successivamente è stato modellato lo scambiatore di calore fumi – sali, fissando le temperature d'ingresso e le pressioni di lavoro di entrambi i fluidi. Sono state ipotizzate le perdite di carico lasciando, mentre la temperatura di uscita degli effluenti gassosi verrà determinata dallo scambiatore recuperativo a valle E.002 [Fig. 5]. Si può notare come la potenza termica scambiata nello scambiatore E.001 tra fumi e sali sia pari a 200 kW, in linea con i dati forniti, ottenendo una portata di fluido termovettore pari a 0,395 kg/s rispetto ai 0,515 kg/s previsti. Questa differenza è dovuta all'aver impostato come fluido scambiante acqua e non i sali fusi per le caratteristiche intrinseche del software utilizzato.

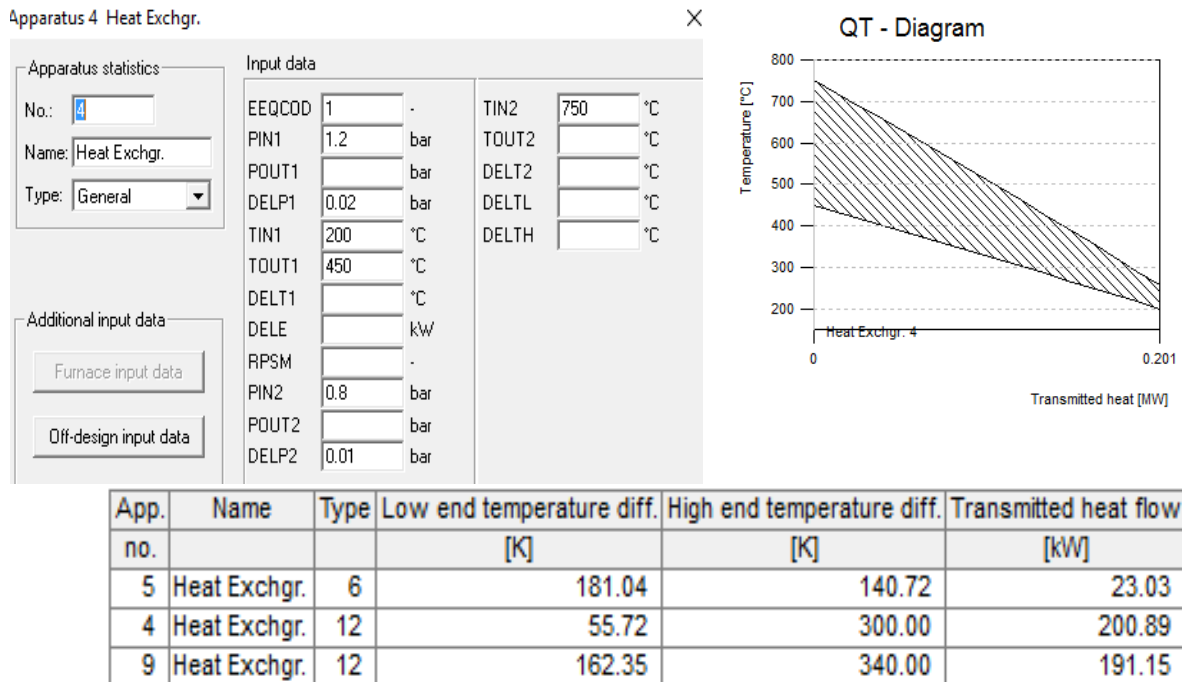


Fig. 5 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo dello scambiatore di calore fumi-Sali E.001

Il preriscaldatore dell'aria primaria E.002 è stato modellato fissando le temperature di uscita dal componente per entrambi i fluidi. Si ottiene che la potenza scambiata tra fumi e aria primaria è di 23,03 kW invece di 21,2 kW (dato fornito) [Fig. 6].

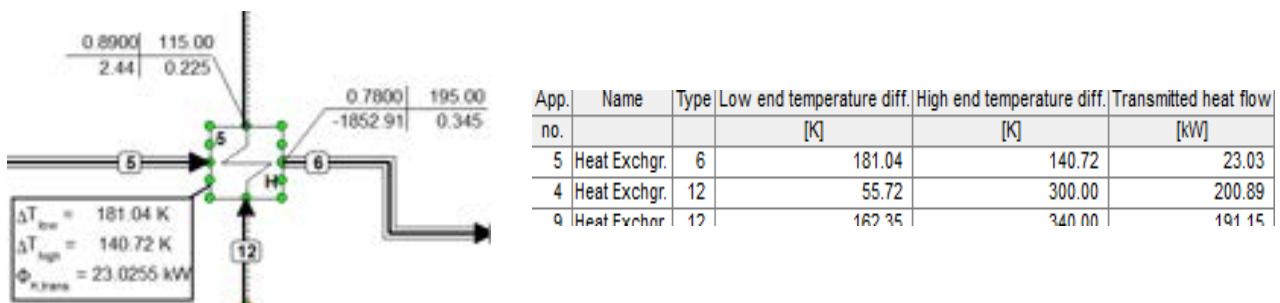


Fig. 6 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo dello scambiatore di calore fumi-aria primaria E.002

Dovendo modellare lo scambiatore sali-acqua si è utilizzato uno scambiatore di calore. La massa dei sali fusi è nota dalla modellazione di E.001 mentre la portata d'acqua necessaria a raffreddare i sali risulta incognita. Sono state fissate quindi le temperature dell'acqua in ingresso e uscita dallo scambiatore essendo fissata la temperatura dei Sali. Dall'equilibrio di E.003 si ottiene quindi la portata dell'acqua di raffreddamento pari a 0,76 kg/s con una potenza trasmessa di 191 kW [Fig.7].

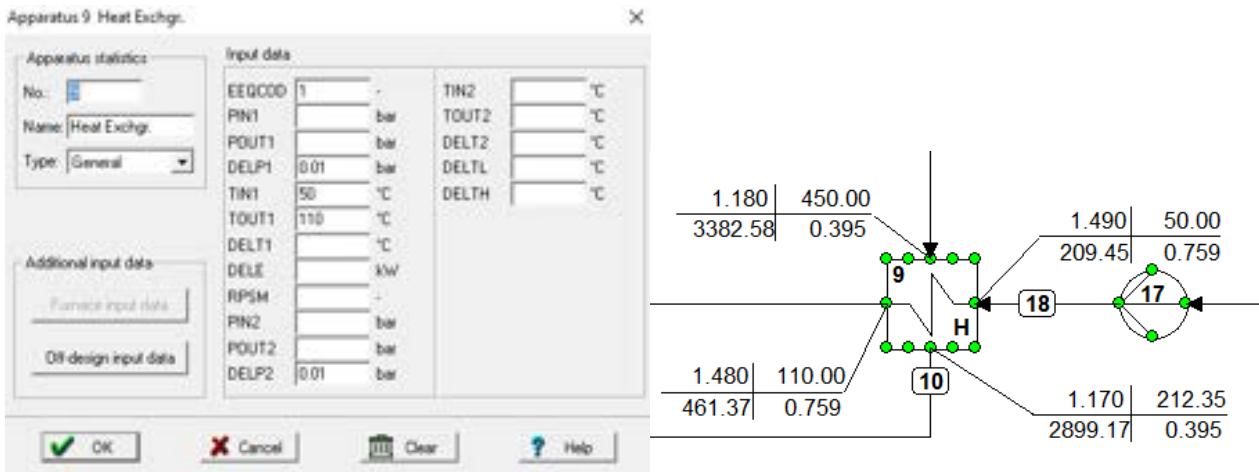


Fig.7 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo dello scambiatore di Sali fusi – acqua E.003

Per modellare il Dry Cooler (scambiatore E.004) è stato utilizzato uno scambiatore di calore acqua-aria ambiente. Nel progetto non è stato posto alcun vincolo su tale processo, si è scelto pertanto di fissare a 80°C la temperatura di uscita dell’aria dallo scambiatore in modo da determinare la portata necessaria [Fig.8]. Per quanto riguarda l’acqua invece sono state fissate entrambe le temperature in ingresso e uscita già fissate nella modellazione di E.003, lasciando libero il valore della pressione di lavoro. Si ottiene un valore di 3,43 kg/s di aria necessaria a raffreddare la portata d’acqua in ingresso.

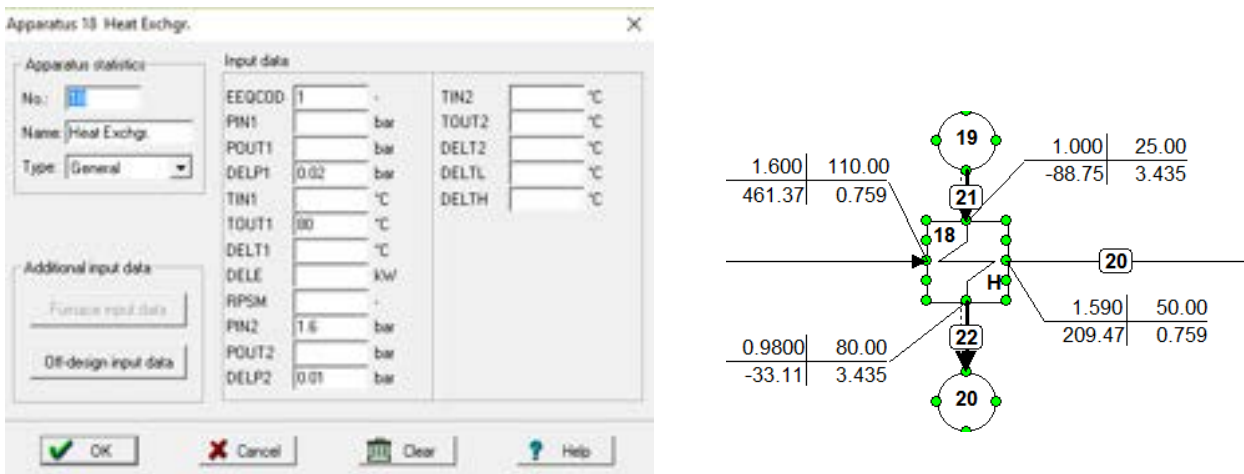


Fig.8 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo del Dry Coolers E.004

Il filtro centrifugo viene modellato utilizzando il componente “separator” di Cycle Tempo impostando SiO_2 come materiale da separare e fissando la temperatura e la pressione delle ceneri pari a quelle del flusso. Nell’impianto sono presenti anche i ventilatori premente ed aspirante e le pompe (acqua e Sali) e pertanto vengono modellate fornendo l’incremento di pressione fornito, l’efficienza isoentropica supposta pari a 0,8 e l’efficienza meccanica 0,9. [Fig.9]



Fig.9 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo del ciclone FIL.001 e delle pompe e ventilatori

Sono state impostate quindi la portata e la temperatura dei fumi nel camino [Fig.10].

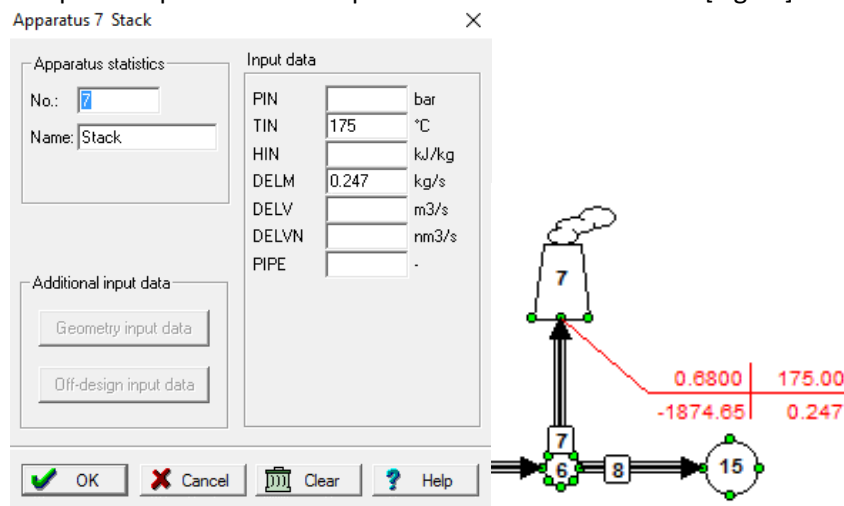


Fig. 10 – Condizioni di lavoro modellate in Cycle Tempo del camino FL.001

Dopo aver definito i vari componenti, si devono modellare i fluidi operanti nell’impianto e il combustibile utilizzato. Si imposta la composizione della biomassa pari a: 35,98% C, 4,34% H, 0,12% N, 27,30% O, 30% H_2O , 0,07% S, 2,19% SiO_2 (s) con LHV 12 MJ/kg. Si fissa la temperatura di ingresso di 20 °C e una portata di biomassa di 0,023 kg/s. Viene fissato anche il valore di $\lambda=2,2$. In tal modo il software elaborerà la composizione dei gas dopo la combustione e dopo ogni dispositivo che ne modifica la composizione. [Fig.11]

Composition number	1	2	3	4	5	6	7
N2	0.6982	0.6984		0.6989	0.7729	0.0006	0.6990
O2	0.1016	0.1016		0.1017	0.2075	0.1107	0.1016
H2O	0.1108	0.1108		0.1109	0.0101	0.2160	0.1108
AR	0.0083	0.0083		0.0083	0.0092		0.0083
CO2	0.0801	0.0801		0.0802	0.0003		0.0802
C(S)	0.0000	0.0000		0.0000		0.3885	
H2						0.2793	
S						0.0003	
SiO2(S)	0.0010	0.0007	1.0000			0.0047	
SO2	0.0001	0.0001		0.0001			0.0001
H2S							
CO							
Avg.molemass [kg/kmol]	28.72	28.72	60.08	28.69	28.85	12.97	28.70
LHV [kJ/mol]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	155.64	0.00
HHV [kJ/mol]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	177.42	0.00

Fig. 11 – Composizioni degli effluenti gassosi all’uscita del combustore, dopo il nodo di ricircolo, delle ceneri separate, degli effluenti gassosi dopo il ciclone, aria, biomassa, effluenti dopo il ciclone

Si è considerata per le prove una miscela ternaria di Sali $\text{Ca}(\text{NO}_3)/\text{Na NO}_3/\text{K NO}_3$ (43/15/42 rispettivamente in %p) con le seguenti proprietà:

- Densità: $2240,05 - 0,826613 T$ [kg/m^3];
- Conducibilità termica: $0,519$ [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$];
- Viscosità dinamica: $\exp(-10,7071+2895,76/(T+273,15-60,3567))$ [Pa s];
- Capacità termica specifica: $1544,18-0,326 T$ [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

In figura 12 è possibile notare i risultati ottenuti con la simulazione dell'impianto, modellato come precedentemente descritto.

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy) [kW]	Energy loss (HHV) [kW]	Energy loss (LHV) [kW]
5	Heat Exchgr.	6	0.00	0.00	0.00
10	Pump	8	9.74	9.74	9.74
17	Pump	8	0.01	0.01	0.01
6	Node	9	0.00	0.00	0.00
2	Node	9	0.00	0.00	0.00
7	Stack	10	-463.04	84.57	42.17
8	Sink/Source	10	-7.22	0.41	0.41
11	Sink/Source	10	19.97	-5.77	-2.27
13	Sink/Source	10	215.50	-314.85	-276.22
14	Sink/Source	10	183.82	-33.43	-16.62
15	Sink/Source	10	-184.75	33.61	16.71
19	Sink/Source	10	304.89	-88.10	-34.69
20	Sink/Source	10	-113.74	279.24	225.83
4	Heat Exchgr.	12	0.00	0.00	0.00
9	Heat Exchgr.	12	0.00	0.00	0.00
18	Heat Exchgr.	12	0.00	0.00	0.00
1	Combustor	13	0.00	-0.28	0.10
3	Separator	26	24.70	24.71	24.71
12	Compressor	29	2.51	2.51	2.51
16	Compressor	29	7.89	7.89	7.89
7	Pipe		0.27	0.27	0.27
9	Pipe		0.00	0.00	0.00
13	Pipe		0.00	0.00	0.00
14	Pipe		0.00	0.00	0.00
17	Pipe		0.00	0.00	0.00
19	Pipe		0.00	0.00	0.00
	Total:		1.00	1.00	1.00

Fig. 12 – Risultati simulazione con $T = 750 \text{ }^\circ\text{C}$ in ingresso E.002

3 Progettazione dei componenti dell'impianto sperimentale

3.1 Scelta del generatore di calore

La scelta del generatore di calore viene fatta considerando le caratteristiche fisico chimiche del combustibile adottato. In questo caso si è scelto di impiegare cippato di legno e quindi, con riferimento alla tabella 1, paragrafo 6.1 della norma UNI EB 149361-1, la provenienza del biocombustibile dovrà essere di tipo 1.1, 1.2.1, 1.3.1, 1.4. L'unità di generazione del calore ammette condizioni di umidità fino a M55 e un potere calorifico inferiore del biocombustibile pari a $7,5 \div 16,7$ MJ/kg, densità $250-400$ kg/m³, con contenuto di ceneri massimo del 3% e minima temperatura di rammollimento 1100 °C. La potenza nominale e il rispetto delle emissioni viene garantita per biocombustibili aventi PCI = $8,6 \div 13,6$ MJ/kg mentre per biocombustibili con PCI al di fuori da questo intervallo di valori ma comunque ricadenti all'interno delle categorie sopra elencare è prevista una riduzione di potenza nominale. Il collaudo prestazionale viene eseguito con un combustibile avente PCI = $9,0 \div 10,0$ MJ/kg. Le prescrizioni riguardanti la composizione chimica della biomassa, fissano il contenuto di azoto massimo all'interno del combustibile inferiore a 0.3%w e per il contenuto di zolfo il valore deve essere inferiore a 0,02%p.

Il generatore di effluente gassoso individuato è il modello "GLOBAL G 30" a griglia mobile ed ha una potenzialità di 348 kW con tecnologia di combustione a griglia mobile, prodotto dalla "UNICONFORT", completo di camera di post combustione adiabatica rivestita in materiale refrattario ma privata dello scambiatore di calore fumi-acqua a 3 giri di fumo. Le temperature dei fumi, nel caso in cui il generatore funzioni utilizzando un biocombustibile con le specifiche dettate in precedenza, sono comprese in un intervallo tra $850 \div 950$ °C. La struttura è del tipo autoportante a sviluppo orizzontale e costruita in acciaio speciale di spessore $10 \div 12$ mm in modo tale da sopportare le sollecitazioni termiche della camera di combustione ad ampia sezione e completamente secca. La temperatura della camera di combustione è compresa nell'intervallo $800 \div 1000$ °C. Per le fasi di manutenzione e pulizia è stato realizzato un idoneo sportello d'ispezione. L'ingresso dell'aria nella camera di post-combustione avviene a velocità elevata ed in modo turbolento per effetto del sistema di iniezione dell'aria secondaria (swirl e turbolatori).

Il rivestimento refrattario è formato da mattoni ad alto contenuto di allumina ancorati opportunamente alle pareti interne della camera con l'ausilio di gettate refrattarie ad alta densità isolante. La struttura di supporto alla griglia è dotata di raffreddamento ad acqua e la camera di combustione dove risiede il braciere è rivestita con 3 livelli di materiale refrattario. La gestione del braciere a griglia mobile è suddivisa in zone indipendenti. Si può quindi individuare una zona di accumulo iniziale in cui si compensa la variazione di potenza e si favorisce l'essiccazione del combustibile, due zone indipendenti in cui avviene la gassificazione e la combustione primaria del combustibile, una zona costituita dalla camera adiabatica in cui si riceve in controcorrente la massa di effluenti gassosi generati in camera di combustione, in cui si miscela ulteriormente l'ossigeno e si bruciano i restanti gas ancora incombusti (temperatura di riverbero 900 °C), zona di decantazione costituita da una camera adiabatica in cui l'aumento della sezione di passaggio provoca una riduzione della velocità dell'effluente gassoso con il doppio scopo di aumentare i tempi di permanenza (per ridurre la formazione degli ossidi di azoto) e favorire la decantazione delle polveri grazie alla geometria della camera e all'immissione di aria turbolenta.

Per il sistema di introduzione dell'aria primaria, secondaria e terziaria si utilizzano dei ventilatori completi di serrande motorizzate per la regolazione e la chiusura dell'aria necessaria alla combustione. Il controllo e la regolazione può essere effettuata mediante l'utilizzo di inverter che consentono di ottimizzare la regolazione in funzione del livello di esercizio e quindi del carico termico grazie al convertitore trifasico di frequenza. Il sistema di alimentazione del combustibile è costituito da una coclea dotata di motovariatore di portata dei trucioli, che preleva il combustibile dal silos di stoccaggio e lo trasporta all'interno della camera di combustione adiabatica all'interno della quale vi è una griglia mobile modulante a gradini con elementi in acciaio al Nichel, con funzionamento orizzontale alternato a mezzo di spintore meccanico per l'avanzamento controllato del combustibile sulla griglia. Completa il sistema di alimentazione la tramoggia munita di stella rompiponte con sportelli d'ispezione.

Il generatore è dotato di un impianto di estrazione automatica della cenere anch'esso raffreddato ad acqua come il sottogriglia e composto da una coclea inclinata di estrazione installata nella camera di combustione della caldaia completa di motoriduttore, serbatoio di raccolta delle ceneri coperto e dotato di ruote, il tutto gestito da un programmatore temporizzato che ne assicura la periodica entrata in funzione.

3.2 Dimensionamento impianto di distribuzione dei fluidi

Per il dimensionamento dell'impianto di distribuzione dell'aria necessaria alla combustione (primaria, secondaria, terziaria) sono stati considerati tutti gli elementi che costituiscono una rete di distribuzione dei fluidi indicando le caratteristiche necessarie per la loro scelta. Gli elementi di una tubazione sono caratterizzati da diametro e pressione nominali, che permettono di individuare la possibilità di accoppiamento e le caratteristiche di impiego.

La scelta delle tubazioni più adatte, che andranno a costituire la rete di distribuzione e di convogliamento di un determinato fluido viene effettuata sulla base delle stesse caratteristiche chimico fisiche del fluido ovvero pressione, corrosività, temperatura, velocità, spazio a disposizione, perdite di carico, livello di rumore, fughe e dispersioni del calore e in relazione alla tipologia di produzione della tubazione. Una volta scelto il materiale e la tipologia di costruzione più adatti, vengono determinati il diametro e lo spessore del tubo. Il diametro viene determinato in base alla portata del fluido da convogliare tenendo conto di bilanciare economicamente i costi di installazione, crescenti al crescere del diametro delle tubazioni, e quelle di esercizio, legati alle perdite di carico.

Le reti di distribuzione dell'aria primaria e degli effluenti gassosi saranno realizzate utilizzando lamierino d'acciaio con irrigidimenti per assorbire i carichi generati dalle variazioni di pressione del gas, specie nei periodi transitori di funzionamento dell'impianto, e per i carichi generati dal peso delle ceneri depositate. La rete sarà dotata di apposite aperture per ispezioni e deviazioni per scopi di misura. Verrà utilizzato un acciaio a struttura austenitica come AISI 310 o AISI 316 L, con composizione chimica comprendente Ni e Cr con aggiunta di Mo che lo rende molto più resistente alla corrosione con una discreta saldabilità ed ha migliori prestazioni nei confronti dello scorrimento a caldo.

Per il tratto di tubazione in ingresso al ventilatore premente (B-001) si utilizza un condotto di diametro DN 200 ($D_e = 219,1 \text{ mm}$, $D_i = 209,1 \text{ mm}$ e $t = 5 \text{ mm}$) e per tutto il resto della rete si utilizza un condotto di diametro DN 250 ($D_e = 273 \text{ mm}$, $D_i = 260,4 \text{ mm}$ e $t = 6,3 \text{ mm}$).

3.3 Dimensionamento Camino

Altezza, sezione e materiale di rivestimento interno dei camini non sono indipendenti tra loro e in ordine logico si determina dapprima l'altezza, poi il materiale e in particolare quello della parete a contatto con l'effluente gassoso e infine l'area della sezione che si adatta alle scelte precedenti ed alle caratteristiche del generatore di calore. a soluzione proposta consta di un unico camino autoportante di altezza $H = 8 \text{ m}$, diametro interno $D_i = 300 \text{ mm}$ e diametro esterno $D_e = 350 \text{ mm}$ costruito in acciaio inossidabile a doppia parete, resistenza termica è $0,42 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$ e coibentazione interna ISOTHERM¹ 25 mm. Per la parete interna direttamente a contatto con gli effluenti gassosi si utilizza acciaio inox AISI 316 L con finitura BA lucida e spessore della lamiera minimo di 0,4 mm con guarnizione triplo labbro con silicone (EN 14241-1). Per la parete esterna a contatto con l'atmosfera invece si utilizza acciaio inox AISI 304 con finitura lucida BA – Rame con spessore della lamiera minimo di 0,4 mm e massimo 1,2 mm con possibile verniciatura secondo tinte RAL. Entrambe le pareti hanno la saldatura longitudinale al plasma con elementi dotati di innesto maschio-femmina a bicchiere. Per la coibentazione si utilizza lana di roccia ad alta densità non combustibile con densità 120 kg/m^3 e spessore 25 mm. Le condizioni di utilizzo garantite consentono l'impiego fino a 600 °C senza guarnizione e fino a 200 °C con guarnizione. Il camino sarà completato da piastra di base saldata e fori di ancoraggio al terreno, sportello di ispezione alla base del camino ed eventualmente anche sulla parte alta

¹ Serie ISOTHERM - coibentazione 25 mm - con guarnizione in gomma siliconica dal Ø int. 80 al Ø int. 300
EN 1443 – T200 – P1 – W – 3 – O(30) dove T200 = temperatura nominale esercizio 200°C, P1=Classe di tenuta ai gas verificata a 200 Pa, Classe di resistenza alla condensa W=umido, 3 = Classe di resistenza alla corrosione (Legna, Pellet, ecc), O=Classe di resistenza al fuoco da dentro (G=si; O=no) e distanza minima dai materiali combustibili in mm.

e nel canale da fumo oltre che per ogni eventuale variazione di direzione, fondo raccogli condense con camera di raccolta alla base del camino, fascette di compensazione e distanziatori, punto di prelievo fumi e termometro. Il camino sarà anche dotato di serrande di registro del tiraggio, obbligatorie per tutte le centrali termiche con potenza termica superiore a 35 kW. Completano la fornitura del camino il terminale conico di 500 mm e il terminale anti-intemperie.

3.4 Tiraggio Bilanciato e dimensionamento dei ventilatori

Dopo aver calcolato le perdite di carico nei vari tratti della rete di distribuzione dell'aria primaria e di evacuazione degli effluenti gassosi, si può procedere al calcolo dei ventilatori. Si deve tener presente che si vuole ottenere una certa depressione in camera di combustione come prescritto dal costruttore e pertanto è stato pensato un sistema a tiraggio bilanciato [Fig. 13]. Il tiraggio bilanciato prevede l'impiego di due ventilatori, uno premente (VP – B-001) che preleva l'aria primaria a temperatura e uno aspirante gli effluenti gassosi (VA – B-002).

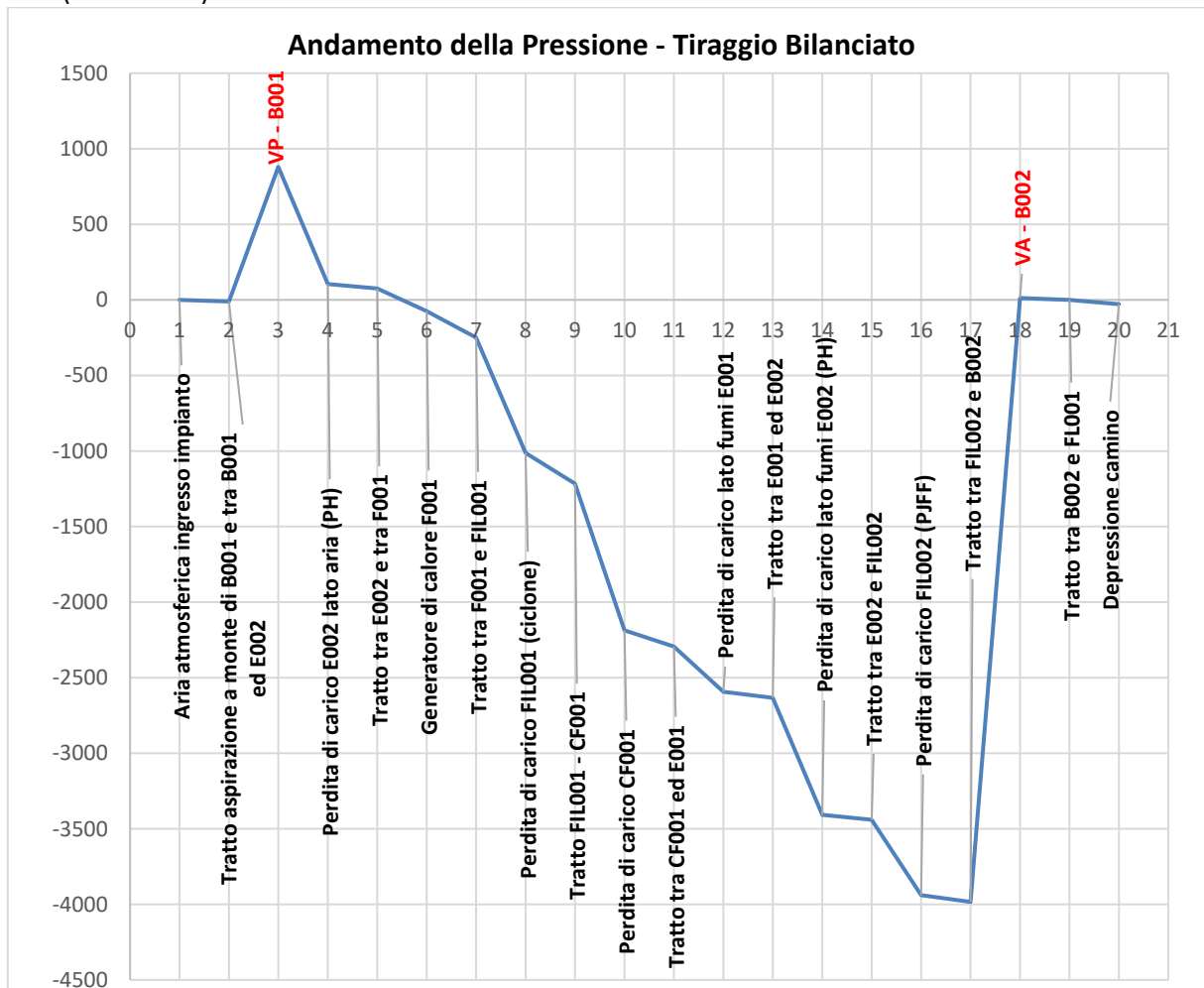


Fig. 13 – Andamento della pressione nell'impianto sperimentale

Per il dimensionamento del ventilatore premente (VP – B-001) si devono utilizzare i seguenti dati:

- Portata di aria mandata $Q = 686,71 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Perdita di carico da vincere $\Delta p \cong 891 \text{ Pa}$;
- Temperatura di lavoro $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Fluido di lavoro: aria.

Per il dimensionamento del ventilatore aspirante (VA – B-002) si devono utilizzare i seguenti dati:

- Portata di aria mandata $Q = 1598,19 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Perdita di carico da vincere $\Delta p \cong 3996 \text{ Pa}$;
- Temperatura di lavoro $T = 195 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Fluido di lavoro: effluenti gassosi derivanti da combustione diretta di biomassa già trattati da dispositivi di depurazione.

I ventilatori centrifughi rappresentano un buon compromesso tra affidabilità e consumo specifico (kWh/m^3), sono costituiti da una chiocciola nel cui interno ruota una girante sotto l'azione di una sorgente esterna fornita da un motore elettrico.

Nei casi di trasporto di fluidi corrosivi, le parti a contatto con il fluido possono essere rivestite con vernici speciali oppure essere costruite con acciai inossidabili austenitici (AISI 304 – AISI 316). Pertanto sono stati scelti ventilatori centrifughi ad alto rendimento, mod. RM per il ventilatore premente (VP) – B.001 e mod. VM per il ventilatore aspirante (VA) – B.002 entrambi con costruzione robusta in lamiera verniciata, girante a pale rovesce in lamiera di acciaio, equilibrata staticamente e dinamicamente, temperatura massima di esercizio in esecuzione standard $T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ per il VP e utilizzando la versione per funzionamento ad alta temperatura con ventolina di raffreddamento $T = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, motore chiuso asincrono trifase a 2, 4 o 6 poli, 16 possibili orientamenti definiti guardando il ventilatore dal lato della trasmissione con portello di ispezione e supporti antivibranti e rete di protezione in aspirazione. Motore in esecuzione 12 con motore e ventilatore montati sullo stesso basamento e accoppiato con cinghie e pulegge e funzionamento in mandata per il VP e in aspirazione per VA.

3.5 Dimensionamento filtro separatore (ciclone) FIL.001

Nei separatori ciclonici la corrente del gas viene sottoposta ad un moto rotatorio con la peculiarità di avere elevati gradienti di pressione e una pressione statica nel centro di rotazione molto bassa. Per ottenere un elevato valore di efficienza di separazione deve essere associato ad altri sistemi di separazione. Garantiscono compattezza e affidabilità e funzionamento a portate di gas variabili, resistenza ad alte temperatura e all'abrasione delle polveri. Il flusso entra in direzione tangenziale e percorre una traiettoria ad elica cilindrica lungo il corpo del ciclone e per effetto della forza centrifuga e dell'attrito con la parete le particelle perdono energia cinetica e si separano dal flusso precipitando verso il basso. Il gas per effetto della riduzione della pressione converge verso il centro del vertice e fuoriesce dalla zona centrale. Se aumento troppo il diametro del ciclone, mantenendo invariata la velocità d'ingresso, si riduce l'effetto della forza centrifuga decrementando l'efficienza del dispositivo.

La sezione del ciclone deve essere incrementata al fine di elaborare una portata maggiore di flusso poiché le perdite di carico dipendono dalla velocità di ingresso. L'efficienza di un sistema multiciclone è ovviamente maggiore dei sistemi che adottano un unico ciclone ed è implicito che tale sistema prevede un investimento iniziale decisamente maggiore, motivo per cui è stata fatta un'analisi costi benefici. È stata esaminata la soluzione con un singolo ciclone, con due cicloni in parallelo e con 4 cicloni in parallelo.

La variazione di efficienza per un intervallo di valori del diametro caratteristico delle particelle da filtrare di $5 \div 20 \mu\text{m}$ è esigua. Si è pertanto adottato un sistema a singolo ciclone con funzione di pre-abbattimento, seguito da un filtro a maniche per l'abbattimento del particolato fine (PM2.5 e PM10). Nella fattispecie si è pensato di utilizzare un rivestimento refrattario interno, dovendo lavorare con effluenti gassosi ad alta temperatura ($800 \text{ }^\circ\text{C}$), con lo scopo di incrementare la resistenza agli stress termici e di altri fenomeni indotti dal calore e della corrosione da agenti chimici.

Utilizzando pertanto il rivestimento interno si estende la vita utile del ciclone ed inoltre si può sfruttare l'effetto "volano termico" per i dispositivi a valle del separatore ciclonico e rendere più affidabili i risultati delle prove sperimentali per le quali si è pensato e verrà concepito l'intero impianto.

DIMENSIONAMENTO DI UN SEPARATORE CENTRIFUGO O CICLONE	
Q = 973,9 Nm ³ /h	Portata effluenti gassosi in uscita dalla caldaia a biomassa e in ingresso al ciclone
Q = 3827,82 m ³ /h	
Q = 1,063 m ³ /sec	
T = 800 °C	Temperatura di ingresso al ciclone
T = 1073 °K	
D ₁ = 250 mm	Diametro condotto d'ingresso al ciclone
A ₁ = 0,0491 m ²	Area condotto d'ingresso al ciclone
v ₁ = 21,66 m/s	Velocità flusso in condotto ingresso diametro D=250 mm
D ₂ = 300 mm	Diametro condotto d'ingresso al ciclone
A ₂ = 0,0707 m ²	Area condotto d'ingresso al ciclone
v ₂ = 15,04 m/s	Velocità flusso in condotto ingresso diametro D=300 mm

	Stairmand	Swift		
h =	0,35	0,308	m	Altezza bocca d'ingresso (a volte indicata con a)
l =	0,14	0,147	m	Larghezza bocca d'ingresso (a volte indicata con b)
A =	0,049	0,045	m ²	Area bocca d'ingresso
v _{in} =	21,7	23,49	m/s	Velocità in ingresso al ciclone

DIMENSIONI CICLONE AD ALTA EFFICIENZA						
D = 700 mm Diametro ciclone ² [Diametro esterno 912 mm adottando spessore della lamiera 6 mm e refrattario 100 mm]						
	Stairmand	Swift		Stairmand	Swift	
h/D	0,5	0,44	→	h	350	308 mm
l/D	0,2	0,21	→	l	140	147 mm
d/D	0,5	0,4	→	d	350	280 mm
S/D	0,5	0,5	→	S	350	350 mm
H _c /D	1,5	1,4	→	H _c	1050	980 mm
H/D	4	3,9	→	H	2800	2730 mm
d _u /D	0,375	0,4	→	d _u	262,5	280 mm
PERDITE DI CARICO						
	Stairmand	Swift		$\Delta p = 10 \cdot \gamma_g \cdot \frac{v_{in}^2}{2g}$ $g = 9,81 \text{ m/s}^2, \rho_g = 0,325 \text{ kg/m}^3,$ $\gamma_g = \rho_g \cdot g$		
Δp =	77,93	91,3				
Δp =	764,5	895,4	Pa			
Δp =	0,0077	0,09	bar			

La proposta delle aziende interpellate prevede che il ciclone sia direttamente connesso al condotto fumi alta temperatura da trattare. Il materiale di costruzione utilizzato è AISI 310 spessore 6mm, rivestimento interno con getto in malta refrattaria con essiccazione in forno e spessore rivestimento interno minimo 60 mm e armatura di contenimento, materiale di costruzione utilizzato per le zanchette interne AISI 310 (per armare la malta). Il cono flangiato alla sommità per il collegamento alla parte cilindrica e predisposto per il getto con malta refrattaria, coperchi parte cilindrica flangiati e predisposti per il getto con malta refrattaria, contenitore di raccolta con rivestimento in malta refrattaria, posizionamento su struttura di sostegno in tubolari inox di adeguata sezione, diametro della tubazione in entrata nel ciclone 250 mm, diametro di uscita 250 mm, hopper posizionato su cono inferiore, piastra di accoppiamento al recipiente di raccolta con collegamento a bullonato, diametro esterno del ciclone 1100 mm, altezza utile ciclone 4500 mm, contenitore di raccolta a tenuta, diametro contenitore 1100 mm, altezza contenitore di raccolta 1100 mm.

² Il diametro indicato si riferisce al diametro interno del ciclone, non considerando pertanto lo spessore dello strato refrattario posto internamente e lo spessore della lamiera.

3.6 Dimensionamento Filtro a Maniche FIL.002

Il principio di funzionamento dei filtri si basa essenzialmente sull'intercettazione fisica delle particelle che dipende fortemente dalle caratteristiche dimensionali delle fibre e dalla trama delle stesse. Per massimizzare la superficie filtrante e ottenere la maggior efficienza di separazione, si utilizzano filtri tubolari o a sacchetto. L'efficienza aumenta nel tempo a causa dell'incremento delle perdite di carico, effetto quest'ultimo non benefico per l'economia di esercizio dell'impianto e per tal motivo deve essere previsto un meccanismo di rimozione continua del materiale depositato nella trama. È possibile effettuare la pulizia mediante scuotimento meccanico o in modo pneumatico utilizzando flussi invertiti di aria che distaccano il particolato depositato, facendolo depositare in un sistema di raccolta. L'efficienza di questo sistema di separazione è circa del 99,99%. Procedendo alla scelta del tipo di materiale filtrante da utilizzare in base alla composizione degli effluenti gassosi fornita e alla temperatura degli effluenti gassosi di 195 °C, si è individuato il Teflon™.

I filtri in Teflon™ richiedono che il sistema di pulizia sia del tipo a flusso invertito o (pulse jet) o a scuotimento meccanico (mechanical shaking). I sistemi di pulizia "pulse jet" sfruttano una tecnica di pulizia tecnologicamente più avanzata della pulizia con scuotimento meccanico infatti grazie all'impiego di due trasduttori di pressione, uno all'ingresso e uno all'uscita del filtro, è possibile operare a perdita di carico costante e inoltre occupano minor spazio rispetto ad altri sistemi di pulizia. L'operazione di pulizia consiste nella generazione di un'onda di pressione con aria compressa che viene fatta passare attraverso un tubo "Venturi" che provvede a scuotere la manica, facendo distaccare il particolato intercettato che a sua volta precipita verso la tramoggia di fondo provvista eventualmente di coclea o valvola stellare per l'evacuazione definitiva. Il ciclo di pulizia è comandato da un temporizzatore che legge le misure dei due trasduttori di pressione che misurano la perdita di carico attraverso l'intero filtro, evitando eccessivi intasamenti che potrebbero compromettere il funzionamento del filtro o la prematura rottura delle maniche ed avviene di fila in fila. Per tale motivo che la superficie filtrante viene sovradimensionata con l'impiego di un coefficiente di sicurezza. La configurazione del cassone è chiusa e a pressione negativa avendo il VA a valle dello stesso.

La proposta delle aziende interpellate prevede che il filtro a maniche del tipo "pulse jet" sia costruito con involucro INOX AISI 304 spessore 40/10 a sezione rettangolare flangiata (flange inox), con temperatura massima di utilizzo 280 °C, tramoggia doppia per scarico materiale e coperchio in INOX AISI 304 spessore 40/10 con contenitori di raccolta a tenuta, velocità di filtrazione adottata: 0,60 m/1° ovvero 0,010 m/sec, diametro esterno maniche 152 mm, lunghezza maniche 3000 mm, pressione sparo aria compressa 4 bar, pausa tra uno sparo e l'altro di aria compressa 60 sec, consumo azoto ad ogni sparo 200 NL, maniche filtranti in Teflon snap-ring calzate su cestelli inox in filo elettrosaldato e tenute in tensione, sequenzatori a 14 vie, economizzatore con manometro differenziale, valvole a membrana da 1"½ con pilota ad aria compressa diretto e bobine in cassetta stagna, condotti e serbatoio porta ugelli in acciaio inox, scarico condensa, possibilità di invio inertizzante (in vena) nella tubazione aspirante a monte del filtro a maniche, costruzione in AISI 304 completa di distributore di scarico del prodotto, aggiustaggio di collegamento alla tubazione, coperchio, pedana di accesso con gradini per carico prodotto.

DIMENSIONAMENTO FILTRO A MANICHE	
Q = 973,9 Nm ³ /h	Portata effluenti gassosi
Q = 1669,543 m ³ /h	
Q = 27,82571 m ³ /min	
T = 195 °C	Temperatura di ingresso filtro a maniche
T = 468 K	
$\frac{A}{c}$ ratio = 1,14 m ³ /m ² min	Air to cloth ratio
$A_n = 24,40852 m^2$	$A_n = Q (m^3/min) / \frac{A}{c} \text{ ratio}$ Superficie filtrante netta
K = 2 [adim]	Fattore moltiplicativo
$S_t = 48,81704 m^2$	$S_t = A_n * k$ Superficie filtrante totale

3.7 Cooling Water Loop – Dry Coolers - E.004

È stato effettuato il dimensionamento dell’anello di raffreddamento dell’acqua dell’impianto sperimentale con funzione di simulazione del carico e funzione dissipativa in caso di stop dell’impianto a fini di manutenzione. Il circuito è formato da uno scambiatore sali-acqua, una pompa di circolazione dell’acqua e uno scambiatore acqua-aria con i relativi accessori. La soluzione tecnologicamente più semplice che potrebbe essere adottata, per quanto riguarda il raffreddamento dell’acqua, è quella che disperde l’energia termica direttamente in atmosfera e pertanto si opta per l’impiego di “dry coolers”. La cessione del calore dal fluido più caldo a quello più freddo avviene finché esiste un gradiente termico tra i due fluidi e in misura dettata dall’efficienza e dalla grandezza dello scambiatore. Un flusso d’aria viene mosso dai ventilatori ed investe una batteria di tubi alettati o a pacco, dove il fluido da raffreddare circola all’interno.

DATI SCAMBIATORE SALI-ACQUA (E.003)	
$m_{sali} = 1857 \text{ kg/h}$	Portata sali scambiatore E.003
$m_{sali} = 0,5158 \text{ kg/s}$	Portata sali scambiatore E.003
$T_{IN} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ingresso dei sali in E.003
$T_{OUT} = 218,35 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura uscita dei sali in E.003
$c_p = 1550 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico miscela sali
$Q = 185323 \text{ W}$	Quantità di calore ceduta dai sali all’acqua e dall’acqua all’aria
$T_{IN} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ingresso acqua in E.003
$T_{OUT} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura uscita acqua in E.003
$c_p = 4186 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico acqua
$m_{H_2O} = 2452 \text{ kg/h}$	Portata acqua in E.003
$m_{H_2O} = 0,6811 \text{ kg/s}$	Portata acqua in E.003
DATI SCAMBIATORE ACQUA-ARIA – DRY COOLERS (E.004)	
$T_{IN} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ingresso acqua in E.004
$T_{OUT} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura uscita acqua in E.004
$c_p = 4186 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico acqua
$m_{H_2O} = 2452 \text{ kg/h}$	Portata acqua in E.004
$m_{H_2O} = 0,6811 \text{ kg/s}$	Portata acqua in E.004
$T_{IN} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ingresso aria in E.004
$T_{OUT} = 54,15 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura uscita aria in E.004
$m_{aria} = 24450 \text{ kg/h}$	Portata aria in E.004
$m_{aria} = 6,792 \text{ kg/s}$	Portata aria in E.004
$c_p = 1005 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico aria

Attraverso i dati ottenuti si sceglie il raffreddatore di liquido dai cataloghi commerciali, individuando un raffreddatore di liquido con elettroventilatore assiale completo di kit piede, tamponi antivibranti, motori elettronici, quadro elettrico e cablaggio 400 V-3 PH-50 Hz, interruttore esapolare e montaggio orizzontale. Ulteriori caratteristiche utili sono il passo delle alette in alluminio 3,2 mm, la perdita di pressione del liquido 3,7 kPa, classe di efficienza energetica, potenza assorbita 2500 W, velocità dei ventilatori 1600 RPM, 3 ventilatori da 500 mm, superficie di scambio $73,9 \text{ m}^2$, attacchi gas da 2 inch in ferro filettato. Gli elettroventilatori sono mossi da motori elettronici ad alta efficienza e basso consumo, lubrificati a vita, con protezione termica incorporata e bilanciamento dinamico e statico di motori e ventole. Conoscendo la perdita di pressione del liquido all’interno del dry cooler e supponendo che la perdita di pressione del liquido all’interno dello scambiatore sali-acqua sia pari a quella del dry coolers (3,7 kPa) si determinano le perdite di carico concentrate e distribuite, ipotizzando che la linea di alimentazione sia lunga 20 m. Dovendo

convogliare acqua a 110 °C, la pressione richiesta è 1,433 bar alla quale si aggiungono le perdite di carico della rete di distribuzione per il dimensionamento della pompa di circolazione.

Tubazione scelta	2 inch - DN 50 – Rete di distribuzione acqua
$D_e = 60,3 \text{ mm}$	Diametro esterno
$t = 2,9 \text{ mm}$	Spessore
$D_i = 54,5 \text{ mm}$	Diametro interno
$v = 0,292 \text{ m/s}$	Velocità dell'acqua nella tubazione

$Q = 40,87 \text{ L/min}$	Portata d'acqua circolante nella rete
$\Delta p = 2,885 \text{ mm}_{H_2O}/ \text{ m di condotta}$	Perdita di carico unitaria
$\Delta p_{tot} = 57,69 \text{ mm}_{H_2O}/ \text{ m di condotta}$	Perdita di carico distribuita
$\Delta p_{distr.} = 60380,8 \text{ Pa}$	Perdita di carico distribuita
$\Delta p_{E,003} = 3,7 \text{ kPa}$	Perdita di pressione lato acqua in E003 (ipotizzato)
$\Delta p_{E,004} = 3,7 \text{ kPa}$	Perdita di pressione lato acqua in E004 (noto)
$\Delta p_{dist+E.003+E.004} = 67780,8 \text{ Pa}$	Perdita distribuita + scambiatori E.003 ed E.004
$\Delta p_{dist+E.003+E.004} = 6,91 \text{ m}_{H_2O}$	Perdita distribuita + scambiatori E.003 ed E.004
$\Delta p_{conc.} = 3 \text{ m}_{H_2O}$	Perdita concentrata (ipotizzata)
$p = 1,433 \text{ bar}$	Pressione richiesta per assicurare $T = 110 \text{ °C}$
$p = 14,8 \text{ m}_{H_2O}$	Pressione richiesta per assicurare $T = 110 \text{ °C}$
$\Delta H_{tot} = 24,71 \text{ m}_{H_2O}$	Prevalenza totale della pompa

DATI PER LA SCELTA DELLA POMPA	
$\Delta H_{tot} = 24,71 \text{ m}_{H_2O}$	Prevalenza totale richiesta
$Q = 2,452 \text{ m}^3/\text{h}$	Portata acqua elaborata dalla pompa

Si individua pertanto una pompa centrifuga non autoadescante, monostadio con bocca aspirante assiale e bocca di mandata radiale, albero orizzontale e design della parte posteriore sfilabile che consente la rimozione del motore, della lanterna e della copertura e della girante, senza disturbare il corpo pompa o le tubazioni. La pompa è direttamente accoppiata con un motore asincrono trifase raffreddato ad aria. La temperatura del liquido per il funzionamento ottimale deve essere compresa tra 0 °C e 120 °C con viscosità cinematica $1 \text{ mm}^2/\text{s}$. Dati tecnici della pompa: velocità 2900 RPM, portata $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$, prevalenza pompa 25,01 m, diametro effettivo della girante 177 mm, corpo pompa e girante in ghisa, massima temperatura ambiente tollerata 60 °C, massima pressione di funzionamento 16 bar, diametro di aspirazione DN50, diametro di mandata DN32 per la quale sarà necessario usare un nipple, motore tipo MMG90SA a 2 poli, frequenza 50 Hz e potenza richiesta dalla pompa 1.5 kW, rendimento motore a pieno carico 83%, a ½ carico 81,5%, classe di protezione 55 e classe di isolamento F.

3.8 Preriscaldatore E.002

Per massimizzare l'efficienza complessiva dell'impianto è necessario incrementare al massimo la prestazione del generatore di calore, introducendo uno scambiatore rigenerativo che preleva l'energia residua contenuta nei gas in uscita dalla scambiatore di calore fumi-sali. Se non utilizzassimo l'energia termica in questione, il rendimento del generatore sarebbe di sicuro più basso con ripercussioni negative sulle prestazioni e sull'economia di gestione dell'impianto. Sono state individuate quindi tre possibili soluzioni partendo dalla più semplice ovvero lo scambiatore tubi e mantello (Shell&Pipe), passando allo scambiatore a tubi alettati e quindi allo scambiatore Heat Pipe. Quest'ultima tecnologia risulta molto interessante in quanto le operazioni di pulizia e manutenzione sono molto semplici e data la modularità dei componenti, è permessa l'intercambiabilità degli stessi, riducendo i periodi di fermo macchina. Nell'impianto pilota però il numero di

ore di funzionamento non è tale da giustificare l'investimento iniziale richiesto per questo tipo di dispositivi che risulta quasi triplo rispetto a uno scambiatore a tubi e mantello.

I costi iniziali relativi alle varie soluzioni sono i seguenti:

- Soluzione A: scambiatore a fascio tubiero del tipo a tubi di fumo in acciaio al carbonio e pulizia mediante scovolatura comprensivo di coibentazione 5500 €;
- Soluzione B: scambiatore a tubi alettati (tubi in AISI 304L – alette in alluminio) senza coibentazione 9000 €;
- Soluzione C: scambiatore Heat Pipe senza coibentazione 14760 €.

Alla luce delle considerazioni effettuate si è optato per la soluzione più economica e quindi per lo scambiatore a fascio tubiero del tipo a tubi di fumo. Dovendo dimensionare lo scambiatore rigenerativo per il recupero del calore di scarto degli effluenti gassosi provenienti dalla combustione diretta di biomassa, ed avendo tale fluido una certa percentuale di anidride solforica e solforosa, si deve assolutamente evitare che la temperatura di uscita degli effluenti dallo scambiatore sia prossima o addirittura inferiore alla temperatura di rugiada delle anidridi in quanto potrebbero generare corrosione acida alle basse temperature.

Tale vincolo inciderà sulla scelta del materiale che deve essere necessariamente un acciaio inossidabile (es. AISI 304L o AISI 316L). È possibile riassumere i principali dati di progetto utilizzati per il dimensionamento nella tabella sottostante.

DIMENSIONAMENTO PRERISCALDATORE RIGENERATIVO E.002	
$m_{aria} = 809,8 \text{ kg/h}$	Portata massica di aria in E.002
$m_{aria} = 0,225 \text{ kg/s}$	Portata massica di aria in E.002
$T_{in,aria} = 25 \text{ °C}$	Temperatura aria in ingresso al preriscaldatore
$T_{out,aria} = 115 \text{ °C}$	Temperatura aria in uscita dal preriscaldatore
$c_{p,aria} = 1005 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico aria
$m_{fumi} = 1242,9 \text{ kg/h}$	Portata massica di fumi in E.002
$m_{fumi} = 0,34525 \text{ kg/h}$	Portata massica di fumi in E.002
$c_{p,fumi} = 1172,3 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico fumi
$T_{in,fumi} = 250 \text{ °C}$	Temperatura fumi in ingresso al preriscaldatore
$T_{out,fumi} = 195 \text{ °C}$	Temperatura fumi in uscita dal preriscaldatore
$\dot{Q}_{disp} = 22260 \text{ W}$	Potenza termica effettivamente disponibile
0,95	Efficienza del preriscaldatore
$\dot{Q} = 21200 \text{ W}$	Potenza termica scambiata tra fumi e aria

Utilizzando i dati elencati nella precedente tabella, si è giunti ai risultati riportati in maniera riassuntiva nella tabella sottostante.

$\Delta T_{IN} = 135 \text{ °C}$	Differenziale temperature in ingresso ($T_{in,fumi} - T_{out,aria}$)
$\Delta T_{OUT} = 170 \text{ °C}$	Differenziale temperature in uscita ($T_{out,fumi} - T_{in,aria}$)
$\Delta T_{m,ln} = 151,8282 \text{ °C}$	Differenziale medio logaritmico
$K_i = 20 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Trasmittanza ipotizzata o coefficiente di scambio termico globale
$S = 6,9816 \text{ m}^2$	Superficie di scambio termico necessaria
$D_e = 33,7 \text{ mm}$	Diametro esterno tubo da 1" utilizzato per lo scambiatore (ipotesi)
$D_i = 27,9 \text{ mm}$	Diametro interno tubo da 1" utilizzato per lo scambiatore (ipotesi)
$D_m = 30,8 \text{ mm}$	Diametro medio tubo da 1" utilizzato per lo scambiatore (ipotesi)

$s = 2,9 \text{ mm}$	Spessore tubo da 1" utilizzato per lo scambiatore (ipotesi)
$L_{tot} = 79,6525 \text{ m}$	Lunghezza totale necessaria delle tubazioni dello scambiatore
$G_g = 10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	Velocità massica dei fumi (ipotesi)
$A_g = 0,034525 \text{ m}^2$	Sezione totale di passaggio fumi
$N_{tubi} = 56,4723$	Numero di tubi necessario (calcolato)
8 tubi * 8 ranghi	Ipotesi di disposizione fisica delle tubazioni
$N_{tubi} = 64$	Numero di tubi necessario (ipotizzato)
$i = 60 \text{ mm}$	Interasse tra un tubo e l'altro
$L_{tubo} \sim 1,25 \text{ m}$	Lunghezza singolo tubo calcolata
$A'_g = 0,03913 \text{ m}^2$	Sezione effettiva di passaggio fumi ricalcolata 64 tubi da 1,25 m
$h_{aria} = 0,428 \text{ m}$	Altezza passaggio aria – (ipotesi)
$A_a = 0,09 \text{ m}^2$	Sezione totale di passaggio aria
$T_{m,gas} = 222,5 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura media fumi in E.002
$T_{m,aria} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura media aria in E.002
$T_{wall} = 146,25 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura media parete
$T_{m,st-gas} = 184,4 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura media strato limite gas
$T_{m,st-aria} = 108,125 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura media strato limite aria
$u = 0,1108$	Umidità percentuale fumi biomassa (11,08%)
$G = 8,8238 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	Velocità massica fumi
$\alpha = 39,5248 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Conducibilità termica lato gas
$f_a = 0,94$	Fattore di disposizione
$f_d = 1$	Fattore di sporcamento
$G_{aria} = 2,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	Velocità massica aria
$\alpha'' = 33,65 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Conducibilità termica lato aria
$\lambda = 15 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Conducibilità termica del materiale utilizzato
$K_i = 19,97 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Coefficiente globale di scambio termico calcolato

3.9 Bruciatore Ausiliario GPL - F.002

Il generatore di calore utilizzato nell'impianto sperimentale impiega una notevole quantità di tempo per arrivare in condizioni di esercizio a regime. Il costruttore prescrive che sono ammesse variazioni del carico termico richiesto, al massimo del 10% in un'ora per garantire la regolarità di funzionamento e la stabilità nella combustione. Si evince la necessità di utilizzare un sistema di generazione del calore ausiliario che per semplicità tecnologica sarà costituito da un bruciatore a GPL. La funzione del bruciatore sarà quindi quella di preriscaldare tutti i dispositivi a valle del generatore di calore a biomassa, assicurando quindi la stabilità del funzionamento dell'intero impianto necessaria per poter condurre campagne di rilievi sperimentali affidabili. All'occorrenza potrà essere utilizzato il solo ventilatore del bruciatore a GPL in modo tale da poter introdurre all'interno dell'impianto, aria necessaria alla taratura della temperatura degli effluenti gassosi immessi nel ciclone. Si è supposto quindi che il bruciatore debba erogare un flusso a temperatura di 800 °C, ovvero la stessa temperatura degli effluenti gassosi in ingresso ciclone ed è stata calcolata la potenzialità richiesta che il dispositivo dovrà assicurare.

$\dot{m} = 1242,9 \text{ kg/h}$	Portata fluido caldo necessaria
$T = 800 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura fluido richiesta
$T_{amb} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente
$c_p = 1005 \text{ J/(kg K)}$	Calore specifico fluido (posto simile all'aria)
$Q = 268,91 \text{ kW}$	Calore prodotto dal bruciatore

Si è individuato quindi un bruciatore avente un campo di potenzialità di $60 \div 350 \text{ kW}$ da utilizzare in esecuzione Low-NOx e munito di gruppo multifunzioni per la regolazione della combustione, tecnica elettronica di comando e diagnosi e funzionamento a due stadi progressivi o modulante. Il dispositivo è munito di miscelatore con ricircolo fumi interno per la riduzione delle emissioni, programmatore digitale a microprocessore con controllo di tenuta integrato e allacciamento eBus con uscita blocco, registratore di segnali di blocco e conteggio del consumo visualizzabile su display, ventilatore aria comburente radiale e insonorizzazione del vano aspirazione dell'aria, comando combinato elettronico gas-aria mediante servomotori a passo. A corredo del bruciatore è fornita la rampa gas con allacciamento mediante spina con gruppo multifunzione, elettrovalvole, stabilizzatore di pressione, filtro, pressostato gas di minima, rubinetto a sfera ed eventualmente pressostato gas di massima.

La tensione di alimentazione degli ausiliari sarà $230 \text{ V } 50 \text{ Hz}$ con classe di isolamento del motore B. Il costruttore del bruciatore prescrive, per motivi di sicurezza, la necessità di far sviluppare la fiamma liberamente in una camera di combustione, detta cilindro fiamma, di dimensione adeguate per garantire che la combustione si completi prima che i prodotti della combustione si miscolino con l'aria/gas caldi di processo. La camera di combustione sarà lunga 1200 mm e avrà un diametro di 400 mm in modo tale da assicurare un adeguato tempo di residenza della miscela comburente. Deve essere disponibile un attacco di misurazione per il prelievo dei prodotti della combustione alla fine della camera di combustione, per valutare la corretta associazione di combustibile e aria e un vetro spia per l'osservazione del processo di accensione e sviluppo della fiamma.

Necessario è l'impiego di un contatore gas che permetta la lettura della portata di combustibile e quindi la taratura della potenzialità richiesta dal bruciatore. Il combustibile è gas liquido con potere calorifico $H_i = 25,58 \text{ kWh/m}^3$, densità relativa (aria = 1) 1,5, portata gas necessaria $10,5 \text{ m}^3/\text{h}$ e pressione di flusso al rubinetto pari a 100 mbar . L'adduzione dell'aria avviene mediante la serranda di regolazione comandata dal manager del bruciatore attraverso un attuatore. In caso di arresto del bruciatore, la serranda si chiude evitando il raffreddamento del generatore. Una ventola, ad azionamento motorizzato (con inverter nei bruciatori con regolazione dei giri) spinge alla testa di combustione e mediante un deflettore si può modificare la pressione di miscelazione e la portata dell'aria.

A corredo del bruciatore c'è il pressostato dell'aria per controllare la pressione del ventilatore, il pressostato di minima per controllare la pressione di alimentazione del gas ed eventualmente il pressostato di massima e il pressostato di tenuta delle valvole. L'alimentazione del gas avviene per mezzo di un gruppo multifunzioni formato dal filtro gas, valvola doppia per l'apertura e la chiusura dell'alimentazione e dallo stabilizzatore di pressione che riduce la pressione di alimentazione al valore di taratura costante, il tutto preceduto da una valvola a sfera di intercettazione. Il manager bruciatore è l'unità di comando del bruciatore e regola la sequenza di combustione e controlla la fiamma attraverso il segnale ricevuto dall'elettrodo di ionizzazione. L'accenditore è di tipo elettronico e genera, mediante un elettrodo, la scintilla che innesca la combustione.

4 Applicazioni alla produzione di energia elettrica e calore

Dopo aver effettuato la modellazione dell'impianto come precedentemente descritto, con l'impiego del software Cycle Tempo, si è proceduto allo studio di possibili applicazioni per la produzione di energia elettrica e calore attraverso l'impiego del generatore di calore con combustione diretta di biomassa con sali fusi come fluido transfer.

E' stata effettuata una simulazione di un impianto con caldaia da 300 kW e turbina ORC avente come fluido organico toluene con rigenerazione e data l'elevata temperatura in uscita dalla turbina, è possibile effettuare la cogenerazione ad una temperatura $T_{CHP} = 75 \text{ °C}$ con pressione di condensazione 0,4 bar. Si è assunto quindi che la temperatura massima del toluene in uscita dallo scambiatore sali-toluene sia 330 °C , con pressione massima 25 bar, $\eta_i = 0,82$ e $\eta_m = 0,9$ per turbina e pompa di alimentazione ORC con pressione di mandata 25,5 bar e $\eta_{g.e.} = 0,95$ (generatore elettrico).

Il tratto 1-4 (Fig. 14), corrispondente alle fasi di riscaldamento, di evaporazione e di surriscaldamento del toluene, è realizzato nello scambiatore sali-toluene, dove è stata imposta una differenza tra temperatura di uscita del fluido termovettore intermedio e temperatura in ingresso del toluene pari a $\Delta_{TL} = 40 \text{ °C}$.

Il tratto 4-5 corrisponde alla fase di espansione in turbina, in cui si realizza un salto entalpico pari a $153,48 \text{ kJ/kg}$ e viene generata una potenza meccanica pari a $57,92 \text{ kW}$ ed una potenza al generatore elettrico pari a $56,76 \text{ kW}$.

Il tratto 5-6 corrisponde alla fase di rigenerazione del toluene e data l'elevata temperatura del fluido organico in uscita dalla turbina ($230,07 \text{ °C}$), è possibile utilizzare parte del calore posseduto dal toluene per realizzare la cogenerazione e per preriscaldare il fluido stesso prima che esso venga vaporizzato. È stato assunto un Δ_{TH} (differenza tra temperatura in ingresso fluido caldo e temperatura d'uscita fluido freddo) pari a 40 °C .

La fase di cessione di calore, tratto 6-1, inizia quando il toluene è allo stato di vapore surriscaldato 6-7, poiché è un fluido secco ed avviene nel condensatore e il calore di scarto viene recuperato con la cogenerazione.

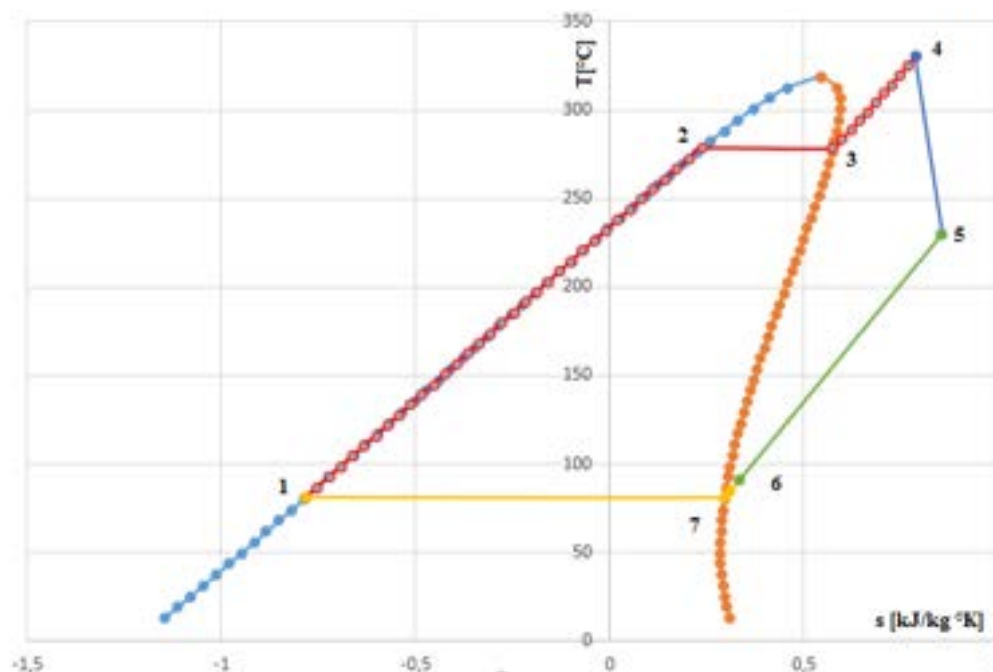


Figura 14 – Simulazione con caldaia a biomassa da 300 kW e ciclo ORC con toluene come fluido organico

L'acqua di raffreddamento entra nel condensatore a 15 °C ed esce a 75 °C . Sulla base di tali dati si è ottenuto un rendimento netto al generatore pari a $\eta_{EL} = 18,104\%$. Tenendo conto della cogenerazione, è possibile calcolare il rendimento complessivo con

$$\dot{Q}_{CHP} = G_{H_2O} \cdot (h_{out} - h_{in}) = 166,12 \text{ kW} \text{ è } \eta_{complessivo} = \frac{(P_{turb.} - P_{aux}) + \dot{Q}_{CHP}}{\dot{Q}_1} = \frac{(56,76 - 2,39) + 166,12}{300,28} = 73,43\%.$$

Per quanto concerne il rendimento del gruppo caldaia da 300 kW invece, è possibile utilizzare la formula seguente ottenendo

$$\eta_{combustione} = \frac{G_{fg} \cdot (h_{fg\ in} - h_{fg\ fin})}{G_{fuel} \cdot H_i + G_a \cdot (h_{a\ fin} - h_{a\ in})} = \frac{0,248 \cdot (-830,58 - (-1840,17))}{0,023 \cdot 13130 + 0,225 \cdot (2,44 - (-93,80))} = 77,36\%$$

Lo studio delle simulazioni è proseguito applicando lo stesso layout dell'impianto utilizzando una caldaia da 300 kW ad uno con potenza nominale di 1 MW attraverso l'uso della "production function" del software imponendo una potenza persa in caldaia pari a 390 kW e considerando sempre il 5% di perdite in caldaia e il 2,5% di perdite dovute alle ceneri. Si è ottenuto un rendimento di generazione elettrica del 18,31% risultando più alto di 1,13% rispetto al caso precedente relativo alla caldaia da 300 kW. La temperatura dei fumi all'uscita dalla caldaia è 1042,82 °C e, considerando \dot{Q}_{CHP} pari a 2928,47 kW, si ottiene un $\eta_{complessivo} = 74,28\%$ con $\eta_{combustione} = 78,57\%$.

Lo step successivo ha riguardato l'analisi delle prestazioni dell'impianto al variare delle condizioni di lavoro del fluido organico ovvero variando la pressione massima del ciclo ORC senza surriscaldamento e al variare della pressione massima con surriscaldamento a fissati valori di temperatura massima, allo scopo di determinare i valori di pressione che massimizzano il rendimento utile in base alla temperatura della sorgente termica utilizzata. La temperatura è funzione della qualità del combustibile utilizzato e del suo grado di umidità. Nel caso senza surriscaldamento, è stata modificata la temperatura massima del toluene in uscita dallo scambiatore di calore sali-toluene in modo tale che in ingresso in turbina vi sia vapore saturo. La pressione massima del ciclo mostrato in fig. 15 è 18 bar con temperatura massima di 254,31°C.

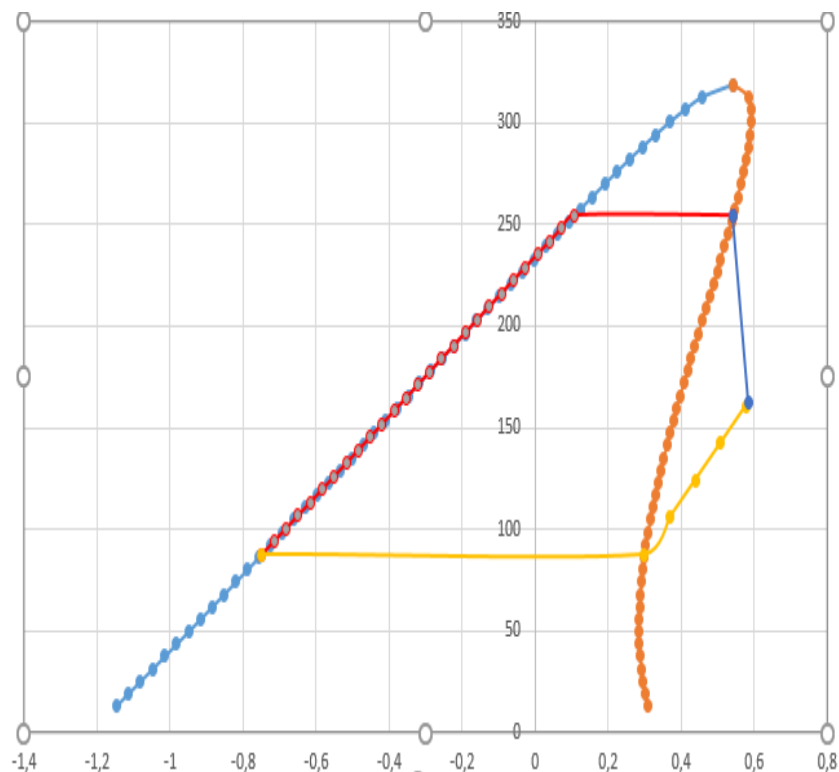


Figura 15 – Ciclo ORC con vapore saturo in ingresso turbina

Si è analizzato un intervallo di pressione compreso tra 15 e 30 bar poiché non conviene aumentare troppo la pressione avvicinandosi al punto critico ottenendo i valori nella tabella sottostante da cui si estrapola il grafico di fig.16.

Pressione massima [bar]	Temperatura massima [°C]	Rendimento utile
15	241,86	14,185
16	246,2	14,409
17	250,34	14,617
18	254,31	14,809
19	258,12	14,988
20	261,78	15,154
21	265,31	15,308
22	268,71	15,451
23	272,01	15,585
24	275,2	15,709
25	278,29	15,824
26	281,3	15,931
27	284,22	16,029
28	287,06	16,119
29	289,82	16,200
30	292,52	16,275

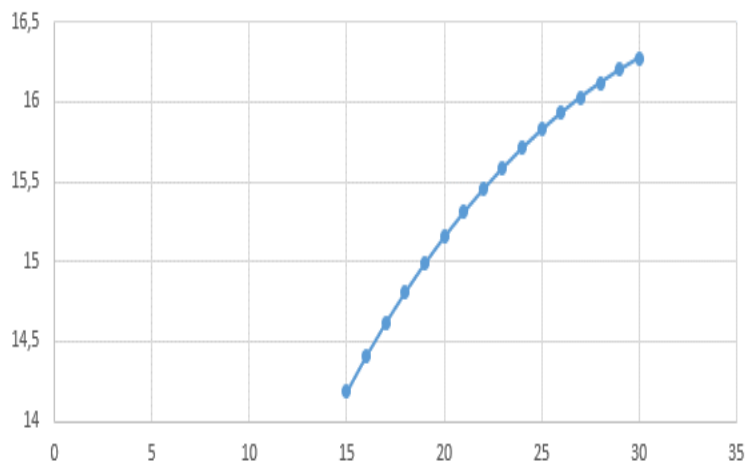


Figura 16 – Andamento del rendimento utile ciclo ORC

Nel secondo caso sono state condotte le stesse simulazioni analizzando il ciclo ORC nel caso in cui all'ingresso in turbina vi sia vapore surriscaldato. Per quanto concerne la temperatura massima raggiunta dal toluene prima di entrare in turbina, sono stati considerati otto valori compresi nel tra i 260 °C e 330 °C (con step di 10 °C). Ad ogni valore della temperatura di surriscaldamento scelto, sono stati associati i valori della pressione massima, facendo in modo che la temperatura di surriscaldamento risulti maggiore della temperatura di saturazione del fluido associata alla pressione considerata.

p_{max} (bar)	15	16	17	18	19	20	21	22
T_{sat} (°C)	241,86	246,2	250,34	254,31	258,12	261,78	265,31	268,71
p_{max} (bar)	23	24	25	26	27	28	29	30
T_{sat} (°C)	272,01	275,2	278,29	281,3	284,22	287,06	289,82	292,52
T_{surr} (°C)	330	320	310	300	290	280	270	260
Range pressioni	15 ÷ 30	15 ÷ 30	15 ÷ 30	15 ÷ 30	15 ÷ 29	15 ÷ 25	15 ÷ 22	15 ÷ 19

Per ogni valore della temperatura di surriscaldamento e per ogni pressione massima di lavoro del toluene è stata eseguita una simulazione software, ottenendo i valori dei rendimenti utili riassunti nella tabella sottostante.

Pressione [bar]	330°C	320°C	310°C	300°C	290°C	280°C	270°C	260°C
15	17,785	17,362	16,952	16,543	16,138	15,735	15,332	14,928
16	17,885	17,46	17,046	16,633	16,222	15,813	15,402	14,989
17	17,971	17,543	17,126	16,708	16,291	15,875	15,456	15,033
18	18,045	17,614	17,193	16,77	16,347	15,923	15,495	15,061
19	18,108	17,673	17,249	16,82	16,39	15,958	15,529	15,073
20	18,162	17,723	17,294	16,859	16,422	15,981	15,532	-
21	18,206	17,763	17,329	16,888	16,443	15,992	15,53	-
22	18,242	17,795	17,356	16,908	16,454	15,992	15,514	-
23	18,271	17,819	17,374	16,918	16,455	15,979	-	-
24	18,293	17,835	17,385	16,92	16,445	15,954	-	-
25	18,308	17,845	17,387	16,913	16,425	15,914	-	-
26	18,316	17,847	17,382	16,897	16,393	-	-	-
27	18,319	17,843	17,369	16,871	16,349	-	-	-
28	18,316	17,832	17,348	16,836	16,29	-	-	-
29	18,307	17,815	17,32	16,789	16,212	-	-	-
30	18,293	17,79	17,282	16,73	-	-	-	-

Per ogni valore di temperatura di surriscaldamento considerata, i rendimenti presentano un andamento crescente al crescere della pressione massima fino ad un valore massimo che all'aumentare della temperatura di surriscaldamento si sposta verso valori maggiori della pressione massima di esercizio. In base alla temperatura della sorgente termica utilizzata, e quindi in base al contenuto di umidità delle biomasse e in base alla tipologia di biomassa utilizzata, è possibile individuare la pressione massima ottimale che massimizza il rendimento. Il punto di funzionamento ottimale dell'impianto deve, dunque, cadere nell'intorno del massimo. La parte della curva dei rendimenti con pendenza negativa potrebbe essere non considerata, poiché a parità di rendimento dell'impianto, è possibile utilizzare un valore di pressione massima inferiore, in modo da limitare le sollecitazioni e il consumo di energia per azionare la pompa ORC.

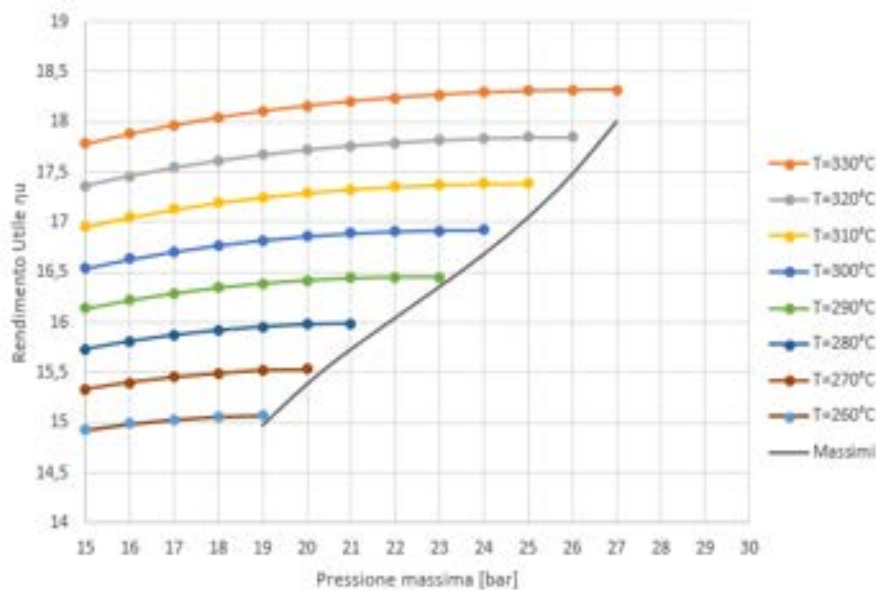


Figura 17 – Andamento dei rendimenti e curva dei valori massimi dei rendimenti

Nello step successivo sono state eseguite ulteriori prove utilizzando la "production function" e nella tabella sottostante sono riassunti i principali parametri utilizzati per le simulazioni di un impianto combinato con caldaia a biomassa da 1,1 MW, avente un ciclo topping a vapore ed un ciclo bottoming ORC e all'uscita della

turbina ORC è stata effettuata una rigenerazione per l'elevato contenuto termico ancora presente nel fluido organico, permettendo di migliorare l'efficienza dell'impianto. È opportuno mantenere il vapore ad una temperatura sufficientemente alta tale da consentire lo scambio di calore e la conseguente evaporazione del fluido ORC, inoltre è possibile effettuare prelievi di vapore a 140 °C a scopi cogenerativi.

Evaporazione del vapore	$T_{ev}= 220\text{ °C}$ $P_{ev}= 20\text{ bar}$
Espansione del vapore	$P_{uv}= 4\text{ bar}$
Condizioni del vapore all'uscita dello scambiatore vapore/ORC	$T_v= 90\text{ °C}$ $\Delta P= 0\text{ bar}$
Evaporazione del fluido organico	$T_{evo}= 135\text{ °C}$ $P_{ev}= 16\text{ bar}$
Condensazione ORC	$P_{cond}= 1,5\text{ bar}$
Efficienza isoentropica e meccanica delle turbine	$\eta_i= 0,82$ $\eta_m= 0,99$
Efficienza isoentropica e meccanica delle pompe	$\eta_i= 0,82$ $\eta_m= 0,9$
Efficienza isoentropica e meccanica del compressore	$\eta_i= 0,82$ $\eta_m= 0,9$

In figura 18 è riportato il diagramma T-s del ciclo topping a vapore in cui il tratto 1-4 corrispondente alle fasi di riscaldamento, evaporazione e surriscaldamento del vapore le cui temperature sono state fissate a 220 °C in uscita dallo scambiatore sali-acqua e la temperatura di uscita del fluido termovettore intermedio a 190 °C.

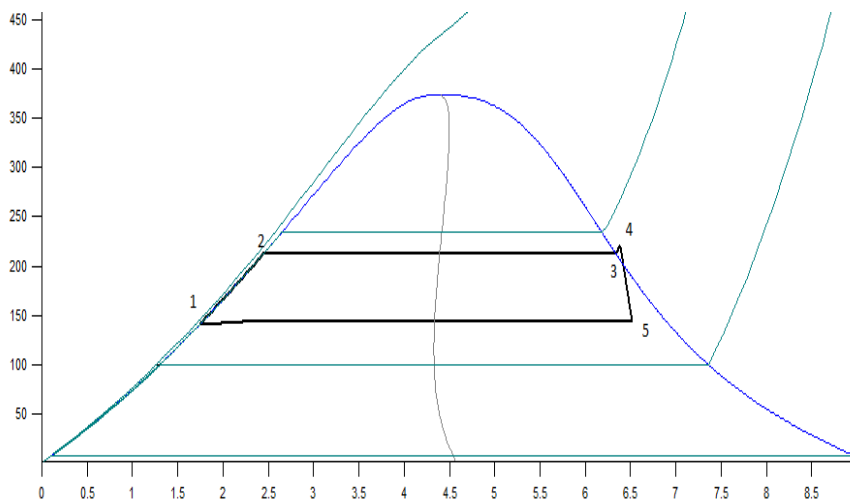


Figura 18 - Diagramma T-s del ciclo topping a vapore

Il tratto 4-5 corrisponde all'espansione del vapore in turbina, in cui si ha un salto entalpico pari a 242,4 kJ/kg con una conseguente potenza lorda prodotta pari ad 79,95 kW (75,95 kW la potenza netta) mentre il tratto 5-1 rappresenta la condensazione del vapore che avviene a pressione di 4 bar e temperatura pari a 143,61°C.

Mediante l'utilizzo dell'elevato contenuto termico del vapore, nello scambiatore vapore-fluido organico avviene il riscaldamento e l'evaporazione del fluido del ciclo bottoming. Se necessario, in base al caso applicativo, è possibile estrarre vapore dalla turbina a scopo cogenerativo. In figura 19 è rappresentato il ciclo bottoming in cui si osserva che il tratto 1-4 rappresenta il riscaldamento, l'evaporazione ed il surriscaldamento dell'R245fa che avviene a pressione di 16 bar e porta il fluido da 48 °C a 135 °C.

Nello scambiatore vapore-ORC sono state fissate la temperatura di uscita del vapore a 90 °C e la temperatura di uscita del fluido organico. Il tratto 4-5 rappresenta l'espansione del fluido organico in turbina, in cui si ha un salto entalpico pari a 40,34 kJ/kg e viene prodotta una potenza elettrica lorda pari a 121,05 kW (la potenza netta è pari a quella imposta con la "production function" di 115 kW). Il tratto 5-6 rappresenta la fase di rigenerazione del fluido. All'uscita della turbina il fluido organico si presenta ancora con una elevata temperatura (77,88 °C), per questo motivo si è optato per una rigenerazione di migliorare l'efficienza del ciclo bottoming. Il tratto 6-1 corrisponde al raffreddamento ed alla condensazione del fluido organico nel condensatore. L'acqua, che rappresenta il fluido di raffreddamento, viene riscaldata da temperatura di 15 °C

fino a 25°C. Il raffreddamento inizia quando il fluido organico è ancora nello stato di vapore surriscaldato (6-7), in quanto l'R245fa è un fluido secco.

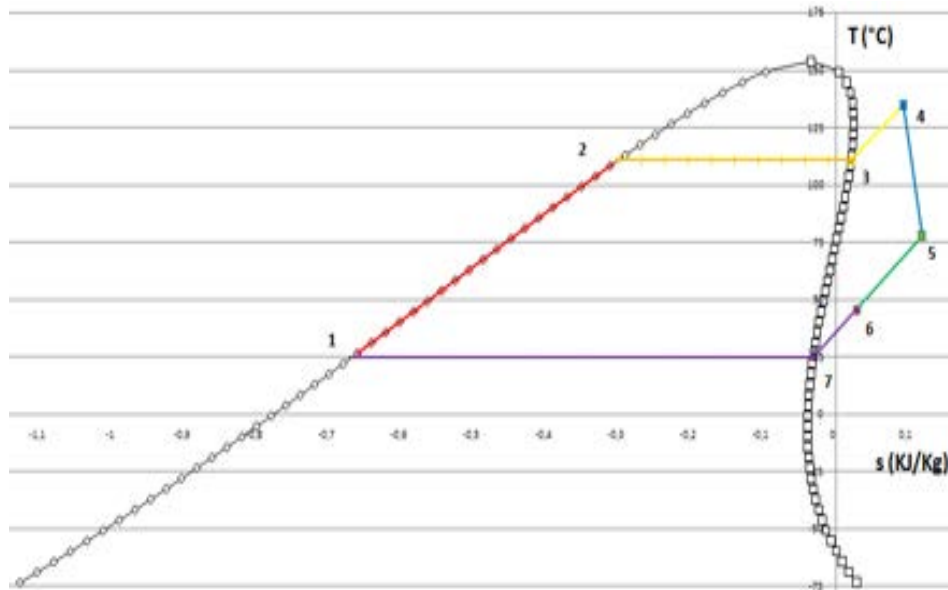


Figura 19 - Diagramma T-s del ciclo bottoming ORC

I risultati ottenuti dalla simulazione dell'impianto pilota sono riassunti in figura 20 dove è messo in risalto il valore del rendimento netto di primo principio pari a circa 17,24%.

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	2	Sink/Source	10	1067.96	1067.96	consumption	13	Compressor	29	1.79	
Delivered gross power	2	Generator	G	115.00			15	Pump	8	4.35	6.88
Aux. power	12	Pump	8	0.75	190.95	Delivered net power					184.07
						Efficiencies gross				17.880 %	
						Efficiencies net				17.236 %	

Figura 20 - Risultati numerici simulazione con Cycle Tempo. Soluzione ciclo combinato vapore – ORC da 1,1 MW

Mentre il rendimento del gruppo caldaia è: $\eta_{caldaia} = \frac{G_f \cdot (h_{f in} - h_{f fin})}{G_{fuel} \cdot H_i} = \frac{0,881 \cdot (-830,57 - (-1840,19))}{0,081 \cdot 13130} = 83,63\%$.

Si sono quindi confrontati i risultati ottenuti nelle simulazioni con impianti combinati vapore-ORC destinati alla produzione simultanea di energia elettrica e calore attualmente in commercio e prodotti da "Ingeco" della taglia di 1,1 MW. Tali impianti impiegano una caldaia alimentata a biomassa lignocellulosica, che genera il calore necessario per l'alimentazione di un ciclo Rankine topping che consente al vapore d'acqua di raggiungere 220 °C a 20 bar di pressione. Il vapore espande in turbina fino a 4 bar per poi cedere il calore residuo, attraverso uno scambiatore di calore, ad un ciclo ORC bottoming consentendo al fluido organico presente di raggiungere 140 °C e 16 bar di pressione. Inoltre, l'alto contenuto termico ancora contenuto nel vapore all'uscita dello scambiatore di calore può essere sfruttato a scopi cogenerativi. Il fluido organico viene fatto espandere in turbina fino alla pressione di 1,5 bar in modo da poter cedere sufficiente calore all'acqua del condensatore e creare così un secondo punto destinato alla cogenerazione, a temperatura molto più bassa. L'impianto sviluppa le potenze in uscita nette di 75 kW per il generatore della turbina a vapore e 115 kW per il generatore della turbina ORC. Dal confronto si evincono i dati riportati in tabella sottostante.

Si dovranno studiare delle soluzioni che possano migliorare il rendimento dell'impianto ricercando condizioni di lavoro che magari possano portare ad ottenere un rendimento anche maggiore del 18%, intervenendo sulle condizioni di lavoro dei fluidi e valutando una soluzione impiantistica più complessa che potrebbe però portare a notevoli benefici in termini di efficienza. È importante sottolineare che il vero vantaggio di queste applicazioni va valutato ponendo attenzione sul rendimento complessivo dell'impianto che tiene conto anche della cogenerazione. Nel caso appena discusso si raggiunge una temperatura dell'acqua di raffreddamento di 25°C, che è troppo bassa per essere utilizzata per fini cogenerativi. Quindi, dai dati ottenuti non si rispetta uno dei principali obiettivi imposti ovvero la cogenerazione, presentando solo la possibilità di estrarre vapore all'uscita dalla turbina.

Parametri	Simulazione	Progetto Ingeco
Potenza termica generata in caldaia	1,068 MW	1,1 MW
Potenza elettrica lorda prodotta (Turbina a vapore)	79,95 kW	75 kW
Potenza elettrica lorda prodotta (Turbina ORC)	121,05 kW	125 kW
Rendimento del ciclo combinato	17,24%	18%
Portata massica del vapore	0,333 kg/s	NON DEFINITO
Portata massica del fluido organico	3,031 kg/s	NON DEFINITO

Per poter avere cogenerazione, è necessario far condensare il fluido organico ad una pressione maggiore, e quindi ad una temperatura maggiore, rinunciando a parte della produzione di energia elettrica e decrementando il rendimento elettrico. Si sono ripetute le simulazioni impostando la condensazione del fluido organico a 3 bar, in modo da poter riscaldare l'acqua di raffreddamento fino a 40 °C ed ottenere quindi acqua calda sanitaria, a parità di energia termica in ingresso pari a 1067,96 kW. Si nota come il principale cambiamento sia rappresentato dalla diminuzione della potenza prodotta nella turbina ORC, che passa da 115 kW a 88,54 kW, causata dal minor lavoro di espansione in turbina ORC rispetto al caso precedente. Il rendimento elettrico si assesta al 14,751% e il rendimento complessivo dell'impianto risulta pari a $\eta_{complessivo} = 75,02\%$.

Riferendoci al caso dell'impianto pilota da 300 kW, è stata analizzata anche una soluzione solo ORC con toluene come fluido organico, in quanto può lavorare a temperature più elevate, ottenendo i dati presenti in figura 21.

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	11	Sink/Source	10	300.28	300.28
Delivered gross power	2	Generator	G	56.76	56.76
Aux. power consumption	10	Pump	8	1.75	
	4	Compressor	29	0.65	
					2.39
Delivered net power					54.36
Efficiencies gross				18.901 %	
net				18.104 %	

Figura 21: Risultati numerici simulazione impianto pilota con Cycle Tempo. Soluzione solo ORC con Toluene

Uno dei vantaggi che presenta il ciclo combinato è rappresentato dall'aspetto cogenerativo, mentre la soluzione solo ORC presenta un'unica possibilità di cogenerazione nel condensatore dell'ORC dove viene prodotta acqua calda alla temperatura di 75°C, il ciclo combinato offre due possibilità per la cogenerazione di cui una a temperatura maggiore. Tenendo conto del rendimento complessivo dell'impianto, il ciclo combinato con cogenerazione presenta un rendimento complessivo pari a 75,02% contro il 73,43% della soluzione solo ORC.

Un altro caso semplice analizzato per poter creare un confronto con il ciclo combinato è l'impianto con il solo ciclo Rankine a vapore che utilizza lo stesso gruppo caldaia da 300 kW e gli stessi range di temperatura per il circuito intermedio. In questo caso è importante porre attenzione all'aspetto cogenerativo dell'impianto che rappresenta una differenza sostanziale tra i due casi. Infatti, nonostante la soluzione solo vapore possa sembrare più vantaggiosa sia in termini impiantistici che di rendimento, affinché si possa avere una buona cogenerazione è necessario sacrificare una buona parte del rendimento elettrico passando da una pressione di condensazione di 0.05 bar a 0.95 bar in modo tale da portare l'acqua di raffreddamento a 90°C. Si passa quindi da 19.82% a 12.92% di rendimento elettrico (Fig. 22).

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	2	Sink/Source	10	300.28	300.28
Delivered gross power	1	Generator	G	60.30	60.30
Aux. power consumption	13	Compressor	29	0.50	
	21	Pump	8	0.07	
	22	Pump	8	0.22	
					0.79
Delivered net power					59.51
Efficiencies	gross			20.081 %	
	net			19.817 %	

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	2	Sink/Source	10	300.28	300.28
Delivered gross power	1	Generator	G	39.58	39.58
Aux. power consumption	13	Compressor	29	0.50	
	21	Pump	8	0.07	
	22	Pump	8	0.22	
					0.79
Delivered net power					38.78
Efficiencies	gross			13.180 %	
	net			12.916 %	

Figura 22 - Risultati numerici simulazione impianto pilota con Cycle Tempo. Soluzione solo TV con e senza cogenerazione

Dopo aver effettuato le simulazioni sono state fatte delle analisi sulle condizioni termodinamiche di lavoro dei fluidi valutando l'andamento del rendimento di primo principio dell'impianto, al variare della coppia temperatura-pressione di vaporizzazione. Si è deciso di intervenire nel tratto di evaporazione di entrambi i cicli e si è valutato il cambiamento a seguito dell'introduzione di una rigenerazione all'interno del ciclo topping a vapore. L'analisi è stata condotta in un range di temperature che va dai 220 °C ai 360 °C ad intervalli di 20 °C. Le temperature raggiungibili dal vapore sono molto più elevate, ma per evitare complicazioni impiantistiche dovute all'ingombro dello scambiatore e vista la sorgente di calore disponibile, si è deciso di utilizzare una temperatura massima del vapore non superiore ai 360 °C.

Per quanto riguarda la pressione invece, per evitare soluzioni impiantistiche eccessivamente complicate e costose, l'intervallo di studio è stato limitato ai 50 bar, partendo da una pressione iniziale pari a 14 bar. Scelti i dati di input per lo studio, sono state effettuate una serie di simulazioni verificando il rendimento fornito al variare della temperatura di uscita del vapore dallo scambiatore con i sali fusi e della pressione nella pompa di alimentazione del ciclo topping. Come è possibile notare dalla tabella e dal grafico (Fig. 23), per ogni valore di temperatura di surriscaldamento, il rendimento cresce con la pressione e aumentando la temperatura.

Pressione (bar)	220°C	240°C	260°C	280°C	300°C	320°C	340°C	360°C
14	15,992	16,039	16,137	16,225	16,383	16,507	16,625	16,739
16	16,462	16,502	16,595	16,708	16,838	16,975	17,106	17,232
18	16,872	16,907	16,996	17,104	17,230	17,371	17,514	17,651
20	17,236	17,266	17,351	17,456	17,578	17,716	17,865	18,013
22	17,562	17,588	17,669	17,771	17,891	18,025	18,173	18,329
24	-	17,879	17,957	18,056	18,174	18,306	18,451	18,608
26	-	18,144	18,219	18,316	18,431	18,562	18,705	18,860

28	-	18,387	18,460	18,555	18,668	18,797	18,938	19,091
30	-	18,611	18,681	18,775	18,887	19,013	19,153	19,305
32	-	18,818	18,887	18,978	19,089	19,215	19,353	19,503
34	-	-	19,077	19,168	19,277	19,402	19,539	19,688
36	-	-	19,255	19,344	19,453	19,577	19,713	19,862
38	-	-	19,421	19,510	19,618	19,741	19,877	20,024
40	-	-	19,576	19,664	19,772	19,895	20,030	20,177
42	-	-	19,722	19,810	19,917	20,040	20,175	20,321
44	-	-	19,859	19,947	20,055	20,177	20,312	20,457
46	-	-	19,988	20,077	20,184	20,307	20,441	20,586
48	-	-	-	20,199	20,307	20,429	20,564	20,709
50	-	-	-	20,315	20,423	20,546	20,681	20,826

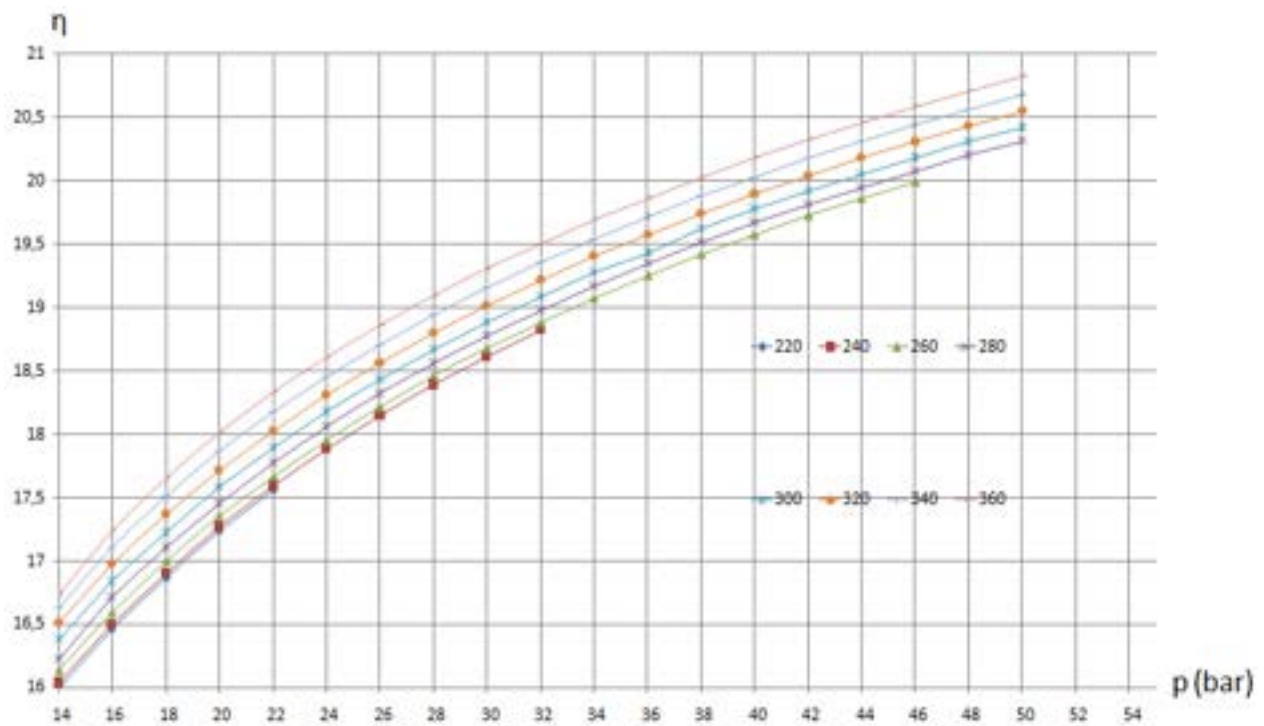


Figura 23 - Andamento dei rendimenti al variare della coppia P-T del ciclo a vapore

I valori massimi corrispondenti ad ogni valore di temperatura sono stati evidenziati in rosso all'interno della tabella, mentre il massimo assoluto dell'analisi corrisponde a T=360°C e P=50 bar ed è stato evidenziato in verde. In generale, mediante questa analisi è possibile scegliere la pressione che massimizzi il rendimento dell'impianto in base alla sorgente termica a disposizione.

Per quanto riguarda il ciclo ORC, si agisce sulla pressione massima, poiché non è possibile intervenire sulla temperatura di surriscaldamento a causa del vincolo riguardo la sorgente termica a disposizione, ovvero il calore ancora contenuto nel vapore all'uscita della turbina del ciclo topping. Per questo motivo, fissata la temperatura a T=135°C si è studiato l'andamento del rendimento al variare della pressione in un range fissato tra i 10 ed i 25 bar in modo da mantenere la temperatura del fluido al di sopra della temperatura di saturazione. I risultati delle simulazioni sono riportati nella tabella sottostante e in figura 24. Si osserva che il rendimento è massimo per un valore di pressione di 20 bar con 135°C ed è circa il 17,36%.

P (bar)	η	P (bar)	η
10	16,450	18	17,326
11	16,656	19	17,349
12	16,824	20	17,357
13	16,962	21	17,351
14	17,075	22	17,330
15	17,165	23	17,294
16	17,236	24	17,241
17	17,289	25	17,167

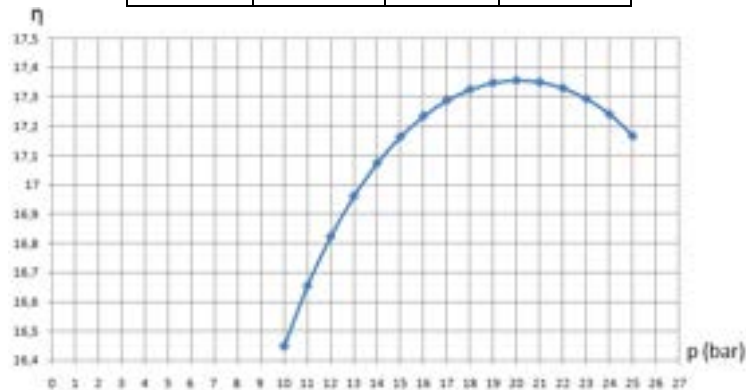


Figura 24 - Andamento del rendimento del ciclo al variare della pressione massima ORC

Un'ulteriore intervento che è possibile effettuare è la rigenerazione per il ciclo topping a vapore. Ciò comporta un incremento notevole dei costi impiantistici, ma presenta anche notevoli vantaggi riguardo il rendimento elettrico che può potenzialmente raggiungere l'impianto. L'introduzione della rigenerazione è stata effettuata a seguito delle modifiche risultanti dalle precedenti analisi con temperatura massima del vapore 360 °C, pressione massima del vapore 50 bar, pressione massima R245fa di 20 bar. Ipotizzando uno spillamento di 0,045 kg/s di vapore a 6 bar, il rendimento dell'impianto presenta un aumento dello 0,6% con un leggero incremento della potenza termica necessaria all'ingresso (60,45 kW) e quindi un incremento della portata massica di combustibile di 0,005 kg/s.

5 Quadro normativo e iter burocratico

Il progetto si inserisce in un contesto complesso che interseca molti ambiti normativi (efficienza energetica degli impianti; impatto ambientale; sicurezza nei luoghi di lavoro; apparecchi in pressione (INAIL – ex ISPESL); apparecchi in pressione (PED); prevenzione incendi, sicurezza elettrica; trattamento acqua impianti; linee alimentazione combustibili gassosi e accise sui combustibili). Per avere un quadro normativo completo, si deve far affidamento ad una serie di normative:

- *Legge 13 luglio 1966, n. 615 - Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico;*
- *D.P.R. 22 dicembre 1970, n. 1391 - Regolamento per l'esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615;*
- *L. 6 dicembre 1971, n. 1083 - Norme per la sicurezza dell'impiego del gas combustibile;*
- *Legge 9.1.1991, n. 10 - Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale;*
- *Legge 5 marzo 1990, n. 46 - Norme per la sicurezza degli impianti;*
- *D.P.R. 18 aprile 1991, n. 447 - Regolamento di attuazione della legge 5 marzo 1990, n. 46;*
- *D.P.R. 28.8.1993, n. 412 - Norme per contenimento dei consumi di energia (Coibentazione);*
- *D.L. 16 marzo 1999, n. 79, Attuazione della direttiva 96/92/CE - Norme mercato dell'energia elettrica;*
- *Decreto 11 novembre 1999 - Direttive attuazione norme in materia di en. el. da fonti rinnovabili;*
- *D.Lgs. 25 febbraio 2000, n. 93 - Attuazione dir. 97/23/CE e 2014/68/UE per attrezzature a pressione;*
- *D. Lgs. 15 febbraio 2016 n. 26 - Attuazione dir. 2014/68/UE;*
- *Direttiva 2014/68/UE - PED;*
- *D.L. 29 dicembre 2003, n. 387 - Attuazione dir. 2001/77/CE (promozione en. el. da fonti rinnovabili);*
- *D. Lgs 152/2006 Parte Quinta - Norme per la tutela dell'aria e riduzione emissioni in atmosfera;*
- *Legge n. 99 del 23/07/2009 - Prevede la DIA per piccola cogenerazione fino a 1 MWe di potenza;*
- *D.lgs. 29/3/2010 n.56 - Prevede la DIA per impianti cogenerativi di potenza superiore a 3 MWt;*
- *Decreto 20 luglio 2004 - Obiettivi per l'incremento dell'efficienza energetica negli usi finali di energia;*
- *Direttiva 2000/14/CE - Emissione acustica delle macchine ed attrezzature funzionanti all'aperto;*
- *D. Lgs. 4 settembre 2002 n.262 - Attuazione della direttiva 2000/14/CE;*
- *Direttiva Macchine 2006/42/CE;*
- *D.M. 05.02.1998 – Procedure semplificate di recupero rifiuti non pericolosi;*
- *Dir. 23/4/2009 n. 2009/25/CE - Promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili;*
- *D. Lgs. 16/3/1999, n.79 - Attuazione della direttiva 96/92/CE e condizioni per la produzione combinata di energia elettrica e calore;*
- *L. 19/3/2002, n.42/02 – Definisce i valori limite di IRE (Indice Risparmio Energia) e LT (Limite Termico);*
- *D.Lgs. 29/12/2003 n.387, "Attuazione della direttiva 2001/77/CE;*
- *L. 23/08/2004, n.239 - Riordino del settore energetico;*
- *D. Lgs 8/2/2007 n.20 - Attuazione della direttiva europea 2004/8/CE (introduce cogenerazione ad alto rendimento – CAR - definendo nuovi criteri basati sul parametro PES (Primary Energy Saving);*
- *D.M. 31/03/1984 – Normative di sicurezza per depositi di GPL con capacità inferiore a 5 m³.*

Molti generatori di vapore – GV - (recipienti nei quali si trasformano liquidi in vapore a pressione maggiore di 1 atm) richiedono a vario titolo la presenza di un Conduttore Patentato durante il funzionamento. Per Conduttore Patentato s'intende una figura tecnica con requisiti stabiliti dal Regio Decreto 824 del 12.05.1927, poi ridefinita dal D.M. 01.03.1974 e s. m. i. del 07.02.1979, considerando l'evoluzione di nuove tecnologie e introducendo il concetto di sorveglianza discontinua anche da remoto. Sono stati normati anche esoneri della conduzione con tecnico patentato di natura totale o parziale. Con l'avvento della Raccolta E, è stata prevista la possibilità, per alcuni impianti, di essere eserciti senza l'obbligo della presenza del conduttore patentato, previo rilascio, in presenza di un tecnico ISPESL, in sede di costruzione, del verbale di esonero totale. Si parla di presenza continua del conduttore patentato in tutti i casi, eccetto i seguenti:

- *Esonero totale per GV di piccola potenzialità con prodotto $PV \leq 300 \text{ kg/cm}^2 \times \text{litri}$ e $P \leq 10 \text{ kg/cm}^2$;*
- *Esonero totale per GV ad attraversamento meccanico con prodotto $PV \leq 3000 \text{ kg/cm}^2 \times \text{litri}$, $P \leq 12 \text{ kg/cm}^2$ in cui la separazione del vapore dal liquido non è netta;*
- *Esonero totale per GV a bassa pressione con $P \leq 1 \text{ kg/cm}^2$, sup. di riscald. $\leq 100 \text{ m}^2$, Potenzialità $\leq 2 \text{ t/h}$;*

- *Esonero parziale GV a sorgente termica diversa dal fuoco (es. elettrici);*
- *Esonero parziale dalla condizione continua per GV a funzionamento automatico (eccetto combustibili solidi non polverosi) con $P \leq 15 \text{ kg/cm}^2$ e potenzialità $\leq 3 \text{ t/h}$.*

La direttiva 97/23/CE 29.05.97, nota come PED (Pressure Equipment Directive), fornisce le linee guida riguardanti i dispositivi in pressione, le Linee Guida 9/20 del novembre 2003 sanciscono l'inammissibilità di requisiti nazionali aggiuntivi alle PED per GV destinati ad operare senza supervisione continua e le Linee Guida 8/15 indicano i requisiti essenziali di sicurezza applicabili alle caldaie concepite per operare senza supervisione continua fino a 24h. In questo modo si consente ai produttori di certificare come "insieme" i generatori di vapore e acqua surriscaldata, permettendone anche il funzionamento senza la conduzione continua.

Le normative EN 12952 e EN 12953, sono state recepite dal legislatore italiano con D. Lgs. 93/2000, per dare la possibilità al mercato di adeguarsi alle prescrizioni della direttiva PED che impone che i prodotti, anche se marcati e certificati CE, devono essere sottoposti, tranne casi particolari, a verifiche periodiche. Il decreto è riferito ai serbatoi operanti a pressione $> 0,5 \text{ bar}$. Per quanto concerne i generatori di vapore, il DM 329/2004 precisa anche quali tipi di attrezzature o insiemi possono essere esclusi dalle verifiche di messa in servizio e/o dalle verifiche periodiche.

La norma UNI/TS 11325-3 definisce le modalità di sorveglianza delle attrezzature a pressione e a focolare con rischio di surriscaldamento, destinate alla produzione di vapore d'acqua e/o di acqua surriscaldata a temperatura $> 110 \text{ }^\circ\text{C}$, con pressione massima ammissibile (PS) $> 0,5 \text{ bar}$ rientranti nel campo di applicazione del D.M. n. 329/2004. Visto l'attuale livello di automazione raggiunto dai moderni generatori di vapore e acqua surriscaldata, viene distinta la sorveglianza dalla conduzione in funzione delle apparecchiature automatiche di cui il generatore è fornito in:

- *Sorveglianza per il funzionamento automatico del GV, a sua volta distinta in continua e non continua;*
- *Conduzione per il funzionamento non automatico del generatore con controllo dei dispositivi.*

Non rientrano nel campo di applicazione della specifica i GV:

- *A sorgente termica diversa dal fuoco;*
- *Ad attraversamento forzato con limitata potenzialità aventi $PS \cdot V \leq 300 \text{ (bar} \cdot \text{litri)}$ e $PS \leq 10 \text{ bar}$;*
- *GV a bassa pressione con $PS \leq 1 \text{ bar}$, superficie di riscaldamento $\leq 100 \text{ m}^2$ e potenzialità $\leq 2 \text{ t/h}$;*
- *Generatori di acqua surriscaldata a bassa pressione con $PS \leq 5 \text{ bar}$, temperatura max acqua $\leq 120 \text{ }^\circ\text{C}$, superficie di riscaldamento $\leq 100 \text{ m}^2$ e potenzialità $\leq 2 \text{ t/h}$;*
- *Generatori aventi volume $V \leq 5 \text{ L}$, indipendentemente dal valore di PS.*

Per questi generatori è possibile prevedere il funzionamento senza conduttore patentato in quanto non sono soggetti né a comunicazione di messa in servizio all'ISPESL e ASL né a verifiche di primo impianto e periodiche. Il DM 11 aprile 2011, invece, disciplina le modalità di effettuazione delle verifiche periodiche cui sono sottoposte le attrezzature di lavoro (vedi Allegato VII del D.lgs. 81/2008 "Testo unico sulla sicurezza nei luoghi di lavoro") nonché i criteri per l'abilitazione dei soggetti pubblici o privati per l'effettuazione delle suddette verifiche. Ogni generatore di calore con fiamma, di qualsiasi potenzialità, deve essere dotato di un documento che ne registri le verifiche periodiche ai fini della sicurezza.

Per generatori di calore industriali, siano essi di vapore, acqua surriscaldata o olio diatermico, si parla di "Registro Verifiche Sicurezza". Tale registro va costantemente tenuto aggiornato e firmato dal responsabile, riportando le operazioni giornaliere di controllo degli organi di sicurezza, le anomalie riscontrate nonché l'aggiornamento e formazione del personale, secondo quanto previsto dall'Art. 7 del DPR 74/2013, riguardante il controllo e la manutenzione degli impianti termici. Inoltre deve essere effettuato un controllo annuale (generatori con potenzialità maggiore di 100 kW) di efficienza energetica riguardante il sottosistema di generazione.

Considerando le normative appena elencate, i generatori di calore aventi come fluido termovettore sali fusi, possono essere assimilati a quelli utilizzanti olio diatermico e, pertanto, possono essere ritenuti esenti dall'obbligo di esercizio in presenza di un conduttore patentato ISPESL. Inoltre, essi possono essere considerati esenti dalle prescrizioni riguardanti i liquidi caldi e/o surriscaldati sotto pressione (D.M.

01/12/1975 “Raccolta R” e “Raccolta H” – Norme di sicurezza per gli apparecchi contenenti liquidi caldi sotto pressione), poiché i fluidi operano a pressione ambiente.

Per i generatori di calore alimentati da combustibile solido, liquido, gassoso o per impianti centrali di riscaldamento utilizzando acqua calda, aventi potenzialità globale dei focolari superiore a 30.000 kcal/h (35 kW), prima che venga iniziata la costruzione o la modifica dell'impianto, deve essere presentata una denuncia all'ISPESL a cura dell'installatore, il quale deve avvalersi della collaborazione di un Professionista asseverato. L'impianto pilota, utilizzando sali fusi piuttosto che acqua calda come fluido termovettore, non è soggetto alla denuncia all'ISPESL ora INAIL.

Il D.P.R. 412/1993 definisce l'obbligatorietà del trattamento acqua secondo UNI 8065 per gli impianti con potenza superiore a 350 kW e il D.M. 59/2009 definisce i relativi schemi impiantistici da adottarsi per impianti di riscaldamento civile. Non utilizzando acqua, l'impianto in oggetto non è soggetto alle normative riguardanti il trattamento dell'acqua. Le attrezzature a pressione presenti nell'impianto (compressori, serbatoi d'aria compressa, autoclavi, vasi d'espansione acqua surriscaldata, tubazioni, caldaie, vasi di espansione vapore e olio diatermico) necessitano di censimento e controllo dell'obbligo di denuncia e verifica periodica secondo la legislazione vigente.

L'art. 269 comma 14 del D. Lgs 152/06 e s.m.i. prevede che siano escluse dall'autorizzazione alle emissioni in atmosfera gli impianti di combustione compresi i gruppi elettrogeni a cogenerazione, di potenza nominale inferiore a 1 MW, alimentati a biomasse, fermo restando che non possono essere superati i limiti previsti alla parte III dell'allegato I parte V dello stesso decreto, viene richiesta la valutazione dell'applicazione delle MTD (Migliori Tecniche Disponibili) per quanto riguarda i sistemi di abbattimento delle emissioni in atmosfera degli impianti di combustione, con particolare riferimento agli ossidi di azoto e monossido di carbonio. L'impianto pilota non ha bisogno delle autorizzazioni alle emissioni in atmosfera previste dal D. Lgs 152/06.

Per quanto riguarda invece il CPI (Certificato di Prevenzione Incendi), utilizzando un generatore di calore con potenzialità maggiore di 115 kW, l'impianto pilota è soggetto all'ottenimento del C.P.I. (certificato di prevenzione incendi) rilasciato dal Corpo Nazionale dei Vigili del Fuoco.

Utilizzando i sali fusi come fluido termovettore si scongiura definitivamente il pericolo d'incendio dovuto a perdite indesiderate. L'accidentale dispersione dei sali fusi, in caso di fuoriuscita indesiderata, non desta particolare preoccupazione essendo tali sali contenuti anche nei principali concimi utilizzati in agricoltura. I sali fusi inoltre, non devono essere periodicamente sostituiti e smaltiti poiché non subiscono fenomeni di degradazione progressiva delle proprietà fisico chimiche coinvolte nello scambio termico.

Per quanto riguarda, quindi, la documentazione generale da presentare per l'approvazione del progetto da parte delle autorità competenti, si devono presentare quindi:

- **Progetto definitivo** – con opere per la connessione alla rete, infrastrutture indispensabili, dismissione impianto e ripristino stato dei luoghi, interventi accessori e opere di mitigazione, con relazione tecnica di conformità ai sensi della legge 192/05, ex 10/91;
- **Relazione tecnica**
- **Elenco autorizzazioni, nulla osta, pareri** (es. autorizzazione alle emissioni in atmosfera del D. Lgs. 152/06, VPIA valutazione previsionale impatto acustico ai sensi dell'art.8 comma 4, rispetto limiti di esposizione a campi elettrici e magnetici Legge 36/2001, VIA valutazione impatto ambientale);
- **Certificato di destinazione urbanistica ed estratto mappali**, delle norme d'uso del piano paesaggistico regionale in riferimento alle aree interessate;
- **Pagamento oneri istruttori**;
- **Comunicazione alla Soprintendenza** nei casi in cui l'impianto ricada in zona sottoposta a tutela ai sensi del D. Lgs. 42/2004;
- **Dichiarazione di conformità dell'impianto alla regola dell'arte** (D.M. 37/2008).

Dal punto di vista autorizzativo, la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione dell'energia elettrica alimentati da fonti rinnovabili sono subordinati alla presentazione della PAS (Procedura Abilitativa Semplificata) comunale al Comune competente, per quanto riguarda impianti realizzati in edifici esistenti con

potenza tra 50 e 1000 kW_e. Si deve, inoltre, presentare la Dichiarazione di Inizio Attività (DIA) al Comune competente e deve essere rilasciata una Autorizzazione Unica Provinciale (AU) alla costruzione ed esercizio dell'impianto, tramite le procedure individuate dal D. Lgs. 387/2003 e s.m.i. e dal D. Lgs. 28/2011 e dal D.M. 10.09.2010 a seconda delle taglie della centrale. Nel caso dell'impianto pilota deve essere presentata solo la PAS e la DIA.

6 Conclusioni

Sono state analizzate le problematiche relative alla progettazione e al dimensionamento delle componenti di una centrale con caldaia a sali fusi e combustione diretta di biomassa. L'impianto pilota, è stato concepito per poter soddisfare il fabbisogno termico ed elettrico, nell'ottica di un sempre maggior sviluppo della generazione distribuita. Dopo aver ipotizzato un layout dell'impianto e dopo aver inquadrato le funzioni di ogni componente si è provveduto ad effettuarne il bilancio energetico dell'intero impianto. Lo step successivo ha riguardato il dimensionamento di massima dei componenti e successivamente sono state individuate tutte le proprietà e caratteristiche dei singoli dispositivi, necessarie per condurre un'analisi di mercato. Quest'ultima è stata condotta, contattando le aziende del settore per individuare i componenti eventualmente già presenti sul mercato ed effettuare ulteriori scelte di natura tecnico-progettuale. L'approccio seguito è stato pertanto di tipo iterativo allo scopo di perseguire il miglioramento continuo del layout di partenza dell'impianto. Contestualmente all'attività di progettazione, è stato effettuato lo studio delle performance dell'impianto ponendo particolare attenzione sullo studio dei rendimenti elettrici, termici e di combustione dell'intero impianto in assetto cogenerativo. Sono state studiate più soluzioni e si è provveduto anche ad effettuare un confronto con le soluzioni commercialmente disponibili di impianti simili. La configurazione migliore analizzata è quella utilizzante un generatore di calore da 300 kW con ciclo topping a vapore (espansione da 360 °C a 50 bar a 143 °C e 4 bar) e ciclo bottoming ORC (espansione da 135 °C e 20 bar a 83 °C e 3 bar) avendo $\eta_{EL}=20,83\%$ e 3 punti per la cogenerazione rispettivamente a 140, 90 e 45 °C. Inoltre avendo un fluido organico a temperatura elevata in uscita dalla turbina ORC si può effettuare la rigenerazione. Si ottiene $\eta_{complessivo}=76,6\%$. È possibile migliorare ulteriormente la configurazione impiantistica effettuando uno spillamento a 6 bar in turbina a vapore per effettuare la rigenerazione del ciclo topping ottenendo $\eta_{EL}=21,91\%$ e comportando un +0,6% sul rendimento complessivo.

Dal confronto effettuato tra le performance ottenute dalle simulazioni condotte dell'impianto pilota e quelle dichiarate dal costruttore di un impianto della stessa taglia, utilizzante olio diatermico come fluido termovettore anziché sali fusi, si sono ottenuti risultati soddisfacenti.

È possibile riassumere in uno specchio il confronto normativo della tecnologia utilizzante i sali fusi con la tecnologia attualmente in commercio utilizzante vapore o acqua surriscaldata o olio diatermico.

Tab.6.1 – Quadro riassuntivo generatori di calore con diverso fluido termovettore

	VAPORE o ACQUA SURRISCALDATA	OLIO DIATERMICO	SALI FUSI
Conduttore Patentato	Richiesto	Non richiesto	Non richiesto
Direttiva 97/23/CE – PED	Si	No	No
Verifiche periodiche INAIL ex ISPESL	Si	No	No
Registro Verifiche Sicurezza	Si	Si	Si
Denuncia ISPESL prima della costruzione	Si	Si	No
Trattamento acqua DPR 412/1993	Si	No	No
Autorizzazione emissioni in atmosfera	No se $P \leq 1$ MW	No se $P \leq 1$ MW	No se $P \leq 1$ MW
CPI – Certificato Prevenzione Incendi	Si se $P \geq 115$ kW	Si se $P \geq 115$ kW	Si se $P \geq 115$ kW
Inquinamento ambientale in caso di dispersione	No	Si	Si
Smaltimento fine vita	No	Si	No
Rischio incendio	No	Si	No
Rischio esplosione	Si	Si	No

Dall'approfondimento normativo condotto si evince che l'impiego dei sali fusi come fluido termovettore di un generatore di calore, comporterebbe notevoli vantaggi da un punto di vista dal punto di vista dei costi di

esercizio e manutenzione nonché per la progettazione delle apparecchiature di sicurezza e le procedure autorizzative. Infatti, l'impianto non avrebbe bisogno infatti di essere esercito con l'ausilio di un conduttore patentato ed inoltre, mancando i dispositivi di trattamento e condizionamento dell'acqua si realizzerebbe un notevole risparmio economico ed una vantaggiosa semplificazione impiantistica. L'impiego dei sali fusi, anziché vapore in pressione, comporta una vantaggi dal punto di vista progettuale poiché i dispositivi non sono soggetti alla direttiva PED. Quanto appena detto, dimostra la validità della tecnologia sperimentata, motivando la scelta di procedere alla costruzione dell'impianto.

7 Riferimenti bibliografici

1. TU Delft - Cycle Tempo operations and reference guide;
2. Asimptote - Fluidprop, Help;
3. Ingeco - Combi cycle system, sistemi di cogenerazione a ciclo combinato vapore + orc di piccola taglia;
4. E. ON energia S.p.A. – Turboden S.r.l. Applicazione di Cicli ORC a Recuperi Termici da Processi Industriali;
5. Prof. Ing. Cesare Sacconi, Prof. Ing. Augusto Bianchini, Dott. Ing. Marco Pellegrini, Dott. Ing. Michele Gambuti, “Impianti di Separazione delle polveri da correnti fluide” Dispense Corso di Impianti Meccanici – Modulo 6
6. Prof. Antonio Cavaliere, “Cicloni e Centrifughe” – Dispense Corso di Impianti di Trattamento degli effluenti inquinanti – UniNa
7. Prof. Alfredo Soldati, Prof. Marina Campolo, “Apparecchiature per l’abbattimento delle polveri” – Dispensa Corso Impianti Chimici 2003 – UniUd
8. J.H. Turner, J.D. McKenna, J.C. Mycook, “Baghouses and Filters”, Particulate Matters Controls, EPA/452/B-02-001 Section 6, Dicembre 1998
9. J.H. Turner, A.S. Viner, J.D. McKenna, “Sizing and costing of Fabric Filters”, March-08-2012
10. A. Monte, “Elementi di impianti industriali” – Edizioni Libreria Cortina Torino – Gennaio 1997
11. A.C. Hoffmann, L.E. Stein, “Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design and Operation” – Ed. Springer 2013
12. A. Guercio, “Impianti a biomassa di piccola taglia con utilizzo di moduli “ORC”: dimensionamento e applicazioni”, Tecnologie e Soluzioni per l’ambiente
13. M. Caldera, V. Gerardi, R. Roberto, “Implementazione di uno strumento di calcolo per l’analisi dei sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa” – Ricerca di sistema elettrico Report Rds/2013/263
14. Y. A. Cengel, “Termodinamica e trasmissione del calore”, McGraw-Hill, New York
15. G. Caiazzo, G. Langella, “Calcolo termodinamico e fluidodinamico di progetto di un riscaldatore d’aria con fluidi controcorrente” - UniNa