



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

**Tesi di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica**

**ANALISI TEORICA DI UN IMPIANTO
COGENERATIVO A BIOMASSA LEGNOSA**

Relatore: Prof. Ing. Michele De Carli

Correlatore: Ing. Adriano Randisi

Laureando: Michele Mion

ANNO ACCADEMICO 2013-2014

Riassunto

L'obiettivo che si pone il seguente lavoro è valutare la sostenibilità economica e ambientale tramite l'analisi di impianti a combustione di biomassa ligno-cellulosica per la produzione di calore ed elettricità tramite un ciclo ORC. Inizialmente grazie a una ricerca bibliografica, si sono analizzate tutte le tecnologie di produzione in cogenerazione di energia elettrica e termica, presenti sul mercato, in grado di sfruttare la biomassa legnosa. Per la valutazione delle migliori tecnologie si sono utilizzati due parametri: il rendimento e il costo complessivo dell'impianto. La soluzione che ha soddisfatto maggiormente queste condizioni, è stata la caldaia a cippato abbinata a turbogeneratore ORC. Si è poi passati ad un dimensionamento di massima della caldaia di un impianto di piccola/media taglia per valutarne le dimensioni, ed infine si è passati all'analisi economica di due diverse taglie d'impianto. I risultati hanno evidenziato in particolare due risultati, nell'analisi di sostenibilità economica e ambientale degli impianti alimentati a biomassa: la formulazione attuale del sistema incentivante permette interessanti tempi di ritorno, anche nel caso di sola generazione di elettricità, a scapito dell'efficienza totale dell'impianto, e che un attenta gestione delle risorse, permette oltre che ad un rientro economico, la diminuzione delle emissioni in atmosfera.

Indice

Introduzione	1
Capitolo 1 – La biomassa	3
1.1 Struttura delle biomasse ligno-cellulosiche.....	3
1.2 Il meccanismo della fotosintesi clorofilliana.....	9
1.3 Le filiere di conversione energetica.....	11
1.4 Valutazione della qualità delle biomasse destinate alla combustione.....	14
1.4.1 Unità di misura del legno.....	15
1.4.2 Norme tecniche per i biocombustibili.....	17
Capitolo 2 – Produzione di calore	21
2.1 Caratteristiche qualitative richieste dalle caldaie.....	21
2.2 Tipologie di focolari.....	25
2.3 Caldaie sottoalimentate.....	27
2.4 Caldaie ad alimentazione laterale.....	28
2.5 Caldaie a griglia fissa.....	29
2.6 Caldaie a griglia mobile.....	29
2.7 Componenti delle caldaie automatiche e sistemi collegati.....	31
2.8 Produzione di elettricità e calore.....	35
2.9 La gassificazione.....	38
2.10 Ciclo Rankine a vapore.....	47
2.11 Ciclo Rankine a fluido organico ORC.....	50
2.12 Confronto tra le due tecnologie.....	54
Capitolo 3 – Emissioni	57
3.1 Emissioni gassose.....	57

3.2	Emissioni solide.....	59
3.3	Sistemi di abbattimento polveri.....	60
Capitolo 4 – Sviluppo di una caldaia da 1.234.000 W.....		63
4.1	Caratteristiche dei generatori di gas caldi a biomassa.....	63
4.1.1	Limiti sulla temperatura di rilascio fumi.....	
4.2	Acquisizione dei dati caratteristici della termofluidodinamica dell'olio diatermico	63
4.2.1	Aspetti tecnologici relativi all'impiego dell'olio diatermico.....	64
4.2.2	Comparazione dei vantaggi di un impianto a fluido diatermico rispetto ad uno a vapore.....	66
4.3	Studio preliminare delle caratteristiche dello scambiatore di calore.....	67
4.3.1	Valutazioni per il dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore fumi-olio diatermico.....	67
4.4	Dimensionamento preliminare della superficie di scambio termico.....	68
4.4.1	Flusso termico radiativo.....	71
4.5	Esame del profilo di temperatura atteso sulle superfici metalliche.....	73
4.6	Considerazioni sull'architettura degli scambiatori.....	74
4.7	Architettura a tubi di fumo.....	75
4.8	Criticità emerse.....	75
4.9	Calcolo delle perdite di carico.....	77
4.10	Calcolo delle velocità effettiva dei fumi.....	79
4.11	Calcolo della prevalenza del ventilatore.....	80
4.12	Dimensioni generali.....	83

Capitolo 5 – Analisi economica	85
5.1 Introduzione.....	85
5.2 Metodi di incentivazione.....	85
5.3 Titoli di Efficienza Energetica (TEE).....	85
5.3.1 Cogenerazione ad alto rendimento (CAR).....	87
5.4 Tariffa omnicomprensiva.....	89
5.4.1 Calcolo della tariffa omnicomprensiva.....	89
5.5 Metodo del valore attuale netto (VAN).....	91
5.6 Costi di investimento delle tipologie di impianto analizzate.....	92
5.7 Analisi economica dei casi analizzati.....	95
5.8 Confronto tra gli impianti scelti.....	96
5.8.1 Caso A.....	97
5.8.2 Caso B.....	104
Conclusioni	109
Bibliografia	111
Ringraziamenti	113

Introduzione

L'importanza del contributo offerto dalle biomasse per raggiungere gli obiettivi preposti sul clima e sull'energia al 2020 messo in evidenza dalla Commissione Europea è determinante (20% di riduzione delle emissioni, 20% di aumento di efficienza energetica, 20% di rinnovabili negli usi finali di energia). Allo stesso tempo, a livello nazionale, è nato il vincolo del raggiungimento dell'obiettivo di produrre il 17% dei consumi energetici lordi nazionali con fonti rinnovabili, assegnando alle biomasse, il ruolo fondamentale di arrivare a fornire quasi la metà dell'energia prodotta con fonti rinnovabili.

Il patrimonio boschivo italiano produce ogni anno un incremento legnoso di circa 36 milioni di m³, di cui ne vengono prelevati in media il 20% e sono circa 2 milioni di ettari di oliveti e vigneti che producono ogni anno oltre 2 milioni di tonnellate di potature quasi sempre inutilizzate. Anche per questo motivo la biomassa legnosa ricopre un ruolo di estremo interesse.

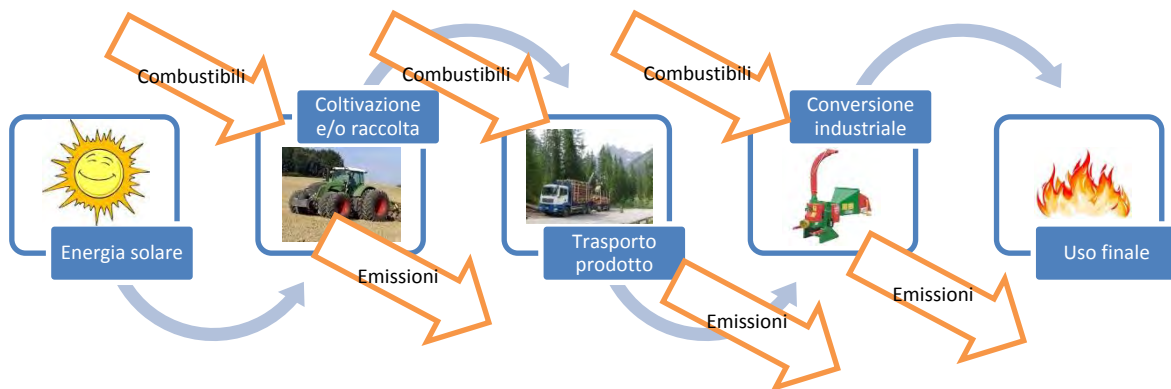
Nel corso del lavoro verranno presentate innanzitutto le proprietà della biomassa, per poi passare in rassegna i dispositivi atti alla produzione di calore ed elettricità. Verranno quindi analizzati impianti di generazione del calore a biomassa legnosa, accoppiati ad unità cogenerative con turbogeneratore ORC. Grazie allo studio di tali soluzioni sarà possibile effettuare un'analisi sulla sostenibilità economica di queste tecnologie.

L'utilizzo energeticamente efficiente delle biomasse per produzione elettrica, per riscaldamento e raffrescamento degli edifici è stato promosso, dapprima, attraverso il Piano d'azione per la biomassa della Commissione Europea del 2005 e, in seguito, con la Direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili. Tali fonti sono risorse energetiche che hanno la capacità di rinnovarsi in un tempo minore o uguale a quello in cui vengono consumate; al contrario le fonti non rinnovabili, dette anche esauribili, sono quelle il cui utilizzo ed impiego è limitato nel tempo a causa della loro irriproducibilità, o comunque al loro lentissimo rinnovamento (ad esempio, combustibili di origine fossile). La biomassa può quindi essere considerata una risorsa rinnovabile, a patto che il ritmo di impiego della stessa non superi la capacità di rigenerazione delle formazioni vegetali.

Inoltre, la biomassa può essere considerata una fonte energetica neutrale ai fini dell'incremento delle emissioni di gas a effetto serra (CO₂) se durante il processo di generazione la biomassa

contribuisce alla sottrazione dell'anidride carbonica atmosferica, compensando o superando l'anidride carbonica prodotta a seguito della valorizzazione energetica della biomassa stessa. Occorrerebbe un'analisi accurata del Life Cycle Assessment (LCA) della filiera di produzione, trattamento e valorizzazione della biomassa per determinarne l'impatto reale dal punto di vista delle emissioni di gas serra.

Fig.1 Schematizzazione delle principali fasi di una filiera di conversione energetica basata sull'impiego di biomasse residuali o da coltivazioni energetiche



Obiettivo del presente capitolo è quello di analizzare i moderni impianti a biomassa presenti attualmente sul mercato, sia di produzione di energia termica che di energia termica ed elettrica. È quindi necessario innanzitutto fare una panoramica delle biomasse utilizzabili in questi impianti, inquadrando successivamente lo studio sul cippato (legno ridotto in scaglie), biomassa che verrà presa in esame nel corso di tutto il lavoro.

Capitolo 1

La biomassa

Con il termine biomassa si definisce una categoria di composti, di natura estremamente eterogenea, caratterizzati da una matrice di tipo organico, prodotti da organismi viventi (vegetali o animali). Sono da escludere le plastiche e i materiali fossili che, pure se si sono formati nel corso di milioni di anni a partire da sostanze organiche vegetali e animali, non hanno nulla a che vedere con la caratterizzazione che qui interessa dei materiali organici.

La normativa nazionale, recependo quella europea, definisce la biomassa come: “la parte biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui provenienti dall'agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali) e dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, compresa la pesca e l'acquacoltura, gli sfalci e le potature provenienti dal verde urbano nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani”.

Le biomasse si possono quindi suddividere, per semplicità, in comparti di provenienza nei seguenti settori:

- comparto forestale e agroforestale;
- comparto agricolo;
- comparto zootecnico;
- comparto industriale;
- rifiuti urbani.

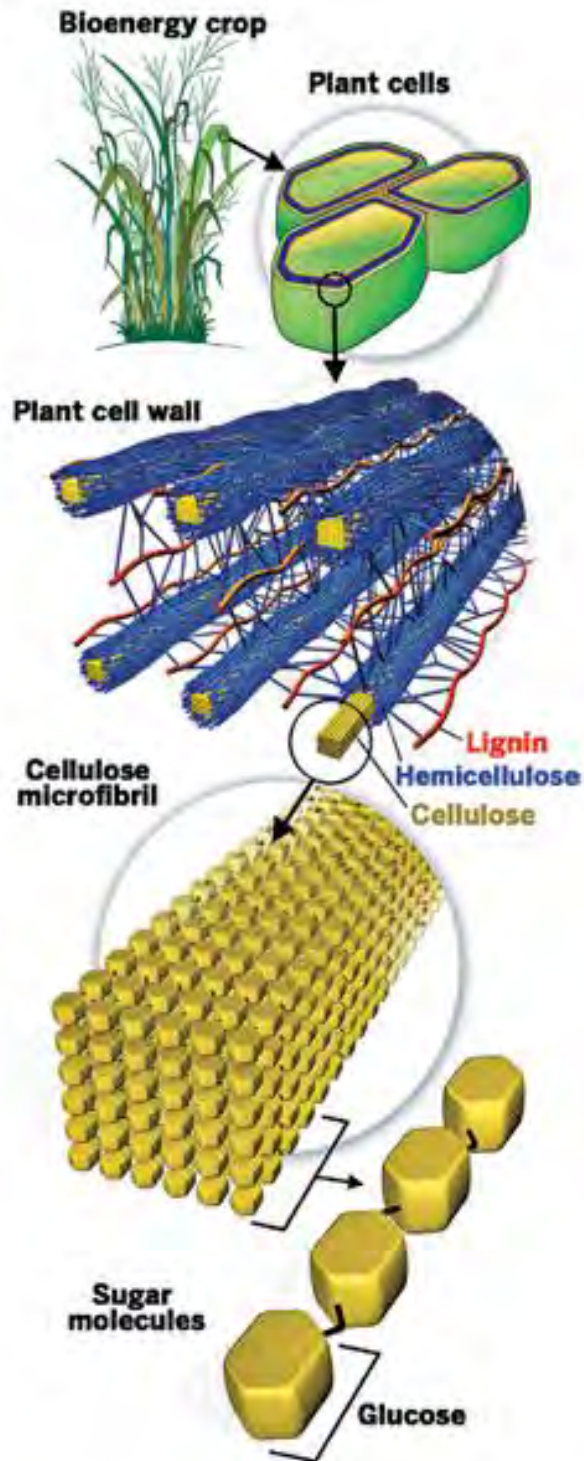
In massima parte si tratta di sostanze di origine vegetale. Mediante il processo di fotosintesi i vegetali sono in grado di convertire l'energia radiante in energia chimica e stoccarla sotto forma di molecole complesse, a elevato contenuto energetico.

1.1 Struttura delle biomasse ligno-cellulosiche

La composizione chimica media di una biomassa legnosa consiste di circa un 25-30% di lignina e 75% di carboidrati, ovvero molecole di zucchero unite a formare lunghe catene polimeriche. I due carboidrati più importanti sono la cellulosa e l'emicellulosa. I lunghi polimeri di cellulosa costituiscono le fibre che danno alle piante la loro resistenza, mentre la lignina ha funzione di collante per mantenere unite queste fibre. L'emicellulosa ha il ruolo fondamentale di tenere associate cellulosa e lignina.

Tutto questo viene schematicamente riportato in figura 2.

Figura 2 - Interazione fra i principali componenti della biomassa



Altri costituenti presenti nelle biomasse in quantità variabili sono i cosiddetti estratti, composti a basso peso molecolare che possono essere separati attraverso solventi organici (terpeni, grassi, cere, fenoli), o con acqua calda (tannini e sali inorganici). Il materiale inorganico, presente come fase intimamente distribuita nel combustibile, comprende sali di Si, K, Na, S, Cl, P, Ca, Mg e Fe, che danno luogo al deposito delle ceneri. La tabella 1 mostra la variabilità estrema che presenta la struttura di alcune biomasse.

Tabella 1 - Analisi strutturale di alcune biomasse (% peso)

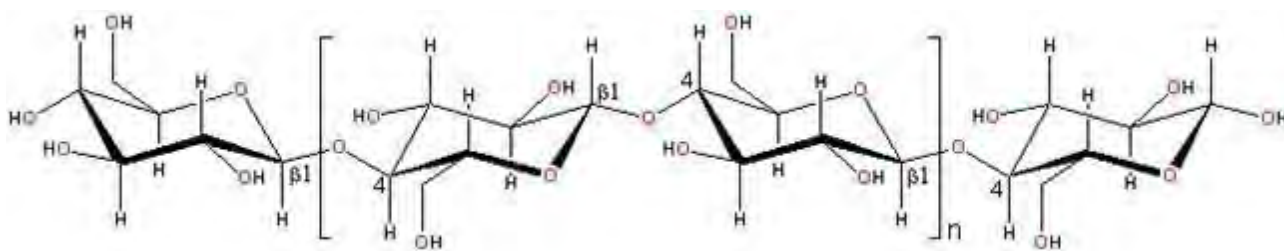
Biomassa	Emicellulosa	Cellulosa	Lignina	Estratti
Gusci di nocciola	30,4	26,8	42,9	3,3
Paglia	39,4	28,8	18,6	-
Residui oliva	23,6	24,0	48,4	9,4
Legno di betulla	31,2	45,3	21,9	1,6
Legno di abete	20,7	49,8	27,0	2,5
Tutulo	31,0	50,5	15,0	3,5
Scarti del tè	19,9	30,2	40,0	9,9
Gusci di noce	22,7	25,6	52,3	2,8
Gusci di mandorla	28,9	50,7	20,4	2,5
Girasole	34,6	48,4	17,0	2,7

Vediamo ora in dettaglio le principali componenti strutturali delle biomasse:

Cellulosa

La cellulosa è un polisaccaride naturale che ha la formula generale $(C_6H_{10}O_5)_n$, un peso molecolare medio di 300-500 u.m.a e un grado di polimerizzazione che può variare da 3.000 fino a 10.000 a seconda del vegetale. La cellulosa è insolubile in acqua, forma la struttura di sostegno di tutte le biomasse presenti sulla terra e costituisce approssimativamente il 50% del materiale della parete cellulare.

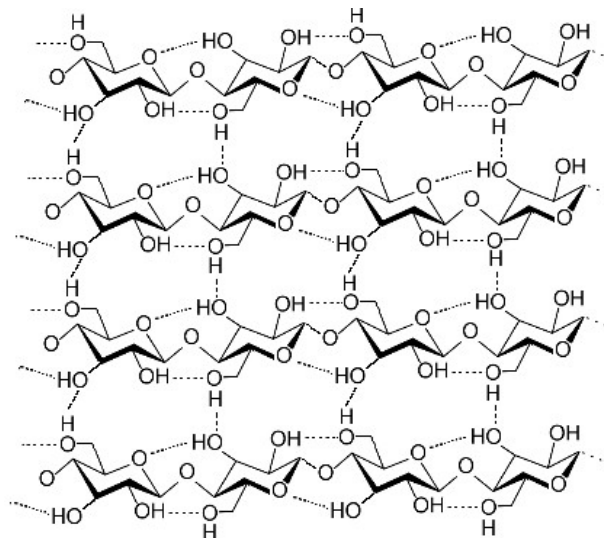
Figura 3 - Struttura della cellulosa



La struttura è molto stabile a causa degli anelli a sei atomi di carbonio, dell'assenza di doppi legami e della presenza di un sistema di ponti ad idrogeno interpolimerici.

I ponti ad idrogeno sono formati da un atomo di H di un gruppo alcolico parzialmente legato ad un secondo atomo di ossigeno appartenente ad un polimero di una fibra parallela (figura 4). Queste proprietà rendono il polimero cellulosa più resistente agli attacchi chimici e termici e fa sì che si sviluppi in maniera più lineare, rendendolo così oltre che resistente, anche filabile. Per questo motivo la cellulosa risulta essere la materia prima fondamentale per le fibre naturali.

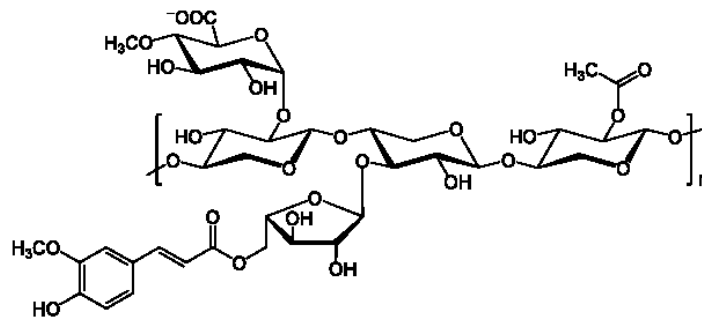
Figura 4 - Formazione di ponti idrogeno fra le catene di cellulosa



Emicellulosa

L'emicellulosa è formata da polisaccaridi complessi che si collocano in associazione con la cellulosa nella parete cellulare. A differenza della cellulosa, l'emicellulosa è solubile in soluzioni alcaline diluite. È formata da strutture ramificate, figura 5, che variano notevolmente a seconda che la biomassa sia di tipo legnoso o erbaceo. L'emicellulosa non è formata da un'identica unità monometrica ripetuta, bensì da diversi zuccheri tra i quali alcuni a cinque atomi di carbonio (xylani), altri a sei (glucani, mannani, arabinani, acidi galatturonici).

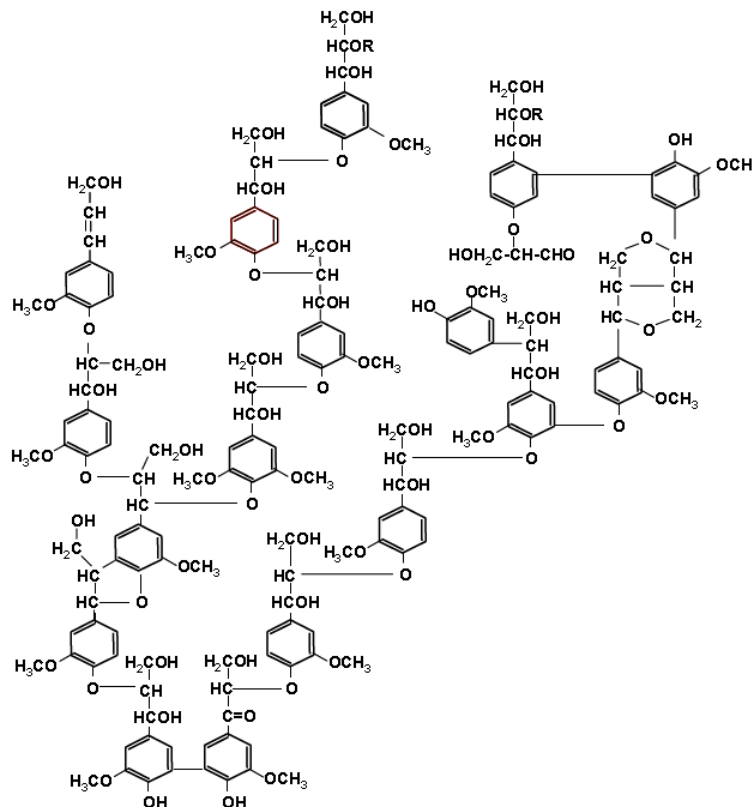
Figura 5 - Ramificazioni di emicellulosa su una catena di cellulosa



Lignina

La lignina è una molecola naturale complessa costituita da diverse unità di fenilpropano. Dopo i polisaccaridi rappresenta la struttura organica più presente nei vegetali. La presenza relativa della lignina, se da una parte si può ritenere circa costante all'interno di una stessa specie, è considerevolmente variabile tra le diverse specie. Per esempio il legno delle gimnosperme (conifere) ha un contenuto di lignina che può passare dal 27% al 37%, mentre il legno delle angiosperme, mostra mediamente un contenuto che varia dal 16% al 29%. La lignina svolge diverse funzioni fondamentali per la vita del vegetale. Il principale compito svolto dalla lignina è quello di ridurre la permeabilità all'acqua intervenendo in tutti i processi di scambio di minerali, nutrienti e metabolici.

Figura 6 - Tipica struttura della lignina



Inoltre, se la cellulosa fornisce la vera e propria resistenza meccanica caratteristica del legno, la lignina opera da riempitivo e da collante tra le cellule vegetali, fornendo resistenza alla compressione e agli urti. La lignina può considerarsi la molecola più complessa per quel che riguarda la struttura della biomassa. Non è infatti possibile dare una composizione precisa, anche se esistono diversi tentativi di fornire un modello di struttura media come nel caso della betulla in figura 6.

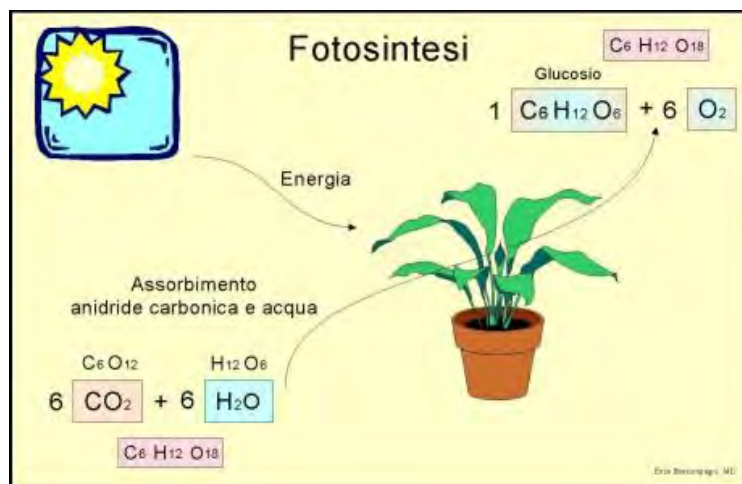
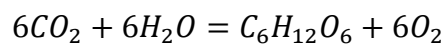
L'eterogeneità della lignina è ben riconoscibile per le diverse piante di diverse famiglie, ordini, generi e classi così come la struttura della lignina in una stessa specie può variare in base alla zona di provenienza ed alla età della pianta.

In genere la lignina differisce per il diverso contenuto relativo di monomeri presenti nella struttura. Si possono individuare due grandi gruppi di piante: le softwood e le hardwood. Tra le prime si identificano principalmente le gimnosperme. Le lignine di queste piante sono caratterizzate da una maggior abbondanza di alcol coniferilico, mentre le lignine di piante hardwood, angiosperme, sono il prodotto di copolimerizzazione di alcol del siringolo, da cui dipende la maggior abbondanza di gruppi metossile ($-OCH_3$) sull'anello aromatico. La principale differenza tra le due classi di lignine, consiste nella maggior presenza di ossigeno nelle hardwood, ciò è strettamente correlato alla maggiore abbondanza di gruppi metossili nella struttura. Ciò si traduce in una minore compattezza della struttura macromolecolare della hardwood rispetto alla softwood che è in grado di formare un numero superiore di legami intramolecolari.

1.2 Il meccanismo della fotosintesi clorofilliana

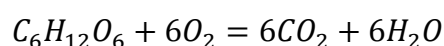
La fotosintesi clorofilliana (dal greco $\nu\acute{o}\tau\omicron$ - [*foto*-], "luce", e $\sigma\acute{\upsilon}\nu\theta\epsilon\sigma\iota\varsigma$ [*synthesis*], "costruzione, assemblaggio") è un processo chimico grazie al quale le piante verdi e altri organismi producono sostanze organiche (principalmente carboidrati) a partire dall'anidride carbonica atmosferica e dall'acqua metabolica, in presenza di luce solare. La serie di reazioni chimiche che costituiscono la fotosintesi rientra tra i processi anabolici (di sintesi) dei carboidrati ed è del tutto opposta ai processi inversi di catabolismo (ossidazione). Durante la fotosintesi, con la mediazione della clorofilla, ovvero il pigmento di colore verde che ricopre le foglie, la luce solare permette di convertire sei molecole di CO_2 e sei molecole d' H_2O in una molecola di glucosio ($\text{C}_6\text{H}_{12}\text{O}_6$), zucchero fondamentale per la vita della pianta. Come sottoprodotto della reazione si producono sei molecole di ossigeno, che la pianta libera nell'atmosfera.

Figura 8 – Fotosintesi



Il meccanismo reale è più complesso di quanto scritto in precedenza. Il glucosio viene infatti convertito in molecole più complesse come cellulosa, lignina, oli, proteine, etc. Inoltre serve oltre che luce ed acqua, adeguate condizioni di temperatura e nutrienti come i fertilizzanti a base di azoto, fosforo e potassio. Alla fine del ciclo vitale i vegetali restituiscono l'energia immagazzinata per decomposizione o tramite la combustione.

Combustione glucosio



La combustione consuma l'ossigeno precedentemente prodotto con la fotosintesi, liberando l'anidride carbonica e l'acqua. Nel complesso quindi, l'utilizzo energetico il bilancio di emissioni di CO₂ risulta nullo, anche se in realtà non bisogna trascurare il consumo di energia primaria e le emissioni per la raccolta, trasporto e conversione della biomassa, nonché i processi di realizzazione e dismissione degli impianti ed apparecchiature necessarie.

Per quanto riguarda il rendimento di tutto il processo, che risulta comunque essere modesto, si deve considerare che la frazione di radiazione solare attiva è compresa tra 0,4 e 0,7 μm cioè circa il 50% della totale incidente al suolo e solo il 40% della totale radiazione è effettivamente a disposizione a causa della riflessione delle foglie. Il processo di fotosintesi ha una sua efficienza intrinseca di conversione pari al 7% a causa di perdite e per mantenere il metabolismo della pianta stessa. Considerando che questo è solo il limite teorico per i vegetali efficienti (sorgo, canna da zucchero, miscanto, etc.) ed adatti a climi tropicali, per i climi temperati considerando le condizioni non ideali di luce, temperatura, acqua e nutrienti il rendimento medio effettivo è dell'ordine dell'1%. Questo alle nostre latitudini porta a valori di produzione paria a 30-60 t/ha anno, ma in realtà sperimentalmente si è arrivati a 5-15 t/ha anno.

Per quanto riguarda le biomasse residuali a livello nazionale sono state eseguite diverse valutazioni del potenziale energetico, si stima un potenziale massimo pari a 31 Mt/anno di sostanza secca pari a 13 Mtep/anno, ovvero il 7% del consumo interno lordo italiano. Tuttavia, tale potenziale appare di difficile utilizzo per evidenti motivazioni di carattere tecnico ed economico derivanti dalla frammentazione territoriale italiana. Se si sviluppasse una politica di gestione efficiente per la gestione del patrimonio forestale finalizzata a conseguire livelli di utilizzazione in linea con gli standard europei si potrebbe arrivare a circa 18-19 Mt/anno di sostanza secca per la produzione di energia.

1.3 Le filiere di conversione energetica

Rispetto alla composizione elementare, il legno è costituito quasi interamente da tre elementi: il carbonio (49-51%), l'ossigeno (41-45%) e l'idrogeno (5-7%). Al contempo presenta relativamente basse quantità di azoto (0,05-0,4%), di zolfo (0,01-0,05%) e di altri elementi minerali che vanno a costituire le ceneri (0,5-1,5%).

La composizione delle biomasse ha una influenza basilare sulla scelta del processo di conversione. I parametri che influenzano tale scelta sono umidità e rapporto carbonio/azoto (C/N).

Si possono così schematizzare (tabella 2) le tipologie di processo in funzione di questi due parametri:

Tabella 2 – Classificazione dei processi di conversione energetica delle biomasse

Tipologia del processo	C/N	Umidità	Processo di conversione	Prodotto principale
Biochimico	<30	>30%	Fermentazione	Bioetanolo
			Digestione anaerobica	Biogas
			Digestione aerobica	Energia termica
Termochimico	>30	<30%	Combustione	Energia termica
			Gassificazione	Gas di sintesi
			Pirolisi	Gas di pirolisi, olio
Fisico-chimico	-	-	Estrazione di oli	Olio vegetale
			Transesterificazione	Biodiesel
			Compattazione	Pellets

Il processo su cui ci si baserà nel corso del presente lavoro è quello di tipo termochimico, che prevede l'utilizzo di specie vegetali ligno-cellulosiche. Al momento tali biomasse vengono essenzialmente utilizzate per alimentare caldaie e generatori di vapore in sostituzione di combustibili fossili convenzionali.

Molto più interessante è l'utilizzo delle biomasse in processi di gassificazione accoppiati a motori a combustione interna, oppure impianti di cogenerazione alimentati a biomassa, caratterizzati da una caldaia ad olio diatermico ed un turbogeneratore a fluido organico (ORC).

Per quanto riguarda umidità e potere calorifico la biomassa può essere caratterizzata energeticamente da diversi parametri, quali il Potere Calorifico Superiore (*PCS*) ed Inferiore (*PCI*), le caratteristiche chimiche (contenuto di carbonio, idrogeno e azoto) e le caratteristiche fisiche (contenuto di umidità, ceneri, sostanze volatili e carbonio fisso).

Ai fini dell'impiego in un processo di combustione le caratteristiche chimico-fisiche più importanti delle biomasse sono umidità e potere calorifico. Questi parametri condizionano buona parte della filiera delle biomasse ligno-cellulosiche; da un lato i costi di raccolta, trasporto e movimentazione, dall'altro il rendimento del processo di combustione.

L'umidità di una biomassa esprime il suo contenuto di acqua e può essere riportata sul tal quale oppure sul secco. Se si indica con m_A la massa d'acqua e con m_S la massa di sostanza secca, il tenore di umidità M sul tal quale è definito come:

$$M = \frac{m_A}{m_A + m_S}$$

ed assume valori compresi tra zero e uno. Il tenore di umidità U_0 sul secco è invece definito come:

$$U_0 = \frac{m_A}{m_S}$$

ed assume valori compresi tra zero e uno.

In una biomassa il componente utile dal punto di vista energetico è costituito dalla sostanza secca, mentre l'acqua rappresenta di fatto un componente indesiderato.

Un altro parametro di fondamentale importanza è costituito dal potere calorifico. Ai fini pratici risulta di maggiore interesse il potere calorifico inferiore (*PCI*). Esso esprime la quantità di calore che si sviluppa con la combustione completa di 1 kg di legno, considerando l'acqua allo stato di vapore a 100 °C, ossia considerando la sola quota parte di calore effettivamente utilizzabile. Il *PCI* si misura in kJ/kg.

E' dimostrabile che il potere calorifico di una biomassa diminuisce linearmente con l'aumento della sua umidità, fino ad annullarsi del tutto per valori dell'umidità dell'ordine dell'88-90%.

Nei capitoli successivi si vedrà che la biomassa, per essere energeticamente sfruttabile da un impianto, deve avere valori dell'umidità inferiori al 30%.

La formula per il calcolo del potere calorifico sul tale quale del legno (MJ/kg) con un dato contenuto idrico (M), considerato che per fare evaporare un kg di acqua occorrono 2,44 MJ, è:

$$PCI = \frac{PCI_0(100 - M) - 2,44M}{100}$$

dove con PCI_0 si intende il potere calorifico inferiore sul secco.

All'aumentare della percentuale di acqua nella biomassa il potere calorifico ovviamente diminuisce (figura 9), fino ad annullarsi.

Figura 9 – Variazione del PCI (con $PCI_0=5,14 \text{ kWh/kg}$) in funzione di M

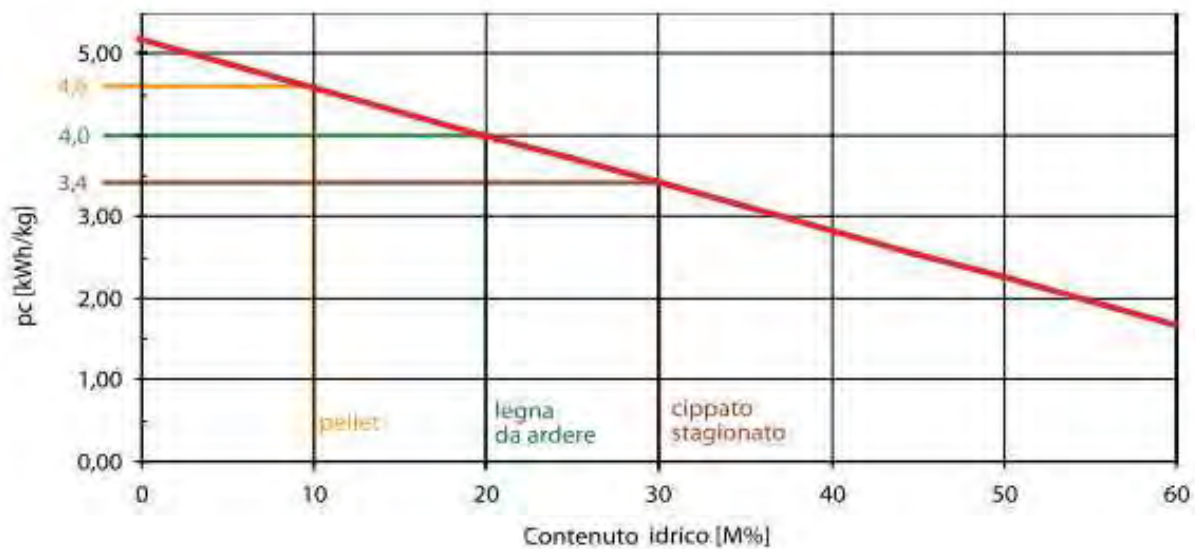


Tabella 3 – Principali caratteristiche delle biomasse

	Umidità	Potere calorifico	Densità	
	(%)	PCI (MJ/kg)	(kg/msa)	(kg/msr)
Faggio fresco	50	7,9	669	464
Faggio essiccato	35	11,1	608	375
Faggio essiccato all'aria	18	14,6	482	283
Abete fresco	50	8,1	517	332
Abete essiccato naturale	35	11,3	436	265
Abete essiccato all'aria	18	14,9	345	202
Pellet	10	17	-	600
Segatura	10	17	-	202
Trucioli	10	17	-	120
Paglia	15	14,4	135	-

Per i combustibili legnosi, nella pratica, si utilizzano i seguenti valori medi:

- legno anidro (M 0%) $PCI_0 = 18,5 \text{ MJ/kg} = 5,14 \text{ kWh/kg}$
- legna da ardere (M 20%) $PCI_{20} = 14,4 \text{ MJ/kg} = 4 \text{ kWh/kg}$
- pellet (M 10%) $PCI_{10} = 16,9 \text{ MJ/kg} = 4,6 \text{ kWh/kg}$
- cippato (M 30%) $PCI_{30} = 12,2 \text{ MJ/kg} = 3,4 \text{ kWh/kg}$

Notevole importanza ai fini della combustione assume anche il tenore di ceneri, ovvero la frazione sul tal quale di materiale inorganico che si ritrova come residuo alla fine del processo di combustione. Elevati valori di questo parametro comportano una diminuzione del potere calorifico e maggiori problemi legati alla formazione di incrostazioni, corrosioni ed erosioni nella caldaia.

1.4 Valutazione della qualità delle biomasse destinate alla combustione

Per effettuare la valutazione della qualità delle biomasse destinate alla combustione è fondamentale valutare i seguenti parametri:

- contenuto in acqua delle biomasse raccolte: la biomassa destinata alla stazione di trasformazione deve essere il più possibile allo stato secco, in quanto una eccessiva concentrazione di acqua diminuisce il potere calorifico del combustibile e causa una diminuzione dell'efficienza di combustione;
- concentrazione di elementi minerali (es. azoto, cloro, potassio e calcio): la combustione è influenzata dalla presenza di elementi minerali che provocano corrosioni all'impianto

operativo e producono emissioni di NO_x, SO₂, HCl e diossina. Essi aumentano all'aumentare del contenuto minerale nella biomassa;

- contenuto in ceneri: un alto contenuto in ceneri diminuisce il potere calorifico, aumenta i costi di smaltimento delle ceneri e crea maggiori problemi legati alla possibile formazione di incrostazioni;
- analisi della frazione fibrosa: il potere calorifico è influenzato anche dal contenuto in ossigeno dei componenti della biomassa. Tra questi, la lignina, che contiene una minore concentrazione di ossigeno rispetto alla cellulosa ed emicellulosa, ha valori di potere calorifico più elevati rispetto agli altri due componenti. Ne consegue che maggiore è il contenuto di lignina e migliore è il potere calorifico della biomassa.

1.4.1 Unità di misura del legno

Considerato il livello di eterogeneità di forma e dimensione della biomassa è necessario individuare delle definizioni comuni di riferimento, in modo tale da poter effettuare corrette conversioni da una forma di biomassa ad un'altra.

Il volume specifico è uno dei fattori che influenza maggiormente i costi di trasporto e di stoccaggio delle biomasse. In letteratura sono riportate le seguenti definizioni di volume:

- il **metro cubo (m³)** fa riferimento al volume interamente occupato dal legno. Questa unità di misura è comunemente adottata per il legname da lavoro;
- il **metro stereo (ms)** invece, che considera i “vuoti per pieni”, è tipicamente utilizzato per i combustibili legnosi;
- il **metro stereo accatastato (msa)** è l'unità di misura che si impiega per la legna da ardere ordinatamente accatastata;
- il **metro stereo riversato (msr)** è l'unità di misura tipicamente impiegata per il cippato; in misura minore anche per la legna.

Per quanto riguarda il peso invece le unità di misura ponderali per i combustibili legnosi sono il chilogrammo e la tonnellata.

La tonnellata è un multiplo del chilogrammo ed è un'unità accettata dal Sistema Internazionale di misura (S.I.).

Nella tabella 4 si riportano le unità di misura di peso e di volume comunemente impiegate per la compravendita dei combustibili legnosi.

Tabella 4 – Unità di misura del legno

Unità di misura			
tonnellata (t)	chilogrammo (kg)	metro stereo accatastato (msa)	metro stereo riversato (msr)
Legna da ardere Cippato Pellet e Briquettes		Legna da ardere	Cippato Legna da ardere

Il rapporto fra il peso del combustibile legnoso e il suo volume può essere espresso con tre differenti unità di misura:

- **Peso specifico:** è un valore adimensionale che deriva dal rapporto tra il peso e il volume dell'acqua (4°C) e delle sostanze legnose. Si riferisce al peso delle sostanze legnose allo stato anidro - principalmente cellulosa, emicellulosa e lignina - che compongono le pareti cellulari. Queste sostanze hanno un peso specifico di 1,5 e tale valore è identico per le diverse specie;
- **Massa volumica (Mv):** si riferisce al rapporto tra il peso e il volume del corpo legnoso (corpo poroso) composto da un insieme di sostanze e da vuoti (cavità vascolari) variamente riempiti di aria e/o di acqua. Si esprime in g/cm³ e in kg/m³. Spesso la massa volumica è indicata come peso specifico apparente oppure erroneamente anche solamente come peso specifico. Nel caso del pellet la massa volumica è riferita al peso del singolo pezzo che deve essere superiore a 1,15 g/cm³; nella fattispecie quando rilasciato in un recipiente d'acqua esso affonda rapidamente;
- **Massa volumica sterica o densità sterica (Ms):** è tipicamente impiegata per gli ammassi di combustibili legnosi tal quali (legna da ardere e cippato) che formano tra i singoli pezzi spazi vuoti più o meno ampi, in funzione della loro pezzatura e forma. Si esprime in kg/msa e kg/msr, a seconda rispettivamente che l'ammasso sia accatastato o riversato.

La tabella 5 riporta i fattori orientativi di conversione tra i più comuni assortimenti di energia.

Tabella 5 – Rapporti conversione legno-legna-cippato

Assortimento	Legno tondo	Spacconi	Legna spaccata corta		Cippato	
			accatastata	riversata	fino (G30)	medio (G50)
	m ³	msa	msa	msr	msr	msr
1 m ³ tondo	1	1.4	1.2	2.0	2.5	3.0
1 msa spacconi 1 m	0.7	1	0.8	1.4	(1.75)	(2.1)
1 msa legna spaccata corta	0.85	1.2	1	1.7	-	-
1 msr legna spaccata corta	0.5	0.7	0.6	1	-	-
1 msr cippato di bosco fino (G30)	0.4	(0.55)	-	-	1	1.2
1 msr cippato di bosco medio (G50)	0.33	(0.5)	-	-	0.8	1

Figura 10



1.4.2 Norme tecniche per i biocombustibili

Le principali norme tecniche sui biocombustibili solidi sono quelle della serie UNI EN 14961. Questi documenti sono al momento le prime e uniche norme comuni europee che definiscono le caratteristiche dei biocombustibili solidi e pur riferendosi a biocombustibili per usi non industriali potrebbero essere usate anche per prodotti destinati ad altri impieghi energetici, in attesa di ulteriori standard più specifici.

Viene ora riportata una descrizione sommaria di queste norme:

UNI EN 14961–1 Biocombustibili Solidi. Specifiche e classificazione del combustibile. Parte 1: Requisiti generali.

Questa norma europea descrive un metodo, di approccio qualitativo, per la classificazione dei biocombustibili solidi di varia origine e caratteristiche. La norma si applica ai combustibili prodotti da una ben precisa serie di materie prime, che sono:

- prodotti derivanti dall'agricoltura e dalle foreste;
- residui vegetali dell'agricoltura e delle foreste;
- residui vegetali dalle lavorazioni dell'industria alimentare;
- residui legnosi, ad eccezione dei residui legnosi che possono contenere componenti organici alogenati o metalli pesanti risultanti dai trattamenti per la conservazione del legno; tra questi residui non possono essere utilizzati quelli provenienti dal settore edile e delle demolizioni;
- residui fibrosi vegetali derivanti da pulper di cartiera, solamente se vengono utilizzati direttamente nel luogo di produzione ed il calore generato viene recuperato;
- rifiuti di sughero.

UNI EN 14961–4 Biocombustibili solidi. Specifiche e classificazione del combustibile, Parte4: Cippato di legno per uso non industriale.

Questa norma europea definisce delle classi di qualità del cippato di legno per uso non industriale e per ogni classe definisce delle specifiche chimico-fisiche sulla base, come riportato in tabella 6, di alcune grandezze.

Tabella 6 – Alcuni valori qualitativi per cippato non industriali

		Classe A1	Classe A2	Classe B1	Classe B2
Origine e fonte		<ul style="list-style-type: none"> • Piante intere senza radici • Tronchi • Residui legnosi non trattati chimicamente • Residui da taglio e sramatura 	<ul style="list-style-type: none"> • Piante intere senza radici • Tronchi • Residui legnosi non trattati chimicamente • Residui da taglio e sramatura 	<ul style="list-style-type: none"> • Legno da esbosco, coltivazioni a ciclo breve e altro, legno vergine • Residui legnosi non trattati chimicamente 	<ul style="list-style-type: none"> • Sottoprodotti e residui della prima lavorazione del legno • Legno post consumo
		Frazione principale >80% (massa)		Frazione fine <5%	Frazione grossa <1%
Dimensione o Pezzatura	P16 P45 P63	3,15mm<P<16mm 3,15mm<P<45mm 3,15mm<P<63mm		<1mm <1mm <1mm	>45mm, tutto <85mm >63mm >100mm
Umidità, M	w-%	M10 < 10% M25 < 25%	M35 < 35%	Da dichiarare	
Cenere, A	w-% base secca	A1.0 < 1% sul secco	A1.5 < 1,5% sul secco	A3.0 < 3% sul secco	
Densità dello sfuso, BD	kg/msr	BD150 > 150 BD200 > 200	BD150 > 150 BD200 > 201	Da dichiarare	

Capitolo 2

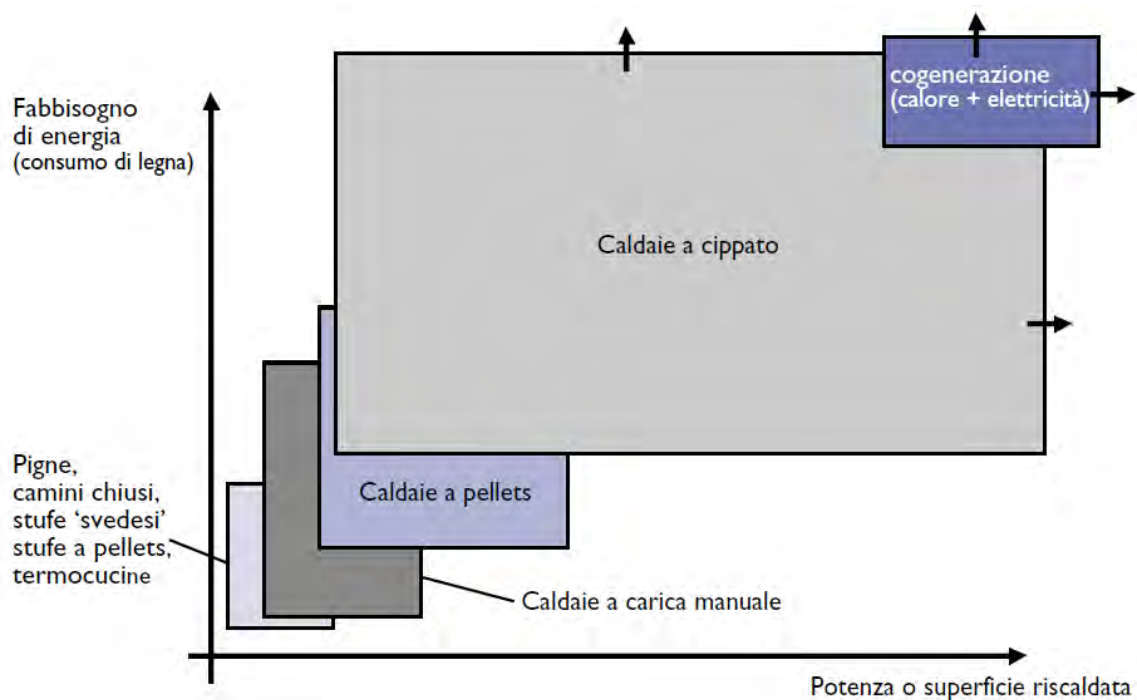
Produzione di calore

2.1 Caratteristiche qualitative richieste dalle caldaie

Le tipologie di generatori termici alimentati a legno, disponibili sul mercato, sono fondamentalmente tre e si differenziano sulla base della forma fisica delle tre principali categorie di combustibili vegetali:

- legna da ardere in ciocchi;
- legno sminuzzato (cippato);
- pastiglie di legno macinato e pressato (pellet).

Figura 11– Campi di applicazione delle tecnologie di combustione della biomassa ligno cellulosa



Caldaie per la combustione di legna in ciocchi

La combustione della legna da ardere rimane la forma più diffusa ed elementare di conversione energetica delle biomasse. Tuttavia, a causa della necessità di carica manuale dei ciocchi di legno, le caldaie hanno potenza limitata e trovano un impiego ottimale per il riscaldamento di case isolate comprendenti uno o pochissimi appartamenti.

Attualmente la tipologia di caldaie più diffusa per legna in ciocchi è quella a fiamma inversa, in cui la camera di combustione è situata sotto il vano in cui viene caricata la legna. Queste caldaie sono provviste di sistemi per la circolazione forzata dell'aria comburente: il ventilatore può essere posto sul lato anteriore della caldaia, veicolando l'aria comburente all'interno e facendola fluire attraverso il combustibile fino allo scarico dei fumi (ad aria soffiata); in altri modelli il ventilatore è situato sulla bocca di uscita dei fumi e aspira i gas combusti creando una depressione in caldaia che consente il richiamo dell'aria comburente dall'esterno (ad aria aspirata). Una parte dell'aria (primaria) viene introdotta in caldaia immediatamente sopra la griglia sulla quale è appoggiata la legna. L'aria primaria permette l'avvio della combustione (gassificazione), con formazione di uno strato di braci a contatto della griglia e lo sviluppo di gas combustibili derivanti dalla pirolisi del legno (monossido di carbonio e idrogeno); questi ultimi, trascinati in basso attraverso la griglia, giungono nella camera sottostante dove l'aria secondaria consente il completamento della combustione attraverso un suo moderato eccesso. L'esatto quantitativo di aria, la temperatura e la turbolenza elevate nella camera di combustione, nonché la permanenza dei gas caldi nel focolare per un tempo sufficiente al completamento delle reazioni termochimiche di combustione, rappresentano i fattori essenziali al fine di una combustione ottimale.

L'inversione della fiamma consente di avere una combustione progressiva della legna, che non prende totalmente fuoco nel vano di carico, ma brucia in prossimità della griglia: ciò rende la potenza erogata dalla caldaia più stabile nel tempo e permette un maggior controllo della combustione (a tutto vantaggio del rendimento termico e delle emissioni inquinanti). I modelli più avanzati, dotati di sistemi di regolazione a microprocessore, raggiungono rendimenti termici superiori al 90% alle condizioni di potenza nominale.

La regolazione dell'aria di combustione avviene in base al fabbisogno di ossigeno misurato nei fumi con la sonda lambda che consente di ottimizzare l'afflusso di aria durante il funzionamento della caldaia a legna. In generale il locale dove è alloggiata la caldaia deve avere sezioni libere, comunicanti con l'esterno e non intercettabili, per consentire il passaggio d'aria necessaria alla combustione.

Caldaie a cippato

Gli impianti a cippato sono totalmente automatizzati e non hanno limiti dimensionali, potendo raggiungere potenze anche di diversi MW termici, anche se è preferibile frazionare la potenza in più caldaie per ovviare a possibili fermate totali dell'impianto causate da guasti tecnici. I rendimenti sono analoghi a quelli delle caldaie a gas/gasolio. Per le caratteristiche di automazione e risparmio di esercizio, gli impianti a cippato sono particolarmente indicati per il riscaldamento di edifici di dimensioni medie o grandi quali alberghi, scuole, condomini, ospedali, centri commerciali o più unità abitative collegate da una rete di teleriscaldamento.

Poiché il caricamento del combustibile in caldaia avviene in modo automatico, è necessario che accanto al locale caldaia venga predisposto un locale (silo) per lo stoccaggio del cippato, in grado di garantire l'alimentazione del generatore termico per 1-3 giorni. Dal silo di alimentazione il cippato viene estratto automaticamente e immesso, per mezzo di una coclea dosatrice, nella caldaia, dove avviene la combustione mediante l'immissione di aria primaria e secondaria.

La combustione avviene in caldaie a griglia che può essere:

- fissa, per bruciare materiali fini e a basso contenuto di umidità;
- mobile, per bruciare combustibili a pezzatura grossolana, ad alto contenuto di ceneri e a umidità fino al 50% in peso di acqua, quali ad esempio le biomasse forestali fresche di taglio.

Nei sistemi più avanzati, il flusso di cippato e la combustione sono regolati entrambi in continuo da un microprocessore in base alla richiesta di energia dell'utenza e alla temperatura e concentrazione di ossigeno dei fumi. Il sistema può modulare la potenza erogata mantenendo la combustione ottimale anche con combustibili diversi. L'accensione del cippato può avvenire sia manualmente, sia automaticamente per mezzo di dispositivi sia elettrici, tramite del combustibile liquido o con un bruciatore a gas. In alcuni modelli esiste la funzione di mantenimento braci che consente alla caldaia di mantenere una piccola quantità di braci accesa durante le pause di funzionamento, permettendo così la riaccensione immediata al riavvio dell'impianto.

Importanti dispositivi di sicurezza che dovrebbero essere sempre installati negli impianti termici a cippato riguardano il sistema di alimentazione del combustibile e sono volti a impedire eventuali ritorni di fiamma dalla caldaia al silo di stoccaggio. Un primo essenziale sistema ha lo scopo di interrompere la continuità fisica del flusso del cippato dal silo alla caldaia. Per questo motivo gli impianti a cippato comprendono sovente una tramoggia di caduta del combustibile interposta tra due differenti coclee, delle quali una proviene dal silo e l'altra porta il materiale in caldaia. Il flusso

del cippato, in caduta libera nella tramoggia, può essere facilmente interrotto in caso di emergenza da una serranda tagliafiamma, oppure da una valvola stellare che mantiene permanentemente la separazione fisica tra due ambienti.

Nella parte terminale della coclea proveniente dal silo può inoltre essere installata una valvola di sicurezza termica collegata all'acquedotto che, in caso di emergenza, immette acqua nel canale della coclea impedendo il propagarsi del ritorno di fiamma.

Condizioni favorevoli al ritorno di fiamma verso il silo si possono instaurare quando nel focolare si verifica una pressione positiva, mentre il rischio è minimo se la camera di combustione viene costantemente mantenuta in depressione. Per tale motivo diversi modelli di caldaie a cippato sono dotati di dispositivi atti al controllo della depressione nel focolare.

Caldaie a pellet

L'elevata densità energetica e la facilità di movimentazione rendono il pellet il combustibile vegetale più indicato per impianti di riscaldamento automatici di tutte le dimensioni. Esso può essere utilizzato nelle caldaie a cippato oppure in caldaie appositamente progettate.

In tutti i casi l'accensione è automatica e molto rapida, per mezzo di una resistenza elettrica. Nei sistemi più avanzati la regolazione dell'aria comburente e del flusso di combustibile vengono effettuate automaticamente ad opera di un microprocessore. Tali caratteristiche di semplicità d'uso e di automazione conferiscono agli impianti di riscaldamento a pellet un elevato livello di affidabilità.

L'elemento qualificante per la sicurezza di una caldaia a pellet è costituito dai dispositivi contro il ritorno di fiamma dal bruciatore verso il serbatoio. Il sistema più diffuso consiste nell'interporre un tratto di caduta libera del pellet tra la coclea di trasporto e la caldaia. Questo tratto è generalmente costituito da un tubo flessibile. Altri sistemi prevedono serrande tagliafiamma o valvole stellari. In caso di mancanza di corrente elettrica o di guasto della pompa di circolazione, il rischio di ebollizione dell'acqua è molto minore rispetto alle caldaie a legna, per la piccola quantità di combustibile presente nel focolare. Tuttavia, poiché in molti casi le caldaie a pellet sono predisposte anche per la combustione di legna da ardere e sono dotate di scambiatore di calore di emergenza, è buona pratica operativa allacciare questo a una presa di acqua fredda e installare una valvola di sicurezza termica, come già descritto per le caldaie a legna.

Per quanto riguarda la sola generazione di calore, considerate le potenze in gioco richieste, le caldaie che verranno prese in esame in questo lavoro sono quelle a cippato.

Le principali caratteristiche qualitative della biomassa richieste dalle caldaie sono la pezzatura, il contenuto idrico e il contenuto di ceneri. La tabella fornisce un quadro indicativo delle caratteristiche richieste dai generatori termici a cippato.

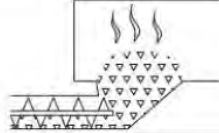
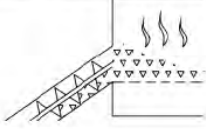
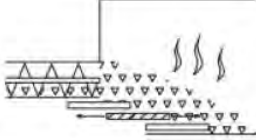
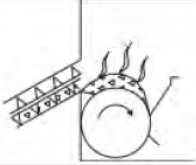
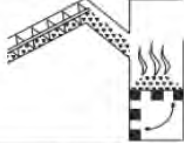

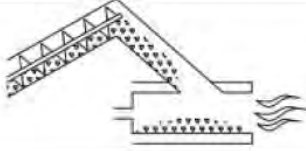
Tabella 7 – Principali caratteristiche dei generatori termici a cippato

Tipo di caldaia	Classe di potenza kW_t	Griglia	Sistema di estrazione	Pezzatura (P)	Contenuto idrico (M)	Ceneri (A)
Automatica a cippato	<150	fissa	coclea	P16-45	M20-30	A1,5
	150-1000	fissa/semimobile	coclea	P16-45	M20-40	A1,5-3,0
	>1000	mobile	spintore	P16-100	M30-55	A3,0-10,0

2.2 Tipologie di focolari

La tabella 8 illustra i più comuni tipi di focolari di piccola-media potenza e i relativi biocombustibili solidi impiegabili. Nella tabella si possono distinguere i focolari sottoalimentati e a caricamento laterale (con coclea e/o spintore), per lo più alimentati a cippato e/o pellet, dai focolari per caduta dall'alto, tipicamente impiegati solo nelle caldaie a pellet (o cippato calibrato).

Tabella 8– Classificazione dei principali focolari automatici

Principio	Tipo	Schema	Potenza nominale	Combustibile
Focolare sottoalimentato			da 10 kW a 2,5 MW	cippato pellet
Focolari a griglia alimentati lateralmente (coclea o spintore)	griglia fissa (con raccogliitore cenere o griglia ribaltabile)		da 25 kW	cippato pellet
	griglia mobile (rotativa, a scalini)		da 15 kW a >20 MW	cippato pellet corteccia segatura
	griglia a rullo laminato		da 4 kW a 450 kW	cippato pellet
Focolari alimentati per caduta	griglia ribaltabile		da 15 kW a 30 kW	pellet (cippato calibrato)
	braciere a tazza		da 6 kW a 30 kW	pellet (cippato calibrato)
	braciere a tunnel (bruciatore)		da 10 kW a 2,5 MW	pellet (cippato calibrato)

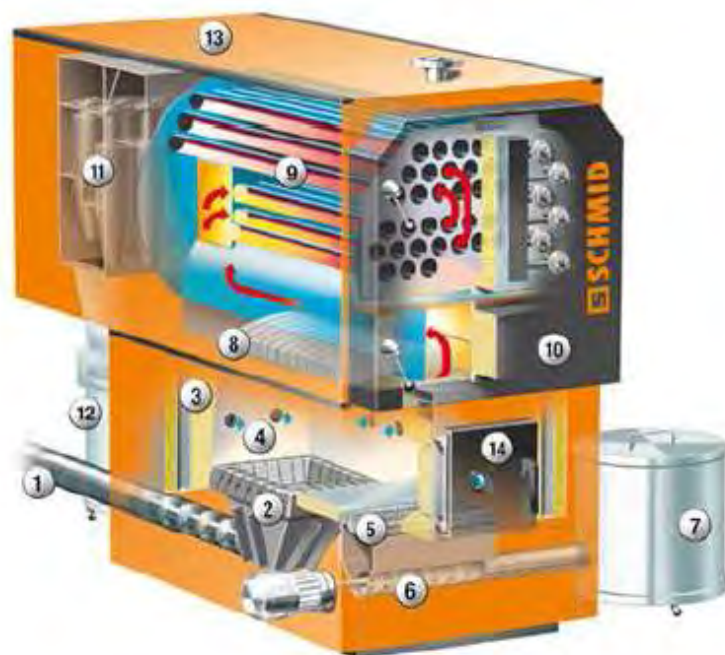
2.3 Caldaie sottoalimentate

Negli impianti sottoalimentati, come si può vedere in figura 12, il materiale viene convogliato dal basso nel corpo bruciatore, nel quale viene convogliata anche l'aria comburente come aria primaria (2). In questa zona avvengono quattro fasi: essiccazione, decomposizione pirolitica, gassificazione del combustibile e combustione del carbone di legna. L'aria secondaria (4) è immessa per la completa ossidazione dei gas combustibili per contenere le emissioni. I gas caldi a questo punto cedono il calore all'acqua in corrispondenza dello scambiatore di calore prima di essere liberati in atmosfera. La rimozione delle ceneri avviene mediante una griglia di post-combustione. Sotto tale griglia è installato un contenitore a coclea che convoglia le ceneri in un apposito contenitore.

Il contenuto idrico del cippato utilizzato in questo tipo di caldaie varia da 10 a 50%.

Considerato che il focolare è alimentato da una coclea, questo tipo di caldaie sono idonee all'utilizzo di cippato povero di cenere e con pezzatura regolare.

Figura 12– Caldaia a cippato sottoalimentata



1. Ingresso del combustibile mediante coclea di alimentazione
2. Corpo del bruciatore in ghisa, con convogliamento dell'aria primaria
3. Camera di combustione
4. Aria secondaria
5. Griglia di postcombustione

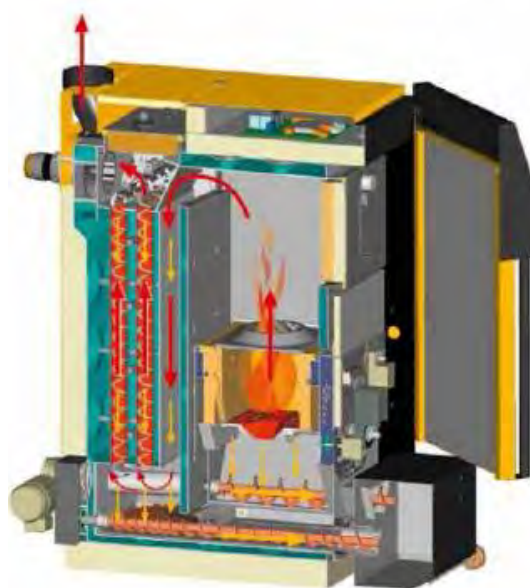
6. Estrazione automatica delle ceneri dalla griglia
7. Contenitore delle ceneri prelevate dalla griglia
8. Voltino ad irraggiamento (esecuzione variabile in funzione della differente umidità del combustibile)
9. Scambiatore di calore a tre giri di fumo
10. Sportello anteriore con dispositivo per la pulizia automatica con aria compressa dei tubi della caldaia
11. Depurazione dei gas di scarico con multi ciclone ed estrazione automatica della cenere
12. Contenitore delle particelle di cenere
13. Ventilatore del gas di scarico
14. Sportello d'ispezione e servizio della camera di combustione

2.4 Caldaie ad alimentazione laterale

In questa tipologia di caldaie, tramite l'utilizzo di una coclea o di uno spintore, il combustibile è introdotto lateralmente nel focolare. Lo spintore risulta maggiormente utilizzato nel caso in cui il combustibile abbia una pezzatura grossolana, mentre la coclea per pezzature più fini.

Le più utilizzate sono le caldaie a griglia fissa per piccole potenze, mentre quelle a griglia mobile per le medie e alte potenze.

Figura 13 – Caldaia a cippato ad alimentazione laterale



2.5 Caldaie a griglia fissa

Nelle caldaie a griglia fissa l'aria primaria è immessa attraverso i fori della griglia e attraverso degli iniettori collocati nella parte laterale che delimita il focolare. La griglia in questo caso viene raffreddata dall'aria primaria, in questo modo si riduce il rischio della formazione di scorie di fusione e di surriscaldamento dei materiali costruttivi.

L'aria secondaria può essere introdotta in due punti, al di sopra della griglia, oppure davanti all'ingresso della seconda camera di combustione.

Anche in questa tipologia di caldaie è presente un sistema di estrazione delle ceneri a coclea che le trasporta in un apposito contenitore.

Il materiale introdotto deve essere molto omogeneo, sia per la ridotta dimensione della griglia sia perché pezzi fuori misura possono essere causa di blocchi alle coclee di trasporto e di caricamento.

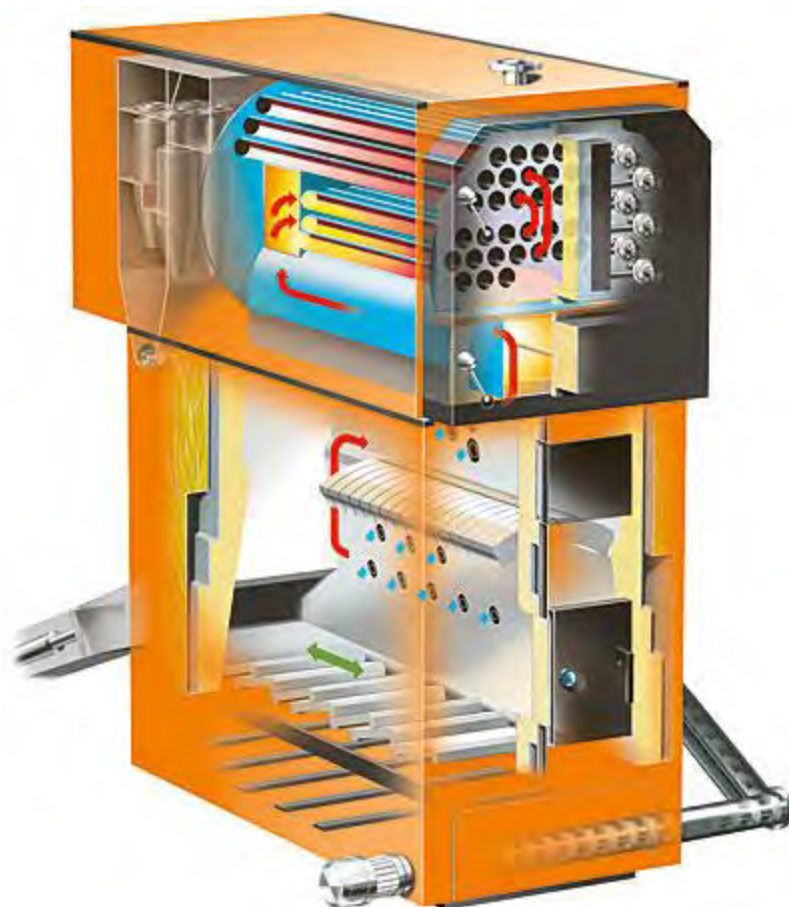
Il contenuto idrico del cippato nelle caldaie a griglia fissa non deve superare il 30% (M30); esse infatti hanno una scarsa inerzia termica in quanto i volumi della camera di combustione e dell'acqua nello scambiatore sono limitati, perciò l'ingresso di materiale molto umido abbasserebbe eccessivamente la temperatura di combustione. Inoltre, un contenuto idrico troppo elevato può compromettere la fase di avvio, essendo queste caldaie dotate di un dispositivo di accensione automatica (elettrica). Il contenuto idrico del cippato dovrebbe essere quanto più omogeneo possibile in quanto, maggiore è la sua eterogeneità, maggiori sono i costi di investimento per avere una tecnologia in grado di gestire il più complesso processo di combustione che ne deriva.

2.6 Caldaie a griglia mobile

Il combustibile viene introdotto nel focolare tramite una griglia mobile, piana o inclinata. Le barre della griglia sono strutturate in modo che si sovrappongano, così da minimizzare la perdita di combustibile. La griglia è costruita al fine di ottenere una accurata e uniforme distribuzione dell'aria primaria sulla sua superficie e una gassificazione senza turbolenza.

Il trasporto del cippato sopra la griglia deve essere mantenuto il più possibile uniforme, al fine di evitare inconvenienti e malfunzionamenti come: creazione di scorie di fusione, elevata presenza di ceneri volatili ed elevato eccesso d'aria.

Figura 14– Caldaia a cippato a griglia mobile



Le emissioni sono mantenute limitate dalla modulazione dell'aria secondaria che entra nella camera di combustione e di post-combustione per consentire una combustione completa e graduale.

L'efficienza dell'intero processo dipende anche dal mescolamento tra aria secondaria e gas combustibili. Infatti tanto più è efficiente questo processo tanto più basso sarà l'eccesso d'aria e quindi l'efficienza del processo sarà migliore.

Benché le caldaie a griglia mobile riescano a bruciare cippato fresco, maggiore è il contenuto idrico del cippato, maggiore è la perdita di efficienza del processo di conversione energetica in quanto parte dell'energia deve essere "consumata" per evaporare l'acqua dal legno. Inoltre, l'impiego di cippato di bassa qualità (es. prodotto esclusivamente da ramaglie di conifere, con prevalente presenza di aghi) comporta un aumento dei costi di manutenzione (scorie di fusione, pulizia scambiatori) e una sensibile riduzione del rendimento del generatore con conseguente aumento del costo dell'energia utile.

2.7 Componenti delle caldaie automatiche e sistemi collegati

Accumulatore

L'accumulatore ha un ruolo molto importante nelle moderne caldaie centralizzate. Entra in gioco nel momento in cui la potenza termica richiesta dall'edificio che si sta riscaldando scende sotto il 30% del valore nominale di progetto della caldaia. Sotto questa potenza, se non fosse presente l'accumulatore, si riscontrerebbero i seguenti problemi:

- verificarsi di fenomeni di condensazione nei gas di scarico;
- si entra nel campo di funzionamento più sfavorevole della combustione (emissioni nocive);
- il rendimento si abbassa;
- l'impianto lavora in modalità "accensione-spegnimento" per mantenere la temperatura di soglia fissata.

La vita utile dell'apparecchio in questo modo si abbassa.

L'accumulatore entra in funzione proprio per evitare questa situazione. Quindi al di sotto del 30% del carico termico l'impianto, invece di lavorare continuamente in modalità "accensione-spegnimento", sfrutta l'accumulatore come serbatoio termico dal quale prelevare l'acqua calda necessaria e diminuire la frequenza delle fasi di "accensione-spegnimento" della caldaia, riducendo le condizioni di lavoro dannose per l'impianto. Indicativamente il volume dell'accumulatore dovrebbe essere dimensionato con circa 20 litri per kWt di potenza nominale della caldaia.

Scambiatore di calore

Per ottenere una conformazione più compatta del corpo caldaia sono stati sviluppati scambiatori orizzontali a tubi di fumo, che possono andare da uno fino a tre giri di fumo. La pulizia dello scambiatore è automatica di tipo meccanico e nelle classi di potenza maggiore è effettuata con sistemi di tipo pneumatico. Le superfici dello scambiatore di calore vengono pulite automaticamente attraverso tubolari integrati anche durante l'utilizzo. Ciò consente una riduzione del consumo di combustibile. La cenere raccolta dalla pulizia viene raccolta da una coclea apposita e portata al contenitore per ceneri.

Sonda lambda

La sonda lambda è necessaria per conoscere se i gas di scarico presentano del combustibile incombusto, per mantenere il rapporto di miscela (kg aria/kg combustibile) entro l'intervallo di efficienza ottimale del catalizzatore.

La sonda lambda è in grado di rilevare la concentrazione di ossigeno all'interno dei gas di scarico; precisamente il valore di lambda appunto, che sta ad indicare il rapporto tra l'aria e il combustibile, dove:

- *Valore 1*, quando la combustione è stechiometrica;
- *< di 1*, quando c'è un eccesso di combustibile;
- *> di 1*, quando c'è un eccesso d'aria.

La sonda trasmette poi il valore sotto forma di segnale elettrico alla centralina che regola l'immissione di carburante e aria all'interno della camera di combustione.

L'uscita della sonda è del tipo bistadio (*on/off*) dato che il passaggio da una situazione all'altra avviene in un arco molto ristretto, per poi rimanere costante a valori più distanti da quello ottimale.

Figura 15– Sonda lambda



Quindi questo sensore è utile nel caso di combustibili eterogenei come il cippato, ottimizzando così la combustione e riducendo i valori delle emissioni nocive.

Sistemi d'estrazione

Sono diverse le configurazioni dei sistemi di estrazione delle caldaie automatiche. Dipendono dallo spazio in cui verranno installate e dalla quantità di cippato che si vuole estrarre dal deposito. Tale deposito deve essere localizzato il più possibile vicino alla centrale termica. In funzione di come è

realizzato l'accesso alle parti in movimento per la manutenzione e la riparazione viene disposto il sistema di estrazione, secondo un piano inclinato oppure disposto orizzontalmente.

Nel caso di impianti di media potenza deve essere prevista la costruzione di un ampio magazzino per il deposito del cippato.

Il cippato è estratto dal deposito e condotto alla caldaia tramite dei sistemi meccanici, di cui sono riportate in tabella 9 le caratteristiche dei sistemi principali.

Tabella 9– Principali caratteristiche dei sistemi di estrazione di piccoli e medi impianti

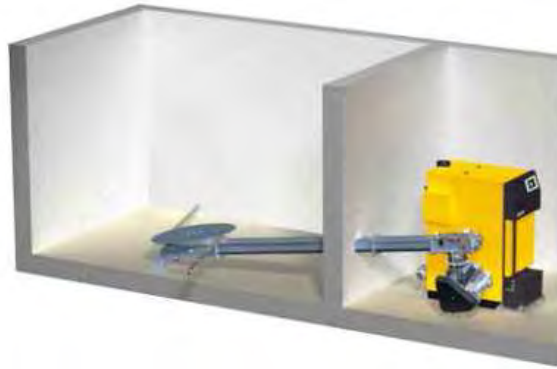
Sistema di estrazione	Tipo di combustibile stoccato	Capacità di estrazione (msr/h)	Altezza massima di carico deposito (m)
• Estrattore con molle a balestra e braccio articolato	cippato P16-P45 (buona fluidità)	3	6
• Estrattore conico	cippato secco , fino a P45	5	10
• Estrattore a coclea rotativa	cippato P16-P100, segatura, trucioli	50	20
• Estrattore a rastrelli	cippato P16-P100, triturato	20	10

I principali sistemi di estrazione utilizzati nella pratica sono due, quelli con molle a balestra ea braccio articolato e quelli a rastrelli.

- Estrattore con molle a balestra e braccio articolato.

Questo estrattore muove radialmente le braccia riempiendo di cippato la fossa in cui lavora la coclea sotto il piano di lavoro degli estrattori che porta il cippato alla caldaia. Viene utilizzato specialmente in impianti di piccola grandezza.

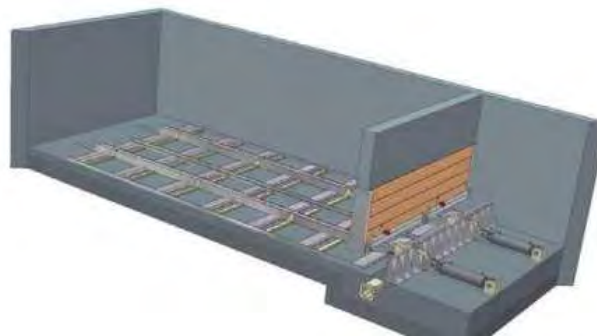
Figura 16 – Estrattore a braccio articolato



- Estrattore a rastrelli.

In questo caso è possibile agire sul totale volume del deposito. È prevista la disposizione di uno o più binari posti ad una certa distanza uno dall'altro, lungo i quali scorrono in senso orizzontale avanti e indietro dei rastrelli azionati da pistoni oleodinamici posizionati all'esterno del deposito. Tipicamente sono impiegati in impianti di taglia medio-grande, visto che garantiscono una elevata sicurezza di funzionamento anche con cippato molto eterogeneo.

Figura 17– Estrattore a rastrelli



2.8 Produzione di elettricità e calore

La produzione di energia elettrica e termica viene definita comunemente cogenerazione (CHP: Combined Heat and Power Production) ed è considerata fonte di energia assimilata alle fonti rinnovabili.

La norma UNI 8887/1987 definisce il processo di cogenerazione come “l’insieme delle operazioni volte alla produzione combinata di energia meccanica/elettrica e calore, entrambi considerati effetti utili, partendo da una qualsivoglia sorgente di energia. Il processo di cogenerazione deve realizzare un più razionale uso dell’energia primaria rispetto a processi che producono separatamente le due forme di energia. La produzione di energia meccanica/elettrica e calore deve avvenire in modo sostanzialmente interconnesso in cascata”.

La cogenerazione comporta sicuramente dei grandi vantaggi, ma è anche necessario analizzarne i limiti nel momento in cui si sceglie di installare un impianto di questo tipo.

I vantaggi possono essere di origine economica, ma anche ambientale. Ad esempio a parità di potenza, la cogenerazione comporta un miglioramento dei rendimenti globali di utilizzo e quindi una diminuzione dei consumi delle fonti energetiche tradizionali, portando ad un miglioramento sia dal punto di vista economico che ambientale.

Per quanto riguarda gli impianti cogenerativi che si prenderanno in considerazione in questo lavoro, uno dei principali limiti riguarda l’energia termica richiesta dall’utenza. La cogenerazione risulta vantaggiosa se la potenza richiesta dall’utenza supera una determinata soglia minima. Nel caso in cui questo non succeda significa che, mentre l’energia elettrica prodotta potrà comunque essere venduta alla rete e quindi utilizzata, parte del calore prodotto dovrà essere dissipato.

Le tecnologie ad oggi disponibili a differenti livelli di maturità tecnologica per la produzione di energia termica ed elettrica in cogenerazione alimentate a biomasse legnose, ed i relativi cicli termodinamici, sono:

- a) impianti a combustione con ciclo a vapore d’acqua con espansione in turbina (ciclo Rankine);
- b) impianti a combustione con ciclo a vapore di fluidi organici con espansione in turbina (ciclo ORC – Organic Rankine Cycle);
- c) impianti a combustione con ciclo a vapore d’acqua con espansione su motore alternativo a pistoni (ciclo Rankine);

- d) impianti a combustione con ciclo a vapore d'acqua con espansione su motore vite (ciclo Rankine);
- e) impianti a combustione con ciclo ad aria con turbogas a combustione esterna (ciclo Brayton - Joule);
- f) impianti a combustione con ciclo a gas con motore alternativo a combustione esterna (ciclo Stirling);
- g) impianti a gassificazione con ciclo a gas con turbogas (ciclo Brayton - Joule);
- h) impianti a gassificazione con ciclo a gas con motore alternativo ad accensione comandata (ciclo Otto);
- i) impianti a gassificazione con ciclo a gas con motore alternativo ad accensione per compressione (ciclo Diesel dual-fuel);
- j) impianti a gassificazione con successiva combustione del gas di gassificazione e percorso di conversione energetica come dai precedenti punti da a) a f).

L'energia termica prodotta dal generatore di calore o recuperata a valle del ciclo termodinamico può essere utilizzata anche per produrre energia frigorifera attraverso cicli frigoriferi ad assorbimento, realizzando così una trigenerazione. Al momento sono in esercizio solo alcune unità di impianti trigenerativi alimentati a biomassa, principalmente a causa degli elevati investimenti necessari e della difficile individuazione di utenze termiche con fabbisogni di energia frigorifera a condizioni compatibili con la realizzazione del ciclo termodinamico.

Il rendimento di un processo energetico è generalmente definito come il rapporto tra l'energia utile prodotta e l'energia totale consumata. Il rendimento di un impianto per la produzione di energia elettrica e termica è differenziato in base al volume di controllo considerato e alla tipologia di energia su cui ci si concentra. In particolare si parla di:

- **rendimento elettrico del ciclo termodinamico** se si considera il rapporto tra l'energia elettrica prodotta ai morsetti dell'alternatore e il calore in ingresso al ciclo termodinamico;
- **rendimento elettrico in assetto cogenerativo** se si considera il regime di cogenerazione, con la produzione simultanea di calore che generalmente penalizza il rendimento elettrico;
- **rendimento termico** se l'energia utile considerata è solo quella termica fornita all'utenza;
- **rendimento globale** se si considera tutta l'energia utile prodotta (elettrica e termica) rapportata all'energia contenuta nel combustibile utilizzato dall'impianto.

Nel presente documento saranno descritte in dettaglio solo le tecnologie consolidate, mentre per le tecnologie ritenute più promettenti ma ad un livello di sviluppo tecnologico inferiore si forniranno solo indicazioni di massima.

In Tabella 10 è riportata una sintesi delle varie tipologie di cicli termodinamici e delle loro principali caratteristiche, in termini di valori tipici di potenza elettrica e termica e di rendimenti.

Tabella 10 – Cicli termodinamici per la conversione energetica delle biomasse legnose

Tipologia	Rendimento conversione	Rendimento ciclo termodinamico	Rendimento totale	Potenza elettrica tipica	Potenze termica tipica
	η_{GC} [%]	η_{CT} [%]	η_e [%]	P_e [kW _e]	P_{th} [kW _{th}]
ORC	generatore calore 80÷85	12÷24	10÷20	500 ÷ 1.500	2.500 ÷ 5.000
Turbina a vapore	generatore calore 85	25÷35	21÷30	5.000 ÷ 150.000	15.000 ÷ 350.000
Motore a vapore a pistoni o a vite	generatore calore 85	10÷15	9÷13	400 ÷ 1000	4000 ÷ 10000
turbogas a combustione interna	gassificatore 65÷75	15÷20	10÷15	150 ÷ 2.500	1.000 ÷ 10.000
motore alternativo ad accensione comandata	gassificatore 65÷75	30,35	20,26	150 ÷ 2.500	1.000 ÷ 10.000

2.9 La gassificazione

La gassificazione è una tecnologia di conversione termochimica per mezzo della quale un combustibile solido è trasformato in un combustibile gassoso, caratterizzato da facilità di combustione completa senza la richiesta di elevati eccessi d'aria, facilità di accensione, facilità di trasporto e pulizia della combustione. Lo svantaggio è la spesa energetica richiesta dal processo di gassificazione, che implica un minor contenuto energetico del gas prodotto rispetto a quello del materiale di partenza.

Il gas da gassificazione di biomassa prende il nome di producer gas ed è costituito da una miscela di monossido di carbonio, idrogeno, anidride carbonica, metano, tracce di idrocarburi (etilene, etano), vapore, azoto (nella gassificazione in aria) e contiene vari contaminanti, come particelle di cenere e di char (agglomerato di natura complessa costituito prevalentemente da carbonio), tar (miscela complessa di idrocarburi condensabili) e oli.

Il producer gas può essere prodotto mediante combustione parziale della biomassa (utilizzando aria od ossigeno) o mediante gassificazione pirolitica (utilizzando vapore). Con la gassificazione in aria viene prodotto un gas a basso potere calorifico, mentre con la gassificazione in ossigeno o in vapore un gas a medio potere calorifico. Nella gassificazione pirolitica (o a riscaldamento indiretto) si rende necessaria una fornitura esterna di calore.

In tutti i processi di gassificazione sono presenti, con modalità diverse a seconda della tecnologia utilizzata, le seguenti quattro fasi: essiccazione, pirolisi, ossidazione e riduzione. L'essiccazione è l'eliminazione per evaporazione del contenuto d'acqua della biomassa quando questa è introdotta nel reattore. La pirolisi è la decomposizione della biomassa che avviene in seguito all'esposizione a elevate temperature in assenza di ossigeno: i prodotti sono gas di pirolisi e char. Nella fase di ossidazione avvengono le reazioni esotermiche che forniscono il calore necessario alle reazioni di riduzione (endotermiche), dalle quali si formano i costituenti del producer gas.

Sono state sviluppate diverse tecnologie di gassificazione, che si differenziano principalmente per il modo con cui la biomassa viene messa a contatto con l'agente gassificante; è possibile distinguere due principali classi di reattori: a letto fisso (updraft e downdraft) e a letto fluido. Il 75% dei gassificatori esistenti in commercio sono downdraft, il 20% sono a letto fluido (BFB e CFB), il 2,5% sono updraft e il 2,5% di altri tipi.

Gassificatori a letto fisso

Sono la tecnologia più antica e collaudata per la gassificazione. Le dimensioni massime sono limitate e le velocità di reazione sono basse: il loro utilizzo è limitato alle piccole potenze. Sono affetti da numerosi problemi, tra cui il rischio di intasamenti nel letto. Il materiale di alimentazione deve avere granulometria uniforme e un basso contenuto di particelle fini, per evitare intasamenti e garantire “spazio vuoto” sufficiente al passaggio dei gas attraverso il letto.

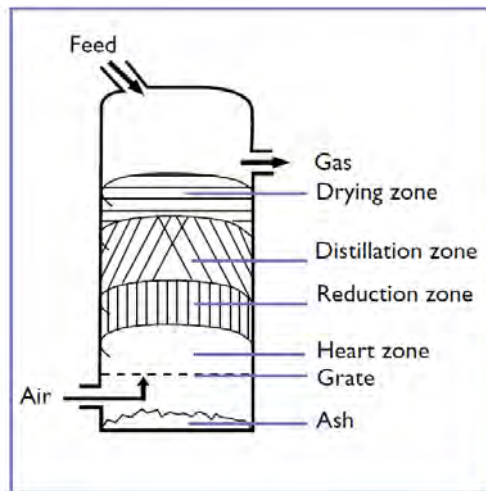
Gassificatori updraft o controcorrente

Il reattore è costituito da un cilindro in acciaio e rivestito internamente con materiale refrattario. Nella parte superiore sono presenti il sistema di alimentazione della biomassa e di uscita del producer gas. Nella parte inferiore del reattore è presente una griglia che ha la funzione di sostenere il letto di materiale solido, lasciando passare l'aria immessa dal basso e la cenere che scende e viene raccolta nel fondo.

I vantaggi principali di questo tipo di gassificatore sono:

- la semplicità costruttiva e di funzionamento;
- l'elevata capacità di combustione del charcoal, il cui residuo finale è minimo;
- l'ottimo scambio termico interno tra le correnti opposte di biomassa e di producer gas che comporta basse temperature di uscita dello stesso e quindi un'alta efficienza termica;
- l'efficace essiccazione del combustibile grazie allo scambio termico interno: ciò permette l'utilizzo di combustibili con una elevata umidità (fino al 60%).

Figura 18 – Gassificatore updraft

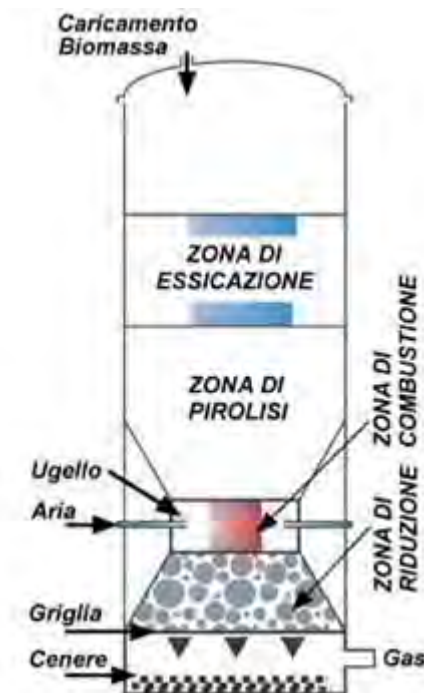


Il principale difetto è il grande contenuto di tars nel producer gas. I tars si formano principalmente durante la pirolisi e in questo tipo di gassificatore i gas di pirolisi si uniscono al producer gas senza essere prima bruciati. I tars sono la causa di molti problemi negli impianti alimentati dal producer gas, in quanto condensano facilmente e provocano intasamenti. Ciò è di importanza minore se il gas è utilizzato in una caldaia, mentre l'uso in turbine o motori richiede una pulizia accurata del gas. Nei gassificatori updraft i requisiti per la granulometria della biomassa di alimentazione sono meno severi che nei gassificatori downdraft, in quanto i rischi di intasamento sono minori. Essi possono arrivare a portate massime dell'ordine di 4 t/h di materiale secco.

Gassificatori downdraft o equicorrente

Nei gassificatori downdraft la corrente di producer gas è discendente e quindi concorde con quella del combustibile solido. Il gas lascia il reattore dal basso. Generalmente sono provvisti di una gola a forma di V, al vertice della quale si trova la zona di ossidazione: lo scopo è quello di creare una zona compatta a elevata temperatura dove far passare i gas di pirolisi e realizzare il cracking dei tars; l'aria viene immessa direttamente in questa zona attraverso un tubo centrale di alimentazione o mediante ugelli posizionati sulle pareti della gola.

Figura 19 – Gassificatore downdraft



Il pregio principale dei gassificatori downdraft è il basso contenuto di tar del producer gas.

I difetti maggiori sono:

- l'elevato contenuto di particelle solide nel producer gas, conseguenza del fatto che il gas di pirolisi passa attraverso la zona di ossidazione, dove raccoglie cenere e polvere;
- la presenza della gola, che impone requisiti più severi per la granulometria della biomassa, in quanto sono più facili gli intasamenti;
- l'umidità della biomassa, che deve essere bassa (minore del 35%) in quanto l'essiccazione interna è meno efficiente rispetto ai gassificatori updraft;
- la temperatura relativamente alta del gas in uscita che riduce l'efficienza termica.

Allo stato attuale la portata massima per un gassificatore downdraft è dell'ordine di 500 kg/h di biomassa secca. I gassificatori downdraft atmosferici sono attraenti per le applicazioni in piccola scala fino a circa 1,5 MWth.

Gassificatori a letto fluido

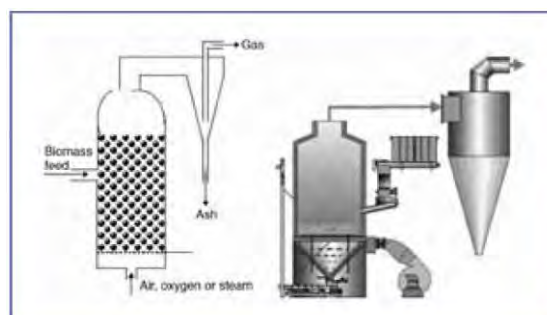
Un letto fluido è una sospensione di particelle solide in una corrente ascendente di gas. Il gas viene introdotto in pressione dal fondo del reattore, mentre le particelle sono immesse dall'alto. Quando il solido rimane in sospensione si parla di condizione di fluidizzazione che viene raggiunta per una determinata velocità del gas in cui il letto fluido, composto da fase solida e da fase gassosa, si

comporta come un liquido. Applicata alla gassificazione, la tecnologia del letto fluido garantisce un'ottima miscelazione tra la biomassa (ridotta in piccole particelle) e l'agente gassificante, con il conseguente aumento delle velocità di reazione. Nel letto può essere presente anche materiale inerte fluidizzante (sabbia silicea, allumina, ossidi refrattari), con la funzione di uniformare la temperatura facilitando il trasferimento di calore tra le particelle di combustibile. Un problema tipico del letto fluido è la sinterizzazione della sabbia silicea dovuta alle elevate temperature e alla reazione con i metalli alcalini (Na e K) contenuti nella cenere. In presenza di biomasse con alto contenuto di cenere al posto della sabbia silicea è quindi necessario utilizzare allumina o composti metallici (ad esempio sabbia cromitica). Nelle applicazioni in cui è necessario l'uso di catalizzatori (per favorire la gassificazione o per modificare la composizione del gas), il materiale inerte può essere sostituito dal catalizzatore. A differenza di quanto avviene nel letto fisso, il letto fluido è caratterizzato da una temperatura uniforme in tutto il reattore (tipicamente di 800-850°C). Il contenuto di tar nel producer gas è intermedio tra quello che si ottiene dal gassificatore updraft e dal gassificatore downdraft. All'uscita del reattore il gas ha inoltre un più alto contenuto di particelle solide (char, cenere, sabbia).

Gassificatori a letto fluido bollente (BFB: Bubbling Fluidized Bed)

L'altezza del letto è limitata (1÷2 m) e la velocità del gas è la minima necessaria a mantenere in sospensione la fase solida (0,8÷2 m/s). Al di sopra del letto esiste una regione dove si ha unicamente fase gassosa. All'interno del letto avviene la formazione di bolle di gas che, liberandosi in superficie, ricordano il fenomeno dell'ebollizione dei liquidi; ciò provoca un'agitazione interna nel letto, con un'ulteriore miscelazione tra le fasi. Nei reattori BFB in genere non è presente materiale inerte. Le temperature sono più alte rispetto ai letti fluidi circolanti e perciò si ha un minor contenuto di tar nel producer gas, ma anche il maggior pericolo di fusione delle ceneri.

Figura 20 - Gassificatore BFB



Le caratteristiche del letto fluido bollente sono:

- alte velocità di reazione;
- migliore controllo della temperatura rispetto al letto fisso;
- elevato contenuto di particelle solide nel producer gas;
- basso contenuto di tar nel producer gas;
- portate massime dell'ordine di 10-15 t/h di biomassa secca;
- flessibilità per la granulometria della biomassa di alimentazione;
- a parità di dimensioni, i gassificatori a letto fluido hanno potenze maggiori di quelli a letto fisso;
- facilità di accensione e spegnimento;
- possono essere aggiunti al letto catalizzatori per il cracking dei tars;
- a parità di portata, il diametro del reattore è significativamente maggiore rispetto ai gassificatori CFB;
- perdite di carbonio nella cenere.

I gassificatori atmosferici a letto fluido bollente sono adatti a diversi tipi di biomassa e ad applicazioni con potenze medio piccole fino a 25 MWth.

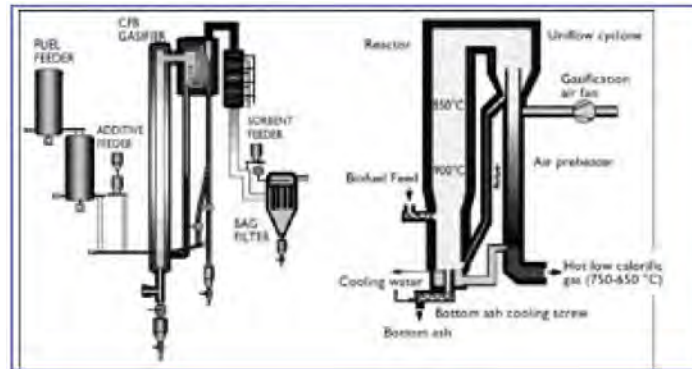
Gassificatori a letto fluido circolante (CFB: Circulating Fluidized Bed)

Il reattore si sviluppa in altezza (fino 8 m) e ha un diametro limitato. La velocità del gas è elevata (superiore a 4 m/s): come conseguenza le particelle solide (char e sabbia) sono trascinate fino a uscire dalla colonna principale, per poi essere separate dal gas mediante un ciclone e reintrodotte nel fondo del reattore.

Nel letto si possono distinguere, a partire dal basso, tre zone:

- fase densa: è caratterizzata da elevata densità e dalla formazione di bolle di gas;
- fase intermedia: è la zona più instabile, caratterizzata da regioni a diversa densità;
- fase diluita: la miscelazione del solido nel gas è omogenea e la densità è bassa.

Figura 21 - Gassificatore CFB



Per l'effetto dello strato limite, la velocità è minore alle pareti, lungo le quali le particelle ricadono dando luogo a un'ulteriore miscelazione.

I gassificatori CFB differiscono dai gassificatori BFB fondamentalmente per le seguenti caratteristiche:

- utilizzo per portate di biomassa maggiori di 15 t/h;
- per le basse potenze, costi più elevati rispetto ai gassificatori BFB;
- difficoltà di realizzazione del cracking catalitico dei tars all'interno del letto.

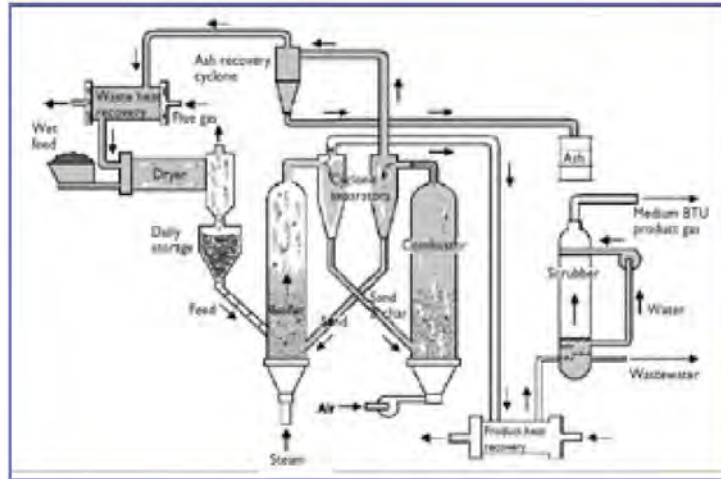
I gassificatori atmosferici a letto fluido circolante sono adatti ad una grande varietà di biomasse, con potenze che vanno pochi MWth fino a 100 MWth. In futuro potranno essere realizzati gassificatori CFB con potenze anche maggiori. Questa tecnologia sembra essere la più adatta per le applicazioni in larga scala.

Gassificatori dual bed per gassificazione pirolitica

La gassificazione non avviene mediante ossidazione parziale, ma attraverso riscaldamento indiretto della biomassa (gassificazione pirolitica). L'impianto è costituito da due reattori a letto fluido: un gassificatore CFB e un combustore (BFB o CFB). Nel gassificatore il calore necessario per la decomposizione della biomassa è ceduto dalla sabbia in ricircolo nell'impianto, che viene riscaldata nel combustore. Come gas fluidizzante si utilizza vapore. Il producer gas in uscita dal gassificatore trascina le particelle di sabbia e char, che vengono separate da un ciclone e portate al combustore, dove il char viene bruciato. Il calore generato è assorbito dalla sabbia che viene trascinata all'esterno del combustore dai gas di scarico. Un secondo ciclone provvede alla separazione della

sabbia dal gas esausto, permettendone la reintroduzione nel gassificatore dove cede alla biomassa il calore assorbito.

Figura 22 – Gassificatore dual bed



La complessità del processo rende difficile la realizzazione di impianti di grandi dimensioni e mantiene elevati i costi di investimento. Il vantaggio principale di questo tipo di gassificatore è l'utilizzo di vapore che permette di produrre un gas a medio potere calorifico (grazie all'elevato contenuto di metano) senza l'utilizzo di ossigeno. La conversione del carbonio in gas è bassa, in quanto parte del char deve essere utilizzata per la combustione. Il contenuto di tars nel producer gas è elevato: è comunque possibile l'aggiunta nel letto di catalizzatori per il cracking dei tars.

Gassificatori a letto fluido pressurizzato

Quando il producer gas viene utilizzato come combustibile negli impianti a turbina a gas deve essere immesso nel combustore ad alte pressioni (10-25 bar). Se la gassificazione avviene in un reattore atmosferico, il gas caldo deve essere raffreddato e compresso, con una sostanziale spesa di energia. Il raffreddamento del gas prima della compressione è necessario perché:

- la temperatura del gas aumenterebbe ulteriormente in seguito alla compressione;
- la resistenza al calore delle parti del compressore è limitata;
- i gas caldi occupano volumi maggiori e richiedono un lavoro di compressione maggiore.

L'alternativa è la gassificazione a letto fluido pressurizzato, con la quale viene prodotto direttamente gas ad alta pressione. I vantaggi di questa soluzione sono:

- il basso consumo energetico interno (e quindi rendimenti maggiori), in quanto viene risparmiata la compressione del gas;
- alle alte pressioni diminuisce la tendenza a sinterizzare della cenere;
- i gassificatori pressurizzati hanno dimensioni più contenute dei gassificatori atmosferici;
- poiché il gas non viene raffreddato prima dell'utilizzo si riduce il pericolo di condensazione.

I difetti sono:

- la difficoltà nell'alimentazione della biomassa nel reattore;
- i costi di investimento maggiori rispetto a quelli dei gassificatori atmosferici, bilanciati comunque da rendimenti maggiori: la convenienza economica si ha a partire da potenze di 30-50 MWe;
- i dispositivi di pulizia a caldo del gas, che sono costosi e ancora in fase di sviluppo.

Vengono ora analizzate e confrontate due diverse tipologie di impianto che, in cascata con una caldaia a cippato, possono produrre energia elettrica e calore; in particolare si tratta di impianti con turbina a vapore e cicli Rankine a fluido organico (ORC).

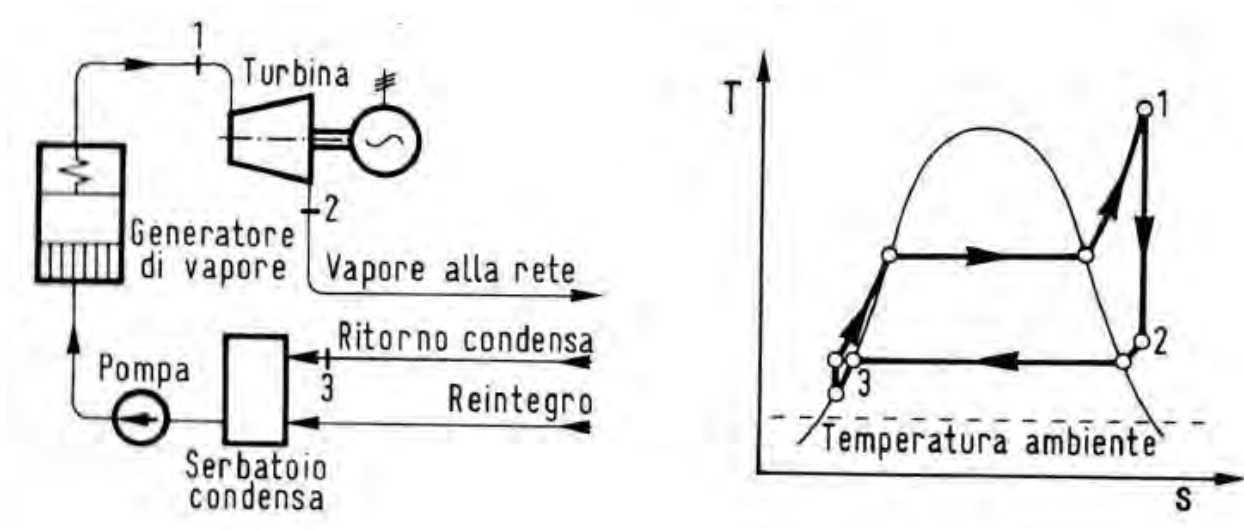
2.10 Ciclo Rankine a vapore

Il ciclo Rankine a vapore è sicuramente uno dei sistemi di produzione di energia elettrica più conosciuto e fino ad oggi utilizzato. Per la generazione di elettricità da biomassa di piccola e media taglia sono state ridimensionate le grandi turbine a vapore utilizzate nelle centrali a combustibili fossili.

Nell'ambito degli impianti a vapore due sono sostanzialmente gli schemi possibili in cogenerazione:

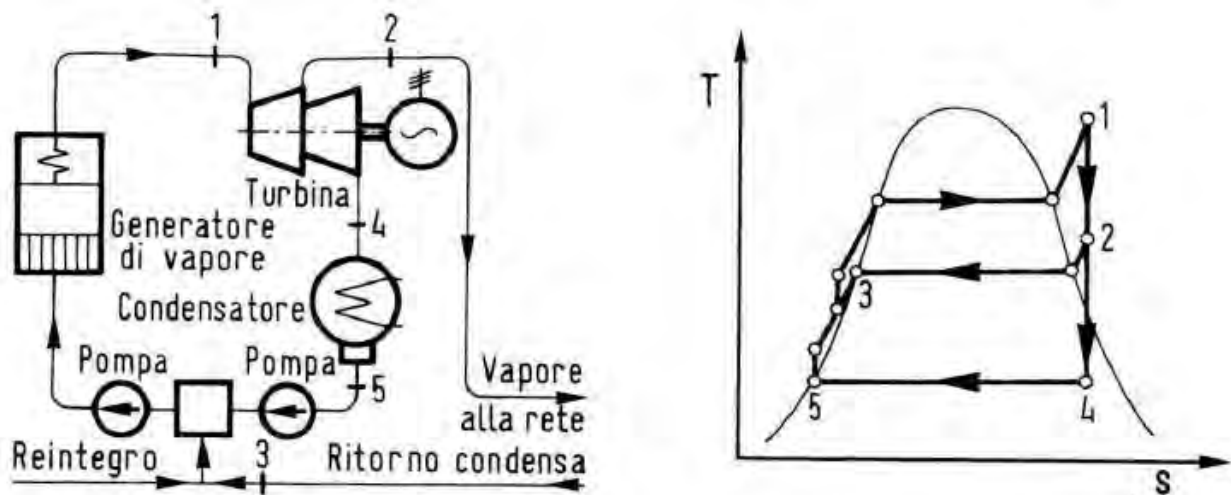
1. Impianti a contropressione (o a recupero termico totale). Viene fatto espandere dalla pressione massima del ciclo ((1) di figura 23) fino alla pressione di condensazione (2) tutto il vapore prodotto nel generatore di vapore, a pressione tale da poter soddisfare la richiesta di energia termica delle utenze termiche. La condensa recuperata, assieme al necessario reintegro, alimenta il generatore di vapore tramite la pompa. Nello schema a contropressione le generazioni di energia elettrica e termica sono in rapporto stabilito e rigido, situazione non soddisfacente quando i carichi d'utenza sono variabili in maniera non favorevolmente correlata;

Figura 23 – Impianto a vapore cogenerativo a contropressione



2. Impianti a derivazione e condensazione (figura 24). In questo schema solo parte del vapore prodotto dal generatore viene inviato nella rete delle utenze termiche, estratto dalla turbina nelle condizioni 2, a pressione sufficiente per poter soddisfare le richieste di energia termica degli scambiatori di processo; la parte rimanente di vapore viene espansa fino alla pressione del condensatore freddo (raffreddato con acqua o aria a temperatura ambiente). Si può variare entro ampi limiti la portata di vapore estratta rispetto a quella totale generata, rendendo quindi in buona misura indipendenti le produzioni di energia elettrica e termica in risposta alle specifiche esigenze.

Figura 24 – Impianto a vapore cogenerativo a derivazione e condensazione



Le caldaie alimentate a biomassa presentano alcune ovvie limitazioni tecnologiche rispetto alle grandi caldaie a vapore alimentate a combustibili fossili, tra cui:

- rendimenti di generazione elettrica e termica inferiori, dovuti alla minore densità energetica della biomassa;
- livelli di entalpia minore. A parità di portata in ingresso, il minor potere calorifico della biomassa, aggravato dal tasso di umidità, consente un minore trasferimento di calore al fluido vettore;
- i fumi esausti della combustione della biomassa possono contenere maggiori impurità, rendendoli più aggressivi nei confronti delle parti metalliche.

Quindi la scelta di una caldaia alimentata a biomassa è funzione della disponibilità e della reperibilità della biomassa.

In un sistema a ciclo Rankine a vapore la biomassa viene prelevata dal sistema di stoccaggio e trasportata nella camera di combustione della caldaia, che sarà a griglia fissa o mobile. Nella zona superiore della camera di combustione è posizionato lo scambiatore di calore, solitamente a tubi di fumo per la produzione di vapore. Per il recupero termico, all'uscita della caldaia, è posizionato il recupero termico.

Per quanto riguarda i rendimenti, gli impianti a vapore in assetto cogenerativo hanno un rendimento elettrico del 15-30% circa e un rendimento termico che può arrivare al 60% circa.

Mentre il coefficiente di utilizzo del combustibile può arrivare fino al 90%.

Per un corretto funzionamento dell'impianto è necessario utilizzare acqua demineralizzata, per evitare incrostazioni in caldaia.

2.11 Ciclo Rankine a fluido organico ORC

I turbogeneratori basati su ciclo Rankine a fluido organico (ORC, Organic Rankine Cycle) sono una soluzione molto promettente per la cogenerazione a biomassa. Questi impianti, grazie anche agli incentivi per la produzione di energia elettrica, sono adatti alla produzione di energia elettrica e termica. Si sono riscontrati diversi vantaggi, tra i quali l'elevata disponibilità, i costi di manutenzione contenuti, il funzionamento completamente automatico senza intervento di personale e l'alta efficienza elettrica.

La sostanziale differenza da un ciclo Rankine convenzionale è l'utilizzo di un fluido di lavoro organico. Tale fluido riscontra, rispetto all'acqua, proprietà termodinamiche più favorevoli.

La caldaia che brucia la biomassa segue le tecniche di costruzione consolidate delle caldaie ad acqua calda.

Ciclo ORC e caldaia sono connessi tra loro attraverso un circuito ad olio diatermico. Tale fluido, utilizzato come termovettore di calore, offre numerosi vantaggi, tra cui:

- bassa pressione nella caldaia;
- elevata inerzia termica;
- semplicità e sicurezza di regolazione e controllo;
- la temperatura utilizzata (circa 300°C) nella parte calda dell'impianto assicura lunga durata all'olio diatermico.

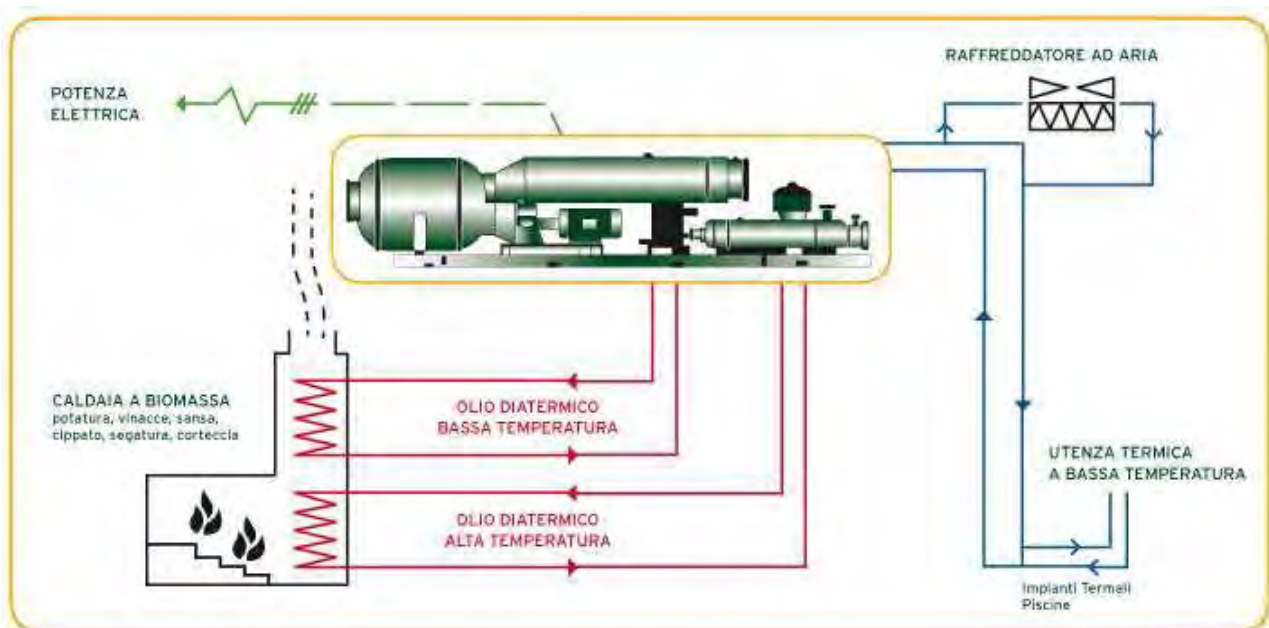
Il sistema si basa quindi sui seguenti componenti principali:

- sistema automatico di alimentazione della biomassa all'interno della caldaia;
- caldaia a biomassa ad olio diatermico. Essa è costituita da una camera di combustione con griglia fissa o a griglia mobile, raffreddate ad acqua o ad aria. È preferibile la seconda soluzione, al di sopra della quale è montato uno scambiatore di calore gas combusti/olio diatermico. Il circuito dell'olio diatermico entra all'interno dello scambiatore con un unico tubo a spirale in cui è assicurata una velocità dell'olio diatermico relativamente alta, in modo da evitare il ristagno dello stesso. Due pompe in parallelo costituiscono il sistema di circolazione che permette il trasferimento di calore dalla caldaia al turbogeneratore. Le caratteristiche dell'olio dipendono dalla temperatura; è quindi essenziale evitare surriscaldamenti;
- turbogeneratore ORC. Utilizzato per convertire il calore a disposizione in elettricità. È possibile sfruttare il calore di condensazione del turbogeneratore per produrre acqua calda a

circa 80-90 °C, un livello di temperatura adeguato al teleriscaldamento e altri usi a bassa temperatura (essiccazione del legno, ecc.).

- sistema di by-pass per il riscaldamento diretto. Provvede al trasferimento di calore dal circuito di olio diatermico al circuito di circolazione dell'acqua (utenza termica) in caso di stop o malfunzionamento del turbogeneratore;
- economizzatore. L'alta temperatura di ingresso dell'olio (250-300 °C) e l'alta temperatura di scarico permette l'installazione di uno scambiatore di calore tra i fumi caldi al camino e l'acqua.
- preriscaldatore. Installato nel caso in cui non sia richiesto o non sia conveniente un aumento della potenza termica disponibile dall'acqua.

Figura 26- Rappresentazione schematica dei circuiti di olio diatermico e di acqua di un impianto a ciclo Rankine a fluido organico (ORC)



Come già detto in precedenza, il turbogeneratore ORC permette la generazione di energia elettrica e calore sfruttando il calore proveniente dalla caldaia alimentata a biomassa per mezzo dell'olio diatermico per fare compiere ad un fluido organico un ciclo chiuso di Rankine.

Tale elemento impiantistico costituisce il punto chiave del sistema di cogenerazione in questione e permette di raggiungere ottimi rendimenti di efficienza energetica e garantire una maggiore affidabilità rispetto ai tradizionali impianti a vapore.

Il relativo ciclo termodinamico e lo schema dei componenti è riportato in figura 27.

Il turbogeneratore sfrutta l'olio diatermico caldo per preriscaldare e vaporizzare un opportuno fluido di lavoro nell'evaporatore (8→3→4).

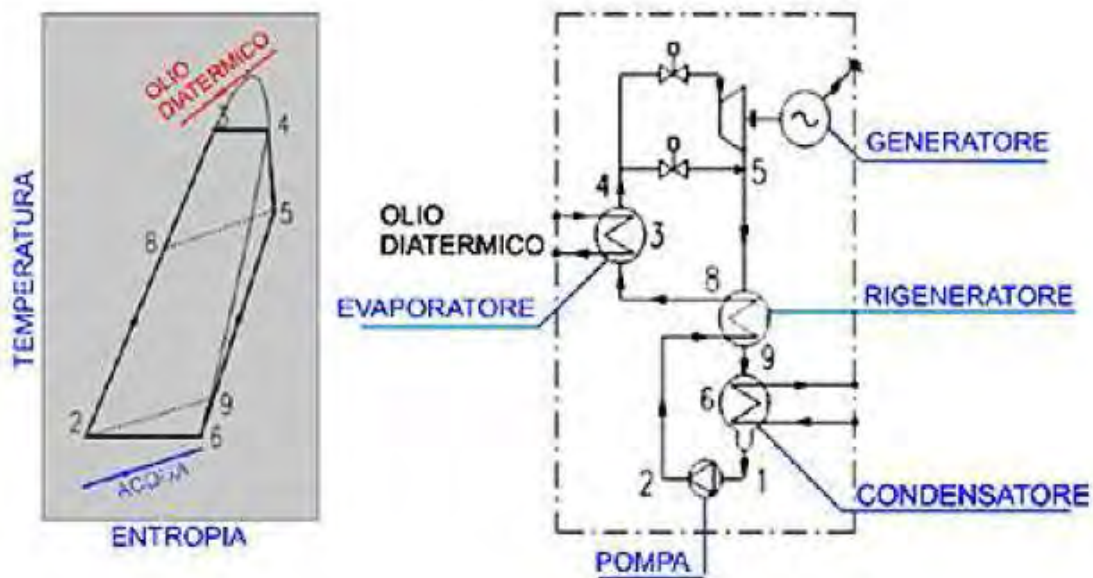
Il vapore del fluido organico muove la turbina (4→5), che è accoppiata direttamente al generatore elettrico attraverso un giunto elastico.

Il vapore scaricato scorre attraverso il rigeneratore (5→9), dove riscalda il fluido organico (2→8).

Il vapore è riportato allo stato liquido in un condensatore ad acqua o ad aria (9→6→1).

Il fluido organico è poi pompato (1→2) al rigeneratore e di seguito all'evaporatore, completando così la sequenza di operazioni nel circuito chiuso.

Figura 27 – Ciclo termodinamico di un turbogeneratore ORC



Per gli impianti alimentati a biomassa solida, nel caso di applicazioni cogenerative, la temperatura di condensazione è fissata al valore compatibile con le caratteristiche dell'utenza ed è quindi più elevato di quello ottenibile nel caso di dissipazione del calore all'ambiente.

In confronto alle tecnologie alternative, i vantaggi principali ottenuti con questa soluzione sono i seguenti:

- alta efficienza del ciclo (specialmente se usato in impianti di cogenerazione);
- elevata efficienza della turbina (fino all'85%);
- bassa sollecitazione meccanica della turbina, dovuta alla modesta velocità periferica;
- bassa velocità di rotazione della turbina, tale da consentire il collegamento diretto del generatore elettrico alla turbina senza interposizione di riduttore di giri;
- mancanza di erosione delle palette nella turbina, dovuta all'assenza di umidità negli ugelli;

- lunga vita della macchina, dovuta alle caratteristiche del fluido di lavoro che, diversamente dal vapore, non erode e non corrode le tubazioni, le sedi delle valvole e le palette della turbina;
- mancanza di sistemi per il trattamento dell'acqua.

Tabella 11– Prestazioni tipiche per impianti CHP Turboden

	TD 6 CHP
INPUT - Olio diatermico	
Temperatura nominale circuito alta temperatura (entrata/uscita)	302/242 °C
Potenza termica circuito alta temperatura	3340 kW
OUTPUT - Acqua calda	
Temperatura dell'acqua calda (entrata/uscita)	60/80 °C
Potenza termica al circuito dell'acqua calda	2664 kW
PRESTAZIONI	
Potenza elettrica lorda	643 kW
Efficienza elettrica lorda	19,3%
Autoconsumi elettrici	32 kW
Potenza elettrica attiva netta	611
Efficienza elettrica netta	18,3%
Generatore elettrico	50Hz, 400V
Consumo biomassa*	1606 kg/h

**Assumendo potere calorifico della biomassa = 2,6 kWh/kg ed efficienza della caldaia = 0,80.*

Lo studio dei turbogeneratori ORC a fluido organico alimentati a biomassa ha dimostrato che della potenza termica immessa si ottiene circa il 18% di potenza elettrica, quando il turbogeneratore opera con temperature nominali dell'acqua di raffreddamento (come si può vedere nella tabella 11), e circa il 79-80% viene ceduta all'acqua di raffreddamento come calore. Le perdite sono stimate intorno al 2-3%.

Anche per questa tipologia di caldaia a biomassa può essere previsto un sistema di abbattimento delle polveri come quelli visti nel precedente capitolo.

2.12 Confronto tra le due tecnologie

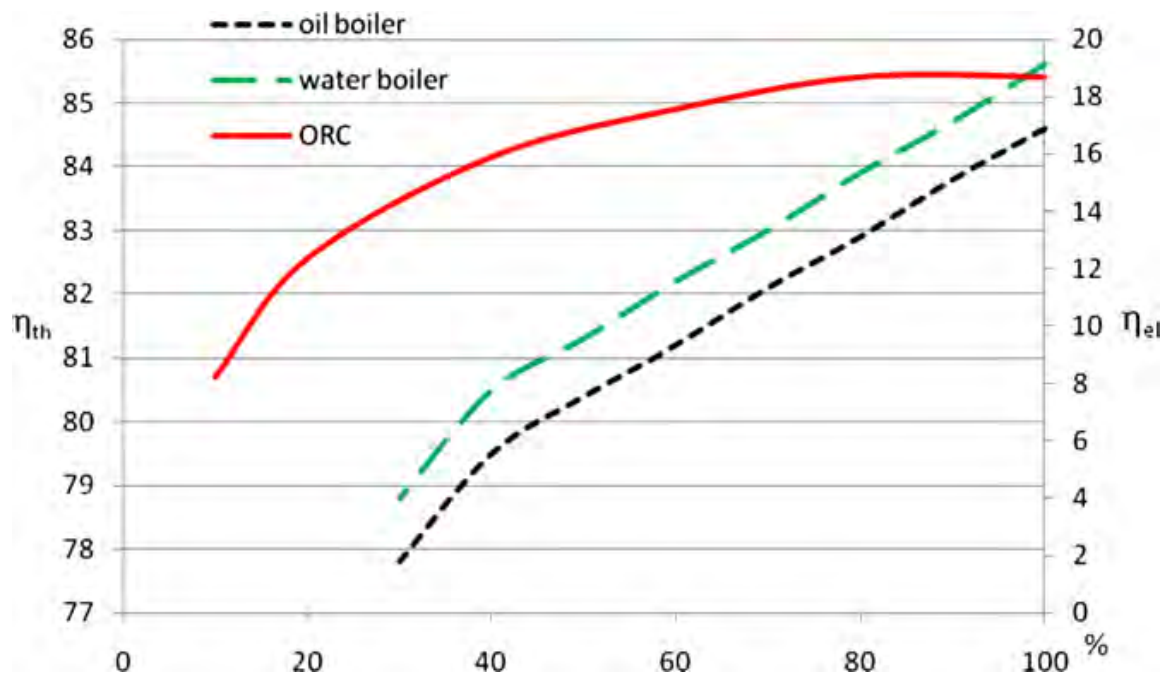
È possibile ora riassumere le principali caratteristiche dei due sistemi di cogenerazione secondo la tabella seguente:

Tabella 12 – Confronto tra impianti di cogenerazione con tecnologia ORC e turbina a vapore

	ORC	Turbina a vapore
Rendimento elettrico a pieno carico	18-20%	15-30%
Rendimento termico	75-80%	0-60%
Rendimento complessivo	95-97%	30-90%
Range (kW_e)	50-1500	1000-150000
Costo unitario (€/kW_e)	3000-5000	1700-2200
Vantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • assenza di vapore acqueo, semplificazione tecnologica • bassa manutenzione • trasportabile in container • rendimento elettrico costante ai carichi parziali • funzionamento automatizzato e controllabile in remoto • elevata affidabilità 	<ul style="list-style-type: none"> • elevata affidabilità di esercizio • elevato numero di ore di utilizzo dell'impianto • moderati oneri di manutenzione • costi di investimento relativamente bassi
Svantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • alto costo dell'investimento • necessità di avere una caldaia ad olio diatermico • smaltimento dell'olio diatermico esausto 	<ul style="list-style-type: none"> • sensibile riduzione del rendimento ai carichi parziali • impianto complesso • scarsa flessibilità a seguire le variazioni di carico • per la gestione è richiesto personale patentato e il presidio dell'impianto in continuo • taglie minime molto grandi per impianti di cogenerazione • spesso richiedono caldaie "fuori serie"

Considerato il settore di studio di cui si occupa il presente lavoro di tesi, la scelta tra le due tecnologie cade sugli impianti di cogenerazione ORC, dovuta principalmente alle potenze in gioco e al rendimento pressoché costante al variare del carico dell'impianto, come si constata dalla figura 28.

Figura 28- Andamento rendimento elettrico e termico in funzione del carico



Capitolo 3

Emissioni

3.1 Emissioni gassose

In tutte le combustioni, l'attuazione di un processo incompleto comporta:

- la riduzione del rendimento di trasformazione e, quindi, una perdita di energia potenzialmente utilizzabile;
- la produzione di composti impattanti sull'ambiente.

Tabella 13 – Emissioni gassose in dispositivi di piccola potenza alimentati con diversi combustibili

	Caldaia a gas naturale	Caldaia a legna	Caldaia a pellet	Caldaia a cippato
Potenza (kW)	10-20	10-35	5-25	5-25
CO₂ (%)	-	5-11	4-13	-
CO (mg/MJ)	42	500-3800	300-1100	70
CH₄ (mg/MJ)	-	1-75	0-14	-
NO_x (mg/MJ)	42	60-120	60-180	100
SO₂ (mg/MJ)	6	10	-	6
Polveri totali (mg/MJ)	-	20-90	16-65	40

Le emissioni nocive degli apparecchi a biomasse legnose sono composte principalmente da quattro elementi:

- ossidi di azoto (NO_x);
- ossidi di zolfo (SO_x);
- monossido di carbonio (CO);
- polveri.

Il meccanismo di formazione di NO_x durante la combustione è principalmente riconducibile all'ossidazione dell'azoto contenuto nel biocombustibile, quando la temperatura di combustione raggiunge 800-1200 °C.

La formazione di SO_x è anche in questo caso funzione della composizione della biomassa.

Sono i materiali con tenori di zolfo elevati (ad esempio la corteccia) che comportano la formazione di questo composto.

Il monossido di carbonio è un gas inodore che appena emesso in atmosfera viene facilmente ossidato in CO₂. È utilizzato per rilevare la bontà della combustione, visto che è un parametro facilmente misurabile.

Le polveri si formano durante la combustione; alcuni componenti della biomassa vengono volatilizzati (K, Na, Zn, Pb, Cd). Tale frazione dipende dalla composizione chimica, dalla temperatura e dalla tecnologia impiegata. A seconda della bontà della combustione possono essere originati anche incombusti carboniosi organici e catrami. Sulla superficie delle polveri, inoltre, possono essere adsorbiti gli altamente tossici composti policiclici aromatici e le diossine.

3.2 Emissioni solide

Durante la combustione delle biomasse, oltre alla produzione dei fumi (emissioni gassose), vi è anche la produzione di ceneri (emissioni solide).

A seconda della tipologia di biomassa, le ceneri possono essere costituite da composti alcalini, metalli pesanti e altri elementi. La presenza di questo elemento influisce direttamente sulla gestione dell'impianto, in termini sia operativi che economici (costi di recupero e smaltimento).

Uno dei problemi principali delle ceneri è la loro fusibilità, causata dalle elevate temperature che si raggiungono in camera di combustione. Una volta raggiunta la temperatura di fusione (tabella 14) le ceneri si deformano e fondono e al raffreddamento del dispositivo, solidificano dando origine ad agglomerati che possono occludere la griglia, ostruire gli ingressi dell'aria all'interno della camera di combustione e provocare malfunzionamenti nei dispositivi adibiti all'evacuazione delle ceneri.

Nella tabella seguente sono riportate, oltre che la quantità di ceneri sul secco, le percentuali dei composti chimici di formazione di alcune biomasse. L'agglomerazione delle ceneri risulta più marcata quando la biomassa presenta elevate concentrazioni di potassio (K), unito a basse percentuali di calcio (Ca) e magnesio (Mg).

Tabella 14 – Quantità e temperatura di fusione delle ceneri di alcune biomasse

Biomassa	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)	S (%)	Cl (%)	Ceneri (% ss)	Temperatura di fusione (°C)	PCI₀ (MJ/kg)
Abete rosso	49,00	5,98	44,75	0,05	0,01	0,01	0,6	1426	18,74
Faggio	51,64	6,26	41,45	-	-	-	0,5	1340	18,63
Pioppo	48,45	5,85	43,69	0,47	0,01	0,10	1,8	1335	18,19
Residui di potatura (vite)	47,14	5,82	43,03	0,86	0,01	0,13	3,4	1450	17,86
Sansa	32,73	5,29	37,82	-	0,64	-	8,8	1046	15,5

3.3 Sistemi di abbattimento polveri

Qualora gli impianti soddisfino i requisiti di emissione in atmosfera si ha diritto a dei bonus nelle tariffe incentivanti e per mantenere una elevata qualità dell'aria all'uscita della caldaia, vengono applicati dei sistemi di abbattimento delle polveri.

Vediamo ora i principali mezzi utilizzati per questo scopo:

- I filtri a multiciclone sono progettati per la separazione di ceneri dalla dimensione relativamente elevata. Vengono spesso utilizzati come prefiltro separatore. Questi sistemi sfruttano la maggiore inerzia delle particelle grossolane; l'ingresso dei fumi è tangenziale mentre l'uscita assiale. I fumi e le particelle a minore granulometria seguono inizialmente una spirale discendente per poi risalire assialmente verso l'uscita.

Figura 29 – Filtro multiciclone



- I filtri a maniche hanno un largo uso in quasi tutti gli impianti industriali; sono formati essenzialmente da una serie di maniche permeabili che permettono il passaggio dei gas ma non del particolato. Essi sono efficaci per particelle di dimensioni al di sotto del micron. I filtri a maniche sono generalmente costituiti da tessuti (cotone, lana, nylon, polipropilene, goretex, ecc.). A mano a mano che la polvere si deposita sulla superficie del filtro, la sua efficienza aumenta per effetto dell'attrazione elettrostatica tra le particelle, ma aumenta anche la resistenza che il filtro oppone al passaggio dell'aria, per cui è necessaria la rimozione periodica delle polveri attraverso diversi metodi. I più diffusi sono quelli a

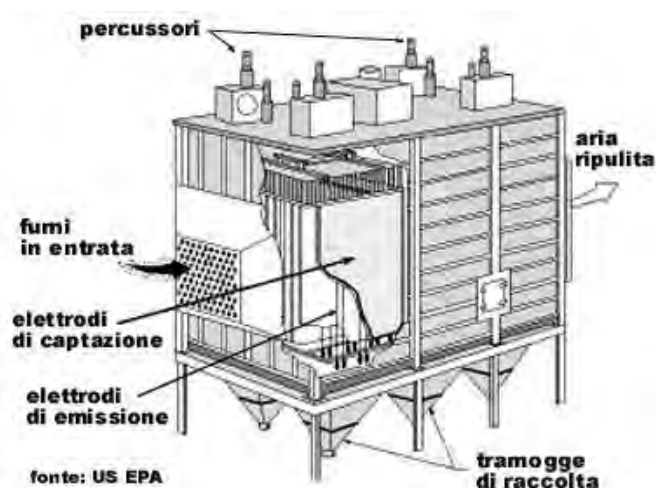
scuotimento, ad aria compressa, aria inversa e pulizia sonora (sorgente sonora che mette in risonanza le maniche ed induce vibrazioni).

Figura 30 – Filtro a maniche



- Gli elettrofiltri invece permettono la separazione del flusso di gas in ingresso dalle particelle inquinanti. Le particelle possono essere sia solide che liquide. Il sistema, attraverso una differenza di potenziale indotta tra degli elettrodi di emissione e di raccolta, realizza la separazione delle particelle contaminanti dal gas vettore che viene fatto fluire tra gli elettrodi, sottoponendole a un campo elettrico ad alta tensione, e raccoglierle successivamente su di un elettrodo captatore. Le polveri sono rimosse dall'elettrodo tramite vibrazione (elettrofiltri a secco) o ad umido).

Figura 31–Elettrofiltro



Capitolo 4

Sviluppo di una caldaia da 1.234.000 W alimentata a biomassa lignocellulosica

4.1 Caratteristiche dei generatori di gas caldi a biomassa

4.1.1 Limiti sulla temperatura di rilascio fumi

Dall'esame delle attuali realizzazioni di caldaie a biomassa si è posta pari a 900 °C la temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore fumi-olio. Gli impianti di combustione della biomassa richiedono l'impiego di dispositivi di abbattimento del particolato, come i filtri a maniche, che introducono un limite superiore alla temperatura dei fumi. Da questo punto di vista, si assume che la temperatura massima dei fumi in uscita dallo scambiatore fumi-olio e in ingresso al filtro a maniche non superi il valore limite di 250 °C.

4.2 Acquisizione dei dati caratteristici della termofluidodinamica dell'olio diatermico

In accordo con le indicazioni ricevute da INGECOS s.r.l., si è preso in considerazione il THERMINOL 66[®] come fluido termovettore in quanto il più utilizzato e stabile per questo tipo di utilizzo.

Per l'analisi delle problematiche relative al dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore fumi-olio, sono state utilizzate per l'olio diatermico le grandezze valutate alla temperatura media, riportate nella tabella seguente.

I valori del calore specifico e della densità sono stati ricavati interpolando i dati tecnici in allegato dell'olio diatermico, tramite il software EES[®] (Engineering Equation Solver).

Tabella 15 - Caratteristiche adottate per l'olio diatermico

Coefficiente di adduzione termica 1650 [W/m² K]
Densità 882 [kg/m³]
Calore specifico 2.21 [kJ/kg*K]

4.2.1 Aspetti tecnologici relativi all'impiego dell'olio diatermico

L'impiego di olio diatermico come vettore termico impone caratteristiche che devono evidentemente essere compatibili con le condizioni di utilizzo.

Per molto tempo gli unici fluidi utilizzati a questo scopo sono stati l'acqua ed il vapore che praticamente hanno coperto tutto il campo di applicazione esistente. Oggi l'evoluzione delle tecnologie (come per esempio la ricerca di più alte temperature) ha dimostrato come sia l'acqua che il vapore non siano più in grado di soddisfare convenientemente alle necessità dei nuovi problemi.

Per questa ragione sono comparsi altri fluidi termovettori capaci di sostituire con notevoli vantaggi l'acqua ed il vapore in alcuni dei loro campi di applicazione più tradizionali.

Tra questi nuovi fluidi termovettori possiamo ricordare: l'elio liquido, il freon e gli altri fluidi refrigeranti, i sali di metalli fusi, i metalli liquidi e anche i fluidi diatermici.

La durata in esercizio di un buon olio diatermico si protrae per anni, purché gli impianti che lo utilizzano siano:

- Progettati correttamente nel senso che si tenga conto delle caratteristiche fisico-chimiche e termodinamiche del fluido nel dimensionamento delle varie apparecchiature.
- Accuratamente costruiti usando materiali adatti che non danneggino o non siano danneggiati dall'olio.
- Riempiti ed avviati seguendo particolari accorgimenti e sottoposti a manutenzioni e controlli durante l'esercizio.

Per fluido diatermico s'intende un olio minerale o di sintesi la cui principale caratteristica è quella di avere, alla pressione atmosferica, una elevata temperatura di ebollizione (circa 400-500°C).

Appare immediatamente evidente il grande interesse che ne deriva: la possibilità di ottenere alte temperature senza dover ricorrere ad elevate pressioni.

Ma da un esame delle proprietà chimico-fisiche dei fluidi diatermici, emergono numerosi altri vantaggi così come alcuni inconvenienti che, per obiettività, non possono passare sotto silenzio.

Le proprietà fisiche

- Temperatura di ebollizione elevata
- Coefficiente di dilatazione elevato (circa 7% per 100°C)
- Basso punto di congelamento
- Solidificazione senza aumento di volume
- Piccola massa specifica (circa 0,9 Kg/dm³ a 0°C, 0,7 kg/dm³ a 300°C)
- Limitato calore specifico (da 0,4 a 0,7 Kcal/kg°C)
- Mediocre coefficiente di adduzione termica (da 5 a 10 volte più piccolo di quello dell'acqua)
- Viscosità elevata alle basse temperature
- Punto d'infiammabilità generalmente sui 200°C
- Punto di combustione generalmente poco diverso dal punto d'infiammabilità
- Buon potere lubrificante
- Infiammabile salvo qualche eccezione
- Generalmente non tossico
- Facile alle fughe alle alte temperature
- Odore talvolta sgradevole
- Generalmente incolore o giallo paglierino

Le proprietà chimiche

Le proprietà chimiche qui sotto elencate sono valide per la maggior parte dei fluidi diatermici ed in particolare per gli olii minerali.

- Stabilità termica: i fluidi diatermici hanno una buona stabilità termica fino ad una temperatura che in genere sta tra 320 e 350°C. Oltre tale temperatura ha inizio un fenomeno di piroscissione e la conseguente rottura delle catene molecolari porta alla formazione di residui carboniosi e di particelle leggere a base di idrogeno.
- Resistenza all'ossidazione: i fluidi diatermici si ossidano, in presenza di ossigeno, secondo una curva esponenziale in funzione della temperatura. Questo fenomeno, che può essere preso in considerazione solo per temperature superiori ai 50-60°C, si traduce in un invecchiamento del fluido con conseguente inspessimento ed aumento della sua acidità.

- Reazione sui materiali: alcuni materiali reagiscono con i fluidi diatermici o fungono da catalizzatori nella loro ossidazione.

4.2.2 Comparazione dei vantaggi di un impianto a fluido diatermico rispetto ad uno a vapore

Vantaggi

- Alte temperature
- Assenza di pressione
- Nessuna regolamentazione rigorosa
- Assenza di corrosioni
- Assenza d'incrostazioni
- Nessun trattamento speciale del fluido
- Nessuna servitù (spurghi, ecc.)
- Nessun obbligo di personale specializzato
- Basso punto di congelamento
- Nessun rischio di rottura delle tubazioni in caso di congelamento
- Possibilità di avviamento a bassa temperatura

Svantaggi

- Basso calore specifico
- Prezzo sensibilmente elevato
- Infiammabile
- Necessità di una pompa di circolazione

4.3 Studio preliminare delle caratteristiche dello scambiatore di calore

4.3.1 Valutazioni per il dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore fumi-olio diatermico

In armonia con l'obiettivo del progetto di ricerca, si assume che il rendimento elettrico dell'impianto ORC sia intorno al 16%. Discende, in via cautelativa, che il vettore termico deve cedere al fluido di lavoro la potenza di 1,234 MW, per impianti da 200 kWe.

Sulla base di ciò, si determinano le portate dei fumi caldi messi a disposizione dal sistema di combustione della biomassa e quelle del vettore termico. Si è assunto che il sistema di combustione sia in grado di fornire fumi caldi alla temperatura di 900 °C.

In particolare valgono le seguenti leggi per la trasmissione del calore: $|Q_f| = |Q_o|$

Si ha, il calore ceduto dai fumi:

$$Q_f = \dot{m}_f * C_{p_f} * \Delta T_f$$

Per quanto riguarda l'olio diatermico, il calore ricevuto vale:

$$Q_o = \dot{m}_o * C_{p_o} * \Delta T_o$$

Da cui:

$$\dot{m}_f = \frac{Q_f}{C_{p_f} * \Delta T_f} = \frac{Q_f}{C_{p_f} * T_{fIN} - T_{fOUT}} = 1,89 \text{ kg/s}$$

Con $C_{p_f} = 1000 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$.

Analogamente:

$$\dot{m}_o = \frac{Q_o}{C_{p_o} * \Delta T_o} = \frac{Q_o}{C_{p_o} * T_{oOUT} - T_{oIN}} = 6,60 \text{ kg/s}$$

Sono state fissate le temperature dei fluidi in ingresso e in uscita dello scambiatore di calore, sulla base delle caratteristiche dell'impianto ORC comunicate da Turboden s.r.l. e per non distruggere con temperature troppo elevate i filtri a manica posti a valle dello scambiatore.

I valori utilizzati sono i seguenti:

$T_{fIN}=900^{\circ}\text{C}$
$T_{fOUT}=250^{\circ}\text{C}$
$T_{oIN}=221^{\circ}\text{C}$
$T_{oOUT}=310^{\circ}\text{C}$

4.4 Dimensionamento preliminare della superficie di scambio termico

Il dimensionamento preliminare finalizzato a individuare l'entità delle superfici necessarie è stato condotto nell'ipotesi di un assetto in controcorrente dei flussi interessati e con scambio termico di tipo prevalentemente convettivo.

Nel punto successivo si analizzerà la configurazione mista radiativa-convettiva per l'architettura a tubi di fumo.

Poiché le temperature di ingresso e uscita di entrambi i fluidi sono imposte, si procede calcolando la differenza media logaritmica tra i flussi.

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{fIN} - T_{oOUT} - T_{fOUT} - T_{oIN}}{\ln \frac{T_{fIN} - T_{oOUT}}{T_{fOUT} - T_{oIN}}} = 186,2$$

Impostando la velocità dei fumi a 10 m/s , $\mu = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$ e $\lambda = 0,06 \text{ W/mK}$

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{\lambda} = 0,3$$

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = 27944$$

Dal numero di Reynolds si deduce che il regime dei fumi, che si trovano all'interno dei tubi in uno stato di convezione forzata, è turbolento. Infatti sappiamo che il valore critico di Reynolds che indica il passaggio dal regime laminare a quello turbolento è $Re \cong 2300$.

Lo scambio termico avviene all'interno dei tubi per convezione forzata. Quindi dobbiamo ricorrere al numero di Nusselt secondo l'equazione di Dittus-Boelter che ha validità per i fluidi correnti in tubo in regime turbolento.

Si ottiene il seguente valore del numero di Nusselt:

$$N_u = 0,023 * R_e^{0,8} * P_r^{0,4} = 55$$

Quindi per ricavare il nostro coefficiente di convezione interna :

$$\alpha_f = \frac{\lambda}{D} * N_u = 65 \frac{W}{m^2 K}$$

Il coefficiente globale di scambio termico viene calcolato considerando i coefficienti di scambio termico lato fumi, lato olio e la conducibilità termica del materiale di separazione (acciaio) fra i due flussi:

$$K_{gfo} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}}$$

Che nel caso di tubi, visto che lo spessore delle loro pareti è molto ridotto, che la componente dello scambio conduttivo potrebbe essere trascurata e che si tiene conto la superficie esterna al tubo ai fini dello scambio, la relazione diventa:

$$K_{gfo} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} * \frac{d_e}{d_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}} = 55 \frac{W}{m^2 K}$$

I valori utilizzati sono i seguenti:

Coefficiente di adduzione lato fumi $65 \frac{W}{m^2 K}$

Coefficiente di adduzione lato olio $1650 \frac{W}{m^2 K}$

Spessore della parete metallica $0,003 \text{ m}$

Coefficiente di conducibilità termica $20 \frac{W}{m K}$

Poiché lo spessore dei tubi è trascurabile, ovvero $r_i/r_e \approx 1$, la conducibilità termica del metallo è elevata e $\alpha_f \ll \alpha_o$ il coefficiente globale sarà molto simile ad α_f e quindi per velocizzare il calcolo il coefficiente di adduzione termica lato olio che dovrebbe essere ricavato con delle correlazioni di

scambio termico assumendo una configurazione di scambiatore, è stato stimato, utilizzando un valore fornito per scambiatori della medesima taglia dalla ditta INGECOS s.r.l.

Per il calcolo della superficie di scambio termico, assumendo una configurazione a flussi in controcorrente, si ottiene:

$$A = \frac{Q_c \text{ scambiato}}{K_{gfo} * \Delta T_{ml}} = 99,7 \text{ m}^2$$

Tale valore ha carattere orientativo e deve essere riveduto in sede di progettazione in forza di alcune considerazioni:

- la prima riguarda il fatto che la realizzazione dello scambiatore possa scostarsi dalla configurazione puramente convettiva in controcorrente;
- la seconda è legata alla riduzione del coefficiente globale di scambio termico per effetto dello sporco prodotto dai fumi (fouling) che non è stato preso in esame;
- la terza considerazione è legata alle dispersioni verso l'esterno e al margine di incertezza tipico delle valutazioni di massima.

In ragione degli aspetti evidenziati in precedenza, la superficie di scambio termico deve essere senz'altro maggiorata, adottando un fattore il cui valore dipende dalle caratteristiche geometriche dettagliate e che sarà determinata nelle successive fasi di approfondimento progettuale dello scambiatore.

4.4.1 Flusso termico radiativo

Lo scambio termico radiativo tra corpi grigi è definito dalla seguente relazione:

$$Q_{irr} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2}}$$

Applicando questa formula al caso specifico di irraggiamento tra la parete interna dei fumi e i fumi stessi, si fanno le seguenti considerazioni: la parete interna viene ricoperta di nero fumo, pertanto la superficie dei tubi e della camera di combustione possono essere considerate come corpi neri.

Ciò implica che:

$$\varepsilon_2 = 1 \rightarrow \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} = 0$$

Inoltre poiché i fumi “vedono” tutta la parete, il fattore di vista $F_{12}=1$.

L'espressione per il calcolo radiativo si riduce quindi a:

$$Q_{irr} = A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

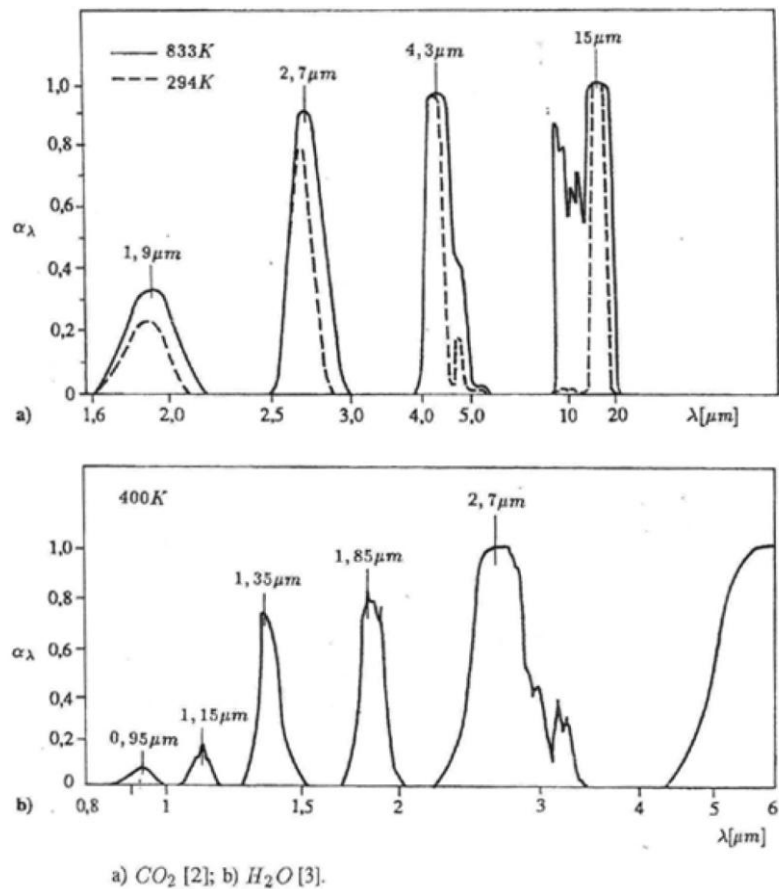
Tale formula è valida nel caso in cui entrambi i corpi (gas e parete) siano grigi.

Nel caso in esame bisogna tener conto della presenza nei fumi di gas a struttura molecolare non simmetrica (come CO_2 , H_2O e SO_2) che partecipano attivamente ai fenomeni di assorbimento ed emissione di calore e quindi non trasparenti alla radiazione termica (come invece O_2 e N_2 in quanto molecole simmetriche).

Contrariamente alle superfici solide, che assorbono ed emettono radiazioni su uno spettro continuo, i gas assorbono energia soltanto in certe definite bande di lunghezza d'onda associate ai livelli energetici molecolari.

Di seguito si riporta una figura che mostra le bande di assorbimento per l'anidride carbonica e per il vapor d'acqua:

Figura 32 – Bande di assorbimento di anidride carbonica ed acqua



In base a quanto esposto, si conclude che il comportamento di un gas non può essere considerato grigio. Pertanto per il calcolo di ϵ ed α , si è valutato un valore conforme a casi simili presenti in letteratura. Questo flusso termico è il bilancio dato da quello emesso dal gas ed assorbito dalla parete, meno la radiazione che proviene dalla parete e viene assorbita dal gas. In base alle considerazioni precedenti si ottiene la seguente relazione, per stimare in modo approssimativo lo scambio termico per irraggiamento che avviene nella caldaia:

$$Q_{irr} = A\sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_p^4) = 197 \text{ kW}$$

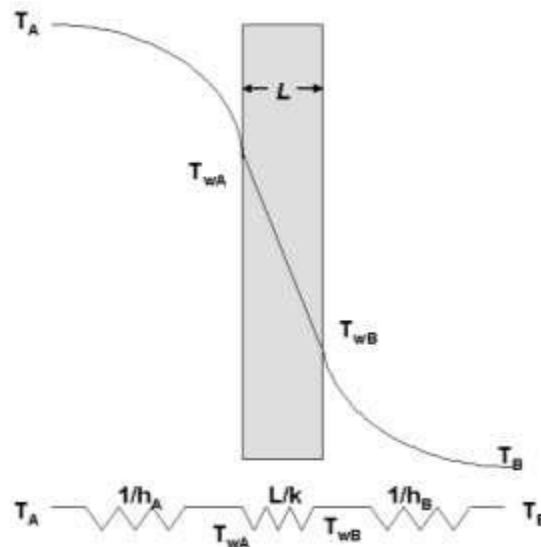
dove:

- σ è la costante di Boltzmann, pari a $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$;
- T_g è la temperatura dei fumi;
- T_p è la temperatura della parete;
- ϵ_g è l'emissività del gas funzione della temperatura del gas stesso (valore medio nello scambiatore 0,23);
- α_g è l'assorbanza del gas funzione della temperatura di parete (valore medio 0,15).

4.5 Esame del profilo di temperatura atteso sulle superfici metalliche

Di particolare interesse risulta la valutazione delle temperature di parete degli elementi metallici di interfaccia tra fumi e olio. A tal fine si è effettuata un'analisi preliminare sulla sezione sottoposta a maggior cimento termico, in cui la parete lambita dall'olio si trova alla massima temperatura, pari a 310 °C, e quella a contatto con i fumi si trova a 900 °C, in una organizzazione funzionale in controcorrente.

Figura 33 – Andamento temperatura in prossimità della parete dei tubi



Per una parete in acciaio avente spessore pari a $L=3$ mm si ottengono i valori riportati in Tabella 16.

Tabella 16 - Valutazione delle temperature di parete

Temperature

Temperatura lato Fumi (T_A) 900 [°C]

Temperatura lato olio (T_B) 310 [°C]

Coefficienti di scambio termico

Coefficiente di adduzione lato fumi (α_f) $55 \frac{W}{m^2K}$

Coefficiente di adduzione lato olio (α_o) $1650 \frac{W}{m^2K}$

Spessore della parete metallica (L) 0,003 m

Coefficiente di conducibilità termica (k) $20 \frac{W}{mK}$

Temperature di parete calcolate

Temperatura di parete lato Fumi

$$T_{wA} = T_A - \frac{K}{\alpha_f}(T_A - T_B) = 400^\circ C$$

Temperatura di parete lato olio

$$T_{wB} = T_B + \frac{K}{\alpha_o}(T_A - T_B) = 317^\circ C$$

Dall'analisi preliminare si ritiene che la temperatura massima raggiunta sul lato fumi non costituisca una criticità per la realizzazione dello scambiatore di calore.

4.6 Considerazioni sull'architettura degli scambiatori

La Tabella 17 riporta i valori ricavati dalla fase di studio preliminare dello scambiatore. L'aspetto peculiare è costituito dai valori di portata volumetrica dei due flussi, in quanto caratterizzate da un marcato squilibrio nei valori.

Tabella 17 - Dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore da 1,234 MW

Portata di fumi 1,89 kg/s

Portata di olio 6,60 kg/s

Coefficiente globale di scambio termico $62 \frac{W}{m^2 K}$

Superficie di scambio termico $97 m^2$

Portata volumetrica di fumi @575°C $0,8 m^3/s$

Portata volumetrica di olio @266°C $7,9 \cdot 10^{-3} m^3/s$

4.7 Architettura a tubi di fumo

Per la configurazione di tipo a tubi di fumo, si ottengono benefici dal punto di vista della compattezza. Attribuendo ai fumi la velocità di 10 m/s e adottando una tubazione commerciale da 2", sono necessari 94 tubi in parallelo (configurazione simmetrica), per una lunghezza del fascio tubero contenuta entro 3,4 metri. D'altra parte, alla riduzione di lunghezza del fascio tubero rispetto al caso in cui l'olio fluisse all'interno dei tubi, corrisponde il drastico abbassamento della velocità dell'olio; infatti, nello schema a tubi di fumo, l'olio occupando un volume relativamente grande la cui sezione di passaggio, vista in controcorrente rispetto ai fumi, porterebbe a velocità di transito notevolmente ridotte, pari a circa 0,1 m/s.

Calcolo area frontale attraversamento fumi:

$$S_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f * u_f} = 0,189 \text{ m}^2$$

Calcolo il numero totale dei tubi:

$$N_{TT} = N_{passaggi} * \frac{S_f * 4}{\pi * D_i^2} = 186 \text{ tubi}$$

Calcolo lunghezza tubi:

$$L = \frac{A_e}{\pi * D_e * N_{TT}} = 3,4 \text{ m}$$

Tabella 18 - Assetto per uno schema tipo con fumo nei tubi a 2 passaggi

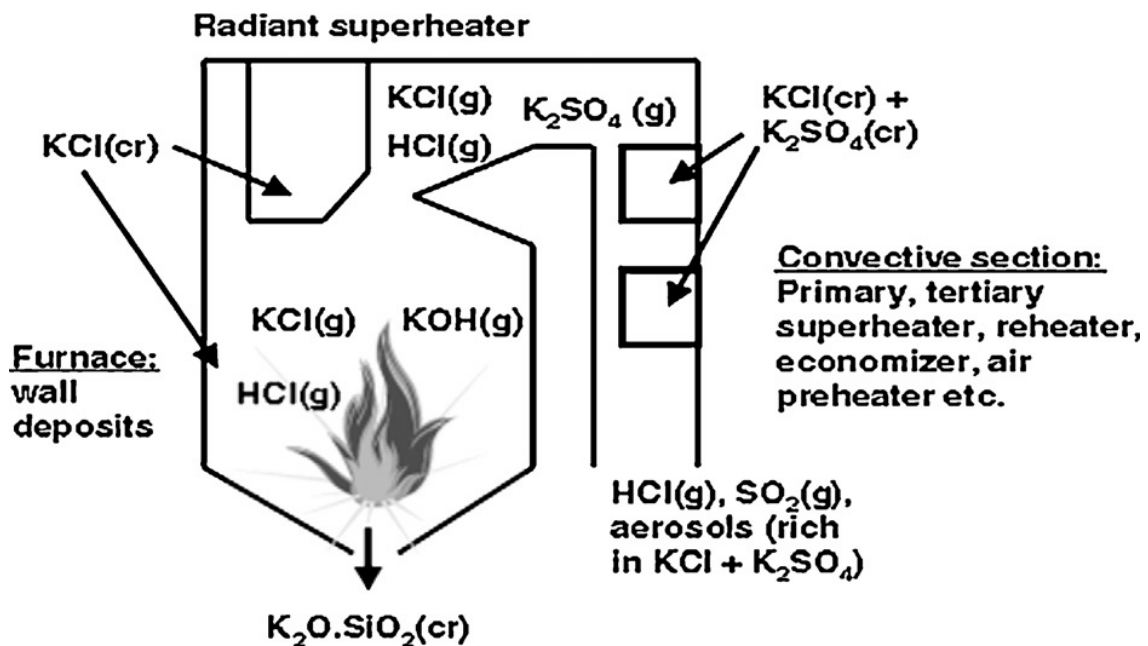
Tubi da 2" (5,08 cm) – velocità fumi 10 m/s
N° di tubi in parallelo 93
Lunghezza di percorso fascio in parallelo 3,4 m

4.8 Criticità emerse

Le principali criticità emerse riguardano essenzialmente il forte squilibrio tra le portate volumetriche dei fumi e dell'olio che porta, nel caso della soluzione a tubi di fumo, a velocità di transito dell'olio nello scambiatore estremamente modesta, con la difficoltà di assicurare un moto regolare di tale fluido. Un altro problema riguarda le resistenze termiche che sono molto sbilanciate

a causa del basso coefficiente del lato interno dei fumi, che si potrebbe correggere inserendo una superficie alettata nel lato interno, che però alzerà inevitabilmente il prezzo di vendita e favorirà lo sporciamento. Con l'uso di alette infatti si aiuterà il deposito e la stratificazione dei depositi nello scambiatore, riducendo sensibilmente lo scambio termico, favorendo possibili rotture, malfunzionamenti e riducendo la vita utile dell'impianto. I principali contributi alla formazione di incrostazioni, depositi e corrosione provengono dalla composizione dei fumi, che insieme ai tenori di zolfo e cloro, facilitano la mobilità dei molti composti inorganici, in particolare composti alcalini inclusi potassio e sodio formando silicati alcalini che fondono a bassa temperatura (può essere inferiore a 700 °C), fornendo così, una superficie "appiccicosa" per un deposito maggiore sulle superfici di scambio termico. Nella figura seguente si possono individuare i meccanismi chimici principali dovuti a potassio, zolfo e cloro in una caldaia a biomassa.

Figura 33.1 – Meccanismi di sporciamento e corrosione in una caldaia a biomassa



4.9 Calcolo delle perdite di carico

Le perdite di carico vengono valutate in funzione della variazione di temperatura dei fumi lungo il loro percorso. Ciò determina una variazione di densità di cui si tiene conto nell'ultimo termine riportato nell'equazione di Bernoulli generalizzata:

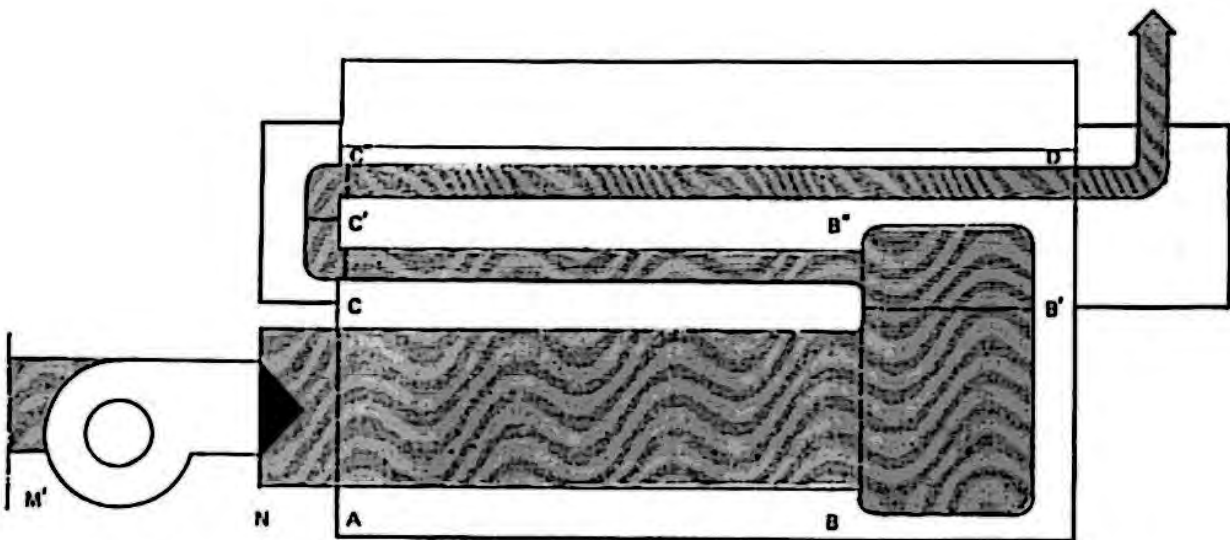
$$l_t + l_{att} + \Delta e_c + \Delta e_p + \int v dp = 0$$

dove:

- l_t è il lavoro tecnico fornito dal ventilatore;
- l_{att} è il valore dell'energia persa a causa delle perdite di carico;
- Δe_c è la variazione di energia cinetica;
- Δe_p è la variazione di energia potenziale ($\Delta e_p=0$ perché le variazioni di quota sono minime);
- vdp : rappresenta il lavoro di pulsione.

Il percorso dei fumi è stato semplificato e suddiviso in vari tratti mostrati nella figura seguente:

Figura 34 – Schema semplificato generatore di calore



In funzione delle condizioni che si verificano nei vari tratti ci saranno perdite distribuite o concentrate, come riportato nella seguente tabella:

Tabella 19: tipologie di perdite relative ai vari tratti

Tratto	Perdite concentrate	Perdite distribuite
MM'	X (imbocco)	
M'N		
NA	X (sbocco)	
AB		X
BB'	X (sbocco)	
B'B''	X (imbocco)	
B''C		X
CC'	X (sbocco)	
C'C''	X (imbocco)	
C''D		X
DD'	X (sbocco)	

Per quanto riguarda le perdite concentrate, esse sono relative a zone di imbocco e sbocco. In tali zone viene considerata trascurabile la velocità minore, registrata nella sezione massima, rispetto alla velocità maggiore, registrata nella sezione minore.

Negli sbocchi si verifica che tutta l'energia cinetica viene trasformata in attrito; in tal caso, il fattore di attrito risulta essere pari ad 1. Negli imbocchi, invece, tale termine è pari a 0.5. La relazione che consente di ricavare il lavoro di attrito dato dalle perdite concentrate è:

$$l_{att} = \frac{1}{2} \xi' u_1^2$$

Per quanto riguarda le perdite distribuite, esse sono date dalla seguente relazione:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = l_{\text{attrito}} = \frac{1}{2} \xi u^2 \frac{L}{D}$$

in cui L è la lunghezza del tratto studiato, D è il diametro del tubo, u è la velocità del fluido relativa alla temperatura media logaritmica e ξ è il coefficiente d'attrito, ottenuto mediante successive iterazioni dalla formula di Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\xi}} + \frac{\varepsilon/D}{3,71} \right)$$

dove ε è la rugosità dei tubi e Re è il numero di Reynolds. Le perdite di carico connesse al ventilatore sono già considerate nel rendimento dello stesso e, quindi, non vengono analizzate separatamente. Perciò, per quanto riguarda il ventilatore, l'unico contributo è dato dal lavoro tecnico l_t , che risulta essere proprio il contributo incognito da trovare.

4.10 Calcolo delle velocità effettiva dei fumi

La variazione di velocità all'interno del generatore si registra solo nel caso in cui vi sia una variazione di densità. Infatti dalla relazione:

$$u = \frac{G}{\rho \cdot A}$$

si può notare che l'unico termine variabile è proprio la densità in quanto la sezione dei tubi in ogni tratto è costante così come la portata. La variazione di energia cinetica in ogni tratto è funzione delle velocità registrate nelle sezioni iniziale e finale, calcolate secondo la relazione precedente. La densità viene valutata mediante la relazione dei gas perfetti. Di seguito si presenta una tabella in cui sono contenute le grandezze necessarie al calcolo della variazione della velocità e, quindi, dell'energia cinetica.

Tabella 20 – grandezze necessarie al calcolo della variazione di energia cinetica

Calcolo delle velocità	Diametro [m]	Temperatura media stimata [°C]	Sezione [m ²]	Densità [kg/m ³]	Portata [kg/s]	Velocità [m/s]
M',N	0,50	25	0,196	1,38	1,89	6,9
A,B'	1	900	0,78	0,60	1,89	4
C'	0,50	575	0,196	0,71	1,89	13,5
Fascio tubiero	0,05	900-250	0,18	0,6 - 1	1,89	10
D	0,50	250	0,196	0,97	1,89	9,9

4.11 Calcolo della prevalenza del ventilatore

Nel tratto NA in cui si ha l'innescò della combustione si verifica una variazione brusca della temperatura che passa da 25°C a 900 °C; ciò determina una variazione di densità, cioè una diminuzione di pressione, e quindi un incremento di energia cinetica. Per ogni tratto è, perciò, possibile calcolare il termine:

$$\int v dp \approx \frac{\Delta p}{\rho}$$

valutando le variazioni di energia cinetica (dove presenti) ed il contributo del lavoro di attrito. Per ogni tratto, pertanto, si avrà:

$$\left(\int v dp \right) \rho_{tratto} = \sum \Delta p_{tratto} = \Delta p_{tot}$$

Poiché la pressione in uscita dal generatore deve essere pari a quella atmosferica, quindi $\Delta p_{tot}=0$, si ha che la somma di tutti i singoli termini di pressione nei vari tratti corrisponde alla prevalenza del ventilatore. Dividendo tale valore per la densità dell'aria esterna, si ottiene il lavoro tecnico incognito:

$$l_t = \frac{\Delta p_{vent}}{\rho_{aria}}$$

Alla luce di quanto esposto si riporta una tabella riassuntiva in cui sono presentate le grandezze necessarie ad individuare la prevalenza del ventilatore.

Tabella 21

Calcolo perdite	ξ'	Perdite concentrate m^2/s^2	ξ	Perdite distribuite m^2/s^2	Δ energia cinetica m^2/s^2	Integrale vdp m^2/s^2	Densità kg/m^3	Δp Pa	velocità m/s
MM'	0,5	11,902	0	0	44,991	-56,893	1,38	-78,513	6,9
Ventilatore		0	0	0	0	390,684	1,38	539,145	6,9
NA		0	0	0	-29,871	29,871	0,6	17,922	4
AB		0	0,023	0,644	0	-0,644	0,6	-0,386	4
BB'	1	8	0	0	0	-8	0,6	-4,8	4
B'B''	0,5	4	0	0	0	-4	0,7	-2,8	4
B''C		0	0,046	158,464	79,38	-237,844	0,75	-178,383	10
CC'	1	91,125	0	0	77,726	-168,851	0,8	-135,081	13,5
C'C''	0,5	45,562	0	0	0	-45,5625	0,85	-38,728	13,5
C''D		0	0,046	158,464	-77,726	-80,738	0,9	-72,664	10
DD'	1	49,005	0	0	-1,880	-47,124	0,97	-45,710	9,9

Come si può notare dalla tabella, le zone in cui si verifica una brusca riduzione di pressione corrispondono a perdite concentrate, precedentemente discusse.

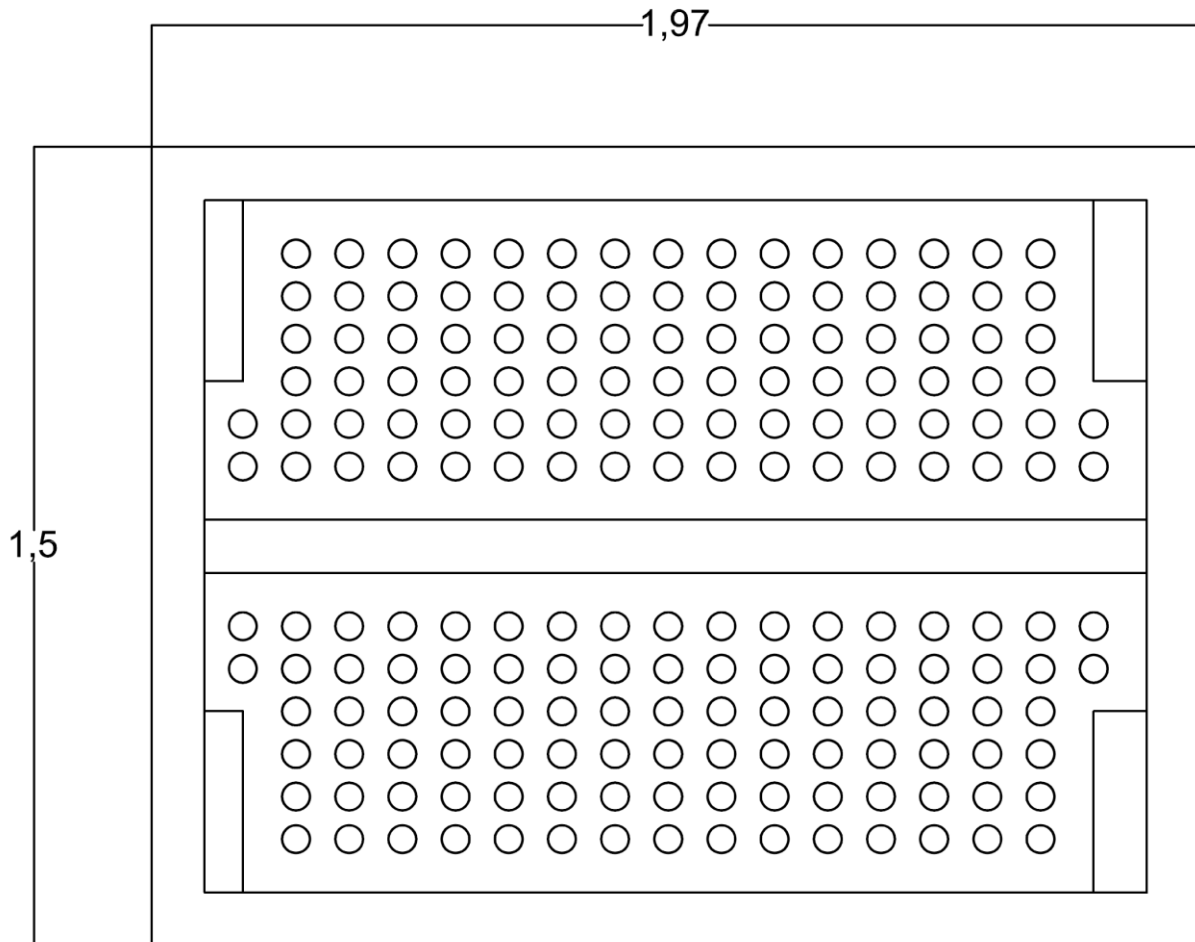
La prevalenza che il ventilatore deve fornire è pari a 539 Pa.

La potenza del ventilatore, pertanto è definita ed è stata ricavata dalla seguente relazione:

$$P_f = \frac{\Delta p}{\rho} * G = 400 W$$

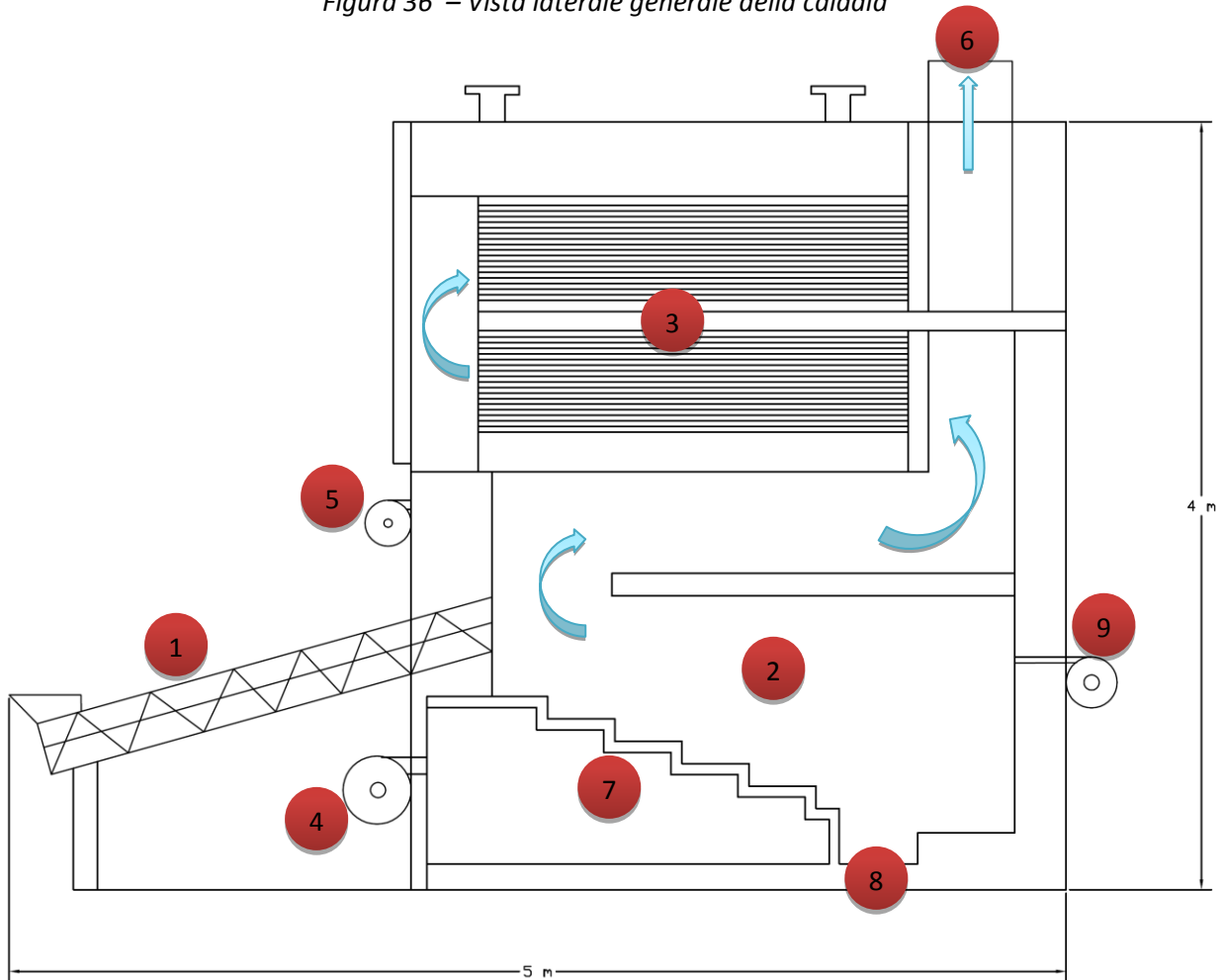
4.12 Dimensioni generali

Figura 35 – Vista frontale scambiatore fumi/olio diatermico



Il passo tubi è fissato a 10 cm mentre quello tra i ranghi ad 8 cm con un reticolo a base quadrata per permettere una distribuzione delle temperature abbastanza omogenea ed una discreta facilità di installazione e saldatura dei tubi nelle piastre forate.

Figura 36 – Vista laterale generale della caldaia



1. Coclea di alimentazione
2. Camera di combustione
3. Scambiatore di calore
4. Aria primaria
5. Aria secondaria
6. Camino
7. Griglia mobile
8. Vano ceneri
9. Bruciatore ausiliario

Capitolo 5

Analisi economica

5.1 Introduzione

Le scelte d'investimento e le conseguenze di tali scelte sono temi complessi. Una loro analisi completa ed esauriente richiederebbe, di conseguenza, conoscenze teoriche approfondite ed un'ampia base di dati relativa all'agente economico a cui la valutazione economica si riferisce. Più modestamente l'obiettivo del capitolo è di fornire delle indicazioni per effettuare la scelta più interessante dal punto di vista economico.

5.2 Metodi di incentivazione

Sono diversi i metodi di incentivazione che riguardano il settore di studio del presente lavoro.

È necessario innanzitutto distinguere in due grandi famiglie le incentivazioni per questi impianti: i titoli di efficienza energetica TEE oppure la tariffa omnicomprensiva. La non cumulabilità della tariffa omnicomprensiva con i certificati bianchi prevista dal DM del 28 dicembre 2012 prevede che i progetti presentati non siano cumulabili con altri incentivi. Nel seguito sarà presa in considerazione solamente la tariffa omnicomprensiva, in quanto i prezzi sono fissati ed i casi di studio saranno più facilmente correlabili. In ogni caso verrà data qualche nozione di base per capire come funziona questo altro tipo di incentivazione.

5.3 Titoli di Efficienza Energetica (TEE)

I titoli di efficienza energetica, anche noti come certificati bianchi, sono titoli negoziabili che certificano il conseguimento di risparmi energetici negli usi finali di energia attraverso interventi e progetti di incremento di efficienza energetica.

Gli obiettivi di risparmio energetico devono essere raggiunti con l'adozione di tecnologie all'avanguardia tramite le seguenti azioni:

- il miglioramento dell'efficienza energetica negli usi finali;
- il contenimento delle perdite di energia;

- l'adozione di fonti rinnovabili.

L'attività di gestione, valutazione e certificazione dei risparmi correlati a progetti di efficienza energetica spetta al GSE. Per svolgere tale attività il GSE si avvale del supporto di ENEA ed RSE.

Il sistema, introdotto dai decreti ministeriali 20 luglio 2004 con le successive modifiche, prevede il rilascio dei titoli a due categorie di soggetti: i soggetti obbligati e i soggetti volontari. I soggetti obbligati sono i distributori di energia elettrica e di gas naturale che abbiano connessi alla propria rete di distribuzione più di 50000 clienti finali. Essi devono raggiungere annualmente determinati obiettivi quantitativi di risparmio di energia primaria, espressi in Tonnellate Equivalenti di Petrolio risparmiate (TEP).

Con soggetti volontari si intendono invece:

- società di servizi energetici (SSE) e società controllate dai distributori obbligati;
- società con obbligo di nomina dell'energy manager (SEM);
- distributori di energia elettrica o gas naturale con meno di 50000 utenti finali;
- imprese operanti nel settore industriale, civile, terziario, agricolo, trasporti e servizi
- pubblici, compresi gli enti pubblici.

Un certificato equivale al risparmio di una tonnellata equivalente di petrolio (TEP). Un TEP corrisponde all'energia sviluppata dalla combustione di una tonnellata di petrolio, energia assunta convenzionalmente pari a 41,868 GJ, corrispondenti a 11627,907 kWh (oppure a 10000000 kcal).

In termini di unità fisiche energetiche 1 tep corrisponde a:

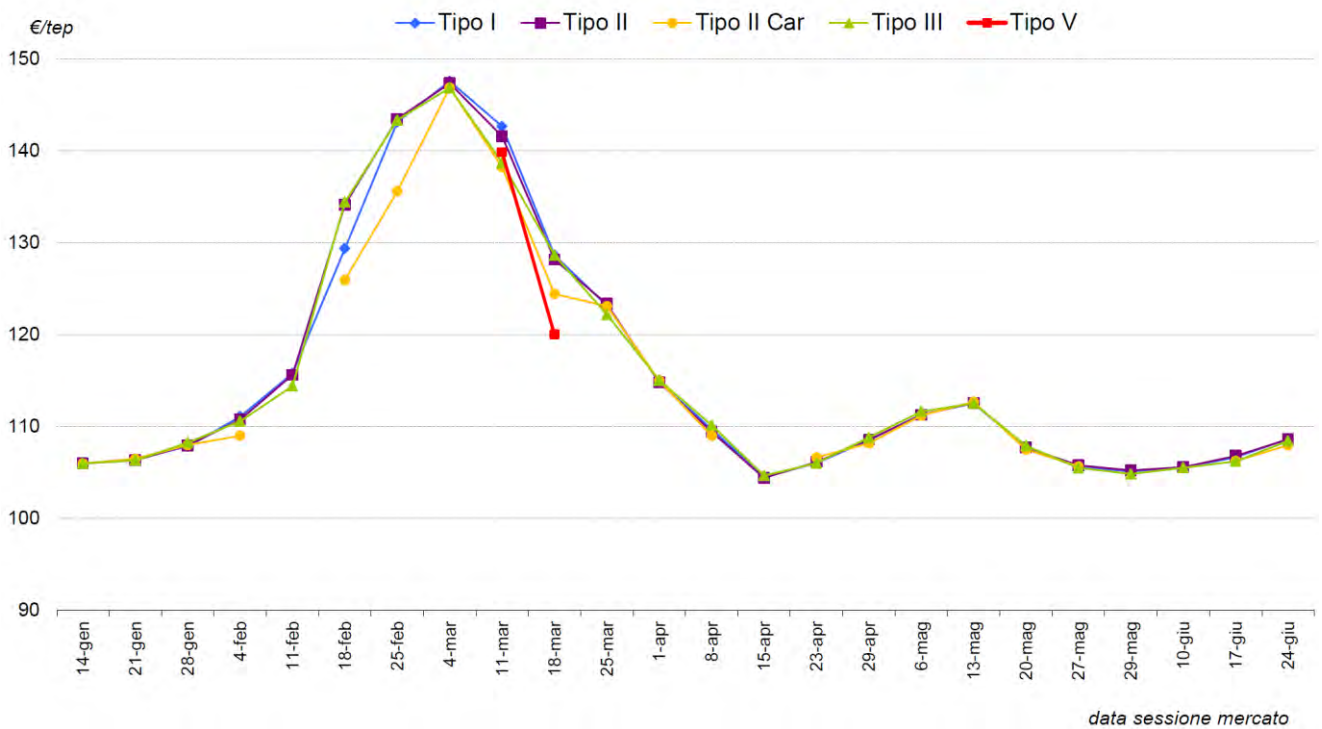
- circa 1176 Sm³ di gas naturale, assumendo per il gas naturale PCI pari a 35588 kJ/Sm³;
- circa 5349 kWh, assumendo un rendimento medio di produzione elettrico sulla rete nazionale del 46%.

Al sistema dei certificati bianchi possono accedere anche le unità di cogenerazione ad alto rendimento (CAR), secondo le condizioni e le procedure stabilite dal decreto ministeriale 5 settembre 2011.

Per quanto riguarda questi titoli di efficienza energetica è necessario fare le seguenti considerazioni: il valore del singolo titolo è stato fissato a circa 107 €/tep. Tale valore è stato estrapolato dal sito internet del gestore del mercato elettrico, il quale assegna un valore medio ponderale di circa 119 €/tep, sottratto del 10 %, quota che andrà ceduta alla ESCo⁽²⁾ o all'energy manager che gestirà la vendita dei titoli. La figura 5.1 vuole essere un esempio dell'andamento dei prezzi di vendita dei TEE nel periodo che va da gennaio a giugno 2014.

²ESCo: Energy Service Company. Si tratta di società che effettuano interventi finalizzati a migliorare l'efficienza energetica

Figura 37 – Andamento dei prezzi dei TEE nel primo semestre 2014



5.3.1 Cogenerazione ad alto rendimento (CAR)

Il decreto 5 settembre 2011 definisce due parametri che individuano le prestazioni energetiche di alto rendimento: l'indice PES (indice di risparmio dell'energia primaria) e il rendimento globale dell'impianto.

Il PES deve essere calcolato secondo la seguente formula:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHPH_{\eta}}{RefH_{\eta}} + \frac{CHPE_{\eta}}{RefE_{\eta}}} \right] 100\%$$

dove:

$CHPH_{\eta}$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come la quantità annua di calore utile divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore utile che l'energia elettrica da cogenerazione;

$RefH_{\eta}$ è il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;

$CHPE_{\eta}$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come l'energia elettrica annua da cogenerazione divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore utile che l'energia elettrica da cogenerazione;

RefEηè il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

È necessario inoltre calcolare il rendimento globale, che tiene conto della parte di energia prodotta e utilizzata in cogenerazione e quella non utilizzata in cogenerazione, calcolato secondo la seguente formula:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{CHP}}{F}$$

Dove:

E energia elettrica prodotta;

H_{CHP} energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata nel processo;

F energia del combustibile.

Tabella 22 – Valori minimi di η_{globale} per impianti di cogenerazione

	η_{globale} ≥ 0,75	η_{globale} ≥ 0,80
Tipo di unità	Turbine a vapore a Contropressione	Turbine a gas con ciclo combinato con recupero di calore
	Turbine a gas con recupero di calore	Turbina a condensazione con estrazione di vapore
	Motore a combustione interna	
	Microturbine	
	Motori Stirling	
	Pile a combustibile	

Se il rendimento globale fosse inferiore ai valori indicati nella tabella 22 si assume che una parte dell'energia non sia prodotta in cogenerazione e pertanto si dovrà dividere l'impianto reale in due impianti virtuali, uno cogenerativo e l'altro non cogenerativo.

5.4 Tariffa omnicomprensiva

La tariffa omnicomprensiva costituisce il meccanismo di incentivazione, regolato dal decreto ministeriale 6 luglio 2012, riservato agli impianti qualificati IAFR (impianto alimentato da fonti rinnovabili). La tariffa è differenziata per tipologia di fonte utilizzata.

Per quanto riguarda gli impianti alimentati a biomassa esistono due metodi di accesso al meccanismo di incentivazione: il primo diretto, mentre il secondo a seguito di partecipazione a procedure competitive di aste al ribasso.

5.4.1 Calcolo della tariffa omnicomprensiva

Secondo la normativa il calcolo della tariffa omnicomprensiva, per impianti con potenza elettrica inferiore a 1 MW, viene effettuato nel seguente modo:

$$T_o = T_b + P_r$$

dove:

T_b è la tariffa incentivante base ricavata per ciascuna fonte e tipologia di impianto dalla tabella 23, decurtato del 2% all'anno, con arrotondamento alla terza cifra decimale

P_r è l'ammontare totale degli eventuali premi a cui ha diritto l'impianto

Vengono di seguito riportate le parti di tabella prese dal decreto, che interessano il settore di studio di questo lavoro.

Tabella 23 – Vita utile convenzionale, tariffe incentivanti e incentivi per i nuovi impianti a biomassa

Fonte rinnovabile	Tipologia	Potenza [kW]	VITA UTILE degli IMPIANTI [anni]	tariffa incentivante base [€/MWh]
Biomasse	a) sottoprodotti di origine biologica	1<P≤300	20	229
		300<P≤1000	20	180
		1000<P≤5000	20	133
		P>5000	20	122
	b) sottoprodotti di origine biologica di cui alla tabella 7.7	1<P≤300	20	257
		300<P≤1000	20	209
	d) rifiuti non provenienti dalla raccolta differenziata diversi da quelli di cui alla lettera c)	1000<P≤5000	20	161
		P>5000	20	145
	c) rifiuti per i quali la frazione biodegradabile è determinata forfaitariamente con le modalità di cui all'allegato 2 del decreto	1<P≤5000	20	174
		P>5000	20	125

La biomassa che alimenta gli impianti di cogenerazione, il cippato, ricade nella tipologia a) di tabella 23. La potenza, come già detto precedentemente, si è scelta pari a 200 kW e 1000kW, quindi la tariffa incentivante base sarà rispettivamente 229 €/MWh e 180 €/MWh.

Alla tariffa di riferimento, per impianti alimentati a cippato, spettano i seguenti premi:

- 30 €/MWh qualora gli impianti soddisfino i requisiti di emissione in atmosfera riportati in tabella 24;
- 40 €/MWh per gli impianti operanti in cogenerazione ad alto rendimento (CAR).

Tabella 24 – Valori di emissione in atmosfera per impianti di combustione a biomasse

Inquinante	Valori (mg/Nm ³)			
	PTN ≤ 6 MWt	6 < PTN ≤ 20	20 < PTN ≤ 50 MWt	PTN > 50 MWt
NO _x (espressi come NO ₂)	200	150	150	100
NH ₃ ⁽¹⁾	5	5	5	5
CO	200	150	100	50
SO ₂	150	150	100	25
COT	30	20	10	10
Polveri	10	10	5	5

PTN = Potenza Termica Nominale

- (1) Nel caso di utilizzo di una tecnica di abbattimento ad urea o ammoniacca (SCR, SNCR), negli impianti ove è previsto il controllo in continuo degli ossidi di azoto, dovrà essere installato lo specifico analizzatore di NH_3 .

Il decreto, fissa inoltre, per impianti alimentati a biomassa della tipologia a), un valore percentuale di perdita (energia elettrica assorbita dai servizi ausiliari, perdite di linea e perdite di rete nei trasformatori principali) del 17%, da applicare alla produzione lorda.

5.5 Metodo del valore attuale netto (VAN)

Nell'analisi costi/benefici di un impianto di conversione energetica alimentato a biomassa un diffuso modello economico è quello dell'attualizzazione dei valori futuri di un flusso di cassa, cioè la determinazione delle entrate e uscite relative all'investimento fatto.

È necessario a tal riguardo definire alcuni parametri necessari alla formulazione di un flusso di cassa, quali:

- j_0 : istante in cui il progetto inizia a produrre ricavi;
- j : j -esimo anno del progetto;
- I_0 , investimento iniziale;
- C_j , costi complessivi di gestione all'anno j -esimo: riguardano le spese di conduzione dell'impianto. Si possono raggruppare nei costi di approvvigionamento della fonte energetica e nei costi di manutenzione ordinaria;
- R_j , ricavi complessivi di gestione all'anno j -esimo: nel caso specifico del presente lavoro sono raggruppabili nei ricavi dovuti agli incentivi pubblici e per il mancato acquisto del carburante;
- $D_j = R_j - C_j$, disponibilità o entrate nette o utile lordo generato dal progetto nell'anno j -esimo.
- $F_j = D_j - I_j$, flusso di cassa netto all'anno j -esimo: è la differenza tra i ricavi e i costi all'anno j -esimo.

L'analisi costi/benefici viene quindi effettuata considerando un istante iniziale, coincidente con l'inizio del funzionamento dell'impianto ed una vita utile dell'impianto di " n " anni. Per effettuare lo

studio di fattibilità non è necessario che la durata dell'investimento sia pari alla vita utile dell'impianto, in genere viene considerato un tempo minore, in modo da prevedere eventuali imprevisti (come ad esempio lo sviluppo tecnologico, che renderebbe dopo pochi anni l'impianto obsoleto). Grazie ad alcuni importanti indici economici è possibile valutare la convenienza o meno di un investimento, tra cui: il valore attuale netto (*VAN*) e il tempo di recupero, o pay back time (*PB*).

Il valore attuale netto misura l'eccedenza economica attualizzata dei benefici netti, rispetto all'investimento iniziale; quindi l'attualizzazione viene riferita all'anno zero, che è fissato come inizio del flusso di cassa.

Gioca un ruolo importante il tasso di attualizzazione, che non deve coincidere con il tasso di interesse, ma viene scelto opportunamente a seconda delle caratteristiche del progetto. Nel seguito il tasso di attualizzazione verrà indicato con "a".

È possibile a questo punto definire il valore attuale netto come la differenza attualizzata ad un istante qualsiasi degli esborsi e dei ricavi, e supponendo che l'investimento iniziale sia concentrato all'anno zero, cioè:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n D_j(1+a)^{-j}$$

L'investimento risulta conveniente se il *VAN* è positivo. Confrontando diversi investimenti verrà scelto quello caratterizzato dal maggiore rapporto *VAN/I₀*.

Un altro criterio molto utile nell'analisi degli investimenti è il tempo di ritorno (*PB*), definito come il tempo necessario perché la disponibilità di cassa generi esattamente l'investimento netto che l'ha resa possibile, ovvero rappresenta il numero "n" di anni in corrispondenza del quale il *VAN* si annulla:

$$-I_0 + \sum_{j=1}^n D_j(1+a)^{-j} = 0$$

5.6 Costi di investimento delle tipologie di impianto analizzate

Successivamente alle richieste di preventivi fatte alle aziende di maggior rilievo del settore, sono stati elaborati dei costi di investimento medi, per tutte le tipologie di impianto fin qui studiate. Nei

paragrafi successivi vengono perciò riportate le tabelle che riportano i costi principali per l'acquisto e la gestione di: caldaia a cippato ed impianto cogenerativo ORC.

Tutte le voci di costo saranno riportate in €/kW installato, in modo da effettuare un rapporto di scala quando si andranno a studiare i diversi casi studio analizzati.

Caldaia a cippato.

Le componenti principali che fanno parte del costo finale della caldaia sono:

- Corpo caldaia;
- Braccio mobile con dosatore a coclea;
- Camera di combustione;
- Pulizia della caldaia ad aria;
- Sistema di trattamento dei fumi.

Tabella 25 – Costi principali caldaia a cippato compresa l'IVA

Voci di costo	Impianto da 200 kW (€/kW)	Impianto da 1000 kW (€/kW)
Caldaia	670	500
Trasporto, montaggio e messa in funzione	85	40
Totale	755	540

La differenza dei costi al kW installato tra caldaie di piccola taglia e caldaie di media taglia è dovuta al rapporto tra costi fissi e costi variabili. Per questa tecnologia i costi fissi sono una voce importante del costo finale della caldaia, andando così a gravare sugli impianti di piccola taglia.

Ai costi totali dell'intero corpo caldaia è necessario aggiungere il costo di un elettrofiltro; il solo sistema di trattamento dei fumi in dotazione alla caldaia non è sufficiente per rientrare nei limiti di emissioni previsti dalla normativa per il rilascio degli incentivi; il filtro elettrostatico assicura una quantità di polveri nei fumi in uscita minore di 20 mg/Nm³. Il costo dell'elettrofiltro verrà elaborato caso per caso in funzione della potenza dell'impianto.

Impianto di cogenerazione ORC.

Per questa tipologia le componenti di impianto principali che vanno a costituire il prezzo finale sono:

- Turbogeneratore ORC;
- Gruppo scambiatori;
- Pompa ricircolo fluido ORC;
- Torre evaporativa;
- Serbatoio di raccolta;
- Caldaia a olio diatermico.

Nelle seguenti tabelle sono riportati i costi specifici di turbogeneratore e caldaia ad olio diatermico.

Tabella 26 – Costi turbogeneratore ORC e caldaia ad olio diatermico compresa l'IVA

Voci di costo	Impianto da 200 kW (€/kW)	Impianto da 1000 kW (€/kW)
Turbogeneratore ORC	3300	1600
Caldaia ad olio diatermico	550	500
Totale	3840	2100

5.7 Analisi economica dei casi analizzati

Dopo aver scelto i parametri fondamentali per svolgere l'analisi economica, si procede.

Un appunto è doveroso e riguarda i prezzi del cippato: si è ritenuto opportuno mantenerlo costante. Tramite una raccolta dei prezzi effettuata direttamente con i fornitori e una ricerca dell'andamento dei prezzi degli anni passati, si è scelto di fissare il prezzo del cippato a 70 €/t, compreso il trasporto. Questo è un prezzo indicativo, può oscillare infatti in funzione delle leggi del mercato e soprattutto in funzione della sua qualità (contenuto di acqua, PCI); per richieste così elevate però è possibile effettuare un contratto di fornitura e stipulare un prezzo fisso conveniente. Sul territorio inoltre sono ormai presenti diverse aziende di produzione di cippato, perciò il prezzo di trasporto non ha influenzato particolarmente il prezzo finale.

Nell'analisi economica verranno anche riportati i calcoli del confronto delle emissioni di CO₂equivalente tra un impianto di riferimento e la nuova installazione. I dati specifici di emissione di CO₂equivalente utilizzati nei calcoli sono elencati di seguito, in funzione del combustibile utilizzato nella caldaia:

- metano: 0,251 tCO₂eq/MWh (fonte "AIEL");
- gasolio: 0,325 tCO₂eq/MWh (fonte "AIEL");
- cippato: 0,200 tCO₂eq/MWh (fonte "Green Energy Retrofit Report 2011").

Per quanto riguarda il cippato, nonostante la sua combustione dovrebbe avere un conteggio delle emissioni pari a zero (visto che durante la combustione viene rilasciata la quantità di carbonio assorbita durante la vita della pianta), si è scelto comunque un valore medio delle emissioni di CO₂ in quanto sul territorio sono presenti normative che richiedono una determinata qualità della biomassa; non conoscendo con precisione la provenienza delle biomasse utilizzate, si è scelto un valore medio di 200 kgCO₂eq/MWh.

Nelle totali emissioni, per la caldaia a cippato, si è considerato anche il trasporto della biomassa, effettuato con autotreno, con il seguente valore di emissione:

- gasolio: 0,272 tCO₂eq/MWh (fonte "Green Energy Retrofit Report 2011").

Il viaggio è stato considerato per il primo caso di 100 km, complessivo di andata e ritorno.

Infine, nel calcolo del VAN è stato considerato un tasso di attualizzazione "a" pari al 7%. Considerato il livello di rischio per investimenti di questo tipo, la scelta è ricaduta su questo valore del tasso di attualizzazione.

Queste sono le sostanziali premesse che riguardano tutte le soluzioni analizzate. Verrà ora presentato, caso per caso, lo studio delle diverse soluzioni d'impianto, utilizzando il metodo del VAN.

5.8 Confronto tra gli impianti scelti

Le analisi svolte hanno fornito indicazioni generali e considerazioni economiche indicative ai costi di investimento, utili per confrontare diverse dimensioni di uno stesso impianto ed in presenza di differenti regimi di incentivazione. Si vuol precisare che le valutazioni sono solamente di tipo indicativo, non essendo a disposizione dei dati completi che permettano un'analisi con un alto grado di dettaglio necessario per un studio di fattibilità. Sono stati analizzate 2 diverse taglie di impianti cogenerativi alimentati a biomasse legnose.

Il primo caso si riferisce ad un impianto da 5,260 MW termici ed un'unità cogenerativa ORC da 1000 kWe.

Il secondo caso è relativo ad una soluzione impiantistica di piccola taglia da 1,234 MW, accoppiata ad un'unità ORC da 200kWe, analizzata a livello di studio di pre-fattibilità, fa quindi riferimento ad una situazione teorica con dati di consumo medio e produzione attesi.

5.8.1 Caso A

Inquadramento generale

L'impianto è formato principalmente dal generatore ad olio diatermico alimentato a biomassa legnosa non trattata completo di griglia mobile, sistema di trattamento fumi ed unità cogenerativa ORC.

Figura 38: vista superiore impianto

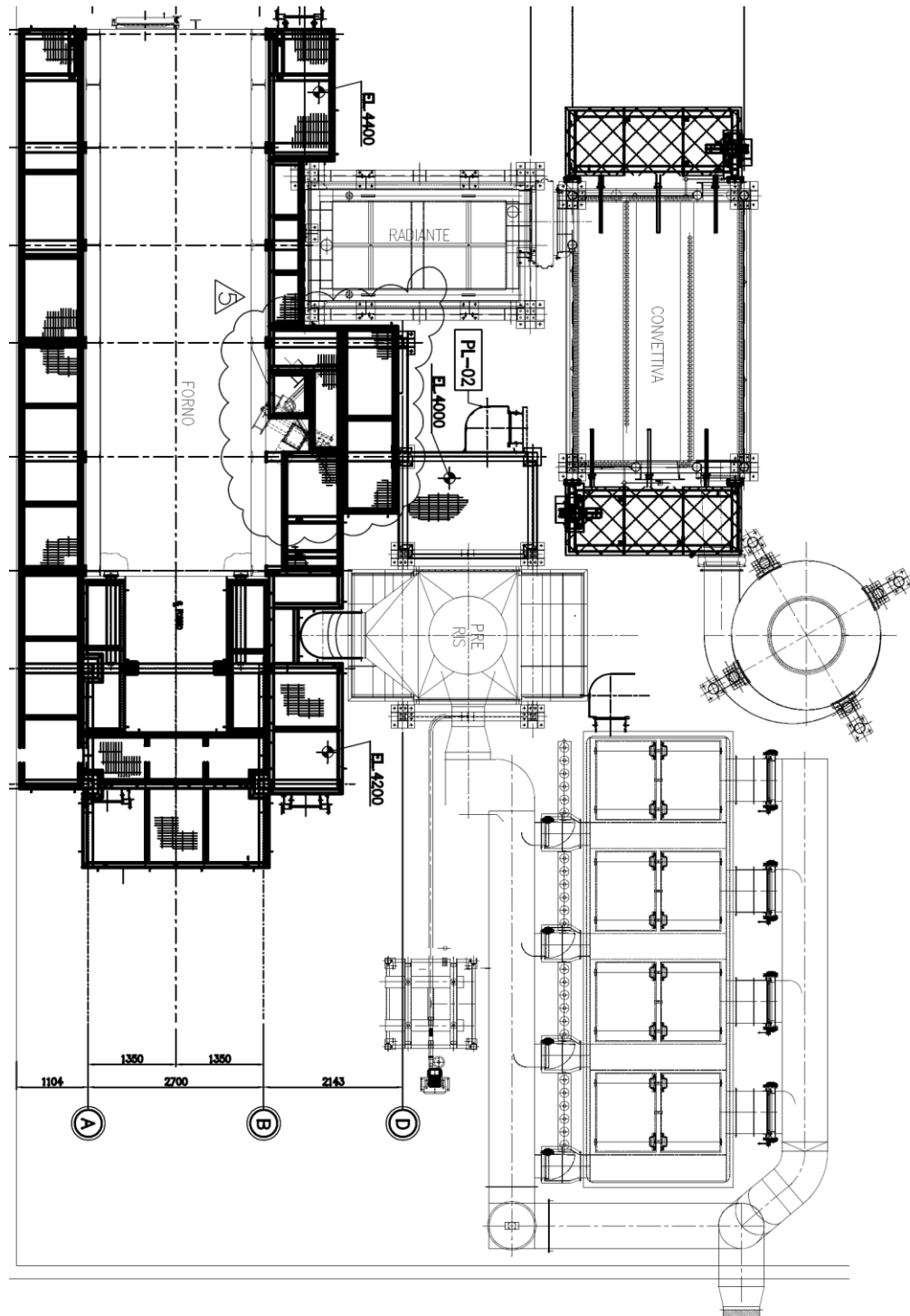


Figura 39: Schema impianto

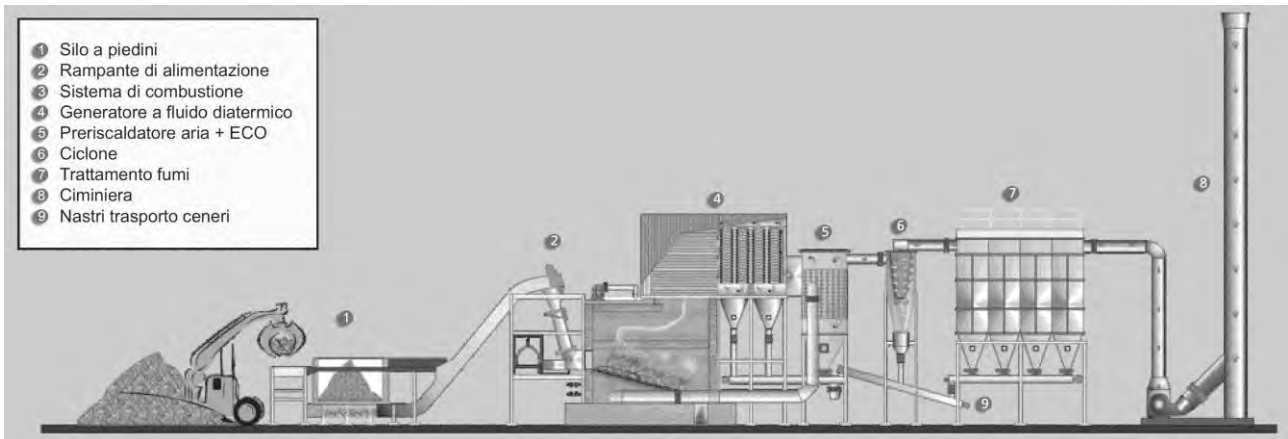
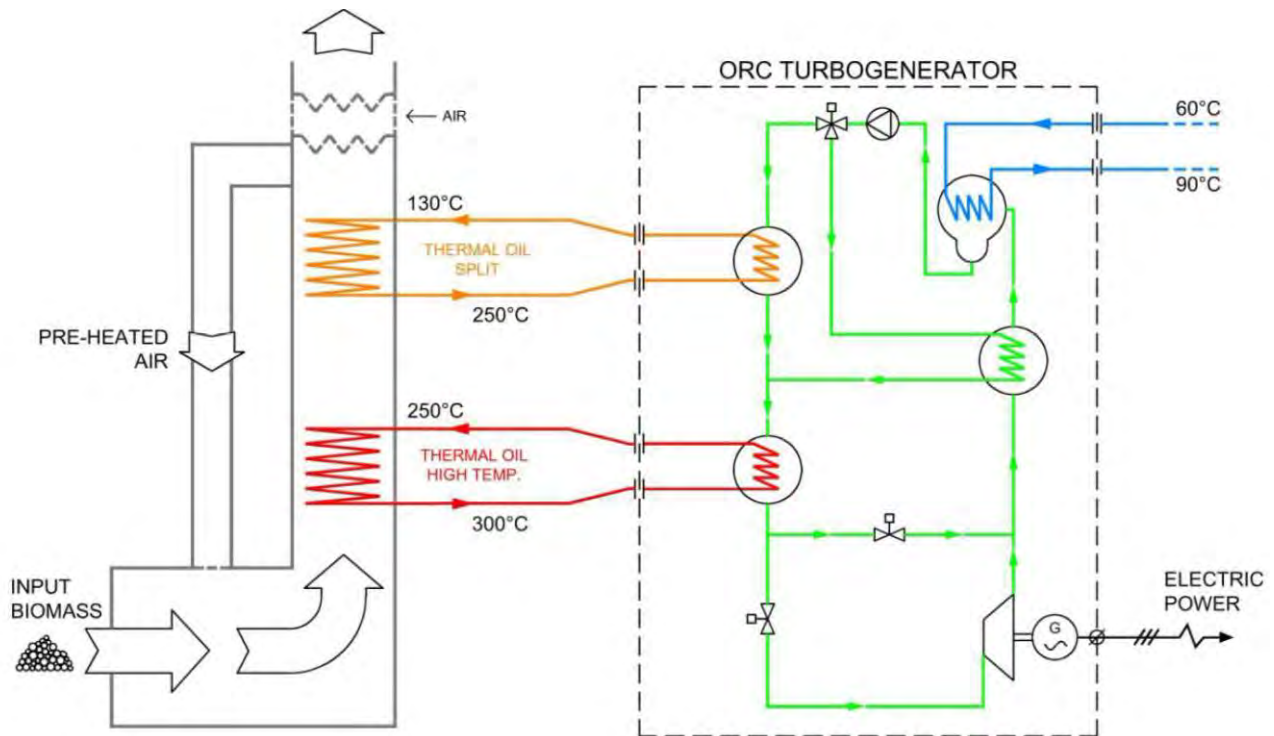


Figura 40: Schema ORC

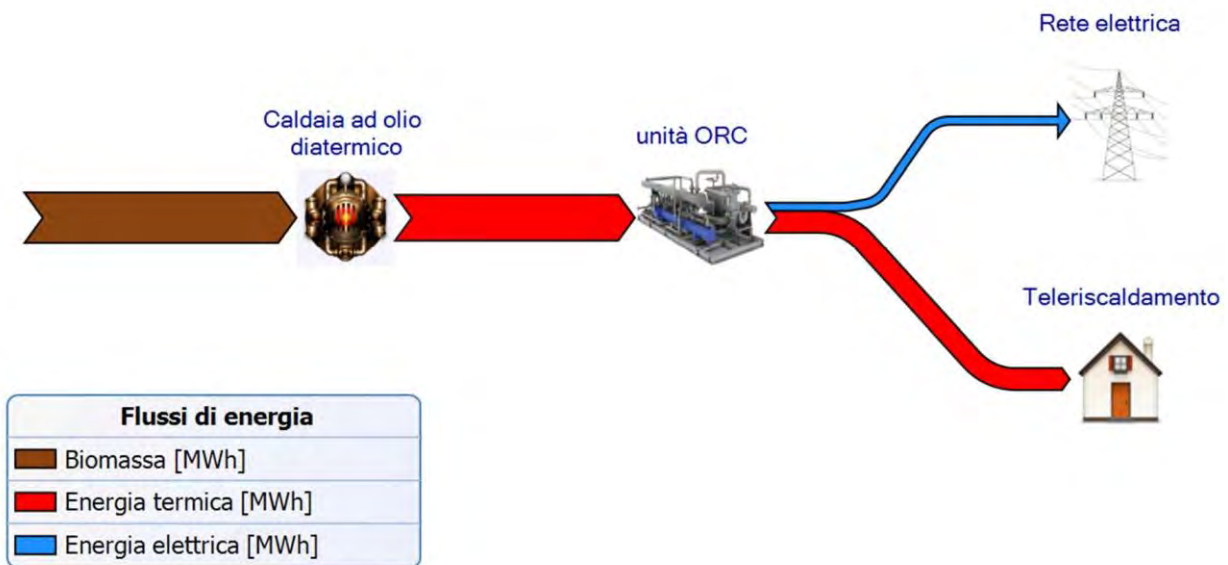


Descrizione dell'impianto

La biomassa, costituita da cippato di legno non trattato, viene conferita nel piazzale, per poi essere accumulata nel silos da 400m³. La caldaia ha una potenza termica di progetto di 5.385.000 kcal/h (corrispondenti a 6.262 kW) con un consumo di combustibile pari a 2.071 kg/h. Il sistema di combustione è a griglia mobile formata da barotti in acciaio refrattario al Ni+Cr mentre la struttura è in acciaio speciale rivestito in refrattario per contenere il calore. Lo scambiatore di calore a tubi di fumo ha uno sviluppo orizzontale ed una geometria tale da massimizzare lo scambio termico e di

conseguenza il rendimento complessivo della caldaia ad olio diatermico. Sono presenti ventilatori per insufflare aria primaria e secondaria. La camera di combustione è stata sovradimensionata, in modo da garantire una combustione caratterizzata da elevati tempi di permanenza, una migliore decantazione delle polveri e temperature d'esercizio comprese tra i 950°C e i 1200°C. L'olio diatermico (Therminol 66®) trasferisce il calore all'unità di cogenerazione da 1000 kWe ed a una rete di teleriscaldamento con temperature di progetto di mandata e ritorno dell'acqua, rispettivamente di 90°C e 60°C per una potenza termica scambiata di 4225 kW. L'energia elettrica prodotta, al netto dei consumi degli ausiliari di centrale, viene immessa in rete usufruendo della tariffa omnicomprensiva. I vantaggi di utilizzare un ciclo ORC sono una maggiore efficienza, l'assenza di riduttori di giri e la possibilità di lavorare a carichi parziali senza una drastica caduta di rendimento. Il sistema di abbattimento fumi è formato da un ciclone pre-abbattimento, da un filtro a maniche ed un sistema di iniezione inerte (CaCO_3 o Ca(OH)_2) inserito a monte del filtro a maniche per de-solfurare le ceneri.

Figura 41 - Diagramma dei flussi di energia in transito



Dati tecnici e di funzionamento

I principali dati tecnici dei componenti e i dati di funzionamento sono descritti nelle tabelle seguenti.

Tabella combustibile

Combustibile	Biomassa
Tipo	Cippato di legno non trattato
P.C.I. medio di progetto	2400 kCal/kg
Umidità media di progetto	40%
Ceneri	<4% in peso sul tal quale
Azoto	<0,45% sul secco
Zolfo	<0,02% in peso sul tal quale
Cloro	<0,01% in peso sul tal quale
Pezatura	25x50x100 mm
Polveri	<10% in peso

Tabella Caldaia

Portata combustibile	2071 kg/h
Portata olio diatermico	125 m ³ /h
Potenzialità resa all'olio diatermico	5260 kW
Rendimento complessivo	84%
Temperature olio scambiatore alta temperatura	314/253 °C
Temperature olio scambiatore bassa temperatura	133/253 °C
Superfici caldaia+preriscaldatore	710 m ²
Temperatura uscita fumi	170 °C
Portata fumi	16000 Nm ³ /h

Tabella scambiatore con acqua

Potenza termica	4225 kW
Temperatura olio	314/253 °C
Temperatura acqua	60/90 °C
Portata acqua	122000 kg/h

Tabella ORC

Potenza elettrica lorda	1000 kW
Potenza elettrica netta	966 kW
Potenza termica nominale	4200 kW
Rendimento elettrico ORC	23%
Rendimento globale ORC	97%
Minimo carico possibile	10%
Consumi elettrici	34 kWe
Fluido di lavoro	TurbodenPower 2
Dimensioni	16,5x5x3,1 m

Valutazioni economiche

Sono state effettuate alcune analisi economiche a partire dai dati relativi ai costi di investimento e di esercizio dell'impianto i cui risultati sono riportati nella tabella seguente.

Caratteristiche	Funzionamento ORC solo durante la stagione di riscaldamento	Funzionamento continuato con dissipazione nella stagione estiva	
Potenza elettrica netta generata a carico nominale	966	966	kW
Potenza termica disponibile per teleriscaldamento	4.225	4.225	kW
Ore di funzionamento cogeneratore	4.680	8.000	Ore/anno
Consumo biomassa	9.692	16.568	t/anno
Produzione ceneri	387	660	t/anno
Energia termica venduta	12.800	12.800	MWh
Energia elettrica immessa in rete	4.520	7.728	MWh
Costo totale investimento	6.500.000	6.500.000	€
Lunghezza linea tlr	8,4	8,4	km
Costo linea di distribuzione	500.000	500.000	€/km
Costo biomassa	70	70	€/t
Costo smaltimento ceneri	100	100	€/t
Prezzo vendita calore	90	90	€/MWh
Prezzo vendita energia elettrica	250	210	€/MWh
Costo annuo	807.140	1.375.760	€/anno
Costo biomassa	678.440	1.159.760	€/anno
Costo smaltimento ceneri	38.700	66.000	€/anno
Costo manutenzione ed operatore	90.000	150.000	€/anno
Ricavi vendita energia elettrica	1.130.000	1.622.880	€/anno
Ricavi vendita energia termica	1.152.000	1.152.000	€/anno
Bilancio totale annuo	1.474.860	1.399.120	€/anno
Previsione del tempo di ritorno dell'investimento	5,9	6,2	anni

Figura 42 - Funzionamento ORC solo durante la stagione di riscaldamento

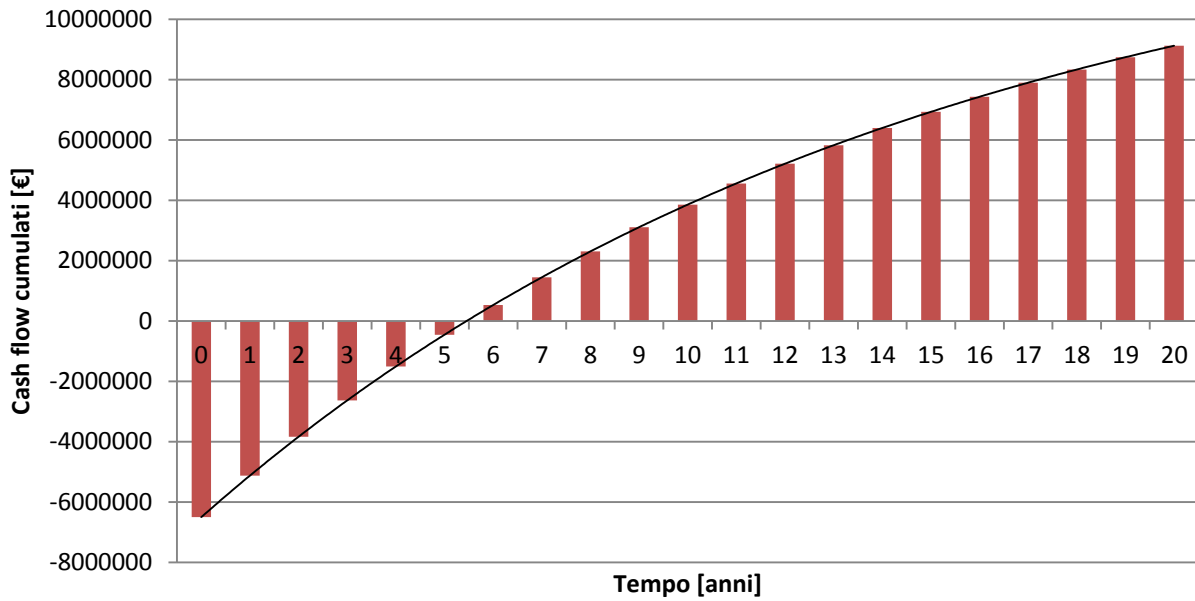


Figura 43- Funzionamento continuato con dissipazione nella stagione estiva

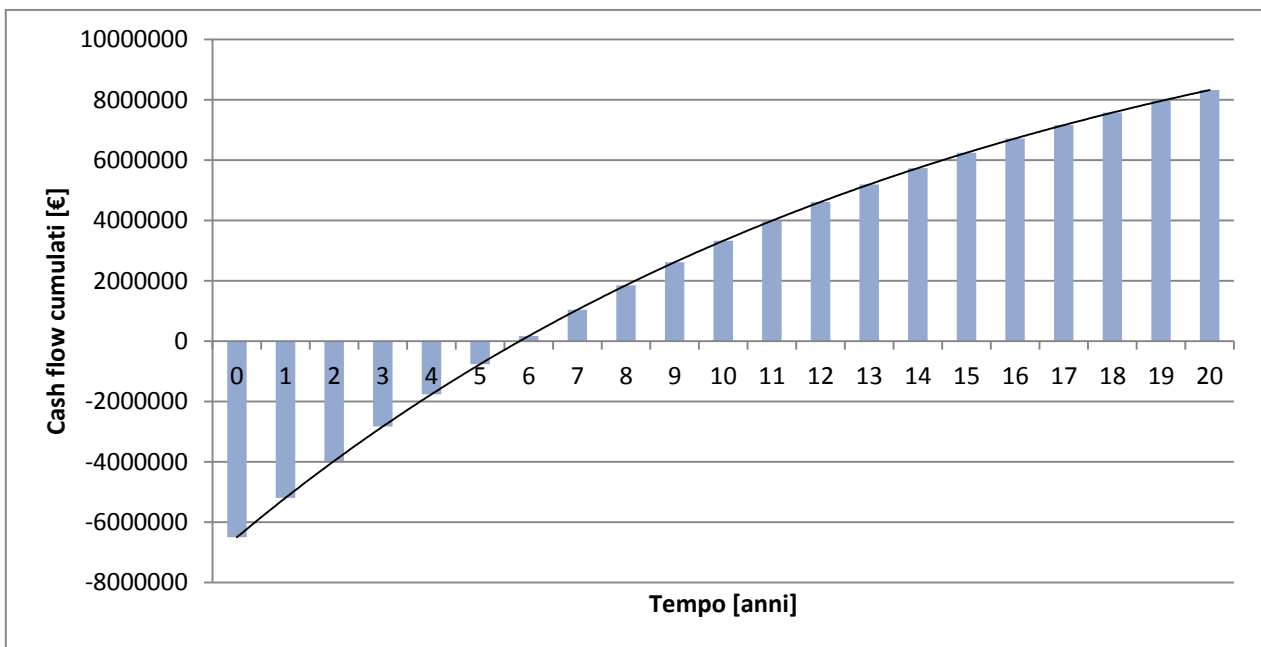
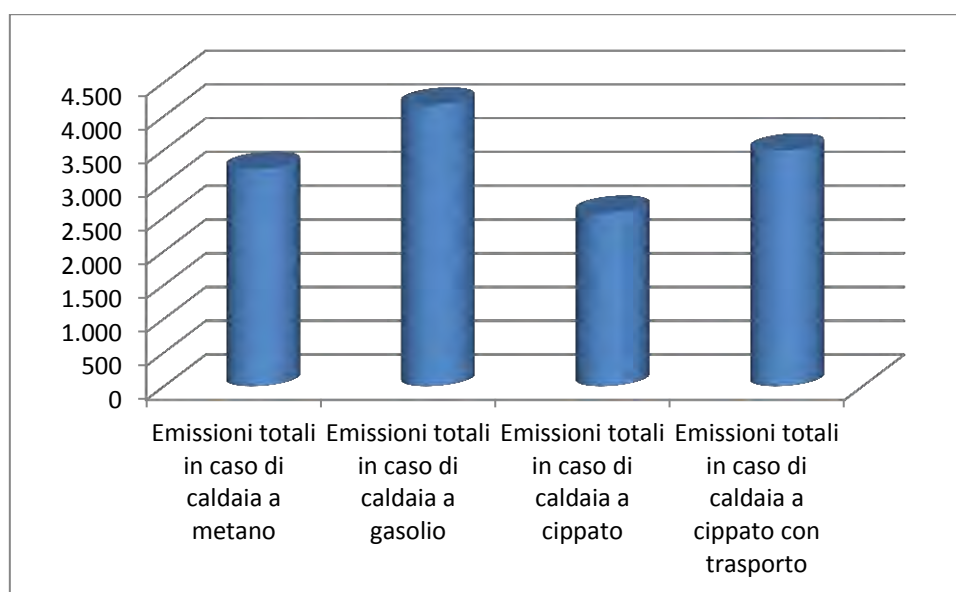


Figura 44 - Emissioni di tonnellate di CO₂equivalenti



Considerazioni

Si osserva come con l'esercizio continuativo per tutto l'anno sia economicamente più che sostenibile nonostante la grande quantità di energia termica dissipata e la conseguente diminuzione del rendimento globale. La ragione di ciò è da imputarsi nel valore dell'incentivo per la produzione di energia elettrica da biomassa che garantisce elevati guadagni anche a scapito di un sistema non particolarmente efficiente.

5.8.2 Caso B

Inquadramento generale

L'impianto più modesto del precedente è formato principalmente dal generatore ad olio diatermico alimentato a biomassa legnosa completo di griglia mobile, sistema di trattamento fumi ed unità cogenerativa ORC. La biomassa in questo caso proviene dalla gestione del verde urbano locale e scarti agricoli, potature e sfalci, viene conferita al piazzale dedicato per lo stoccaggio temporaneo del materiale tal quale, situato in prossimità del deposito. La biomassa quindi viene tritata/cippata, vagliata per individuare eventuali corpi estranei ed in fine accumulata in mucchio nel deposito del cippato.

Dati tecnici e di funzionamento

I principali dati tecnici dei componenti e i dati di funzionamento sono descritti nelle tabelle della pagina seguente.

Tabella combustibile

Combustibile	Biomassa
Tipo	Cippato di legno non trattato
P.C.I. medio di progetto	2400 kCal/kg
Umidità media di progetto	40%
Ceneri	<4% in peso sul tal quale
Azoto	<0,45% sul secco
Zolfo	<0,02% in peso sul tal quale
Cloro	<0,01% in peso sul tal quale
Pezzatura	25x50x100 mm
Polveri	<10% in peso

Tabella Caldaia

Portata combustibile	558 kg/h
Portata olio diatermico	125 m ³ /h
Potenzialità resa all'olio diatermico	1234 kW
Rendimento complessivo	85%
Temperature olio scambiatore	310/221 °C
Superfici caldaia	100 m ²

Tabella scambiatore acqua

Potenza termica	1002 kW
Temperatura olio	314/253 °C
Temperatura acqua	60/80 °C
Portata acqua	43000 kg/h

Tabella ORC

Potenza elettrica lorda	200 kW
Potenza elettrica netta	188 kW
Potenza termica nominale	1002 kW
Rendimento elettrico ORC	16%
Rendimento globale ORC	97%
Minimo carico possibile	10%
Fluido di lavoro	TurbodenPower 2

Valutazioni economiche

Sono state effettuate alcune analisi economiche a partire dai dati relativi ai costi di investimento e di esercizio dell'impianto i cui risultati sono riportati in tabella.

Caratteristiche	Funzionamento continuato con dissipazione	Funzionamento continuato con teleriscaldamento	
Potenza elettrica netta generata a carico nominale	188	188	kW
Potenza termica disponibile per teleriscaldamento	-	1.002	kW
Ore di funzionamento	8000	8000	Ore/anno
Consumo biomassa	4464	4464	t/anno
Produzione ceneri	178	178	t/anno
Energia elettrica immessa in rete	1.504	1.504	MWh
Calore venduto	-	3.500	MWh
Costo totale investimento	1.400.000	1.400.000	€
Costo ORC	600.000	600.000	€
Costo trattamento biomassa	25	25	€/t
Costo smaltimento ceneri	100	100	€/t
Costo manutenzioni ed operatore	60.000	60.000	€/anno
Prezzo vendita energia elettrica	259	259	€/MWh
Prezzo vendita calore	-	90	€/MWh
Bilancio annuo totale	210.136	525.136	€/anno
Costo biomassa	111.600	111.600	€/anno
Costo smaltimento ceneri	17.800	17.800	€/anno
Costo manutenzione	50.000	50.000	€/anno
Ricavi vendita energia elettrica	389.536	389.536	€/anno
Ricavi vendita calore	-	315.000	€/anno

Previsione tempo di ritorno dell'investimento	9,7	3,5	anni
--	-----	-----	------

Figura 45 - Funzionamento continuato con dissipazione

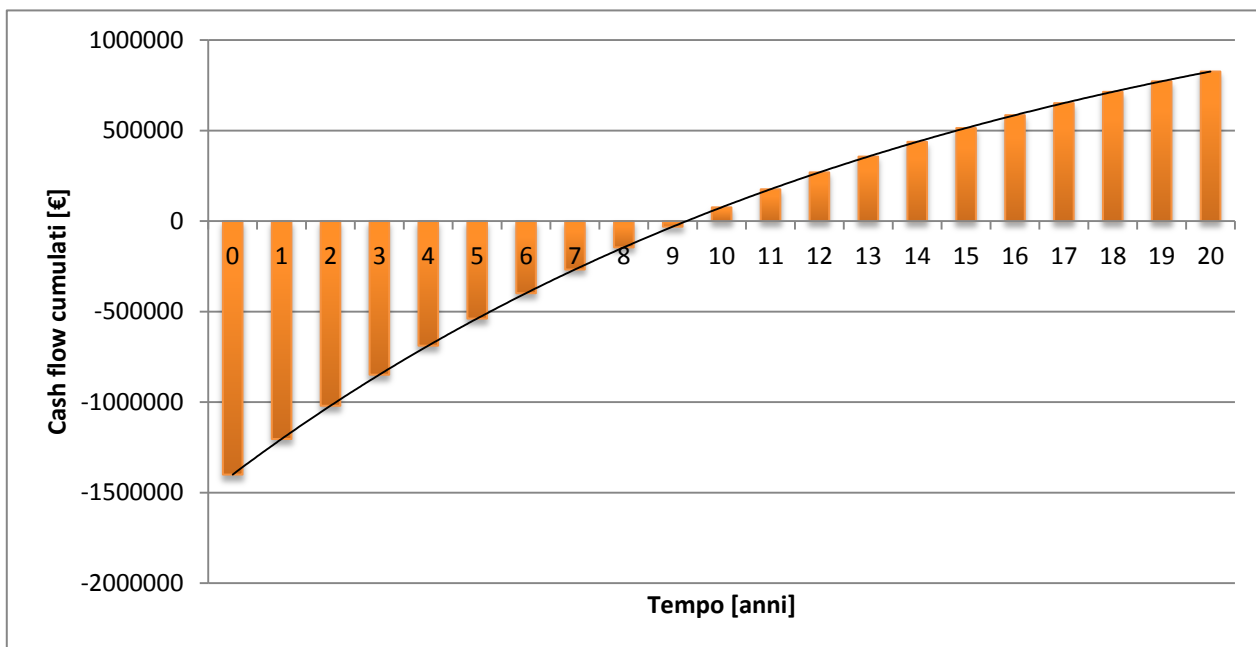


Figura 46 - Funzionamento continuato con teleriscaldamento

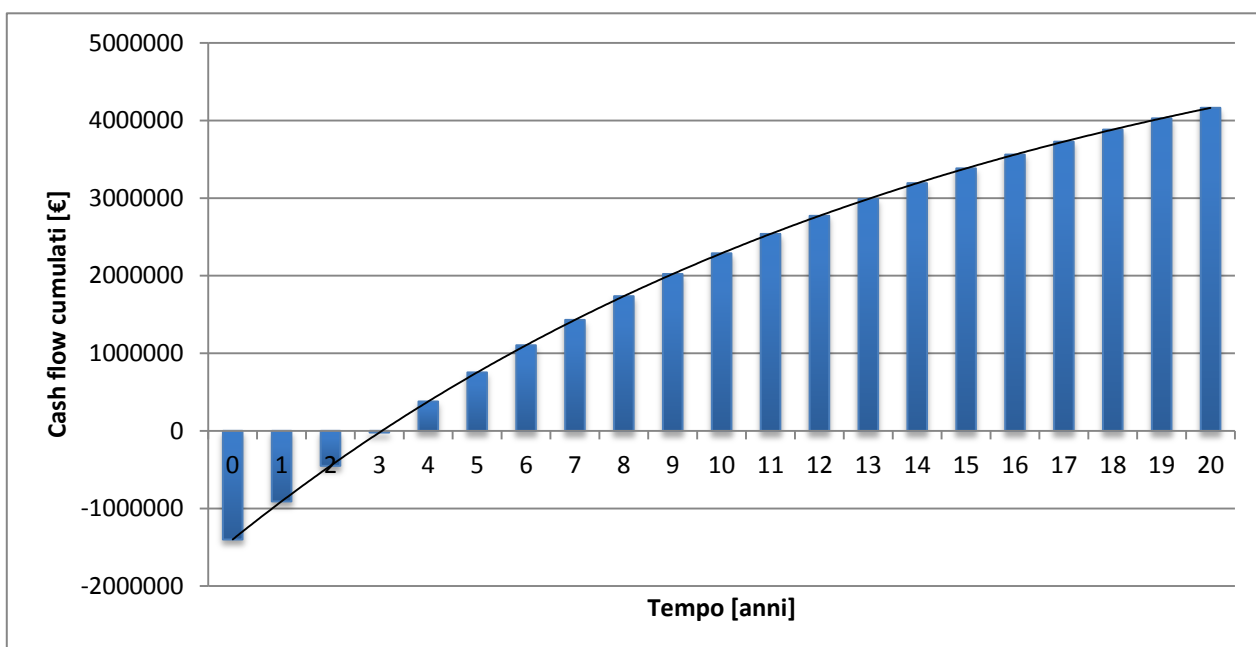
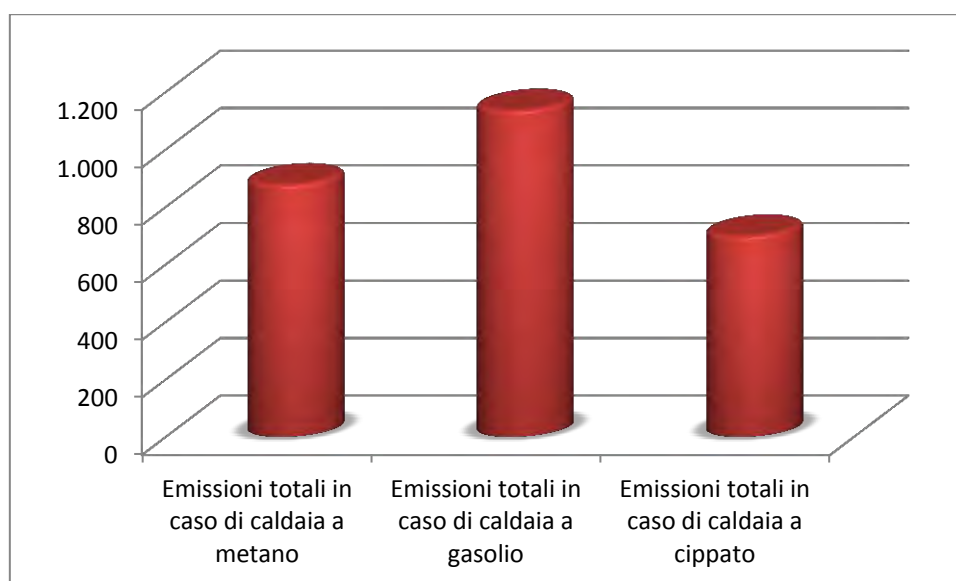


Figura 47 - Emissioni di tonnellate di CO₂equivalenti



Considerazioni

Il costo per l'approvvigionamento del cippato in questo caso è determinante. Nel caso del teleriscaldamento, il costo della rete di teleriscaldamento non è stato preso in considerazione in quanto si è scelto di pensare il progetto come installazione su di una rete già esistente. Non sono state prese in considerazione le emissioni per il trasporto della biomassa in quanto comunque necessarie e di poco conto per via dei pochi chilometri tra la zona di approvvigionamento e l'impianto.

Conclusioni

Il presente lavoro ha voluto dare una indicazione di massima sul dimensionamento della caldaia e sulla sostenibilità economica ed ambientale di impianti a biomassa ligno-cellulosica.

Le variabili che influiscono sono molteplici: costo di investimento dell'impianto, costo e qualità della biomassa (cippato), possibilità di valorizzare il calore generato, taglia dell'impianto ed i costi di personale e manutenzione. Ogni impianto va attentamente valutato, in quanto alcuni aspetti possono pesare significativamente rispetto ad altri nel bilancio globale. I due casi studio analizzati hanno fatto emergere entrambi la necessità di utilizzare l'energia termica in modo da avere un ritorno economico, senza il quale, il ritorno dell'investimento con l'ausilio della tariffa omnicomprensiva risulta più lungo. Per tutti i casi analizzati è necessario sottolineare l'importanza degli incentivi statali, senza i quali gli investimenti fin qui citati non risulterebbero in nessun caso convenienti.

Si osserva come la formulazione attuale del sistema incentivante permetta interessanti tempi di ritorno, anche nel caso di sola generazione di elettricità, penalizzando l'efficienza totale dell'impianto. Si vuol sottolineare però come la progettazione, realizzazione e l'esercizio di un impianto non debba attenersi solamente a considerazioni di tipo economico, ma che la corretta e scrupolosa gestione delle risorse disponibili porti a guidare a scelte oculate e decisive per la tutela dell'ambiente.

Bibliografia

- Val Loo S., Koppejan J., “The handbook of biomass combustion and co-firing”, Earthscan, 2010.
- Brown R.C., “Thermochemical processing of biomass: conversion into fuels, chemicals and power”, Wiley, 2011.
- Bocci E., Caffarelli A., Villarini M., D’Amato A., “Sistemi a biomasse: progettazione e valutazione economica. Impianti di generazione di calore e di elettricità”, Maggioli editore, 2011.
- Castelli S., “Biomasse ed energia. Produzione, gestione e processi di trasformazione”, Maggioli editore, 2011.
- G. Braccio, G. Canneto, G. Fiorenza “Gassificazione delle biomasse stato dell’arte e attività enea”, 2006.
- D. Cocco, C. Palomba, P. Puddu, “Tecnologie delle energie rinnovabili”, S.G.E., 2010
- C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo: “Trasmissione del calore”, Ed. Cleup, febbraio 1994.
- C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo: “Termodinamica applicata”, Ed. Cleup, febbraio 1994.
- Comitato Termotecnico Italiano (CTI), “Guida alla normativa tecnica di interesse per il settore del riscaldamento a biomassa”, 2000.
- ENEA, “Energia dalle biomasse. Tecnologie e prospettive”, 2008.
- ENEA, “I titoli di efficienza energetica, guida operativa/2”, 2012.
- Renerfor, “Analisi di impianti cogenerativi di piccola e media taglia alimentati a biomassa legnosa”, 2013
- P. Berra, L. De Paoli, G. Zingales, “Economia delle fonti di energia”, 1997.
- V. Francescato, A. Paniz, M. Negrin, L. Zuccoli Bergomi, E. Antonini “Legna cippato e pellet”, 2012.
- V. Francescato, A. Paniz, M. Negrin, L. Zuccoli Bergomi, E. Antonini “Moderne caldaie e impianti a legna cippato e pellet”, 2012.
- R. Saidura, E.A. Abdelaziza, A. Demirbasb, M.S. Hossaina, S. Mekhilefc, “A review on biomass as a fuel for boilers”, 2011.

A. Stoppato, “Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant”, 2011.

U. Drescher, D. Bruggemann, “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, 2006

Siti web

<http://www.therminol.com/>

<http://www.wikipedia.it/>

<http://www.zuccatoenergia.it/>

<http://www.triogen.nl/>

<http://www.ingeco-enr.it/>

<http://www.holzfeuerung.ch/>

<http://www.viessmann.it/>

<http://www.uniconfort.com/>

<http://www.syngen.it/>

<http://www.fire-italia.it/>

<http://www.renovospa.it/>

<http://web.mit.edu/>

Ringraziamenti

Non sono mai stato bravo nel tradurre in parole l'affetto che provo per le persone che mi circondano e che mi hanno fatto crescere, ma mi rendo conto che a volte è d'obbligo, e questa è una buona occasione.

Desidero ringraziare il professor Michele De Carli, relatore della mia tesi, e l'ingegner Adriano Randisi, che mi hanno saputo guidare e consigliare con grande competenza durante l'elaborazione di questo lavoro.

Ringrazio i miei genitori Laura e Roberto per avermi sostenuto e guidato in questo lungo cammino, mia sorella Monica perché c'è sempre in caso di bisogno, e Mattia per la pazienza.

Grazie a nonni, zii e cugini che mi appoggiano sempre.

Grazie agli amici che mi aiutano ad essere felice.

Grazie ai miei compagni di corso, in particolare le persone che mi hanno sempre passato gli appunti "scritti bene", visto che io non sono mai riuscito a prenderli decentemente, cioè: Alberto per il liceo ed in seguito Giacomo "Jack", Giacomo "Ghira", Giacomo "Fernando", Simone, ma soprattutto Matteo con il quale ho passato gran parte di questa avventura.

Una menzione speciale ai tecnici della S.A.N.P. (Società Atletica Nord Padovano), che sono come una seconda famiglia. Ai "miei" atleti e non solo, per l'impegno che dimostrate; spero che un giorno, vi laureiate tutti.

Grazie a tutti quelli che mi sono stati vicino, in fondo, questa tesi, l'avete scritta anche voi con me!