



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

**Tesi di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica**

**ANALISI DI SOLUZIONI INNOVATIVE PER IL
RISCALDAMENTO DELLE SERRE: LA
COGENERAZIONE A BIOMASSA E LA GEOTERMIA**

Relatore: Prof. Michele De Carli

Correlatore: Ing. Alessandro Mazzari

Laureando: RICCARDO PRINA

ANNO ACCADEMICO 2012 – 2013

Riassunto

L'obiettivo che si pone il presente lavoro è la valutazione della sostenibilità economica e ambientale degli impianti di generazione di calore ed elettricità che sfruttano la biomassa legnosa come combustibile, applicati al settore della serricoltura. L'analisi di sostenibilità è stata elaborata eseguendo in un primo momento sopralluoghi in alcune aziende del nord-est Italia operanti nel settore florovivaistico. Questo ha permesso la raccolta di dati riguardanti l'impianto termico e la planimetria delle serre.

Successivamente, grazie a una ricerca bibliografica, si sono analizzate tutte le tecnologie di produzione di energia elettrica e termica, presenti sul mercato, in grado di sfruttare la biomassa. Per la valutazione delle migliori tecnologie si sono utilizzati due parametri: il rendimento e il costo complessivo dell'impianto. Le soluzioni che hanno soddisfatto maggiormente queste condizioni sono: caldaia a cippato abbinata a turbogeneratore ORC e gassificatore di tipo equicorrente alimentato a cippato abbinato a motore a combustione interna.

Dopo aver selezionato queste due tecnologie è stato svolto un lavoro di richiesta preventivi, grazie al quale sono stati elaborati dei prezzi specifici degli impianti analizzati (complessivi di progettazione, installazione, opere edili e manutenzione).

Per il corretto svolgimento dell'analisi economica, i dati raccolti dai sopralluoghi nelle aziende, si sono rivelati insufficienti. È stato perciò necessario effettuare un'analisi dinamica del sistema serra tramite il software Trnsys. In questo modo è stato possibile ricavare fabbisogno termico orario e andamento dei consumi energetici dei sistemi serra, necessari all'analisi economica.

Questo lavoro ha evidenziato in particolare due risultati, nell'analisi di sostenibilità economica e ambientale degli impianti alimentati a biomassa: per le aziende che installano impianti di piccola taglia, l'investimento maggiormente conveniente risulta l'installazione di una caldaia a cippato, nel caso in cui la biomassa sia recuperata all'interno dell'azienda stessa. Per le aziende che installano impianti di grande potenza, invece, risulta conveniente l'installazione di un impianto di gassificazione alimentato a cippato abbinato al motore a combustione interna.

Indice

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 - Analisi impianti a biomassa, termici e cogenerativi	3
1.1 La biomassa.....	3
1.1.1 Le filiere di conversione energetica	4
1.1.2 Valutazione della qualità delle biomasse destinate alla combustione.....	5
1.1.3 Unità di misura del legno	5
1.1.4 Norme tecniche per i biocombustibili.....	9
1.2 Produzione di calore.....	11
1.2.1 Caratteristiche qualitative richieste dalle caldaie.....	11
1.2.2 Tipologie di focolari	12
1.2.3 Caldaie sottoalimentate	13
1.2.4 Caldaie ad alimentazione laterale	14
1.2.5 Caldaie a griglia fissa.....	14
1.2.6 Caldaie a griglia mobile	15
1.2.7 Componenti delle caldaie automatiche e sistemi collegati	16
1.3 Produzione di elettricità e calore.....	19
1.3.1 Ciclo Rankine a vapore	20
1.3.2 Ciclo Rankine a fluido organico ORC	23
1.3.3 Confronto tra le due tecnologie.....	26
1.4 Emissioni gassose	27
1.5 Emissioni solide	28
CAPITOLO 2 - Analisi impianti di gassificazione cogenerativi a biomassa	31
2.1 Conversione termochimica	31
2.2 Il processo di gassificazione	31
2.2.1 Fasi.....	32
2.2.2 Essiccazione	33
2.2.3 Pirolisi	34

2.2.4	Gassificazione	35
2.3	Gassificatori	37
2.3.1	Gassificatori a letto fisso.....	38
2.3.2	Gassificatori a letto fluido.....	41
2.3.3	Vantaggi e svantaggi delle due tipologie	43
2.4	Tecnologie di utilizzo del syngas.....	44
2.4.1	Microturbine a gas	44
2.4.2	Motori a combustione esterna	46
2.4.3	Motori a combustione interna	49
CAPITOLO 3 - Analisi impianti geotermici.....		53
3.1	Pompe di calore.....	53
3.1.1	Variazione annuale della temperatura nel terreno.....	54
3.2	Sonde geotermiche verticali.....	57
3.3	Calcolo della lunghezza delle sonde geotermiche verticali	58
CAPITOLO 4 - Il sistema serra		65
4.1	Introduzione	65
4.2	Principali caratteristiche del sistema serra	70
4.3	Perdite di calore nella serra	72
4.3.1	Sistemi di riscaldamento	74
4.3.2	Sistemi di raffrescamento	76
4.3.3	Metodi per il risparmio energetico della serra	78
CAPITOLO 5 - Analisi in regime dinamico		83
5.1	Calcolo del fabbisogno termico	83
5.1.1	Metodo delle funzioni di trasferimento.....	83
5.1.2	Bilancio termico applicato da trnsys.....	84
5.2	Il sistema serra in Trnsys	89
5.2.1	Interfaccia Simulation Studio	90
5.2.2	Interfaccia TRNBuild.....	92
5.2.3	Elaborazione risultati	96
5.3	Casi studio analizzati	98

5.3.1	Azienda 1	99
5.3.2	Azienda 2	102
5.3.3	Azienda 3	103
5.3.4	Azienda 4	106
5.3.5	Azienda 5	107
CAPITOLO 6 - Analisi economica		111
6.1	Metodi di incentivazione.....	111
6.2	Conto energia termico	111
6.2.1	Ammontare e durata dell'incentivo.....	112
6.3	Titoli di Efficienza Energetica (TEE)	117
6.3.1	Cogenerazione ad alto rendimento (CAR).....	118
6.3.2	Valutazione e verifica dei risparmi di energia primaria.....	119
6.3.3	Tipo di titoli	121
6.3.4	Calcolo del risparmio di energia primaria.....	122
6.4	Tariffa omnicomprensiva	123
6.4.1	Calcolo della tariffa omnicomprensiva	123
6.5	Metodo del valore attuale netto (VAN)	125
6.6	Costi di investimento delle tipologie di impianto analizzate	126
6.7	Analisi economica dei casi analizzati	131
6.7.1	Azienda 1	134
6.7.2	Azienda 2	142
6.7.3	Azienda 3	145
6.7.4	Azienda 4	154
CONCLUSIONI.....		167
ALLEGATO I.....		169
BIBLIOGRAFIA.....		183
RINGRAZIAMENTI.....		187

Introduzione

La Commissione Europea ha messo in evidenza l'importanza del contributo offerto dalle biomasse per raggiungere gli obiettivi preposti sul clima e sull'energia al 2020 (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, nasce 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 fornire nel 2020 quasi la metà dell'energia prodotta con fonti rinnovabili.

La biomassa è una fonte energetica considerata neutrale per quanto riguarda le emissioni di gas a effetto serra. L'anidride carbonica emessa durante la combustione, è pari a quella assorbita dalla pianta durante il processo di crescita, con un bilancio finale di CO₂ pari a zero.

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 patate quasi sempre inutilizzate. Anche per questo motivo la biomassa legnosa ricopre un ruolo di estremo interesse.

L'agricoltura rappresenta uno dei settori in cui la filiera delle biomasse, dallo stoccaggio fino alla produzione di energia, può essere sfruttata per intero. È proprio di uno di questi settori, la serricoltura, che si occuperà il presente elaborato.

L'obiettivo principale di questo lavoro è il confronto tra diverse tecnologie di produzione di calore ed elettricità alimentate a biomassa in sostituzione degli attuali generatori di calore a combustibili fossili. Si prenderanno perciò in esame le serre di alcune aziende del nord-est Italia, che gentilmente hanno fornito i dati necessari allo studio del sistema serra, applicando ad esse le tecnologie a biomassa ritenute più opportune.

Nel corso del lavoro verranno presentate innanzitutto le proprietà della biomassa, per poi passare in rassegna i dispositivi atti alla produzione di solo calore e quelli di produzione di calore ed elettricità. Verranno quindi analizzati impianti di generazione del calore a biomassa, impianti cogenerativi con turbogeneratore ORC, impianti di gassificazione accoppiati a motore a combustione interna, nonché in ultima analisi uno studio sugli impianti con sonda geotermica applicati alla cogenerazione.

Grazie allo studio di tali soluzioni sarà possibile effettuare un'analisi sulla sostenibilità economica e ambientale di queste tecnologie. Analisi che verrà presentata, a fine lavoro, alle aziende che hanno partecipato a questo progetto.

Tale lavoro vuole essere quindi uno strumento utile per le aziende che valutassero un possibile passaggio dall'attuale impianto a combustibile fossile ad un impianto a biomassa.

Capitolo 1

Analisi impianti a biomassa, termici e cogenerativi

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, focalizzando successivamente lo studio sul cippato (legno ridotto in scaglie), biomassa che verrà presa in esame nel corso di tutto il lavoro.

1.1 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. Per tale motivo la biomassa è

considerata una risorsa rinnovabile e inesauribile, se opportunamente utilizzata, ovvero se il ritmo di impiego della stessa non superi la capacità di rigenerazione delle formazioni vegetali. Per quanto riguarda le emissioni di gas a effetto serra, la biomassa è una fonte energetica considerata neutrale. L'anidride carbonica emessa durante la combustione, è pari a quella assorbita dalla pianta durante il processo di crescita, con un bilancio finale di CO₂ pari a zero.

1.1.1 Le filiere di conversione energetica

Rispetto alla sua 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 fondamentale 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 1.1) le tipologie di processo in funzione di questi due parametri:

Tabella 1.1 – 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 focalizzerà 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 ORC.

1.1.2 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.

1.1.3 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 stero (ms)** invece, che considera i “vuoti per pieni”, è tipicamente utilizzato per i combustibili legnosi;
- il **metro stero accatastato (msa)** è l'unità di misura che si impiega per la legna da ardere ordinatamente accatastata;
- il **metro stero 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 1.2 si riportano le unità di misura di peso e di volume comunemente impiegate per la compravendita dei combustibili legnosi.

Tabella 1.2 – Unità di misura del legno

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

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, emicellulose 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 1.3 riporta i fattori orientativi di conversione tra i più comuni assortimenti di energia.

Tabella 1.3 – 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



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:

$$M = \frac{m_A}{m_A + m_S} \quad (1.1)$$

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

$$U_0 = \frac{m_A}{m_S} \quad (1.2)$$

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 tal 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:

$$PCI = \frac{PCI_0(100 - M) - 2,44M}{100} \quad (1.3)$$

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 1.1), fino ad annullarsi.

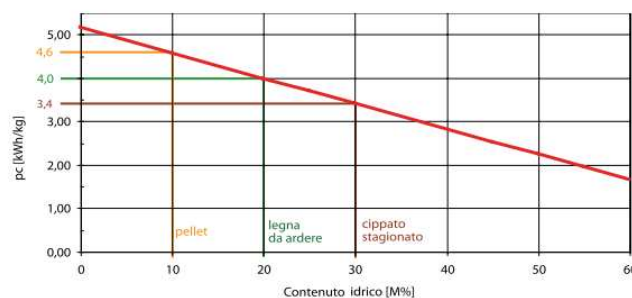


Figura 1.1 – Variazione del PCI (con $PCI_0=5,14$ kWh/kg) in funzione di M

La tabella 1.4 riporta alcuni tipici valori delle principali caratteristiche delle biomasse.

Tabella 1.4 – Principali caratteristiche delle biomasse

	Umidità (%)	Potere calorifico PCI (MJ/kg)	Densità (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%) $PCI_0 = 18,5 \text{ MJ/kg} = 5,14 \text{ kWh/kg}$
- pellet (M 10%) $PCI_{10} = 16,9 \text{ MJ/kg} = 4,6 \text{ kWh/kg}$
- legna da ardere (M 20%) $PCI_{20} = 14,4 \text{ MJ/kg} = 4 \text{ kWh/kg}$
- 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 totale 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.

1.1.4 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 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, Parte 4: 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 1.5, di alcune grandezze.

Tabella 1.5 – Alcuni valori qualitativi per cippato non industriali secondo la UNI EN 14961 – 4.

		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	

1.2 Produzione di calore

1.2.1 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).

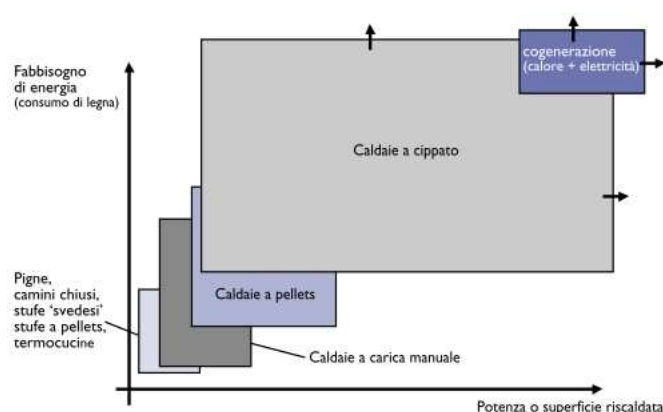


Figura 1.2 – Campi di applicazione delle tecnologie di combustione della biomassa lignocellulosica

Per quanto riguarda la sola generazione di calore, considerate le potenze in gioco richieste nel settore florovivaistico, 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.

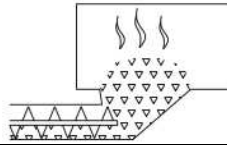
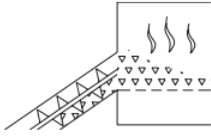
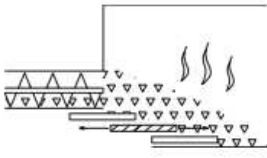
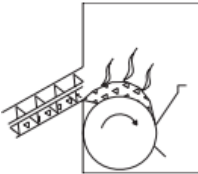
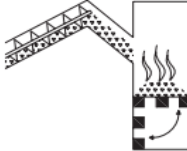
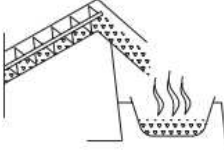
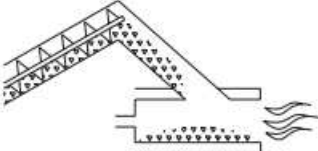
Tabella 1.6 – Principali caratteristiche generatori termici a cippato

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

1.2.2 Tipologie di focolari

La tabella 1.7 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 1.7 – Classificazione dei principali focolari automatici

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

1.2.3 Caldaie sottoalimentate

Negli impianti sottoalimentati, come si può vedere in figura 1.3, 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 (P16, P45).

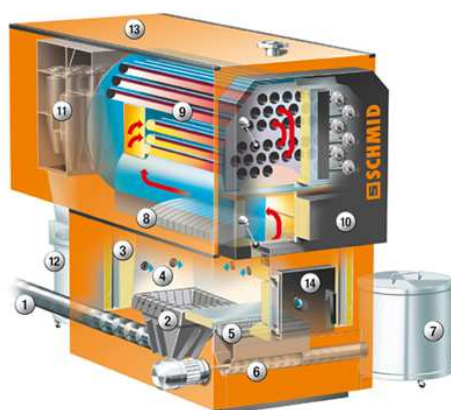


Figura 1.3 – Caldaia a cippato Schmid sottoalimentata (180-2000 kW)

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

1.2.4 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.

1.2.5 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.

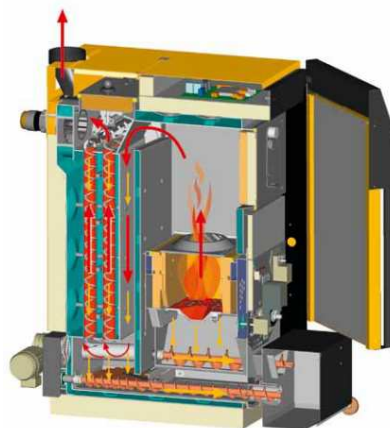


Figura 1.4 – Caldaia a cippato (20-200 kW) ad alimentazione laterale (www.eta-italia.it)

Il materiale introdotto deve essere molto omogeneo (P16 e P45), 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.

1.2.6 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 1.5 – Caldaia a cippato MAWERA PYROFLEX (Viessmann)

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.

1.2.7 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 kW_t 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 sottoforma 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 1.6 – 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 1.8 le caratteristiche dei sistemi principali.

Tabella 1.8 – 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 e a 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 1.7 – 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.

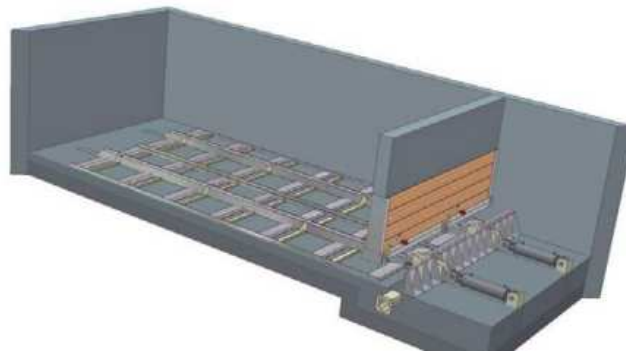


Figura 1.8 – Estrattore a rastrelli

1.3 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.

Vengono ora analizzate e confrontate (§1.3.1 e §1.3.2) 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).

Solamente quest'ultima soluzione però risulterà idonea all'applicazione nel settore della sericoltura.

1.3.1 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 1.9) 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;

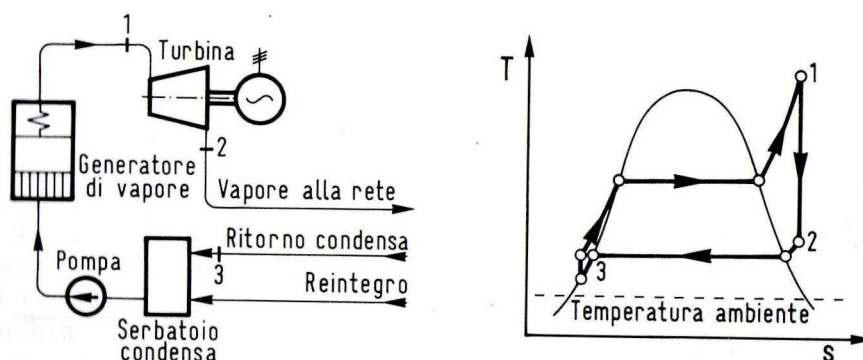


Figura 1.9 – Impianto a vapore cogenerativo a contropressione

2. Impianti a derivazione e condensazione (figura 1.10). 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.

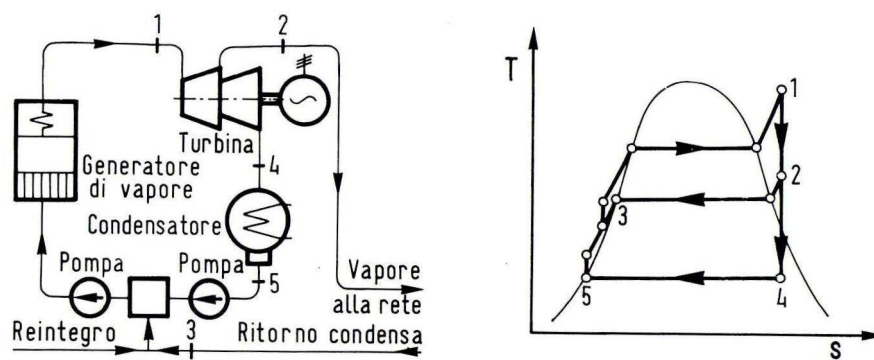


Figura 1.10 – Impianto a vapore cogenerativo a derivazione e condensazione

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 mantenere una elevata qualità dell'aria all'uscita della caldaia, vengono applicati dei sistemi di abbattimento delle polveri, che possono essere sistemi multiciclone uniti a elettrofiltri.

I filtri a multiciclone sono progettati per la separazione di polveri con granulometria relativamente elevata. Viene spesso utilizzato come prefiltro separatore. Questi sistemi sfruttano la maggiore inerzia delle particelle grossolane; l'ingresso dei fumi è tangenziale mentre l'uscita assiale. Le particelle grossolane precipitano così lungo le pareti del separatore. I fumi e le particelle a minore granulometria seguono inizialmente una spirale discendente per poi risalire assialmente verso l'uscita.

I filtri elettrostatici invece sfruttano la possibilità di caricare elettricamente le particelle di polvere o di liquido, sottoponendole a un campo elettrico ad alta tensione, e raccoglierele successivamente su un elettrodo captatore. La polveri sono rimosse dall'elettrodo tramite vibrazione (elettrofiltri a secco) o tramite un leggero velo d'acqua o altro liquido (elettrofiltri a umido).

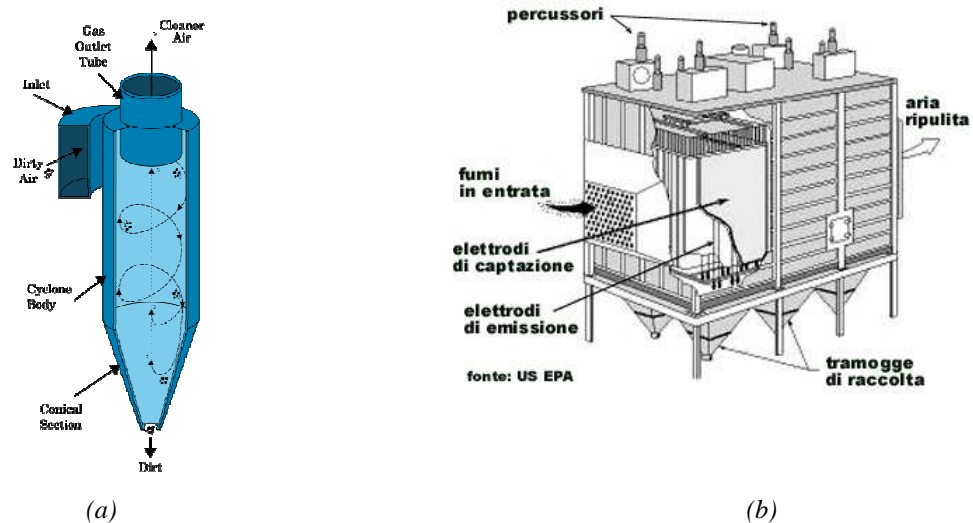


Figura 1.11 – Filtri a multi ciclone (a); elettrofiltri (b)

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; per evitare le contaminazioni di tale acqua demineralizzata sono utilizzati condensatori a superficie.

1.3.2 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.

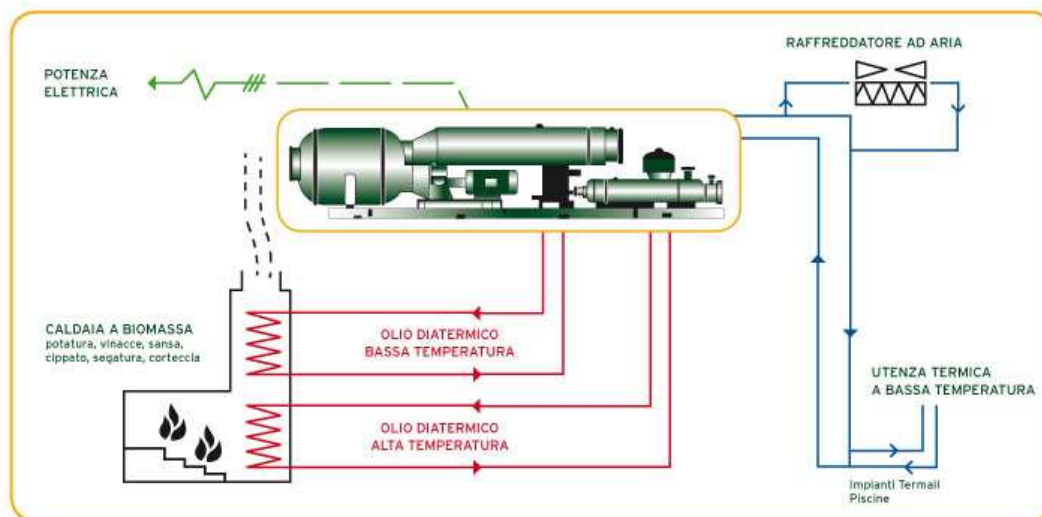


Figura 1.12 - Rappresentazione schematica dei circuiti di olio diatermico e di acqua di un impianto a ciclo Rankine a fluido organico (ORC)

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 1.13.

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.

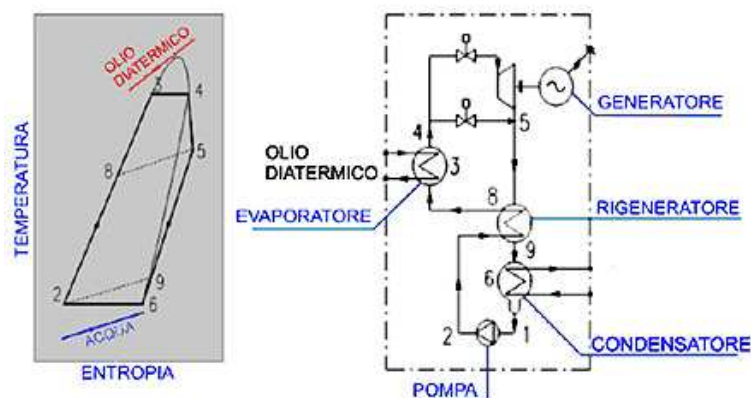


Figura 1.13 – Ciclo termodinamico di un turbogeneratore ORC

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 1.9 – 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 1.9), 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 §1.3.1.

1.3.3 Confronto tra le due tecnologie

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

Tabella 1.10 – 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
	<ul style="list-style-type: none"> • alto costo dell'investimento • necessità di avere una caldaia ad olio diatermico 	<ul style="list-style-type: none"> • sensibile riduzione del rendimento ai carichi parziali • impianto complesso

Svantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • smaltimento dell'olio diatermico esausto 	<ul style="list-style-type: none"> • 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.

La richiesta termica di una serra non è costante per tutto il periodo dell'anno; è naturalmente massima nel periodo invernale, fino a scendere a zero durante il periodo estivo, per poi risalire. L'energia termica prodotta da un cogeneratore non sarebbe in questo modo sfruttata a pieno, ma dovrebbe essere dissipata durante il periodo estivo.

Considerate quindi le potenze termiche in gioco e l'andamento del fabbisogno energetico, per limitare la dispersione di calore nei periodi di minore richiesta, la scelta è ricaduta su impianti di cogenerazione ORC, che presentano un range di potenze più basso e prestazioni migliori.

1.4 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 1.11 – 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. Gli ossidi di azoto contribuiscono all'effetto serra.

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 CO_2 . 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.

1.5 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 1.12) 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.

In tabella 1.12 sono riportate, oltre che la quantità di ceneri sul secco, le percentuali dei composti chimici di formazione di alcune biomasse.

Tabella 1.12 – 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

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).

Capitolo 2

Analisi impianti di gassificazione cogenerativi a biomassa

Proseguendo l'analisi degli impianti a biomassa cogenerativi dal capitolo precedente, vengono ora analizzati gli impianti di gassificazione. Si vedrà che tra le diverse tecnologie esistenti solamente una soddisfa le caratteristiche richieste dal settore della serricoltura. Prima di analizzare e scegliere l'impianto più adatto è necessario però studiare il processo di gassificazione alla base di tutte le tecnologie.

2.1 Conversione termochimica

I processi di conversione termochimica sono basati su reazioni chimiche di ossidoriduzione ad alta temperatura (da 100°C e oltre). Lo scopo è quello di trasformare il combustibile di partenza in altri combustibili più "utili" e più "sfruttabili" (a più alto *PC*, liquidi o gassosi invece di solidi, etc.) o di convertire l'energia chimica del combustibile in calore.

Nel primo caso in genere (processi di pirolisi e gassificazione) bisognerà fornire calore (per il passaggio di stato e/o per aumentare il *PC*), quindi si tratta di processi di trasformazione di energia chimica con l'ausilio di energia termica; nel secondo caso invece (processi di combustione) si avrà globalmente una produzione di calore, quindi si tratta di un processo di conversione di energia chimica in energia termica. Tutti i processi termochimici comunque hanno conversioni di energia termica in chimica e viceversa poiché sono costituiti da reazione endotermiche (che richiedono calore) ed esotermiche (che producono calore).

2.2 Il processo di gassificazione

La gassificazione è una parziale ossidazione di una sostanza solida o liquida ad elevate temperature con l'obiettivo finale di produrre combustibile gassoso. Secondo la norma UNI 9254: "la gassificazione è un processo di conversione termochimica di un combustibile solido in gas combustibile. Il reattore nel quale ciò avviene è detto gassificatore: in esso si introduce il combustibile nel quale viene effettuata successivamente la conversione in gas mediante l'azione termica, dovuta ad incompleta ossidazione con aria o eventualmente vapore". In

effetti l'agente ossidante può essere l'aria, l'ossigeno, il vapore acqueo o una miscela di questi (aria con vapore d'acqua, ossigeno con vapore d'acqua o solo vapore). La scelta al solito si basa sulla qualità del gas desiderata, sulle complicazioni impiantistiche nonché sulle richieste energetiche. Infatti le reazioni tra il combustibile di partenza (principalmente composto da carbonio) e l'ossidante (generalmente ossigeno) sono influenzate dal rapporto stechiometrico tra carbonio e ossigeno:

- se l'ossigeno è in difetto si ha gassificazione, con elevata produzione di CO e bassa di CO₂;
- se l'ossigeno è in eccesso si ha combustione, con elevata produzione di CO₂ e bassa di CO.

Inoltre le reazioni di gassificazione sono influenzate dalla temperatura: all'aumentare della temperatura aumenta la percentuale di CO a spese della CO₂. A temperature superiori a 1200 °C si ha praticamente solo CO. In generale i gassificatori richiedono:

- contenuto di ceneri inferiore al 5%;
- umidità inferiore al 30%;
- assenza di materiali fondenti alle temperature di esercizio.

Nel caso in cui venga introdotta biomassa, essa deve essere opportunamente pretrattata: tramite cippatura viene regolata la pezzatura, mentre il grado di umidità viene regolato sfruttando il calore proveniente dal reattore di gassificazione.

Il combustibile finale ottenuto è una miscela di gas costituita principalmente da monossido di carbonio e idrogeno. Sono presenti anche azoto (se la gassificazione avviene in aria), anidride carbonica, vapor d'acqua, metano e char (prodotto "solido" carbonioso composto principalmente da carbonio, contenente residui a più alto peso molecolare) e tar (frazione "liquida oleosa" contenente vapore acqueo e composti, in forma di vapore, a basso-medio peso molecolare) non reagiti. Tale miscela viene chiamata gas di sintesi o syngas.

2.2.1 Fasi

Il processo più semplice di gassificazione consiste nell'usare aria come agente ossidante e bruciare parzialmente la biomassa nel reattore (a letto fisso o fluido). In questo caso il gas prodotto ha un basso potere calorifico (4-6 MJ/Nm³) ed un alto contenuto in azoto.

Un gas con un basso contenuto di azoto e un alto potere calorifico (12-30 MJ/Nm³) può essere ottenuto impiegando ossigeno puro al posto dell'aria, fornendo il necessario apporto di calore con uno scambiatore, mentre con il vapore si ottiene un gas con potere calorifico tra 10-18 MJ/Nm³.

In tabella 2.1 sono riportate le composizioni tipiche del gas ottenuto dalla gassificazione del legno con vari agenti gassificanti; da notare l'elevata percentuale di azoto che si ha utilizzando come gassificante l'aria.

Tabella 2.1 - Composizione tipica (%) di un syngas da biomassa a seconda dell'agente ossidante

Sostanza	Aria	Ossigeno	Vapore
CO	12-15	30-37	32-41
CO ₂	14-17	25-29	17-19
H ₂	9-10	30-34	24-26
CH ₄	2-4	4-6	12.4
C ₂ H ₂	0.2-1	0.7	2.5
N ₂	56-59	10	2.5
Resa del gas (Nm ³ /Kg legno secco)	2.3-3	1.3-1.45	-

Il gas combustibile prodotto contiene di norma CO₂, CO, H₂, CH₄, H₂O ed N₂, accompagnati da ceneri in sospensione, tracce di idrocarburi (C₂H₆) e vari contaminanti tra i quali spicca il “tar”.

Le reazioni di decomposizione del “tar” sono molto lente al di sotto dei 600 °C, la completa conversione nello stesso gassificatore può essere ottenuta solo con alte temperature (superiori a 1000°C).

Proprio per le problematiche connesse alla presenza di tali sostanze nel gas, gli impianti per il recupero energetico richiedono pretrattamenti finalizzati al miglioramento della qualità del combustibile realizzato.

La tecnologia permette di ottenere come prodotto finale, un gas di sintesi (syngas) ad accettabile potere calorifico sebbene necessita, nella parte finale del processo, di una fase di purificazione dalle impurità (polveri, catrami e metalli pesanti).

Il processo si realizza nelle seguenti fasi:

- una prima fase di **essiccazione** (intorno ai 100 °C) in cui si ottiene la disidratazione del materiale;
- una seconda fase di **pirolisi** (fra i 200 e i 700 °C) in cui si ha una decomposizione del solido in gas, tar e char;
- una terza fase di **gassificazione** (fra i 700 e i 1000 °C) in cui i prodotti della pirolisi reagiscono con l’agente gassificante dando origine a vari prodotti di cui alcuni compatibili.

2.2.2 Essiccazione

Il legno fresco ha un’umidità che varia tra il 30 e il 60%. Quindi necessita di un processo di essiccazione prima di farlo entrare nel reattore vero e proprio. Per quanto riguarda il contenuto idrico a livello intrinseco che risiede nella struttura delle cellule non è possibile fare molto, è necessario quindi lavorare sul contenuto idrico superficiale. Grazie a un ciclo di pre-essiccazione si ottiene questo obiettivo.

Per ottenere un gas con un ragionevole potere calorifico la biomassa deve innanzitutto avere a priori una concentrazione di umidità bassa, tra il 10 e il 20%. Il processo continua all'interno del reattore di gassificazione, dove si sfrutta direttamente il calore prodotto nella zona calda a valle del reattore per asciugare la biomassa. Una volta raggiunti i 100 °C, l'acqua con legami deboli presente nella biomassa viene eliminata completamente. Il processo viene fatto proseguire fino a circa 200 °C, dove durante questa fase iniziano a volatilizzare gli estrattivi con basso peso molecolare.

2.2.3 Pirolisi

La pirolisi è il processo di riscaldamento, in assenza di aria od ossigeno, che porta la biomassa a una temperatura massima, la temperatura di pirolisi, mantenuta per un certo tempo specifico. A condizionare la natura del prodotto finale sono quindi la temperatura di pirolisi e la velocità del riscaldamento.

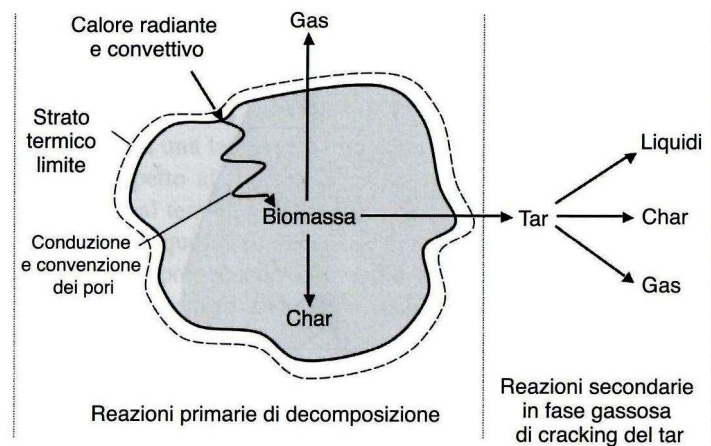
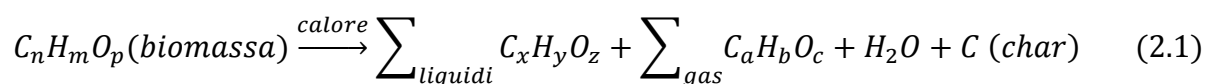


Figura 2.1 – Particella di biomassa durante la pirolisi

Come prodotto iniziale della pirolisi si hanno gas condensabili e char solidi. A loro volta i gas condensabili possono essere ridotti in gas non condensabili (CO , CO_2 , H_2 , CH_4), liquidi e char (figura 2.1). L'equazione generica che rappresenta il processo di pirolisi è la seguente:



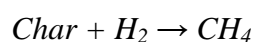
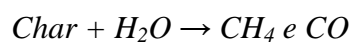
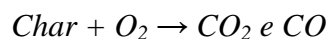
A seconda del tipo di prodotto finale desiderato è necessario seguire una diversa ripartizione tra velocità di reazione e temperatura massima:

- per massimizzare la produzione del char, si deve mantenere una bassa velocità di riscaldamento ($<0,01-2 \text{ }^\circ\text{C/s}$), una bassa temperatura finale e un lungo tempo di residenza del gas nel reattore;
- per massimizzare la resa liquida, si deve mantenere una alta velocità di riscaldamento, una media temperatura finale ($450-600 \text{ }^\circ\text{C}$) e un tempo di residenza del gas breve;
- per massimizzare la produzione di gas, si deve utilizzare una bassa velocità di riscaldamento, una temperatura finale alta ($700-900 \text{ }^\circ\text{C}$) e un tempo di residenza del gas lungo.

2.2.4 Gassificazione

Finita la fase di pirolisi inizia la fase di gassificazione, che comprende le reazioni chimiche tra gli idrocarburi presenti nel carburante, il vapore, l'anidride carbonica, l'ossigeno e l'idrogeno del reattore. Comprende anche le reazioni tra i gas che si sono sviluppati. Tra queste, la gassificazione del char è la più importante. Il char che viene prodotto nel processo di pirolisi dalla biomassa non è necessariamente carbonio puro, ma contiene una certa quantità di idrocarburi, compresi idrogeno e ossigeno.

Le reazioni incluse nella gassificazione tra il char da biomassa e i diversi agenti gassificanti (aria, ossigeno e vapore) sono molte. Nel seguito ne vengono esposte alcune riguardanti il carbonio, il diossido di carbonio, l'idrogeno, il vapore e il metano.



Queste reazioni illustrano in che modo gli agenti gassificanti come l'ossigeno, il diossido di carbonio e il vapore reagiscano col carbonio solido per convertirlo in gas dal peso molecolare più basso come il monossido di carbonio e l'idrogeno.

In tabella 2.2 vengono riportate alcune tra le reazioni che prendono parte all'intero processo di gassificazione.

Tabella 2.2 – Reazioni caratteristiche di gassificazione a 25 °C

Tipo di reazione	Reazione	
Reazioni del carbonio	$C + CO_2$	$\leftrightarrow 2CO + 172 \text{ kJ/mol}$
	$C + H_2O$	$\leftrightarrow CO + H_2 + 131 \text{ kJ/mol}$
	$C + 2H_2$	$\leftrightarrow CH_4 - 74.8 \text{ kJ/mol}$
	$C + 1/2O_2$	$\rightarrow CO - 111 \text{ kJ/mol}$
Reazioni di ossidazione	$C + O_2$	$\rightarrow CO_2 - 394 \text{ kJ/mol}$
	$CO + 1/2O_2$	$\rightarrow CO_2 - 284 \text{ kJ/mol}$
	$CH_4 + 2O_2$	$\leftrightarrow CO_2 + 2H_2O - 803 \text{ kJ/mol}$
	$H_2 + 1/2 O_2$	$\rightarrow H_2O - 242 \text{ kJ/mol}$
Reazione di shift	$CO + H_2O$	$\leftrightarrow CO_2 + H_2 - 41.2 \text{ kJ/mol}$
Reazioni di metanazione	$2CO + 2H_2$	$\rightarrow CH_4 + CO_2 - 247 \text{ kJ/mol}$
	$CO + 3H_2$	$\leftrightarrow CH_4 + H_2O - 206 \text{ kJ/mol}$
Reazioni di steam reforming	$CH_4 + H_2O$	$\leftrightarrow CO + 3H_2 + 206 \text{ kJ/mol}$
	$CH_4 + 1/2 O_2$	$\rightarrow CO + 2H_2 - 36 \text{ kJ/mol}$

La maggior parte di queste reazioni è di natura endotermica, però è necessario anche fornire calore alla reazione, che servirà all'essiccazione della biomassa e alla pirolisi. Per questo motivo all'interno del reattore avvengono una certa quantità di reazioni esotermiche di combustione, come ad esempio la reazione di ossidazione $C + O_2 \rightarrow CO_2$, che produce la maggior quantità di calore, circa 394 kJ per ogni mole di carbonio consumato, oppure la reazione del carbonio $C + 1/2O_2 \rightarrow CO$ che produce solo 111 kJ/mol e genera il gas combustibile CO .

Considerata l'importanza della qualità del gas prodotto sono utilizzati vari sistemi di pulizia del syngas, che devono garantire da una parte specifici requisiti richiesti dalle macchine accoppiate per la produzione di energia elettrica e dall'altra rispettare le norme vigenti sulla quantità di inquinanti nelle emissioni. Vengono quindi di seguito elencati i principali prodotti della reazione di gassificazione, con i relativi sistemi di abbattimento:

- particolato carbonioso. Grazie a batterie di filtri che lavorano ad alta temperatura (in particolare i filtri elettrostatici sono indicati per la rimozione di fuliggine in sospensione nel gas), cicloni separatori e torri evaporative, vengono rimosse le particelle contenute nel syngas.

Per quanto riguarda questo tipo di particelle, i costruttori di motori a combustione e turbine hanno fissato dei valori limite:

turbine a gas	\rightarrow	inferiore a 30 mg/m^3
motori a combustione interna	\rightarrow	compreso tra 50 e 100 mg/m^3

- Tar. Il principale problema si ha alle alte temperature, dove, a causa del suo punto di rugiada, esso satura il gas in cui è presente, condensando. Di conseguenza si ha la formazione di un aerosol che si depone sulle strutture, provocando intasamenti e sporcamento. Inoltre le gocce di tar presenti nel syngas danneggiano anche i componenti a valle del processo.

I sistemi di pulizia di questo componente sono due, scelti in base all'utilizzo finale del syngas: cracking del tar o lavaggio (generalmente si utilizza acqua).

Il metodo più utilizzato è il lavaggio del syngas con acqua. Attraverso il contatto con il fluido si abbassa la temperatura del gas, in modo da provocare la graduale condensazione degli idrocarburi pesanti in esso contenuti fino alla loro completa rimozione. I componenti utilizzati per questo processo sono gli scrubber, che sfruttano il contatto diretto tra acqua e syngas. L'acqua va quindi purificata prima di essere riutilizzata.

La rimozione dei tar ha senso effettuarla nel caso di utilizzo del gas a temperature basse, com'è il caso di motori a combustione interna, mentre se il gas viene utilizzato ad alte temperature, come nel caso delle turbine a gas, la rimozione non è più necessaria, visto che il tar rimane allo stato gassoso, non provocando danneggiamenti.

I valori limiti fissati dai costruttori sono:

turbine a gas	→	inferiore a 0,5 mg/m ³
motori a combustione interna	→	inferiore a 50 mg/m ³

2.3 Gassificatori

Si passano ora in rassegna le diverse tecnologie di gassificazione che si differenziano principalmente per il modo con cui la biomassa viene messa a contatto con l'agente gassificante; è pertanto possibile distinguere due principali classi di reattori: a letto fisso (updraft, UG, o downdraft, DG) e a letto fluido (BFB, Bubbling Fluidized Bed, o CFB, Circulating Fluidized Bed). Il 75% dei gassificatori esistenti in commercio è di tipo downdraft, il 20% a letto fluido (BFB e CFB), il 2,5% updraft e il 2,5% di altri tipi.

Tabella 2.3 – Caratteristiche del gas di sintesi

Gassificatore	Agente ossidante	Portata di biomassa (t/h)	PCS (MJ/Nm ³)	Temperatura del gas (°C)	Efficienza (%)
D.G.	aria	0.1-0.7	4.5-6	400-1000	70-90
U.G.	aria	0.2-10	4-5-6	100-400	60-80
B.F.B.	aria	0.3-15	4-6	500-900	70-80
C.F.B.	aria	2-3	5-6.5	700-1100	75-85

La tabella 2.3 mostra alcune caratteristiche del syngas prodotto dalle diverse tipologie di reattori. L'energia specifica è valutata considerando il potere calorifico superiore, mentre l'efficienza indica il rapporto tra l'energia totale del syngas, termica e chimica, e l'energia chimica della biomassa immessa.

2.3.1 Gassificatori a letto fisso

Sono costituiti tipicamente da una griglia posta nella parte bassa che sostiene la biomassa e consente contemporaneamente il passaggio dell'aria e lo scarico delle ceneri. Alcune caratteristiche di questi reattori sono:

- temperature di esercizio comprese tra gli 800 e i 1400 °C;
- basse velocità di reazione;
- taglie generalmente inferiori ai 10 MW.

La biomassa in fase di alimentazione deve avere una granulometria uniforme con un basso contenuto di particelle fini, in modo da evitare intasamenti del letto e garantire il passaggio dei gas attraverso la griglia. A seconda della direzione assunta dal flusso d'aria all'interno del reattore, i gassificatori a letto fisso si possono ulteriormente dividere in gassificatori updraft e downdraft, di cui sono riportate in tabella 2.4 le diverse caratteristiche costruttive.

Tabella 2.4 – Principali caratteristiche costruttive gassificatori updraft e downdraft

Combustibile (cippato)	Updraft	Downdraft
Umidità su base umida (%)	60 max	25 max
Su base secca priva di ceneri (%)	25 max	6 max
Punto di fusione delle ceneri (°C)	>1000	>1250
Dimensioni (mm)	5-100	20-100
Intervallo di applicazione (MW)	2-30	1-2
Temperatura del gas in uscita (°C)	200-400	700
Tar (g/Nm ³)	30-150	0.015-3.0
PCI del gas (MJ/Nm ³)	5-6	4.5-5
Rendimento di gas caldo (%)	90-95	85-90

Gassificatori updraft o controcorrente

Il gassificatore a letto fisso controcorrente prevede l'ingresso della biomassa dall'alto e quello dell'agente gassificante dal basso. In figura si possono distinguere le diverse fasi:

- la biomassa viene essiccata ad opera del gas di sintesi caldo ascendente;
- il combustibile solido è pirolizzato, producendo char che continua il suo moto verso la parte bassa del reattore per essere gassificato;

- il gas di sintesi ascendente trascina con se verso l'alto i vapori di pirolisi. Il catrame (tar) contenuto nei vapori può essere condensato entrando in contatto con il combustibile solido discendente oppure essere trascinato verso l'alto con il gas di sintesi conferendo così al syngas un contenuto alto di tar;
- la frazione di tar condensata viene riciclata verso le zone di reazione, dove subisce il processo di cracking dando luogo a gas combustibile e char;
- nella parte bassa del reattore (zona di gassificazione) l'aria (od ossigeno) ascendente ossida parzialmente il char solido da pirolisi ed i prodotti del cracking. Se si vuole aumentare il contenuto di idrogeno del gas di sintesi può anche essere iniettato vapore.

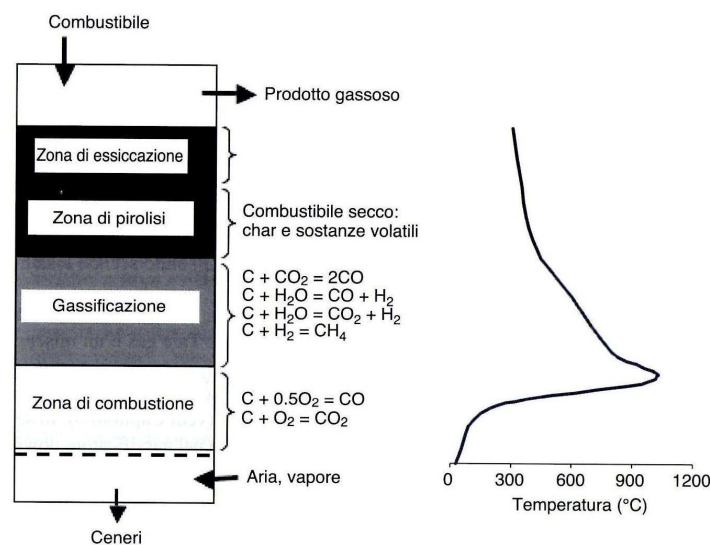


Figura 2.2 – Schema di gassificatore a letto fisso controcorrente

Quindi il gas combustibile prodotto da questo tipo di gassificatori avrà un elevato potere calorifico conferitogli da una frazione relativamente alta di tar e idrocarburi. I vantaggi principali dei gassificatori updraft sono:

- la relativa semplicità costruttiva;
- l'alta efficienza termica (75-80%), visto che il calore sensibile del gas di sintesi è direttamente recuperato per l'essiccazione e la pirolisi della biomassa prima che questa entri nella zona di gassificazione.

Uno degli svantaggi maggiori è legato all'elevato contenuto di ceneri sinterizzate e di catrame all'interno del gas prodotto.

Le applicazioni tipiche sono le piccole taglie (1-5 MW_e).

Gassificatori downdraft o equicorrente

Nel gassificatore a letto fisso equicorrente l'agente gassificante, aria e/o vapore, scende dall'alto del reattore insieme alla biomassa.

Le fasi che si possono individuare in questo tipo di reattore sono le seguenti:

- durante l'essiccamento la biomassa viene riscaldata provocando l'evaporazione dell'acqua contenuta;
- la biomassa entra poi nella zona di pirolisi dove è convertita in char, tar e volatili (syngas);
- quando i volatili reagiscono con l'ossidante, si ha l'ossidazione; i prodotti del processo di pirolisi-ossidazione sono sostanzialmente H_2 , C, CO_2 , H_2O , ed idrocarburi leggeri come il CH_4 ;
- i prodotti uscenti da tale zona vanno nella zona di riduzione, dove il calore prodotto dai processi di pirolisi-ossidazione è trasformato in energia chimica dai prodotti di gassificazione, dando H_2 e CO.

I gassificatori di questo tipo presentano però i seguenti svantaggi:

- a causa dell'attraversamento da parte del gas nella zona di ossidazione, dove vengono raccolti cenere e polveri, il contenuto di particolato è maggiore rispetto a quello del syngas prodotto con tecnologia updraft;
- la presenza della gola facilita intasamenti, imponendo requisiti più severi per la granulometria della biomassa immessa;
- l'umidità della biomassa in ingresso deve essere relativamente bassa (minore del 30%), considerato che l'essiccazione del materiale in entrata è meno efficace, dovuta a un minore scambio termico interno tra gas e biomassa.

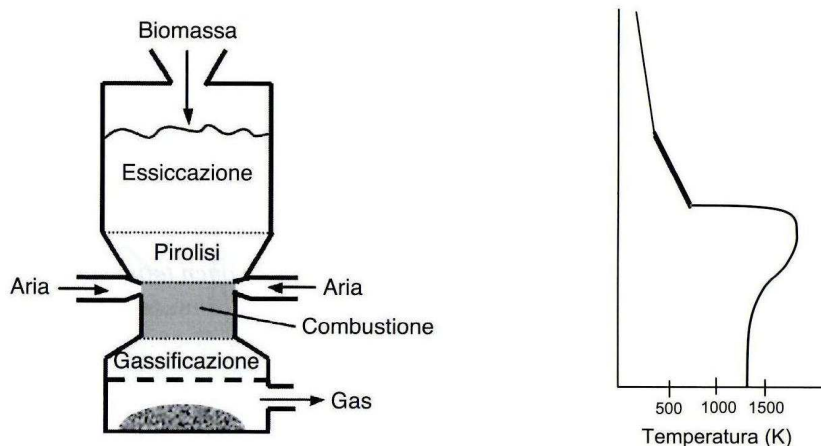


Figura 2.3 – Schema di un gassificatore con reattore a gola

Presentano però il vantaggio che il gas prodotto (che fuoriuscendo molto caldo, 900-1000°C, penalizza l'efficienza termica del dispositivo imponendo per il suo successivo impiego un

raffreddamento) possiede un basso contenuto di tar. Per questo motivo risulta essere più facilmente impiegabile in ambito cogenerativo, abbinato a microturbine a gas o a motori a combustione.

2.3.2 Gassificatori a letto fluido

Questa tipologia di gassificatori hanno recentemente trovato applicazione anche con i biocombustibili di fine granulometria, garantendo un'ottima miscelazione con l'agente gassificante (in genere aria).

Uno dei principali vantaggi di questa tecnologia, rispetto al letto fisso, è l'uniformità della temperatura all'interno del reattore. In alcuni casi questa è facilitata dall'immissione insieme ai biocombustibili di materiale inerte fluidizzante molto fine (sabbia silicea, allumina, ossidi refrattari) che migliora sensibilmente gli scambi termici.

La perdita di fluidizzazione del letto dovuta alla sinterizzazione del materiale costitutivo è uno dei problemi più comunemente incontrati nei gassificatori a letto fluido, dipendentemente dalle caratteristiche termiche delle ceneri. Le perdite di char trascinato via insieme alle ceneri possono essere talvolta significative sconsigliando in genere l'utilizzo di questi reattori per piccole taglie.

Il contenuto di tar nei gas prodotti da tale tecnologia è intermedio tra quello dei downdraft e quello degli updraft a letto fisso.

Esistono sostanzialmente due tipologie di gassificatori a letto fluido: quello a letto circolante (CFB-Circulating Fluidized Bed) e quello a letto bollente (BFB-Bubbling Fluidized Bed)

Il passaggio tra queste due tecnologie si realizza progressivamente all'aumentare della velocità di fluidizzazione e con l'aumento della dimensione verticale del letto.

Letto fluido circolante (Circulating Fluidised Bed, CFB)

Questo gassificatore è composto essenzialmente da:

- un reattore di gassificazione a sviluppo lineare di materiale refrattario, alimentato con biomassa di granulometria fine;
- un filtro a ciclone che separa il gas prodotto dal materiale inerte circolante;
- un dispositivo di re-immissione alla base del gassificatore.

In funzione della tipologia di biomassa utilizzata e dell'applicazione finale del gas prodotto, varia la temperatura di esercizio interna al reattore dagli 800°C ai 1000°C.

Le principali fasi che avvengono nel reattore sono:

- la biomassa inserita nella parte inferiore, quando si trova all'interno del reattore inizia a disidratarsi e a liberare i composti volatili che salgono nella parte superiore del reattore;

- il residuo carbonizzato invece in parte resta nel letto fluido, mentre in parte viene trascinato con l'inerte verso il filtro a ciclone;
- una volta avvenuta la separazione la componente solida viene nuovamente inviata al letto fluido in cui il carbone viene definitivamente ossidato.

I vantaggi principali di questa configurazione sono legati alle elevate temperature operative e alla flessibilità del processo.

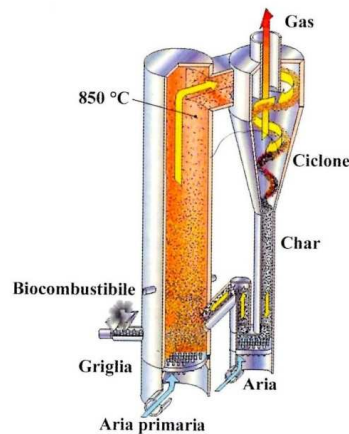


Figura 2.4 – Gassificatore a letto fluido circolante

Letto fluido bollente (Bubbling Fluidized Bed, BFB)

Per questa tipologia di reattore, rappresentata in figura, si possono distinguere le seguenti fasi:

- l'aria di gassificazione e di fluidificazione del letto di biomassa è introdotta dalla griglia alla base del reattore;
- la biomassa viene mantenuta sopra la griglia formando un letto galleggiante (1-2 m di altezza, con velocità del gas minime di 1-2 m/s). In questa fase avviene la pirolisi della biomassa, con formazione di residuo carbonizzato e bolle di gas che mantengono ulteriormente agitato il letto;
- mentre i gas si muovono verso l'alto, i composti a maggior peso molecolare vengono frazionati all'interno del letto.

Rispetto agli altri reattori, in questa configurazione le temperature interne sono più elevate (900-1100°C), quindi il syngas presenta ridotti contenuti di catrami, elevati contenuti di particolato, elevati contenuti di ceneri ed elevato contenuto di CH₄. Aumenta il rischio di fusione delle ceneri.

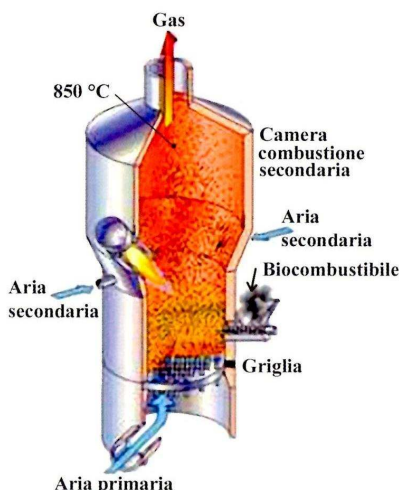


Figura 2.5 – Gassificatore a letto fluido bollente

2.3.3 Vantaggi e svantaggi delle due tipologie

Come visto nei paragrafi precedenti le due tipologie di reattore (letto fisso e fluido) hanno caratteristiche molto differenti. La scelta di utilizzare una tipologia piuttosto che un'altra è funzione del tipo di applicazione e dell'entità dell'investimento. È riportato nella seguente tabella un confronto dal punto di vista tecnologico, ambientale ed economico tra le tecnologie viste fino ad ora (con il segno (+) sono indicati i vantaggi, mentre con il segno (-) gli svantaggi).

Tabella 2.5 – Confronto tra gassificatori a letto fisso e fluido

Tipo di reattore	Letto fisso		Letto fluido	
	UG	DG	BFB	CFB
Tecnologia	<ul style="list-style-type: none"> • (-)scambio termico cattivo • (-)cattiva distribuzione della temperatura: possibilità di punti caldi • (-)possibile fusione delle ceneri • (-)bassa capacità specifica • (-)lunghi periodi per riscaldamento 		<ul style="list-style-type: none"> • (+)scambio termico molto buono • (+)ottima distribuzione della temperatura: assenza di punti caldi • (+)buon contatto solido-gas • (+)alta capacità specifica 	
			<ul style="list-style-type: none"> • (+)facilità di avvio e spegnimento 	<ul style="list-style-type: none"> • (+)riscaldamento molto veloce
Alimentazione combustibile	<ul style="list-style-type: none"> • (+)possibilità di usare grosse pezzature 		<ul style="list-style-type: none"> • (-)necessità di limitare la dimensione massima 	
	<ul style="list-style-type: none"> • (+)possibilità di usare materie prime con alto contenuto di ceneri 		<ul style="list-style-type: none"> • (+)tollerabilità a grosse variazioni nella qualità del combustibile 	
	<ul style="list-style-type: none"> • (-)necessità di pellet di dimensioni uniformi 		<ul style="list-style-type: none"> • (+)possibilità di variazioni nella pezzatura 	

Pulizia gas	•(+)-basso contenuto di polveri	• (+)basso contenuto di tar	• (-)alto contenuto di polveri
	•(-)alto contenuto di tar	• (-)alto contenuto di polveri	• (+)medio contenuto di tar

2.4 Tecnologie di utilizzo del syngas

La conversione energetica del gas di sintesi, negli impianti di piccola taglia, avviene mediante l'utilizzo di gruppi elettrogeni, quali microturbine a gas, motori a combustione esterna o motori a combustione interna, integrati direttamente con i moduli di gassificazione. Utilizzando i gas di scarico provenienti dai motori o dalle microturbine per l'essiccazione della biomassa e per alimentare sistemi di riscaldamento si riesce ad aumentare il rendimento del sistema.

A partire dalla biomassa viene quindi prodotto il syngas utilizzando uno dei reattori a gassificazione visti nei paragrafi precedenti. Per mezzo di un opportuno organo separatore di ceneri il syngas viene recuperato ed inviato ad una serie di componenti che provvedono a filtrare, pulire ed affinare il gas da pirolisi, eliminando da esso le particelle solide in sospensione e l'umidità. Questa fase è necessaria per preparare il gas per la successiva combustione.

2.4.1 Microturbine a gas

Le taglie di potenza elettrica tipiche delle microturbine a gas (MTG) vanno dai 30 ai 200 kW_e, mentre i rendimenti elettrici variano dal 25 al 30%.

Il ciclo termodinamico è quello classico di Brayton-Joule, però i parametri caratteristici sono più bassi in confronto a quelli di un classico impianto di grossa taglia (linea tratteggiata di fig 2.5 (a)). Uno schema concettuale di una MTG è mostrato in figura 2.5 (b). L'aria esterna in ingresso viene compressa da un compressore, preriscaldata in uno scambiatore di calore ed ulteriormente riscaldata nella camera di combustione. In turbina vengono espansi i gas caldi che passano nello scambiatore di recupero prima di essere scaricati. Nel caso cogenerativo un secondo scambiatore di calore sfrutta i fumi in uscita dalla turbina per riscaldare un fluido esterno, in genere acqua di alimento di impianti termici.

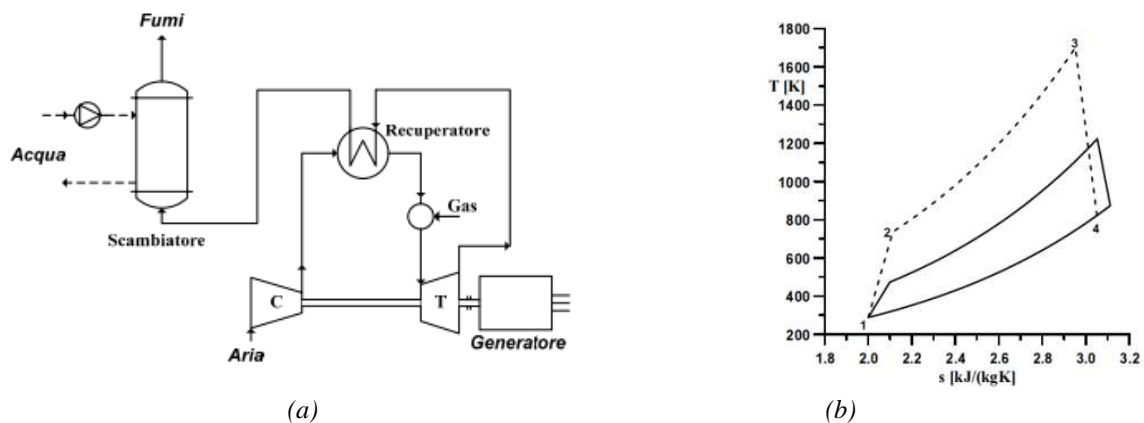


Figura 2.6 – (a) Schema concettuale MTG; (b) Ciclo termodinamico di una MTG confrontato con quello di una turbina a gas di grossa taglia (linea tratteggiata)

Queste turbine utilizzano macchine monostadio radiali di piccole dimensioni che arrivano a lavorare a un numero di giri molto alto (70000-120000 giri al minuto).

A parità di salto entalpico elaborato dalla macchina (i pedici 1 e 2 indicano rispettivamente lo stadio ad alta pressione e lo stadio a bassa pressione),

$$\Delta H = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2.2)$$

se il raggio è piccolo deve aumentare la velocità periferica e quindi la frequenza:

$$u = \omega r \quad (2.3)$$

Per evitare l'introduzione di un riduttore di giri si utilizza un sistema di conversione della frequenza; per il collegamento in parallelo con la rete elettrica si connette all'alternatore un convertitore statico e un inverter, così la frequenza viene corretta a valle della produzione, facendo funzionare il turbogeneratore a un numero di giri qualsiasi.

È possibile riassumere le caratteristiche termodinamiche di queste macchine in:

- valori del rapporto di compressione limitati, da 3 a 5, considerato l'utilizzo di un compressore radiale con un unico stadio;
- temperature di ingresso in turbina modeste (inferiori ai 900-950°C). Per ottenere costi finali relativamente bassi i materiali utilizzati per la costruzione di questa tecnologia non sono i migliori;

- ciclo termodinamico con recupero termico, per aumentare il rendimento e compensare il limitato contenuto tecnologico dei materiali. In assenza di recupero termico il rendimento finale è molto penalizzato.

Questa tecnologia è adatta all'impiego cogenerativo. Dal recuperatore i gas caldi escono alla pressione ambiente a una temperatura che va dai 250 ai 300°C. Grazie a uno scambiatore di calore gas-acqua i gas caldi vengono raffreddati fino a circa 100°C, riscaldando l'acqua fino a temperature intorno ai 70-90°C.

Quando si effettua il pieno recupero termico, il rendimento termico è dell'ordine di 45-55%, quindi il coefficiente di utilizzazione del combustibile, considerato come la somma di energia elettrica e termica prodotte, può arrivare a 80-90%. Il rapporto elettricità/calore è circa pari a 0,55-0,70.

2.4.2 Motori a combustione esterna

Uno dei noti motori a combustione esterna è il motore a ciclo Stirling. Il ciclo ideale di riferimento è rappresentato in figura 2.6; esso è descritto da due isoterme e due isocore, con completa rigenerazione tra le due isocore.

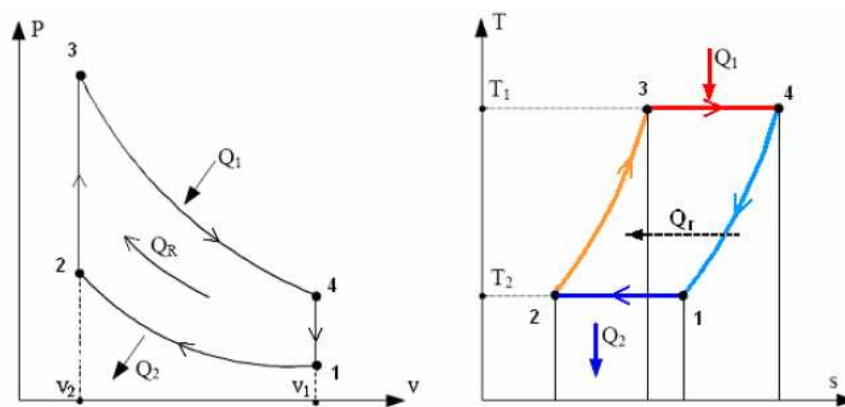


Figura 2.7 – Cicli termodinamici di riferimento della macchina Stirling

- Prima fase: trasformazione isoterma (1→2). Il fluido è sottoposto ad una trasformazione di compressione a temperatura costante. Ciò è realizzato in un cilindro che riduce il volume offerto al gas mentre dalle pareti si provvede al raffreddamento.
- Seconda fase: trasformazione isocora (2→3). Attraverso il rigeneratore viene trasferito a volume costante il fluido dal cilindro di compressione a quello di espansione. Il fluido viene riscaldato fino alla temperatura T_1 nel passaggio attraverso il rigeneratore.
- Terza fase: trasformazione isoterma (3→4). Inizia la fase di espansione che, grazie al riscaldamento del cilindro, avviene a temperatura costante.

- Quarta fase: trasformazione isocora (4→1). I due stantuffi riprendono a muoversi simultaneamente, mantenendo così costante il volume offerto al gas, che così fluisce verso il cilindro di compressione attraverso il rigeneratore. Il gas, nel passaggio tramite il rigeneratore, cede il calore alla matrice del rigeneratore, che poi viene nuovamente sfruttato nell'altro passaggio di riscaldamento (2→3).

Il calore Q_1 e Q_2 , indicati in figura 3.6, sono rispettivamente il calore introdotto nella macchina lungo l'isoterma 3-4 e il calore ceduto dalla macchina lungo l'isoterma 1-2, mentre Q_r è il calore che viene trasferito alla macchina attraverso il rigeneratore.

Il rendimento ideale del ciclo Stirling è quindi uguale al rendimento del ciclo ideale di Carnot, visto che:

$$\eta_{el} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}}{RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (2.4)$$

Le perdite però riducono il rendimento dal valore teorico di Carnot al valore reale, generalmente compreso tra l' 8 e il 35% a seconda della taglia e del tipo di costruzione. Le perdite sono dovute principalmente a:

- trasformazioni non perfettamente isoterme;
- limitata conducibilità e capacità termica del rigeneratore;
- attrito tra componenti solidi in moto relativo;
- scambi termici verso l'esterno;
- presenza di un volume morto. Il volume totale occupato dal fluido di lavoro deriva dalla sovrapposizione di due volumi variabili (camera di espansione e compressione) e di uno fisso (il volume morto). Per garantire adeguate superfici di scambio, il volume morto deve essere circa del 40%, causando perdite di carico.

La figura 2.7 riporta il confronto tra il ciclo ideale di Carnot (linea verde) e il ciclo reale (linea rossa). Il rendimento finale è il prodotto di tutti i rendimenti che prendono parte al ciclo termodinamico:

$\eta_b = 0,85-0,92$	rendimento del bruciatore
$\eta_t = 0,65-0,72$	rendimento del ciclo termodinamico ideale
$\eta_l = 0,94-0,96$	rendimento limite (dovuto al gas reale)
$\eta_i = 0,25-0,65$	rendimento indicato (rapporto tra lavoro dei cicli di indicatore reale e ideale)
$\eta_m = 0,75-0,95$	rendimento meccanico
$\eta_o = 0,85-0,90$	rendimento organico
$\eta_{el} = 0,96-0,98$	rendimento del generatore elettrico

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_{\text{comb}}} = \eta_b \eta_t \eta_l \eta_i \eta_m \eta_o \eta_{el} = 0,08 - 0,35 \quad (2.5)$$

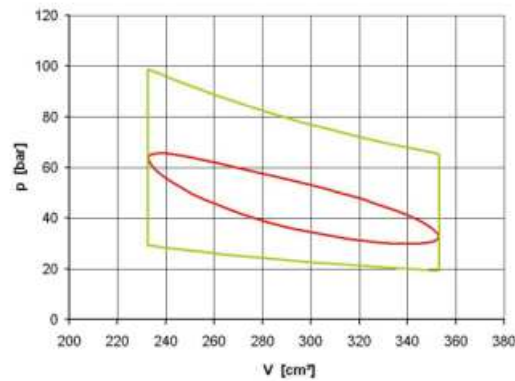


Figura 2.8 – Confronto tra ciclo reale (rosso) e ciclo ideale (verde)

I principali punti di forza del motore Stirling sono:

- cessione del calore dall'esterno. La natura dell'energia termica utilizzata può essere di qualsiasi genere;
- silenziosità. È la variazione dei volumi relativi che regola il moto del fluido di lavoro, quindi non ci sono valvole in movimento ma solamente stantuffi. Anche l'assenza di combustioni discontinue limita la rumorosità;
- affidabilità. È dovuta all'assenza di forti stress da sollecitazioni meccaniche e all'assenza di lubrificazione interna.

L'applicazione della gassificazione delle biomasse ai motori a combustione esterna comporta una serie di vantaggi:

- utilizzo di gassificatori updraft. Come già evidenziato nei paragrafi precedenti, la biomassa entrante in questo tipo di gassificatori può avere un alto contenuto percentuale di umidità, fino al 60%;
- il syngas non entra mai in contatto con le parti mobili del motore, in quanto la combustione è esterna. In questo modo la manutenzione è minima e la durata del motore aumenta;
- il syngas prodotto può essere bruciato direttamente, senza la necessità di depurazione.

Cogenerazione

Mentre con le macchine a combustione interna la cogenerazione è sempre in serie, con il motore Stirling il calore a bassa temperatura è in serie e quello ad alta temperatura in parallelo. È possibile sfruttare il calore a diversi livelli di temperatura. Mentre nei motori a combustione interna viene recuperato il calore a valle della macchina, nei motori Stirling si

produce calore nella camera di combustione esterna contemporaneamente per il motore e per l'utenza termica ad alta temperatura. L'esigenza di rilasciare il calore a bassa temperatura è invece una esigenza termodinamica del ciclo.

Questa tipologia di motori non è ancora molto diffusa, ma potrebbe avere più successo in ambito cogenerativo, vista la possibilità di sfruttare qualsiasi combustibile o fonte di calore per la combustione esterna. Al momento però, vista la maturità tecnologica raggiunta, sono i motori a combustione interna i motori scelti per essere collegati a un impianto di gassificazione.

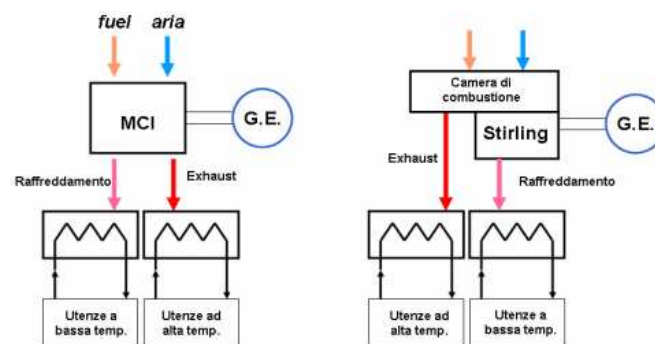


Figura 2.9 – Schemi impiantistici cogenerativi tipici di MCI e motore Stirling

2.4.3 Motori a combustione interna

I motori alternativi a combustione interna trovano applicazione nel campo della generazione elettrica e termica, coprendo un campo di potenza molto ampio, dai motori di piccola taglia, di 1-5 kW, a quelli con tecnologia ormai molto consolidata di taglie maggiori, dell'ordine di qualche decina di MW.

I motori di piccola taglia, nonostante abbiano rendimenti inferiori (circa 25%) rispetto ai motori di taglie maggiori (circa 45%), possono diventare economicamente competitivi nel campo della cogenerazione se integrati con un recupero termico.

Il syngas che viene utilizzato in questi motori deriva dai gassificatori di tipo downdraft, nei quali il gas viene estratto dalla parte inferiore del gassificatore. Il cippato che deve essere introdotto deve avere bassa umidità, non superiore al 15%, e una pezzatura ottimale.

Prima di essere utilizzato all'interno del motore per la combustione, il gas deve essere filtrato, depurato e condensato, in modo tale da eliminare le impurità.

Il syngas, una volta depurato, passa direttamente nella camera di combustione del motore, dove entra direttamente in contatto con le parti mobili del motore; a causa della presenza residua di catrami ed altri elementi incombusti, provoca un rapido deterioramento di tutti gli elementi del motore stesso. La sua durata sarà perciò minore rispetto a quella di un motore a

combustione esterna; andrà quindi sostituito dopo un numero relativamente ridotto di ore di funzionamento (circa 60000 ore).

Il funzionamento è quello classico del motore a combustione interna; il pistone è alloggiato nel cilindro entro il quale si realizza la combustione, tra la testa del pistone e la testata del motore. Attraverso il condotto di alimentazione si ha l'ingresso dell'aria, mentre i gas esausti vengono scaricati attraverso il condotto dei fumi. Il pistone è messo in movimento lungo l'asse del cilindro dalla spinta generata dalla combustione. L'energia prodotta dal moto del pistone viene trasmessa all'albero motore attraverso il manovellismo a spinta.

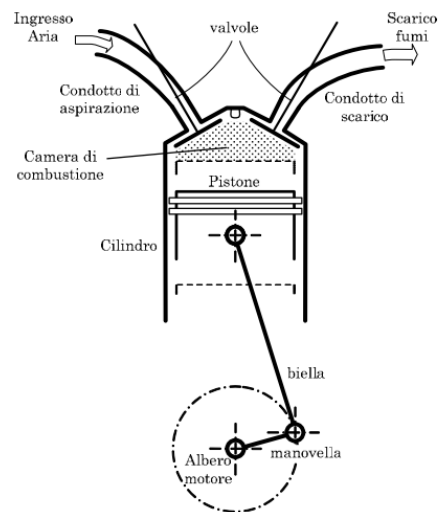


Figura 2.10

I motori a combustione interna possono essere classificati in base al ciclo termodinamico che li contraddistingue, in:

- motori a ciclo Otto (o ad accensione comandata, in quanto necessitano di un sistema che inneschi la combustione ad ogni ciclo);
- motori a ciclo Diesel (o ad accensione spontanea, in quanto la combustione si innesca spontaneamente ad ogni ciclo).

Cogenerazione

È possibile recuperare calore da diverse parti di un motore a combustione interna, e precisamente da:

- i fumi allo scarico; contengono elevate quantità di calore visto che si trovano a una temperatura di circa 350-450 °C. Dai fumi è possibile recuperare circa il 40% del totale calore scaricato all'esterno;
- acqua di raffreddamento del motore; asporta calore dalle camicie dei cilindri e si trova a temperature di circa 90-100°C. È possibile recuperare circa il 17,2%;

- olio di lubrificazione del motore; può essere raffreddato da un radiatore da 90°C a 70°C. Può essere recuperato circa il 10,4%;
- intercooler; si trova a temperature di 40-50°C. Si recupera circa il 12,2%.

Il calore così recuperato può essere utilizzato per produrre energia termica. In figura 2.10 è mostrato uno schema di configurazione degli scambiatori per il recupero di calore per la produzione di acqua calda. A seconda dell'applicazione può variare la disposizione degli scambiatori.

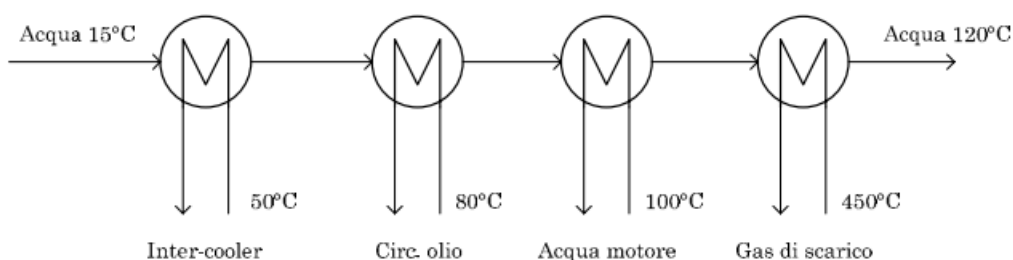


Figura 2.11 – Disposizione scambiatori per recupero termico

È possibile riassumere i principali vantaggi e svantaggi dei motori a combustione interna accoppiati a un gassificatore downdraft nella seguente tabella 2.6:

Tabella 2.6 – Vantaggi e svantaggi dei motori a combustione interna

Vantaggi	Svantaggi
<ul style="list-style-type: none"> • alta affidabilità (si tratta di una tecnologia ormai consolidata) • alto rendimento elettrico • basso costo specifico 	<ul style="list-style-type: none"> • costi di manutenzione elevati • emissioni inquinanti (è necessaria una pulizia dei gas di scarico) • rumore e vibrazioni • è necessario un sistema di pulizia del syngas a monte del motore

Confrontando tutte le tecnologie fin qui studiate, disponibili in accoppiamento con un impianto di gassificazione, la scelta ricade sui motori a combustione interna. Nonostante gli inconvenienti che presentano, sono l'alta affidabilità, la diffusione consolidata sul mercato e il basso costo specifico i parametri decisivi che hanno portato alla scelta di tale configurazione di impianto.

Per quanto riguarda i gassificatori è possibile suddividere le tipologie analizzate nei paragrafi precedenti in range di applicabilità:

- gassificatori downdraft hanno un range di potenze che va da 10 kW a circa 1 MW;
- gassificatori updraft hanno un range di potenze che va da 1 MW a 10 MW;
- gassificatori a letto fluido hanno un range di potenze che va da 1 MW a 100 MW.

La configurazione dell'impianto cogenerativo completo sarà quindi:

- gassificatore downdraft, che comprende la fase di essiccazione nel caso in cui la biomassa abbia umidità superiore al 10%, la fase di pirogassificazione nella quale viene prodotto il syngas, il tar e il char e la fase di condizionamento per la pulizia del syngas (formata da un multi ciclone a secco, uno scrubber ad acqua, un abbattitore di temperatura e un filtro a manica);
- motore a combustione interna a ciclo Otto che produce energia elettrica e calore.

Capitolo 3

Analisi impianti geotermici

Gli impianti geotermici, nel settore della serricoltura, trovano impiego sia per soddisfare la richiesta termica e l'eventuale richiesta frigorifera della serra, ma anche abbinati in cascata a un impianto cogenerativo che abbia un eccesso di produzione termica. Nella stagione estiva in particolare, la richiesta termica di una serra è pressoché nulla, quindi l'energia termica in eccesso prodotta dal cogeneratore alimentato a biomassa può essere accumulata nel terreno tramite la sonda geotermica e utilizzata nella stagione invernale quando la richiesta è maggiore.

Nel corso del capitolo verrà analizzato il metodo di calcolo della lunghezza della sonda verticale di un impianto geotermico (metodo ASHRAE), tramite il quale verranno in seguito sviluppate le analisi economiche.

3.1 Pompe di calore

Le pompe di calore a trascinamento elettrico operano secondo il ben noto ciclo termodinamico a compressione di vapore di fluido frigorifero. L'efficienza energetica di queste pompe viene espressa in termini di *coefficiente di effetto utile o coefficiente di prestazione* COP_h , definito come:

$$COP_h = \frac{P_t}{P_e} \quad (3.1)$$

Dove P_t è la potenza termica resa disponibile al serbatoio caldo (in contatto termico con il condensatore) e la P_e è la corrispondente potenza elettrica consumata. Il ciclo termodinamico si svolge tra due temperature, una massima e una minima, temperature che pongono un limite teorico al coefficiente di effetto utile. Queste temperature sono la T_c , temperatura assoluta del serbatoio caldo, e T_f , temperatura assoluta della sorgente fredda da cui la pompa di calore estrae calore. Quindi è possibile definire il *coefficiente di effetto utile di un ciclo inverso di Carnot*, COP_{CA} , tra queste due temperature, come:

$$COP_{CA,h} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (3.2)$$

I coefficienti reali delle macchine saranno quindi inferiori a questo coefficiente teorico di Carnot. È possibile notare, in figura 3.1, il confronto tra l'andamento del COP_h ideale di Carnot e il COP_h reale di macchine con diverso sviluppo tecnologico.

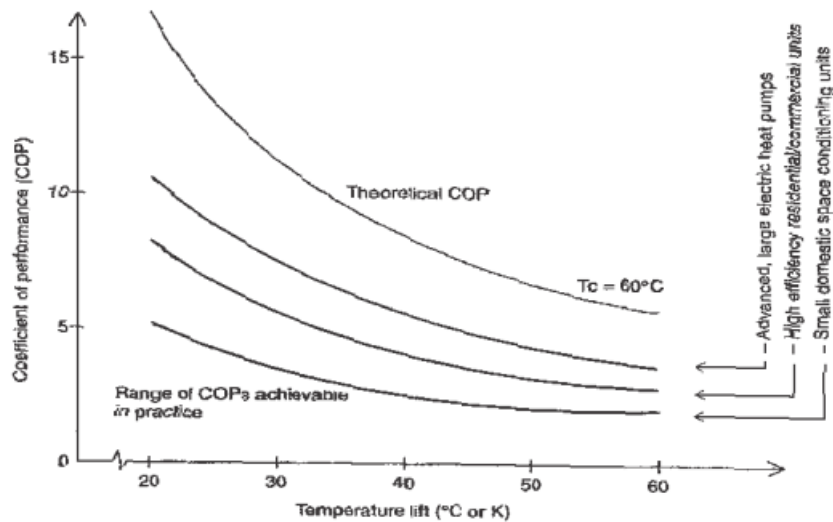


Figura 3.1 – Influenza della differenza di temperatura tra serbatoio caldo e sorgente fredda sulla prestazione energetica di pompe di calore.

Analogamente al caso invernale, vengono definiti i coefficienti di effetto utile e il coefficiente di effetto utile di Carnot, nel caso di raffrescamento estivo:

$$COP_c = \frac{P_f}{P_e} \quad (3.3)$$

$$COP_{CA,c} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (3.4)$$

3.1.1 Variazione annuale della temperatura nel terreno

Le pompe di calore geotermiche ottengono buoni valori del coefficiente di effetto utile grazie a una particolare caratteristica del terreno, cioè quella di essere un buon accumulatore di calore. Come verrà spiegato di seguito infatti, il terreno, ad una certa profondità, riesce a mantenere una temperatura costante ed eliminare le oscillazione che invece ha a basse profondità e in superficie durante l'anno.

Di seguito viene riportata una tabella con le proprietà di diverse tipologie di terreno e alcune grandezze tipiche delle sonde verticali.

Tabella 3.1 – Proprietà del terreno e grandezze tipiche di sonde verticali in funzione del tipo di terreno

Tipo di sottosuolo	Conducibilità termica [W/(mK)]	Potenza specifica assorbita (sonda ø 130 mm) [W/m]	Lunghezza della sonda per unità di potenza termica resa dalla pompa di calore (sonda ø 130 mm) [m/KW]	
			COP _h =3	COP _h =3.5
• Roccia mobile secca	< 1.5	20	33	36
• Roccia dura o roccia instabile satura di acqua	1.5 – 3.0	50	13	14
• Roccia dura a cond. term. elevata	3.0	70	9.5	10
• Ghiaia o sabbia (secche)	0.4	< 20	>33	>36
• Ghiaia o sabbia (acquifere)	1.8 – 2.4	da 55 a 65	da 10 a 20	da 11 a 13
• Argilla, limo (umidi)	1.7	da 30 a 40	da 17 a 22	da 18 a 24
• Calcare massiccio	2.8	da 45 a 60	da 11 a 15	da 12 a 16
• Molassa	2.3	da 55 a 65	da 10 a 12	da 11 a 13
• Granito	3.4	da 55 a 70	da 9.5 a 12	da 10 a 13
• Basalto	1.7	da 35 a 55	da 12 a 19	da 13 a 20
• Gneiss	2.9	da 60 a 70	da 9.5 a 11	da 10 a 16

La valutazione qualitativa della variazione di temperatura nel terreno viene effettuata considerando come riferimento uno strato di materiale omogeneo limitato da una superficie piana di coordinata $x=0$ ed infinitamente esteso nel verso delle x positive (profondità).

L'andamento della temperatura all'interno del materiale è funzione della seguente equazione di Fourier:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (3.5)$$

dove α è la diffusività termica del terreno. Approssimando con una funzione di tipo sinusoidale l'andamento reale della temperatura, la temperatura superficiale t_s si può esprimere nel seguente modo:

$$t_s = t_0 + A \sin \omega t \quad \text{per } x = 0 \quad (3.6)$$

dove A è l'ampiezza della variazione della temperatura superficiale avente valore medio t_0 , con periodo τ_0 e pulsazione $\omega=2\pi/\tau_0$.

Trascurando il periodo di transitorio, si può esprimere la temperatura t ad una profondità x all'istante τ nel seguente modo:

$$t = t_0 + A e^{-\gamma x} \sin(\omega t - \gamma x) \quad (3.7)$$

dove:

$$\gamma = \sqrt{\omega/2\alpha} = \sqrt{\pi/\alpha\tau_0} \quad \text{è la costante di smorzamento}$$

$$e^{-\gamma x} \quad \text{è il fattore di smorzamento}$$

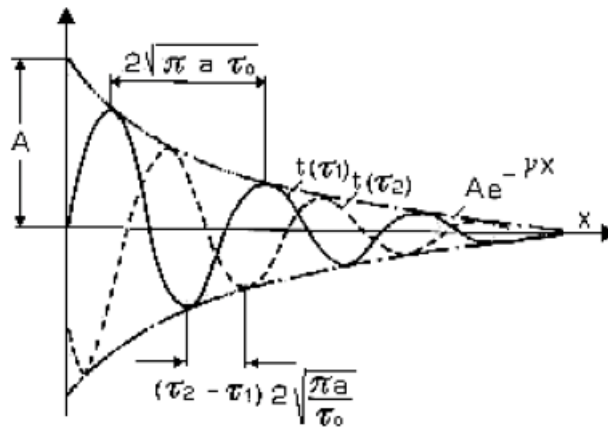


Figura 3.2 – Caratteristiche dell'oscillazione di temperatura all'interno di un corpo semifinito

Quindi la variazione di temperatura all'interno del terreno è ancora di tipo sinusoidale, ma con ampiezza ridotta rispetto alla superficie. A parità di diffusività termica, la riduzione di ampiezza e lo sfasamento sono tanto maggiori quanto maggiore è la profondità x e quanto maggiore è la frequenza dell'oscillazione, come si può vedere in figura 3.2.

Per quanto riguarda la zona di Padova, un valore tipico della diffusività del terreno, può essere presa pari a $8.5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, considerato che il sottosuolo è formato tipicamente da strati alternati di sabbia, argilla e limi. Un valore tipico della temperatura indisturbata, per questa zona, è posto pari a 14°C .

Nella seguente figura 4.3 viene riportato l'andamento delle oscillazioni di temperatura nel terreno a diverse profondità, avente diffusività termica $\alpha = 8.5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

3.2 Sonde geotermiche verticali

Tra le possibili configurazioni di sonde geotermiche, quelle verticali sono le uniche che possono soddisfare alti carichi termici come sono quelli del settore della serricoltura.

La disposizione nel terreno di queste sonde prevede una perforazione di profondità compresa tra 20 e 180 m. La perforazione dipende da diversi parametri: situazione geologica locale, disponibilità di superficie esterna utilizzabile per il campo geotermico, disponibilità di attrezzature per la trivellazione dei pozzi e i carichi di picco dell'edificio in rapporto alla disponibilità di terreno utilizzabile come campo geotermico. Il diametro della perforazione è compreso tra 75 e 180 mm.

I tubi scambiatori di calore, di materiale PEAD flessibile e diametro esterno di 20-40 mm, vengono inseriti all'interno della perforazione in forma di semplice U, doppia U o nella geometria a tubi concentrici, com'è mostrato in figura 4.3. Successivamente la perforazione viene riempita con il materiale di riempimento, tipicamente bentonite o miscela bentone-cemento o bentonite-calcestruzzo. Un parametro fondamentale per l'efficienza dello scambio termico è la conducibilità termica del riempimento.

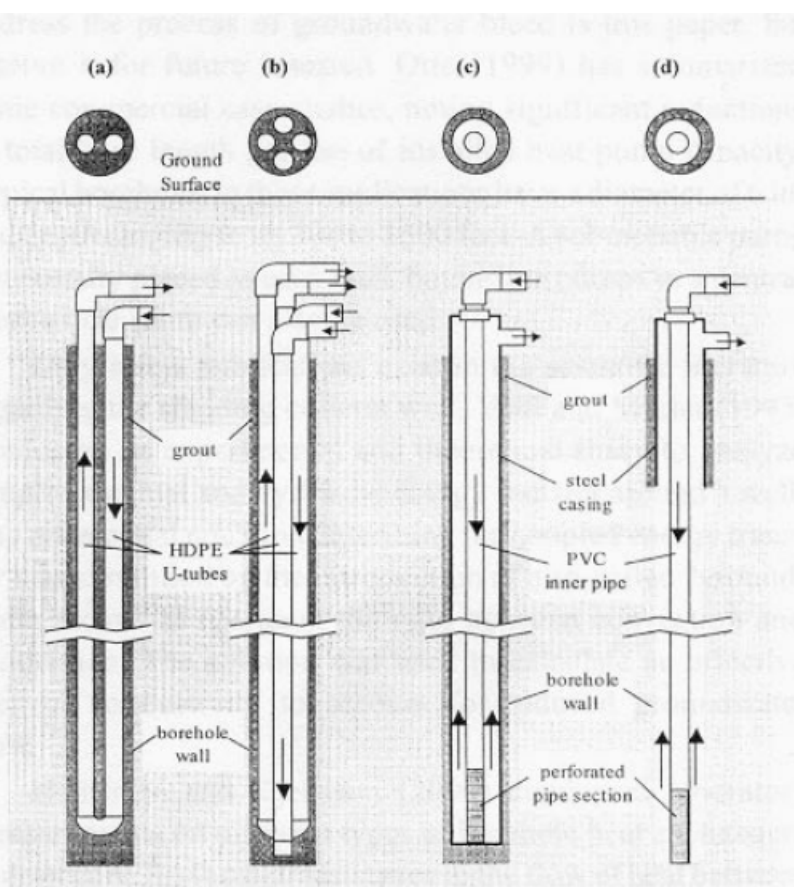


Figura 3.3 – Sonde geotermiche verticali

3.3 Calcolo della lunghezza delle sonde geotermiche verticali

Nel dimensionamento delle sonde geotermiche la maggior parte dei metodi disponibili si basa sulla seguente relazione di scambio termico in regime stazionario, dove nella resistenza R viene inglobato l'effetto della non stazionarietà dei fenomeni:

$$q = L \frac{(T_g - T_w)}{R} \quad (3.8)$$

dove

q è il flusso termico tra fluido termovettore della singola sonda e terreno [W];

L è la lunghezza totale della sonda [m];

T_g è la temperatura media del terreno prima di installare la sonda [K];

T_w è la temperatura media del fluido in sonda [K];

R è la resistenza termica del terreno per unità di lunghezza della sonda [(mK)/W].

Visto che lo scambio termico non avviene in regime dinamico, la resistenza R viene espressa in modo da tenere in considerazione della fluttuazione temporale del carico e delle temperature in sonda. Vengono di seguito elencate le più conosciute metodologie di calcolo, che sono tutte funzione del diverso approccio che si ha nei confronti della resistenza R :

- metodo di Ingersoll;
- metodo di Hart e Convillion;
- metodo IGSHA;
- metodo di Kavanaugh e Rafferty.

Il primo di questi metodi, risalente al 1954, può essere considerato il precursore degli altri tre. Per la determinazione della resistenza equivalente del terreno relativa a periodi di tempo significativi, esso si basa sulla risoluzione dell'equazione generale della conduzione in coordinate cilindriche.

L'ASHRAE attualmente utilizza il metodo sviluppato da Ingersoll e ripreso ed implementato da Kavanaugh e Rafferty per la procedura di calcolo della lunghezza di sonda, lunghezza che soddisfa il carico invernale e quello estivo. Le due lunghezze vengono così calcolate:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - \bar{W}_c) (R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} \right)_c - t_p} \quad (3.9)$$

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - \bar{W}_h) (R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} \right)_h - t_p} \quad (3.10)$$

Dove i pedici “c” e “h” indicano il funzionamento estivo (cooling) ed invernale (heating) e:

L_c, L_h	sono le lunghezze di perforazione necessarie rispettivamente per raffrescare e riscaldare l'edificio [m];
q_a	è il flusso termico scambiato mediamente con il sottosuolo nell'arco di un anno [W];
q_{lc}, q_{lh}	sono i carichi di progetto (di picco) necessari per raffrescare ($q_{lc}<0$) e riscaldare ($q_{lh}>0$) l'edificio [W];
\bar{W}_c, \bar{W}_h	sono le potenze elettriche assorbite dal compressore della pompa di calore in corrispondenza del carico di progetto [W];
PLF_m	è il “fattore di carico/parzializzazione mensile” [-];
F_{sc}	è il fattore di perdita legato al possibile cortocircuito termico in sonda tra tubo di mandata e ritorno [-];
t_g	è la temperatura del sottosuolo non influenzato dalla presenza della sonda [°C];
t_p	è la temperatura di penalizzazione (>0 in inverno e <0 in estate), che indica la reciproca influenza termica tra le sonde attraverso il terreno [°C];
t_{wi}, t_{wo}	sono le temperature del fluido entrante ed uscente dalle sonde geotermiche nei due casi estivo ed invernale [°C];
R_b	è la resistenza equivalente della sonda, tra fluido e bordo sonda (superficie esterna della sonda), per unità di lunghezza della sonda [mK/W];
R_{ga}	è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza di sonda riferita all'impulso annuale [mK/W];
R_{gm}	è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza di sonda riferita all'impulso mensile [mK/W];
R_{gd}	è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza di sonda riferita all'impulso giornaliero [mK/W].

Rispetto al terreno circostante il fluido termovettore, le tubazioni e il getto hanno un'inerzia termica molto piccola, perciò la resistenza R_b può essere considerata costante rispetto alla resistenza termica del terreno.

Le tabelle seguenti (3.2 e 3.3) riportano i valori della resistenza termica della sonda R_b e i valori della conducibilità termica λ dei materiali di riempimento delle sonde geotermiche verticali.

Tabella 3.2 – Resistenza termica della sonda R_b [(mK)/W] con tubo ad U di PEAD

Diametro interno tubo/spessore [mm]	Conducibilità termica del riempimento [W/(mK)]					
	Diametro perforazione 100 mm			Diametro perforazione 150 mm		
	0.86	1.73	2.60	0.86	1.73	2.60
20/24	0.33	0.16	0.10	0.40	0.19	0.14
25/3	0.29	0.14	0.10	0.35	0.17	0.12
30/3,5	0.26	0.14	0.08	0.31	0.16	0.10

I dati di tabella si riferiscono a moto turbolento dell'acqua nei tubi (Numero di Reynolds $Re > 10000$). Per $Re=4000$ aggiungere +0.014 (mK)/W; per $Re=1500$ aggiungere +0.040 (mK)/W.

Tabella 3.3 – Conducibilità termica λ di materiali di riempimento delle sonde geotermiche verticali

Materiali	Conducibilità termica λ [W/(mK)]
Bentonite (20 – 30% materiale solido)	0.73 – 0.75
Cemento (sconsigliato)	0.69 – 0.78
20% Bentonite / 80% sabbia SiO ₂	1.00 – 1.10
15% Bentonite / 85% sabbia SiO ₂	1.47 – 1.64
10% Bentonite / 90% sabbia SiO ₂	2.08 – 2.42
30% Calcestruzzo / 70% sabbia SiO ₂ (+ elasticizzante)	2.08 – 2.42

Il calcolo della resistenza equivalente del terreno deriva dalla soluzione proposta da Carslaw e Jaeger. Viene definito un numero di Fourier che mette in relazione il tempo durante il quale avviene lo scambio termico con il diametro esterno della sonda e la diffusività del terreno, come segue:

$$F_{0_f} = 4\alpha\tau_f/d^2 \quad (3.11)$$

Viene ipotizzato che un sistema di questo tipo subisca principalmente tre impulsi di flusso termico, relativi ai seguenti periodi di tempo: 10 anni (q_a), 1 mese (q_m) e 6 ore (q_d). per ciascun periodo di tempo è possibile riscrivere la precedente equazione come:

$$F_{0_f} = 4\alpha\tau_f/d^2 \quad (3.12)$$

$$F_{0_1} = 4\alpha(\tau_f - \tau_1)/d^2 \quad (3.13)$$

$$F_{0_2} = 4\alpha(\tau_f - \tau_2)/d^2 \quad (3.14)$$

dove:

$$\tau_1 = 3650 \cdot 86400 \text{ [s]}$$

$$\tau_2 = (3650 + 30) \cdot 86400 = 3680 \cdot 86400 \text{ [s]}$$

$$\tau_f = (3650 + 30 + 0.25) \cdot 86400 = 3680.25 \cdot 86400 \text{ [s]}$$

Le resistenze per unità di lunghezza vengono calcolate in base alle seguenti equazioni:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_s} \quad (3.15)$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_s} \quad (3.16)$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_s} \quad (3.17)$$

dove λ_s è la conduttività termica del sottosuolo mentre i parametri G (denominati *G-factor*) vengono desunti dalla figura 3.4.

I termini R_{ga} , R_{gm} , R_{gd} si riferiscono al terreno circostante il foro e corrispondono al valore assunto dalla resistenza del terreno in particolari momenti del funzionamento del sistema.

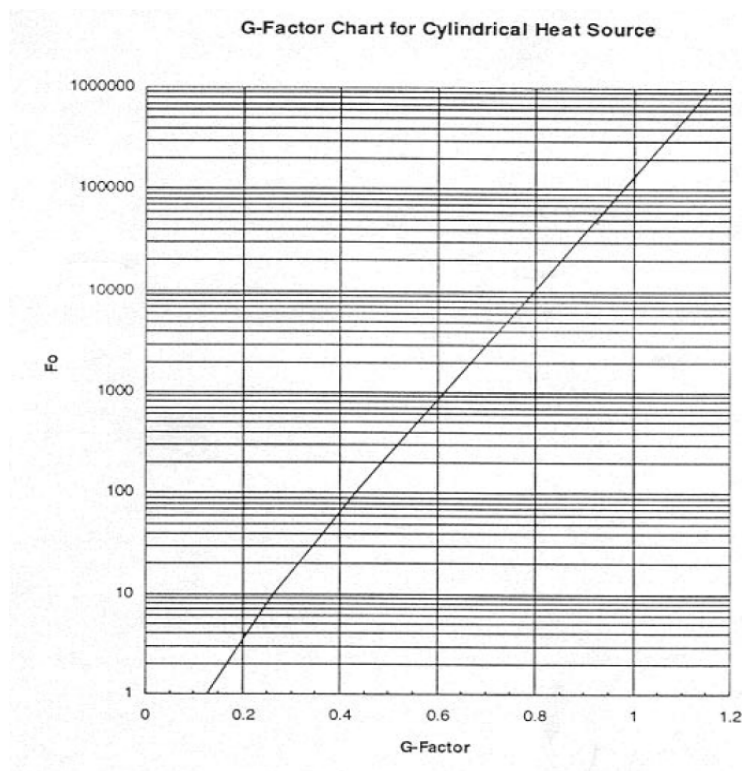


Figura 3.4 – Parametro G in funzione del numero di Fourier per sorgente termica a geometrica cilindrica

Il fattore F_{sc} tiene conto, nelle tubazioni ad U, del degrado nello scambio termico tra sonda e terreno, dovuto al trasporto di calore tra tubo discendente e tubo ascendente nella sonda. Nel dimensionamento vengono utilizzati i valori riportati in tabella 3.4.

Tabella 3.4 – Valori del Fattore di penalizzazione per corto circuito termico interno alle sonde F_{sc}

Sonde per circuito	Fattore di corto circuito termico F_{sc}	
	0.036 (L/s)/kW - $\Delta t = 6.6 \text{ }^\circ\text{C}$	0.054 (L/s)/kW - $\Delta t = 4.4 \text{ }^\circ\text{C}$
1	1.06	1.04
2	1.03	1.02
3	1.02	1.01

Il valore della temperatura del fluido termovettore in ingresso alla pompa di calore t_{wi} viene fissato da 10 a 16 K superiore alla temperatura indisturbata del terreno per la stagione di raffreddamento, e da 6 a 11 K più bassa della temperatura indisturbata del terreno per la stagione di riscaldamento. Se non vengono seguite queste regole dovute all'esperienza, si rischia di fissare una temperatura troppo vicina alla temperatura del suolo e avere di conseguenza una buona efficienza energetica del sistema, ma una eccessiva lunghezza totale di sonda. Se invece viene scelta una t_{wi} molto diversa dalla temperatura del terreno t_g si risparmia sulla lunghezza delle sonde, ma si perde in efficienza energetica.

Per quanto riguarda invece il calcolo dei termini $(q_{lc} - \bar{W}_c)$ e $(q_{lh} - \bar{W}_h)$, si utilizzano coefficienti correttivi tabulati in funzione del COP (COP_h) e dell'EER (corrispettivo di COP_c espresso in [Btu/h/W]):

$$(q_{lc} - \bar{W}_c) = C_{fc} q_{lc} \quad (3.18)$$

$$(q_{lh} - \bar{W}_h) = C_{fh} q_{lh} \quad (3.19)$$

Dove:

$C_{fc} = f(COP_c)$ e $C_{fh} = f(COP_h)$ sono stimati in base alla tabella 3.5.

Tabella 3.5– Fattori di correzione per le pompe di calore nel metodo ASHRAE

EER (raffrescamento)	C_{fc}	COP (riscaldamento)	C_{fh}
11	1.31	3.0	0.75
13	1.26	3.5	0.77
15	1.23	4.0	0.80
17	1.20	4.5	0.82

È possibile trascurare il termine $q_a R_{ga}$, con buona approssimazione, nel caso di presenza nel sottosuolo di acqua in movimento.

Capitolo 4

Il sistema serra

Il presente capitolo offre una panoramica dei principali parametri di base per la definizione di un generico sistema serra; si andranno ad analizzare le diverse tipologie di serra, i dati strutturali e i materiali di costruzione, i sistemi di riscaldamento e quelli di raffrescamento. L'obiettivo di questo capitolo non sarà quindi quello di fornire un'analisi dettagliata dei componenti sopracitati, ma solamente analizzare tutte le possibili configurazioni di serra con il relativo impianto di riscaldamento, in modo da semplificare la successiva analisi dei casi studio esposti nel capitolo successivo.

4.1 Introduzione

Obiettivo principale della serra è captare e trattenere il calore del sole. Essa non è solamente una protezione dal clima e dalle avversità climatiche, ma è un vero e proprio collettore solare capace di ottimizzare gli apporti di luce e calore.

Tale capacità di utilizzare l'energia solare dipende dalle caratteristiche del luogo in cui viene realizzata la struttura, dalle caratteristiche climatiche e microclimatiche della zona. Per questo motivo le colture che si sviluppano all'interno della serra saranno funzione di queste caratteristiche.

Per comprendere il funzionamento della serra è necessario fare chiarezza sui flussi energetici legati ai fattori naturali.

La radiazione solare è sicuramente uno dei principali fattori naturali che influenza il sistema. Nella tabella 4.1 sono riportate le componenti della radiazione solare classificate in base alla lunghezza d'onda.

Per le attività svolte nella serra vi sono sostanzialmente due componenti rilevanti, che sono alla base del cosiddetto "effetto serra":

- la Photosynthetically Active Radiation (**PAR**), la componente che rende possibile la fotosintesi;
- le componenti dell'infrarosso.

Non tutta la radiazione solare è efficace dal punto di vista della fotosintesi. La frazione di radiazione solare attiva dal punto di vista della fotosintesi (**PAR**) è infatti quella con lunghezza d'onda comprese tra 380 nm e 710 nm, che costituisce circa il 50% dell'intera

radiazione solare incidente al suolo. Una parte di questa radiazione viene riflessa dalle foglie, di cui solo il 40% viene sfruttato nel meccanismo di fotosintesi. In definitiva il rendimento limite teorico del processo di fotosintesi è circa pari al 7%.

Tabella 4.1 – Composizione della radiazione solare

		Lunghezza d'onda (λ) (nm)
Radiazioni cosmiche		0,00005
Raggi gamma		0,001-0,14
Raggi X		1-15
Ultravioletto	corto	15-280
	medio	280-315
	lungo	315-380
Visibile	violetto	380-440
	blu	440-490
	verde	490-565
	giallo	565-595
	arancione	595-620
	rosso	620-760
Infrarosso	corto	760-1000
	medio	1000-2000
	lungo	2000-26000
Onde radio		26000-100000

Per quanto riguarda invece le radiazioni infrarosse, le componenti a lunghezza d'onda minore vengono attenuate nel passaggio dell'atmosfera, mentre quelle a lunghezza d'onda maggiore vengono riflesse dalla superficie terrestre.

Il cosiddetto "effetto serra" dipende dal bilancio del calore acquisito attraverso irraggiamento solare nelle lunghezze d'onda compreso tra 350 e 2500 nm e quello perduto attraverso il reirraggiamento da parte del suolo e delle piante compreso tra 2500 e 35000 nm (radiazioni infrarosse molto calorifiche). La riflessione da parte delle piante presenti all'interno della serra fa sì che la lunghezza d'onda venga aumentata. Pertanto l'effetto serra risulta tanto più elevato quanto maggiore è la trasmissione compresa tra 350 e 2500 nm e tanto minore è quella tra 2500 e 35000 nm.

La figura 4.1 mostra l'andamento, in funzione della lunghezza d'onda, del coefficiente di trasparenza monocromatico di una lastra di vetro con spessore 1 mm.

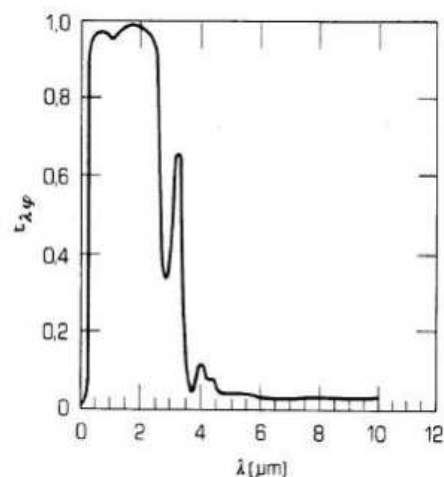


Figura 4.1 – Coefficiente di trasparenza monocromatica di una lastra di vetro ottico di 1 mm di spessore.

Si può notare come la superficie vetrata consenta una forte penetrazione della radiazione solare con λ minore, mentre diventi quasi opaca per lunghezze d'onda maggiori, dando luogo così all'“effetto serra”.

Una schematizzazione dell'effetto serra è riportata in figura 4.2.

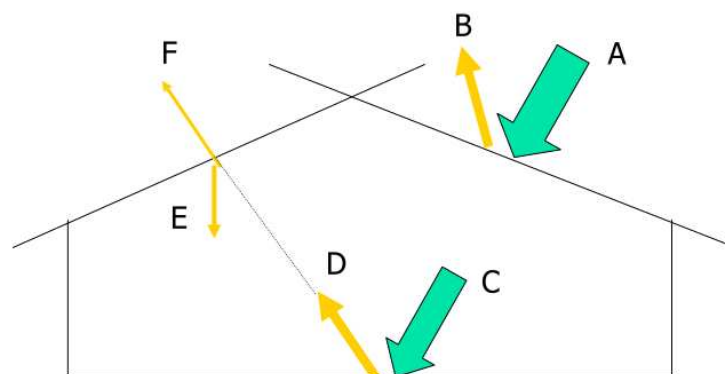


Figura 4.2 – Schematizzazione dell'effetto serra: A) radiazione solare; B) radiazione riflessa; C) radiazione solare trasmessa; D) radiazione emessa dal terreno; E) radiazione riflessa nella serra; F) radiazione dispersa all'esterno

La maggiore trasparenza alle radiazioni del visibile è posseduta dal vetro e da alcuni film flessibili (PVC) e semirigidi. Il vetro e i materiali plastici rigidi sono quelli più impermeabili alle radiazioni comprese tra 2500 e 35000 nm.

La funzione della serra è dunque quella di lasciare passare la radiazione solare incidente e di essere opaca a quella riemessa dal terreno o dalla vegetazione, generando l'effetto serra.

Un parametro che caratterizza maggiormente le serre è quindi il materiale di copertura. La scelta di tale materiale non è una questione puramente economica, ma dipende da molti altri fattori di cui tenere conto, tra i quali:

- costo economico;
- trasmissione del calore;
- trasparenza alle radiazioni PAR;
- trasparenza alle radiazioni nel campo dell'infrarosso corto;
- opacità alle radiazioni nel campo dell'infrarosso lungo;
- dilatazione termica;
- peso e facilità di montaggio;
- durata e resistenza alle intemperie.

La prima grande distinzione dei materiali di copertura è tra vetro e materie plastiche.

Il vetro presenta:

- elevata trasmissione delle radiazioni nel campo del visibile (91%);
- bassa trasmissione (elevata opacità) dell'infrarosso lungo (1%);
- elevata resistenza alla trazione;
- inerzia nei confronti dei pesticidi;
- basso coefficiente di dilatazione lineare;
- buona durata, non essendo soggetto alle alterazioni da agenti fisici o chimici.

In commercio sono disponibili diversi tipi di vetro, tra i quali il vetro di tipo "hortiplus" rappresenta una ottima soluzione. Esso viene ricoperto sulla faccia esterna da un sottile ossido di stagno che, pur riducendo anche la trasmissione della radiazione luminosa nel campo del visibile (82%), riduce anche la trasmissione del calore all'esterno della serra. È efficace anche nei confronti della condensa, in quanto presenta un buon assorbimento delle radiazioni infrarosse che lo riscaldano, diminuendo così la formazione di condensa.

Per quanto riguarda invece i materiali plastici utilizzati nella realizzazione delle serre, possono essere suddivisi in:

- laminati flessibili o film plastici;
 - polietilene (PE)
 - cloruro di polivinile (PVC)
 - etivinilacetato (EVA)
- laminati semirigidi od ondulati;
 - poliestere (PRFV)
 - cloruro di polivinile (PVC)
 - polimetacrilato ondulato (PMMA)
- lastre rigide o alveolari;
 - policarbonato (PC)
 - polimetacrilato (PMMA)

Rispetto al vetro, nei materiali plastici la trasmissione delle radiazioni nel campo del visibile è in molti casi inferiore, mentre per quanto riguarda l'opacità alle radiazioni nel campo

dell'infrarosso lungo, le lastre rigide o semirigide presentano valori non molto dissimili da quelli del vetro. I film plastici presentano invece valori piuttosto elevati.

Per quanto riguarda la conduzione del calore i materiali che si comportano meglio sono le lastre di plastica rigida, poi vengono il vetro, i laminati semirigidi e i film plastici.

Oltre alla radiazione solare sono anche altri i fattori naturali che influenzano l'efficienza della serra, quali ad esempio la velocità e la direzione del vento, le temperature minime all'esterno della serra e la necessità di mantenere condizioni ambientali ottimali per la coltura presente all'interno della serra che obbliga ad operazioni di arieggiamento anche durante il periodo invernale.

L'effetto serra, che risulta fondamentale nella stagione invernale sotto il profilo energetico, crea delle problematiche durante il periodo estivo. È necessario ricorrere a sistemi di ventilazione (naturale o forzata) e di raffrescamento evaporativo.

Tabella 4.2 – Caratteristiche tecniche di alcuni dei materiali utilizzati per la costruzione delle serre

Materiali	PAR (1)	PAR (2)	K (W/m ² °C) (1)	K (W/m ² °C) (2)	Peso (kg/m ²)
VETRO					
vetro, 3 mm	89-91%	83%	5.5-6.45	10.5	7.83
doppio vetro, 3 mm	79%	-	3.1-3.70	-	15
vetro Hortiplus a bassa emittanza	82%	-	2-3.5	-	-
PLASTICHE RIGIDE					
Polimetacrilato (PMMA)	86%	72%	3-4	5,80	5
Policarbonato (PC)	78%	-	3.1-3.3	-	1.2-1.5
FILM PLASTICI					
PE lunga durata	90%	83%	6.1-7.8	11.2	0.16
PE impermeabile infrarosso	85-90%	-	6.1-7.7	-	0.17
PE lunga durata doppio strato	81%	-	5-6.1	-	0.34
Etilvinilacetato (EVA)	91%	-	6.5-8.4	-	0.17
cloruro di polivinile (PVC)	92%	-	6.1-8.1	-	0.23

PAR = trasmissione % della radiazione sulla fotosintesi in assenza (1) o con condensa (2)

Vengono riportati nella seguente tabella 4.3 i principali vantaggi e svantaggi dei materiali di copertura fin qui visti.

Tabella 4.3 – Vantaggi e svantaggi dei principali materiali di copertura

	Vantaggi	Svantaggi
Vetro	<ul style="list-style-type: none"> • ottima trasmissione nel visibile • ottima opacità all'infrarosso lungo • prezzi contenuti • buona durata • basso coefficiente di dilatazione lineare 	<ul style="list-style-type: none"> • peso elevato • fragilità • scarsa resistenza alle intemperie
Lastre rigide	<ul style="list-style-type: none"> • facilità di montaggio • resistenza alle intemperie • bassa trasmissione del calore all'esterno • elevata rigidità 	<ul style="list-style-type: none"> • prezzo elevato • caratteristiche ottiche non stabili nel tempo • formazione di alghe e muffe • alto coefficiente di dilatazione lineare
Lastre semirigide	<ul style="list-style-type: none"> • facilità di montaggio • leggerezza • resistenza alle intemperie 	<ul style="list-style-type: none"> • caratteristiche ottiche non stabili nel tempo • alto coefficiente di dilatazione lineare
Flim plastici	<ul style="list-style-type: none"> • ottima trasmissione nel visibile • prezzi contenuti 	<ul style="list-style-type: none"> • caratteristiche ottiche non stabili nel tempo • elevata trasmissione del calore all'esterno • durata limitata • bassa resistenza alla rottura • fenomeni di condensa

4.2 Principali caratteristiche del sistema serra

I principali elementi costitutivi di una serra si possono raggruppare in due grandi categorie: elementi strutturali ed elementi tecnologici.

Dei primi ne fanno parte:

- fondazioni;
- strutture portanti;
- materiali di copertura;
- strutture di fissaggio dei materiali di copertura alla struttura portante;
- elementi per le aperture di ventilazione a parete e al tetto.

Mentre per elementi tecnologici si intendono tutte le attrezzature e gli impianti che possono risultare essenziali per l'ottenimento delle condizioni climatiche richieste dalla coltivazione. Essi riguardano principalmente il controllo di temperatura, umidità relativa, illuminazione, concentrazione di CO₂ nell'aria e la regolazione della ventilazione interna.

I principali parametri dimensionali delle serre sono (figura 4.3):

- la larghezza o luce della campata (La);

- la lunghezza della serra (L_u);
- il modulo strutturale (I);
- l'altezza di colmo (H_c);
- l'altezza di gronda (H_g);

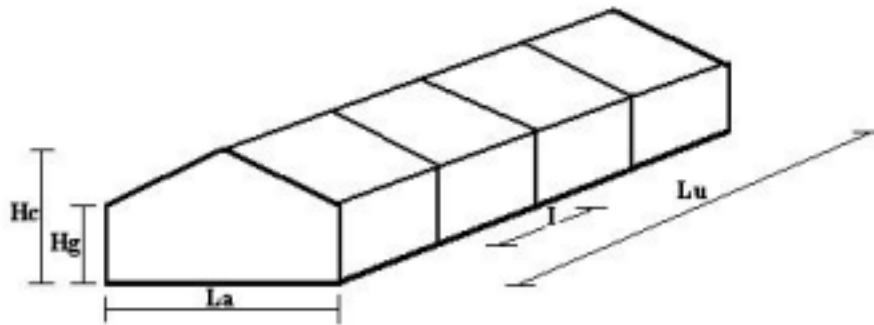





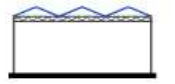


Figura 4.3 – Principali parametri dimensionali della serra

È possibile ora raggruppare in un'unica tabella le caratteristiche principali per le diverse tipologie di serra.

Tabella 4.4 – Principali caratteristiche delle diverse tipologia di serra

	Serra a tunnel senza pareti laterali verticali	Serra a tunnel con pareti verticali laterali	Serra a falde piane		
Tipologie di serre	 ad arco (singola)  a mansarda (singola)	 a tetto curvilineo (singola e multipla)  a tetto gotico (singola e multipla)	 a padiglione (singola e multipla)  tipo venlo (singola e multipla)		
Altezza di colmo (m)	Fino a 5.00				
Altezza di gronda (m)		Fino a 5.50	Materiale copertura vetro	Materiale copertura plastica	
			Fino a 6.50	Fino a 5.00	
Cubatura unitaria (m ³ /m ²)	Fino a 4.00	Fino a 6.50	Fino a 7.50		
Struttura portante	Nella gran parte dei casi viene utilizzato acciaio				
Materiale di copertura	Tetto	<ul style="list-style-type: none"> • film plastici • lastre di materiale 	<ul style="list-style-type: none"> • film plastici • lastre di materiale 	<ul style="list-style-type: none"> • vetro • lastre/film plastici 	

		plastico	plastico	
	Pareti laterali	<ul style="list-style-type: none"> • costituite dalla continuazione dell'arco fino a terra 	<ul style="list-style-type: none"> • film plastici • lastre di materiale plastico 	<ul style="list-style-type: none"> • vetro • lastre/film plastici
	Testate	<ul style="list-style-type: none"> • film plastici • lastre di materiale plastico 	<ul style="list-style-type: none"> • film plastici • lastre di materiale plastico 	<ul style="list-style-type: none"> • vetro • lastre/film plastici
Colture praticabili		Orticole, floricole, vivaismo orto-floro-frutticolo-viticolo		
Elementi essenziali tecnologici	climatizzazione passiva	<ul style="list-style-type: none"> • illuminazione naturale attraverso il materiale di copertura • effetto serra • finestre per ricambio aria 		
	climatizzazione attiva	<ul style="list-style-type: none"> • temperatura • umidità relativa • luce • concentrazione CO₂ nell'aria • ventilazione interna 		
	altro	<ul style="list-style-type: none"> • irrigazione • disinfezione e controllo fitosanitario • automazione 		

4.3 Perdite di calore nella serra

La dispersione del calore nella serra avviene nel momento in cui la temperatura interna diventa più bassa di quella esterna. Il materiale di copertura, come già detto in precedenza, ha un ruolo fondamentale nella dispersione del calore, quindi la scelta di tale materiale è molto importante. Per descrivere correttamente il fenomeno della dispersione globale vengono analizzate le tre modalità di trasmissione del calore, conduzione, convezione e irraggiamento, definite successivamente da un unico coefficiente globale di scambio K (unità di misura $\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$).

Le dispersioni di calore nel sistema serra sono quindi suddivise in:

- dispersioni per conduzione, legate alla tipologia del materiale di copertura;
- dispersioni per convezione. In questo caso è necessario tener conto di diverse modalità di dispersione del calore:
 1. Ventilazione. Per mantenere temperature e livelli di umidità ottimali all'interno della serra è necessario introdurre aria dall'esterno. Il ricambio d'aria varia a seconda della tipologia di serra e delle infiltrazioni. Tali perdite aumentano all'aumentare della velocità del vento e con l'aumentare della differenza di temperatura tra interno ed esterno.
 2. Infiltrazioni. Spesso nelle giunzioni tra un modulo strutturale e l'altro e tra le pareti laterali e la copertura vi sono infiltrazioni di aria indesiderate. Questi scambi variano da 1 a 8 vol/h (volumi di aria per ora) per le serre in vetro, mentre da 0,2 a 2 vol/h per le serre con doppio strato in plastica.

3. Condensa. Nel cambiamento di fase la trasmissione del calore sulla superficie è maggiore, quindi maggiori sono le perdite.
- dispersioni per irraggiamento. Queste dipendono principalmente dal materiale di copertura. Come già detto la radiazione solare incidente che viene trasmessa nella serra viene poi riflessa dal suolo e dai vegetali presenti ed aumenta la sua lunghezza d'onda. Il vetro è un buon materiale di copertura per evitare questa tipologia di perdite, mentre i film plastici presentano un coefficiente di trasmissione all'infrarosso lungo più elevato.

Queste sono le perdite di calore che la radiazione solare incidente unita al sistema di riscaldamento della serra devono compensare. Si può quindi notare che il calcolo di tutte le perdite non è immediato e per questo sono stati sviluppati dei sistemi semplificati per ottenere un valore indicativo del fabbisogno termico della serra.

Uno di questi sistemi sfrutta il concetto di trasmissione globale del calore. Quindi tramite i valori tabulati del coefficiente globale di trasmissione del calore è possibile calcolare il fabbisogno di energia termico Q della serra:

$$Q = K S (t_i - t_e) \quad (4.1)$$

Dove con S si intende la superficie della copertura, t_i la temperatura interna che si desidera mantenere e t_e la temperatura esterna. Il coefficiente K , riportato nella tabella 4.5, è stato calcolato tenendo conto anche della presenza, forte o debole, del vento.

Tabella 4.5 – Valori del coefficiente globale di trasmissione del calore (K) in $\text{kcal/h m}^2\text{°C}$ (fonte: ENEA, 1988)

	Velocità del vento		
	Nulla	Debole	Forte
Film plastico	6.2	6.9	7.7
Vetro singolo	5.1	5.7	6.4
Doppio strato (vetro + plastica)	3.9	4.3	5.1
Hortiplus	3.9	4.2	4.8
Doppio strato (vetro + vetro)	3	3.4	4.3
Policarbonato	2.6	2.9	3.3

Questa formula è molto approssimativa, non tiene conto ad esempio delle dispersioni per ventilazione e infiltrazione, che possono influenzare la potenza finale. L'obiettivo di questa formula è quello fare un primo dimensionamento della potenza di caldaia. La temperatura esterna che si va a considerare è la minima temperatura raggiunta nella zona negli ultimi anni nella stagione invernale. Questa è la condizione più sfavorevole in cui dovrà operare

l'impianto di riscaldamento, quindi in prima approssimazione il dimensionamento dell'impianto di riscaldamento può essere effettuato tramite la formula 4.1.

4.3.1 Sistemi di riscaldamento

L'impianto di riscaldamento ha il compito di mantenere una temperatura interna prefissata il più uniforme possibile, senza instaurare un eccessivo movimento delle masse di aria, che provocherebbero un aumento delle perdite di calore.

A caratterizzare l'impianto di riscaldamento della serra sono due componenti: il generatore di calore e il sistema di distribuzione del calore. Il sistema di generazione del calore riscalda un fluido termovettore, rappresentato dall'aria della serra (generatori di aria calda) oppure da acqua a temperatura inferiore a 100 °C (generatori di acqua calda), che viene distribuito nella serra tramite il sistema di distribuzione.

La scelta del tipo di impianto da adottare è molto importante ed è funzione soprattutto della coltura presente all'interno della serra.

Per le colture meno delicate sarà sufficiente un generatore di calore ad aria con distribuzione del calore per mezzo dell'aria calda. Tale impianto presenta un costo economico contenuto a fronte di un rendimento minore e una distribuzione del calore all'interno della serra non omogenea.

Per le colture più delicate la scelta ricadrà sui generatori ad acqua calda, combinati a due sistemi di distribuzione: riscaldamento dell'aria unito a riscaldamento dei bancali o del pavimento. In questo modo l'efficienza del sistema sarà maggiore e la distribuzione del calore sarà più uniforme, andando ad agire in prossimità delle piante, accelerandone così lo sviluppo. Un ruolo molto importante è ricoperto dal sistema di controllo dell'impianto di riscaldamento: tramite sensori che rilevano le temperature dell'aria nella serra e le temperature nelle tubazioni di mandata e ritorno dell'impianto di riscaldamento, vengono raccolti i dati e confrontati con i parametri fissati dall'operatore per il corretto sviluppo della coltura. Il funzionamento dell'impianto viene così monitorizzato e ottimizzato.

Gli impianti di riscaldamento dell'aria

La produzione di aria calda in questi sistemi può essere effettuata in due modi: per mezzo di aerotermi aventi gli scambiatori alimentati dall'acqua calda prodotta da una caldaia, oppure per mezzo di generatori dell'aria calda. Il primo sistema è legato ai tubi di mandata e ritorno dell'acqua calda, che lo rende un sistema fisso, mentre il secondo può essere un sistema mobile oppure fisso, visto che l'aria viene scaldata direttamente.



Figura 4.4 – Sistema di riscaldamento ad aria alimentato a: aria calda (a); acqua calda (b)

Vengono riportati in tabella 4.6 i principali vantaggi e svantaggi di questa tipologia di sistema.

Tabella 4.6 – Vantaggi e svantaggi degli impianti con generatori di aria calda

Vantaggi	Svantaggi
<ul style="list-style-type: none"> • Rapidità dell'intervento di riscaldamento • Non risultano indispensabili dei sistemi di distribuzione del calore prodotto dal generatore • Basso costo di acquisto • Flessibilità di impiego 	<ul style="list-style-type: none"> • Irregolare distribuzione dell'aria calda • Ristagno di aria calda nella parte superiore della serra con conseguente aumento delle perdite di calore • Temperatura dell'aria eccessiva e dannosa alle colture investite direttamente dal flusso • Consumo elevato di energia elettrica a parità di calore prodotto rispetto ad altri sistemi di riscaldamento

Come si può notare dalla tabella, uno dei principali problemi di questo sistema di riscaldamento è l'irregolare distribuzione del calore nella serra. L'aria calda tende infatti a stratificarsi nella zona superiore della struttura, distante dalla zona più interessata al riscaldamento e vicina alla copertura, dove si verificano maggiori dispersioni, abbassando così l'efficienza della distribuzione del calore.

Gli impianti di riscaldamento a corpi radianti

In questo caso si tratta di riscaldare l'acqua tramite una caldaia, che poi circolerà nel sistema di riscaldamento a corpi radianti. Quest'ultimi sono costituiti da tubi in acciaio o da tubazioni in plastica, che formano il sistema di mandata e ritorno dell'impianto. L'acqua in uscita dalla caldaia ha una temperatura di circa 80-85 °C, mentre quella di ritorno sarà circa di 65-70 °C.

Se si scende sotto queste temperature di ritorno, arrivando a circa 50 °C, si rischia di avere problemi di corrosione della caldaia.

La distribuzione del calore per mezzo di tubi radianti può essere effettuata con diverse modalità. I tubi potranno essere disposti lungo le pareti, in alto oppure posizionati in prossimità delle piante (riscaldamento dei bancali o del pavimento). La temperatura dell'acqua in quest'ultima tipologia non supera i 50 °C. Dal punto di vista energetico la soluzione migliore è quella del riscaldamento dei bancali, visto che si agisce nel punto più vicino alla necessità di riscaldamento, anche se non risulta sempre sufficiente a soddisfare il fabbisogno energetico. Nella realtà infatti l'impianto prevede l'accoppiamento dei sistemi con tubi disposti nella parte alta della serra con il riscaldamento a bancone o a pavimento. In questo modo nei periodi di maggiore richiesta si copre quella parte di energia che il solo sistema a bancone o a pavimento non riesce a coprire con i tubi sospesi, nei quali l'acqua circola a una temperatura maggiore (80-85 °C contro i 40-45 °C del sistema a bancone).

Rispetto ai sistemi ad aria, questi impianti presentano il vantaggio di avere una buona distribuzione del calore. Per contro si riscontra un elevato investimento iniziale, costi di gestione più alti e flessibilità di impiego ridotta. Nonostante questi svantaggi sono comunque preferibili alla soluzione ad aria calda.

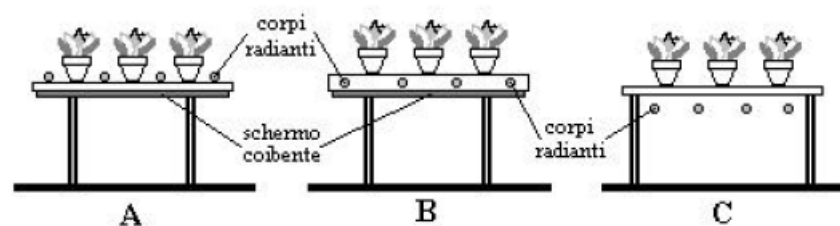


Figura 4.5 – Sistemi di riscaldamento dei bancali: A) corpi radianti nella parte superiore del bancale; B) corpi radianti inseriti nel bancale; C) corpi radianti disposti al di sotto del bancale

4.3.2 Sistemi di raffrescamento

Il sistema di raffrescamento entra in funzione nel momento in cui la temperatura all'interno della serra supera la temperatura ottimale di crescita della coltura presente al suo interno. A seconda delle condizioni di crescita ci saranno colture più o meno delicate.

I sistemi di raffrescamento che mantengono il comfort ambientale nella serra possono essere suddivisi in: ventilazione naturale, sistemi fog di umidificazione, ventilazione meccanica umida e ventilazione forzata.

La ventilazione naturale sfrutta la diversa densità dell'aria calda rispetto a quella fredda. Applicando delle aperture alla base della serra, dalle quali l'aria cercherà di entrare, e delle aperture nella parte superiore, si verrà a creare una corrente d'aria dall'interno all'esterno

della serra. Le correnti d'aria così generate sono funzione del gradiente di temperatura tra interno ed esterno, dell'intensità e direzione del vento e della costruzione della serra.

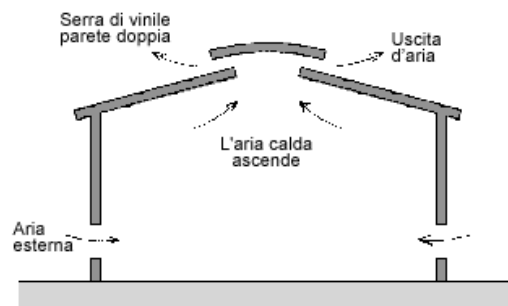


Figura 4.6 – Ventilazione naturale

Considerando che questo tipo di ventilazione non è ottimale, visto che è funzione della velocità del vento e delle condizioni meteorologiche esterne, il comando di apertura dovrebbe essere centralizzato, in modo tale da ottimizzare il grado di ventilazione.

In presenza di colture particolarmente delicate all'interno della serra, che necessitano di temperature e gradi di umidità particolari e ben definiti, nasce l'esigenza di installare un sistema di raffrescamento più controllato ed efficace.

Le tipologie di sistemi attualmente applicate alle serre sono tre:

- sistema fog di umidificazione. Il funzionamento di tale sistema si può riassumere nel modo seguente: l'acqua viene trasformata in micro gocce che raffreddano l'ambiente per effetto adiabatico. La piccolissima dimensione delle gocce permette all'acqua di rimanere in sospensione a lungo nell'aria, simulando un effetto nebbia. L'evaporazione delle micro gocce raffredda la serra e contemporaneamente umidifica l'ambiente. Il sistema terminale è posto in prossimità delle piante;
- sistema "pad and fan" (ventilazione meccanica umida). Anche in questo caso si sfrutta l'evaporazione dell'acqua per assorbire il calore della serra. Questo sistema prevede l'installazione di un blocco di cellulosa costantemente inumidito di acqua, che avrà le dimensioni di una delle pareti della serra e sarà posto di fronte a quest'ultima.

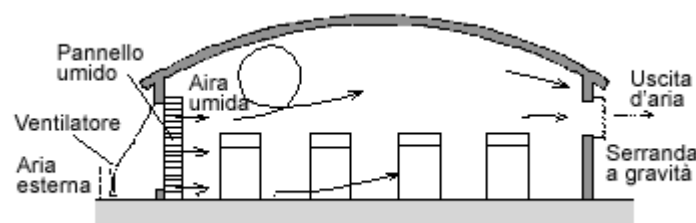


Figura 4.7 – Ventilazione con sistema "pad and fan"

Sulla parete opposta invece dovranno essere installati dei ventilatori. Nel momento in cui la serra supera la temperatura di soglia, vengono attivati i ventilatori che estraggono aria dalla serra, la quale è costretta ad entrare attraverso i blocchi di cellulosa inumiditi con l'acqua. In questo modo l'acqua evapora e dà luogo ad un raffreddamento dell'aria che si muove attraverso il blocco e nella serra;

- sistema di condizionamento dell'aria (ventilazione forzata). Mentre i due sistemi precedenti riescono ad abbassare le temperature fino a circa 30 °C, se sono richieste temperature più basse (intorno ai 20 °C) è necessaria l'installazione di condizionatori ad aria.

Questi sono i principali sistemi di condizionamento estivo che vengono applicati alle serre e che si sono incontrati nelle aziende che verranno analizzate nel capitolo successivo.

4.3.3 Metodi per il risparmio energetico della serra

Nelle serre più del 90% del fabbisogno energetico è attribuibile al riscaldamento. Adottando alcuni interventi è possibile diminuire il consumo di carburante e conseguire importanti risparmi energetici.

Vengono perciò riportati i possibili interventi di risparmio energetico e il relativo peso percentuale rispetto al consumo precedente.

1. Schermi energetici.

Aiutano a creare le condizioni climatiche ottimali nella serra, andando ad agire nei momenti di eccesso di intensità luminosa. I principali vantaggi di questa tecnologia sono il potere termico dello schermo e la sua permeabilità all'aria. Grazie al materiale di cui è costituito, in genere poliestere ed alluminio, riduce di molto le perdite di calore. Il poliestere ha un elevato potere assorbente delle radiazioni infrarosse, mentre l'alluminio costituisce un'efficace barriera per le radiazioni infrarosse di onda lunga, riducendo così le perdite di calore. Questo fenomeno mantiene inoltre una elevata temperatura dello schermo, evitando così la formazione di condensa sulla superficie. Un'altra importante caratteristica è il controllo dell'umidità, effettuato chiudendo la copertura.

Utilizzando la seguente formula è possibile calcolare approssimativamente la densità degli schermi termici:

$$\Delta T_{aria} = \frac{T_{sopra\ lo\ schermo} - T_{esterna}}{T_{sotto\ lo\ schermo} - T_{esterna}} \quad (4.2)$$

In assenza di schermi termici il valore di ΔT_{aria} è pari a 1, mentre con l'installazione di schermi termici con elevata capacità isolante questo rapporto può diventare 0,3.

Il risparmio conseguibile, funzione del materiale utilizzato per la copertura, può arrivare al 40%.

2. Isolamento delle coperture e dei sistemi di aerazione.

Isolando appropriatamente le prese di aerazione si può ottenere un risparmio fino al 20%. Anche le fessure sulle lastre di vetro possono portare a perdite di energia, dell'ordine del 10%. Bisogna quindi prevedere sistemi di isolamento che evitino questa tipologia di perdite.

3. Coibentazione e materiali di copertura

Nelle falde e nelle pareti verticali l'adeguata applicazione di pellicole e materiali di copertura isolanti, può portare a un risparmio del fabbisogno energetico fino all'8%.

Applicando materiali di copertura con basso coefficiente di conducibilità termica nelle falde e nelle facciate si ottengono riduzioni del 10%. Alcuni di questi materiali sono: vetri speciali (tipo Hortiplus), doppio vetro, doppio film plastico e vetro isolato.

4. Sistemi di distribuzione del calore

Come già detto precedentemente, le caratteristiche importanti nella scelta del sistema di distribuzione del calore sono:

- uniforme distribuzione del calore nella serra;
- portare il calore il più possibile vicino alle piante;
- scegliere un sistema di distribuzione a basso fabbisogno di calore.

Nella figura 4.7 sono riportate diverse tipologie di sistemi di distribuzione in funzione del fabbisogno specifico di calore.

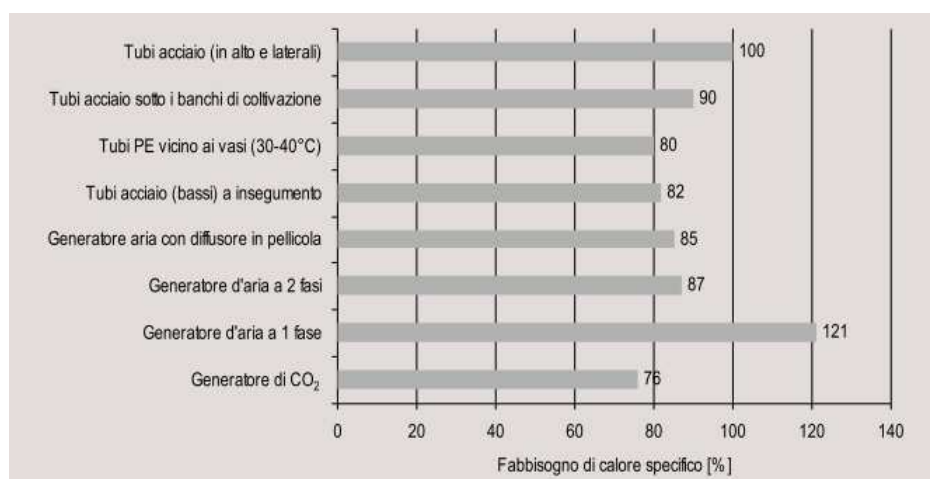


Figura 4.7 – Fabbisogno specifico di calore in relazione a diverse tipologie di sistemi di distribuzione del calore

5. Ottimizzazione dell'impianto di riscaldamento

Questo può essere raggiunto adottando alcuni provvedimenti:

- buon isolamento della caldaia e delle condutture;
- regolare manutenzione e pulizia della caldaia e del bruciatore;
- riduzione delle fasi di stand-by attraverso il frazionamento della potenza (caldaie in cascata);
- utilizzo di sistemi di distribuzione del calore a bassa temperatura (acqua).

6. Regolazioni climatiche

Si ottengono risparmi del 10-20% utilizzando sistemi di controllo delle diverse temperature delle serre computerizzati.

7. Sistemi di rilevazione

Sono sistemi utilizzati per la rilevazione delle condizioni climatiche (temperatura e umidità). In questo caso è importante la scelta del posizionamento e della strumentazione:

- la strumentazione di misura deve essere adeguatamente protetta dalla radiazione ed equipaggiata con sistemi di ventilazione;
- gli strumenti di misura devono essere regolarmente mantenuti e deve essere verificata periodicamente la loro corretta funzionalità;
- le sonde di temperatura e umidità devono essere posizionate quanto più possibile vicino alle piante.

8. Lampade a basso consumo o di tipo led

L'utilizzo di queste lampade porta i seguenti benefici:

- riduzione fino all'80% dei consumi energetici;
- migliora la crescita delle piante;
- migliorano l'efficienza di trasmissione della luce, riducendo la dispersione di calore.

Riassumendo tutte le tecnologie di risparmio del fabbisogno di energia termica, è possibile definire la seguente tabella 4.7.

Tabella 4.7 – Misure adottabili e risparmio conseguibile

Intervento	Risparmio energetico conseguibile
• Schermi energetici	20-40%
• Isolamento delle coperture e dei sistemi di aerazione	10-20%
• Coibentazione e materiali di copertura	7-10%
• Sistemi di distribuzione del calore	10-18%
• Ottimizzazione dell'impianto di riscaldamento	10-15%
• Regolazioni climatiche	10-20%
• Sistemi di rilevazione	5-10%
• Lampade a basso consumo energetico o tipo led	50-80%

Capitolo 5

Analisi in regime dinamico

Al fine di un corretto svolgimento dell'analisi economica è necessario conoscere nello specifico l'andamento del fabbisogno termico richiesto per il riscaldamento delle serre. Nel presente capitolo verrà perciò analizzata la procedura di costruzione di un sistema serra con il software Trnsys e verranno prese in esame, caso per caso, le aziende che sono state oggetto di studio del presente lavoro.

Per non appesantire la lettura del capitolo, i risultati verranno riportati nell'Allegato I.

5.1 Calcolo del fabbisogno termico

Come si è potuto constatare nel precedente capitolo, il calcolo del fabbisogno termico tramite la metodologia semplificata fornita in letteratura è molto impreciso e approssimativo. Per questo motivo il calcolo del fabbisogno termico delle serre analizzate è stato effettuato con il software trnsys, che verrà spiegato in dettaglio nei paragrafi successivi. Grazie a questo software è possibile calcolare, ora per ora, la richiesta termica e frigorifera, e di conseguenza costruire le curve di carico di potenza ed energia, in modo da poter analizzare nel dettaglio i consumi energetici specifici delle serre.

Il modello della serra che viene costruito in trnsys tiene conto dell'accumulo e del rilascio di energia termica attraverso le componenti opache e trasparenti della struttura, basandosi principalmente su dei bilanci termici. La tecnica utilizzata dal programma per calcolare i flussi di calore tra zone termiche adiacenti e tra una zona termica e l'esterno è la tecnica dei fattori di risposta, basata sul metodo delle funzioni di trasferimento. Nel paragrafo successivo verrà spiegato nel dettaglio tale metodologia, con cui il programma effettua i bilanci termici necessari all'analisi finale di calcolo del fabbisogno energetico.

5.1.1 Metodo delle funzioni di trasferimento

Il metodo delle funzioni di trasferimento (MFT), studiato per la prima volta da Mitalas e Stephenson negli anni Settanta, e sviluppata in seguito dall'ASHRAE, è una procedura che viene ampiamente utilizzata nel campo della progettazione e della simulazione del comportamento dei sistemi accoppiati edificio-impianto. Tale procedura analizza il problema

della trasmissione del calore utilizzando il metodo della Z-Trasformata. Lavorando con dati di input e di output discreti nel dominio del tempo (come ad esempio i dati climatici), la Z-Trasformata risulta essere un operatore appropriato a questo riguardo.

Questo metodo, a differenza di quello di Laplace, consiste nell'integrazione di equazioni differenziali per la trasmissione del calore nel discreto invece che nel continuo.

Quindi per un qualsiasi componente edilizio, definite le condizioni al contorno è possibile scrivere il seguente flusso termico:

$$\varphi_e = \frac{D(z)}{B(z)} T_e(z) - \frac{1}{B(z)} T_i(z) \quad (5.1)$$

I flussi termici sono funzione dei coefficienti $B(z)$, $D(z)$, che sono appunto le funzioni di trasferimento.

Antitrasformando rispetto a z si ottiene:

$$\varphi_t = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_{e,t-\Delta t} - T_r \sum_{j=1}^{n_d} d_j \varphi_{i,t-(j-1)\Delta t} \quad (5.2)$$

Il flusso di calore diventa quindi funzione del flusso di calore e delle temperature superficiali assunte negli istanti precedenti. Sono invece noti il valore della temperatura interna dell'aria e il valore dei coefficienti funzione delle condizioni fisiche e geometriche del sistema.

La modellizzazione dell'edificio in trnsys è basata sul concetto di funzione di trasferimento, che lega il segnale di sollecitazione di input, $i(t)$, variabile nel tempo, a un segnale di output, $o(t)$. Nel dominio della Z-Trasformata la relazione da determinare è espressa da:

$$G(z) = \frac{O(z)}{I(z)} \quad (5.3)$$

5.1.2 Bilancio termico applicato da trnsys

Trnsys effettua il bilancio termico basandosi sul metodo delle funzioni di trasferimento, assegnando dei nodi per ogni zona termica. Ogni nodo sarà caratterizzato da una stessa temperatura, resistenza e capacità del materiale o mezzo di cui è composto. Nell'analisi specifica della type 56, il software assegna due principali nodi alla zona termica: il nodo aria, che comprende tutto il volume interno alla zona considerata e il nodo parete (muro oppure finestra).

Il flusso di calore attraverso il nodo aria

Tale flusso di calore viene calcolato tramite il seguente bilancio:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cplg,i} \quad (5.4)$$

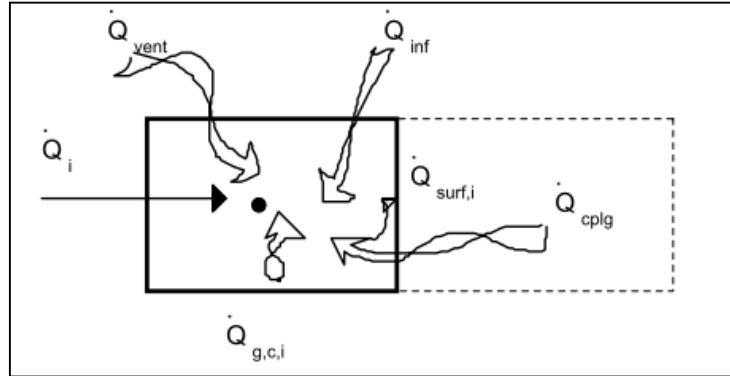


Figura 5.1 – Bilancio termico di una zona

Dove:

$\dot{Q}_{surf,i}$ è il flusso termico scambiato tra le superfici;

$\dot{Q}_{inf,i}$ è il flusso termico dovuto alle infiltrazioni dall'esterno, calcolato come:

$$\dot{Q}_{inf,i} = V\rho c_p(T_{outside,i} - T_{air}) \quad (5.5);$$

\dot{Q}_{vent} è il flusso termico dovuto alla ventilazione, calcolato come:

$$\dot{Q}_{inf,i} = V\rho c_p(T_{ventilation,i} - T_{air}) \quad (5.6);$$

$\dot{Q}_{g,c,i}$ è il flusso termico dovuto agli apporti interni;

$\dot{Q}_{cplg,i}$ è il flusso di calore scambiato tra una zona e l'altra, calcolato come:

$$\dot{Q}_{inf,i} = V\rho c_p(T_{zone,i} - T_{air}) \quad (5.7).$$

Flusso di calore attraverso i muri e le finestre

Questo flusso di calore viene invece calcolato tramite il seguente bilancio:

$$\dot{Q}_{r,wi} = \dot{Q}_{g,r,i,wi} + \dot{Q}_{sol,wi} + \dot{Q}_{long,wi} + \dot{Q}_{wall-gain} \quad (5.7)$$

- $\dot{Q}_{r,wi}$ è il flusso termico radiante sulla superficie;
 $\dot{Q}_{g,r,i,wi}$ è il flusso termico che riceve la zona interna dal muro;
 $\dot{Q}_{sol,wi}$ è il flusso termico dovuto agli apporti solari tramite le pareti opache e trasparenti;
 $\dot{Q}_{wall-gain}$ è il flusso termico dovuto agli apporti interni.

Tutti i flussi di calore fin qui citati sono calcolati in kJ/h.

La figura 5.2 mostra i flussi di calore e le temperature che caratterizzano il comportamento termico di muri e finestre.

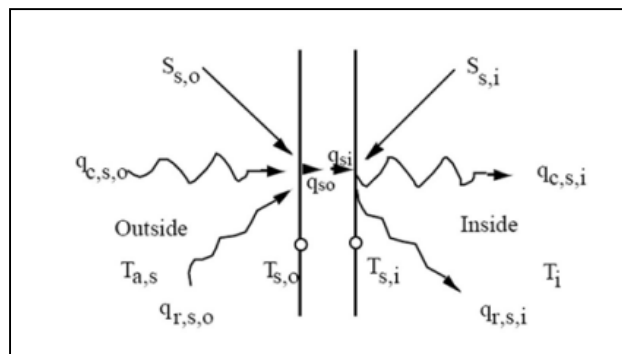


Figura 5.2 – Flusso di calore e temperatura della superficie del muro

I simboli presenti in figura hanno il seguente significato:

- $S_{s,i}$ flusso di calore radiante assorbito dalla superficie interna del muro
 $S_{s,o}$ flusso di calore assorbito dalla superficie esterna
 q_{rsi} flusso di calore radiante trasferito dalla superficie alla zona interna
 $q_{r,s,o}$ flusso di calore radiante trasferito dalla superficie all'esterno
 $q_{s,i}$ flusso di calore per conduzione dal muro alla zona interna
 $q_{s,o}$ flusso di calore dal muro alla superficie esterna
 $q_{c,s,i}$ flusso di calore per convezione dalla superficie interna alla zona interna
 $q_{c,s,o}$ flusso di calore per convezione dall'esterno alla superficie esterna
 $T_{s,i}$ temperatura della superficie interna
 $T_{s,o}$ temperatura della superficie esterna

I muri vengono quindi modellati secondo il metodo delle funzioni di trasferimento di Mitalas e Arseneault. Per ogni muro, il flusso di calore per conduzione attraverso la superficie è:

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad (5.8)$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k \quad (5.9)$$

Dove $a_s^k, b_s^k, c_s^k, d_s^k$, rappresentano le funzioni di trasferimento.

Questa serie di equazioni in termini di temperature superficiali e flussi di calore sono valutate a uguali intervalli di tempo. La sommatoria è definita dal termine k , che può essere modificato tramite l'interfaccia TRNBuild direttamente dall'utente.

La finestra è termicamente considerata come un muro esterno senza massa termica, parzialmente trasparente alla radiazione solare incidente, ma opaco alla radiazione con onda lunga. L'assorbimento delle radiazioni ad onda lunga si verifica solamente per le superfici opache. La type 56 calcola il bilancio energetico della finestra con un modello a due nodi, come viene mostrato in figura.

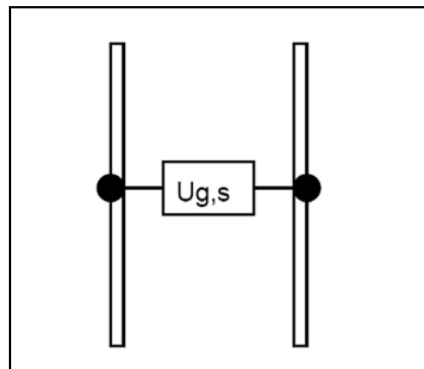


Figura 5.3 – Modella a 2 nodi utilizzato per il bilancio nella type 56

Nel caso delle finestre vengono considerate le seguenti equazioni:

$$a_s^0 = b_s^0 = c_s^0 = U_{g,s} \quad (5.10)$$

$$a_s^k = b_s^k = c_s^k = d_s^k = 0 \quad \text{per } k > 0 \quad (5.11)$$

Tali coefficienti rappresentano sempre le funzioni di trasferimento.

Radiazione ad onda lunga

Il flusso di calore radiante e convettivo scambiati tra le superfici interne con l'aria sono approssimati utilizzando una temperatura T_{star} di riferimento, metodo introdotto da Seem e rappresentato in figura 6.4. Questo metodo assegna al nodo una temperatura artificiale, T_{star} , in modo da considerare il flusso di calore convettivo che dalla parete va alla zona interna e il flusso radiante che va da superficie a superficie.

La T_{star} può essere utilizzata per calcolare il flusso di calore radiante e convettivo che agisce sulla superficie interna:

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \dot{q}_{c,s,i} + \dot{q}_{r,s,i} \quad (5.12)$$

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \frac{1}{R_{equiv}A_{s,i}} (T_{s,i} - T_{star}) \quad (5.13)$$

$\dot{q}_{comb,s,i}$ è il flusso di calore combinato, convettivo e radiante;
 $A_{s,i}$ è l'aria della superficie interna.

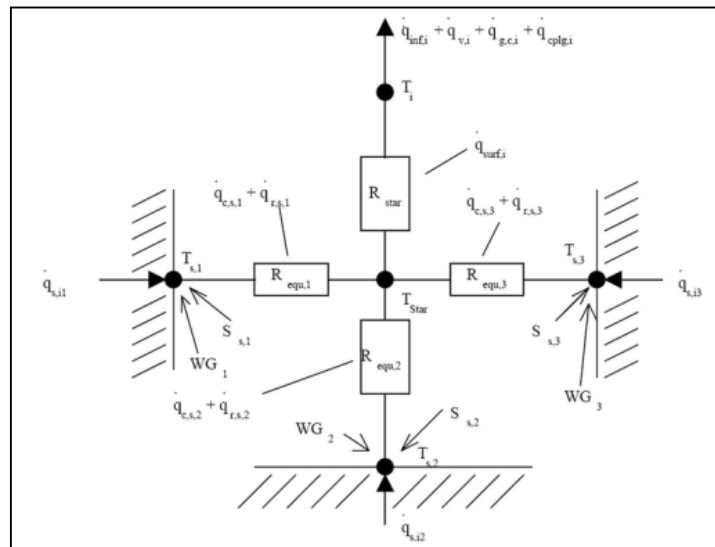


Figura 5.4 – Flusso di calore scambiato tra le pareti

Per la radiazione a onda lunga scambiata tra le superfici esterne viene utilizzata una temperatura del cielo fittizia, T_{sky} , che è un dato di input nella Type 56, e un fattore di vista del cielo, f_{sky} , per la superficie esterna. Il totale flusso di calore trasferito è una somma tra il flusso convettivo e radiante:

$$\dot{q}_{comb,s,o} = \dot{q}_{c,s,o} + \dot{q}_{r,s,o} \quad (5.14)$$

con

$$\dot{q}_{c,s,o} = h_{conv,s,o}(T_{a,s} - T_{s,o}) \quad (5.15)$$

$$\dot{q}_{r,s,o} = \sigma \varepsilon_{s,o}(T_{a,s}^4 - T_{fsky}^4) \quad (5.16)$$

$$T_{fsky} = (1 - f_{sky})T_{a,s} + f_{sky}T_{sky} \quad (5.17)$$

dove

$\dot{q}_{comb,s,o}$	flusso di calore combinato, convettivo e radiante, sulla superficie esterna
$\dot{q}_{c,s,o}$	flusso di calore convettivo sulla superficie
$\dot{q}_{r,s,o}$	flusso di calore radiante sulla superficie
$h_{conv,s,o}$	coefficiente convettivo di trasmissione sulla parete esterna
f_{sky}	fattore di vista del cielo della superficie esterna
T_{sky}	temperatura del cielo fittizia
$\varepsilon_{s,o}$	coefficiente di emissione della superficie esterna
σ	costante di Stephan-Boltzmann

Il bilancio energetico sulla superficie diventa quindi:

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{q}_{comb,s,i} + S_{s,i} + Wallgain \quad (5.18)$$

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{q}_{comb,s,o} + S_{s,o} \quad (5.19)$$

Per le superfici interne $S_{s,i}$ può essere considerato, oltre che gli apporti dovuti alla radiazione solare, la radiazione a onda lunga generata dagli apporti interni, come oggetti e persone. *Wallgain* è il flusso di calore interno definito dall'utente. Può essere descritto dagli apporti solari che cambiano durante il giorno in funzione della posizione del sole oppure gli apporti dovuti ai diversi sistemi di climatizzazione invernale ed estiva utilizzati. Per le superfici esterne $S_{s,o}$ partecipa all'apporto di energia termica solo la radiazione solare.

5.2 Il sistema serra in Trnsys

Le analisi dinamiche dei sistemi serra, oggetto di studio del presente lavoro, sono state realizzate con il software TRNSYS 17.1, programma di simulazione dinamica caratterizzato da una struttura modulare. Ai fini della simulazione del sistema oggetto di analisi, è richiesto

di specificare i componenti che costituiscono il sistema e la maniera nelle quali questi interagiscono tra di loro.

Le interfacce grafiche contenute nel programma a cui si fa riferimento sono due: Simulation Studio (interfaccia dedicata all'impostazione e all'esecuzione delle simulazioni) e TRNBuild (interfaccia dedicata alla descrizione dettagliata dell'edificio).

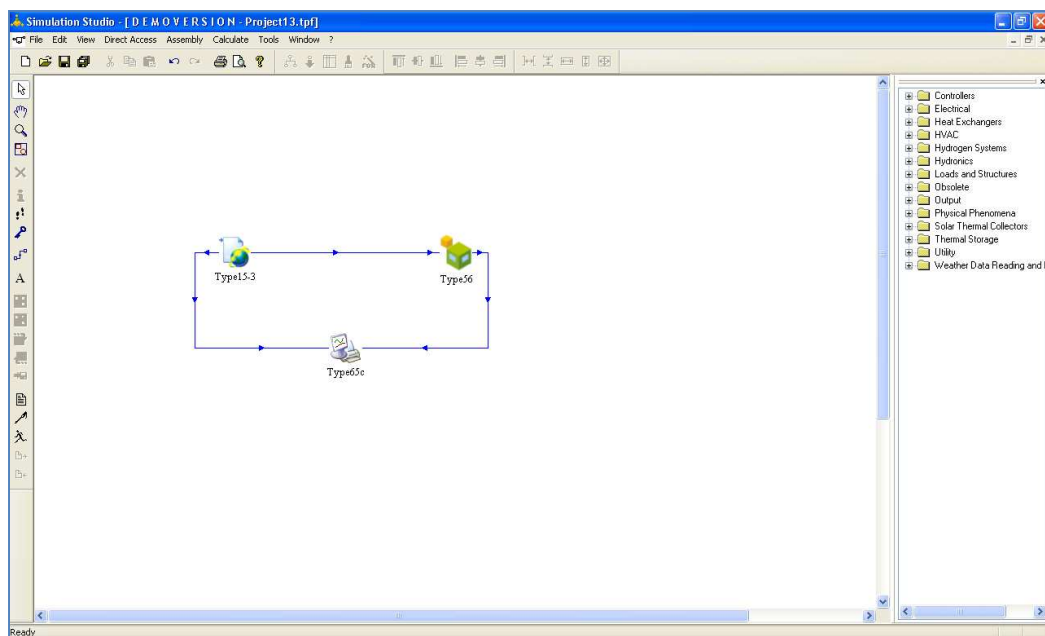
Vengono di seguito illustrate entrambe le piattaforme per la comprensione del lavoro.

5.2.1 Interfaccia Simulation Studio

La simulazione in ambiente TRNSYS è costituita dall'assemblaggio di una serie di componenti ("Types") opportunamente interconnessi in modo tale da svolgere una sequenza ordinata di operazioni.

Tutti i componenti utilizzati e le modalità secondo le quali questi saranno chiamati ad interagire sono raccolti in un file che rappresenta l'input vero e proprio al programma; tale file viene creato e modificato mediante il programma di interfaccia Simulation Studio.

La finestra in cui viene creato e visualizzato il modello è l' "Assembly panel". All'interno di tale finestra è possibile selezionare i componenti necessari alla descrizione del problema affrontato, definire le loro interazioni, impostare i parametri di simulazione e analizzare i risultati del calcolo.



Selezionando "nuovo" dalla barra degli strumenti, e scegliendo Empty TRNSYS Project è possibile accedere all'assemblaggio delle varie *Type* ai fini di una nuova simulazione.

La selezione delle *Type* avviene dall'elenco presente sulla destra della finestra. La collocazione all'interno dell' "Assembly panel" si effettua tramite selezione e trascinamento nell'area di lavoro. Le *Type* a cui si fa riferimento per la costruzione del modello serra, come si può vedere dall'immagine, sono tre:

- *Type* 56: modellazione della serra. Tramite questa type si richiama l'interfaccia TRNBuild. Si vedrà nel seguito una descrizione più dettagliata di tale type;
- *Type* 15-3: richiede l'inserimento di un file esterno, contenente i dati climatici orari della zona desiderata. Il file è scaricabile gratuitamente da internet e si trova in formato EPW, compatibile con il software Trnsys; esso è fornito dal Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti¹. I dati climatici italiani sono frutto di una elaborazione statistica di rilevazioni effettuate nell'arco di vent'anni, dalle stazioni del Servizio Meteorologico dell'Aeronautica Militare. Per quanto riguarda le serre prese in esame in questo lavoro, essendo tutte collocate nel nord-est Italia, si è scelto di prendere come riferimento due file: ITA_Verona-Villafranca.160900_IGDG.epw e ITA_Vicenza.160940_IGDG.epw. La scelta è ricaduta su tali zona del nord-est Italia in quanto si sono riscontrate le più basse temperature nella stagione invernale. In questo modo si è dimensionato l'impianto termico nel caso peggiore.

Il file climatico EPW comprende i seguenti dati orari:

- temperatura a bulbo secco (°C);
- temperatura di rugiada (°C);
- umidità relativa (%);
- pressione atmosferica (Pa);
- intensità della radiazione infrarossa ricevuta sull'orizzontale (Wh/m²);
- radiazione globale incidente sull'orizzontale (Wh/m²);
- radiazione diretta normale (Wh/m²);
- direzione del vento (°);
- velocità del vento (m/s);
- condizioni meteorologiche.

Questi non sono altro che i dati di output della *Type* 13-5 e una volta creato il collegamento con un'altra *Type* verranno letti ed elaborati come dati di input al sistema.

- *Type* 65c: visualizza in un'interfaccia grafica l'andamento degli output scelti e crea un file con i risultati della simulazione che può avere l'estensione desiderata. Ai fini dell'analisi dei risultati si è scelto di utilizzare l'estensione ".xls"; in questo modo i risultati vengono scritti direttamente in un foglio di calcolo excel, molto utile per la successiva elaborazione. Gli output scelti per l'analisi del fabbisogno energetico delle

¹ I file climatici sono disponibili sul sito web <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus>

serre sono: andamento della temperatura esterna ed interna e calore sensibile richiesto dal sistema.

I collegamenti tra due Type determinano il flusso di informazioni da un Type all'altro. Cliccando sul collegamento è possibile decidere quali siano i dati in uscita da una Type e di conseguenza in ingresso nella Type ad essa collegata.

Nel caso in esame si è scelto di collegare la Type 56 e la Type 15-3 con la Type 65c. In questo modo vengono calcolati e resi disponibili a schermo e in formato excel i risultati di entrambe le Type. Per effettuare i collegamenti tra le Type è necessario collegarle tramite link (le frecce di colore azzurro), fare doppio clic su di esse ed entrare nella finestra dei collegamenti. Una volta effettuati i collegamenti il link da azzurro passerà a nero; il colore permette di capire se sono stati effettuati correttamente i collegamenti.

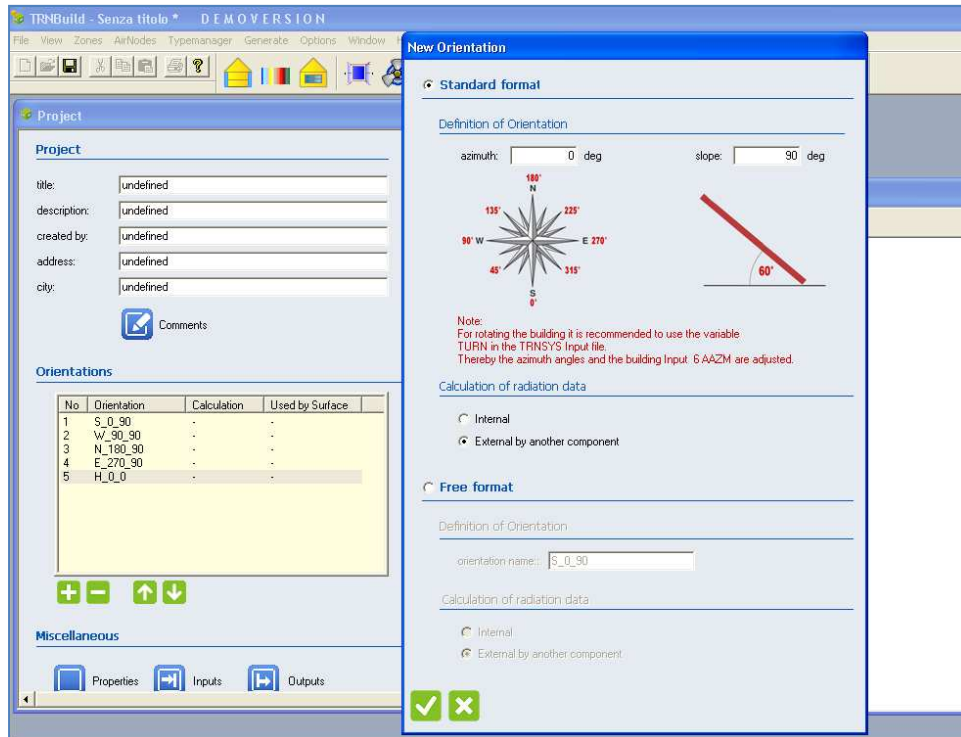
La Type 13-5 infine viene collegata con la Type 56. Questo permette ai dati climatici di essere l'input per il sistema serra creato nella Type 56 ed effettuare così la simulazione seguendo l'andamento dei dati climatici annuali.

5.2.2 Interfaccia TRNBuild

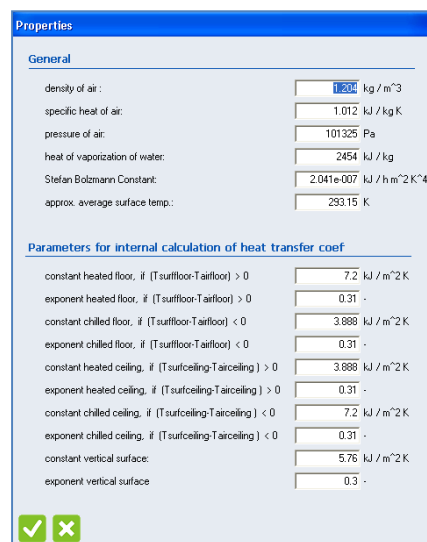
L'interfaccia TRNBuild è lo strumento dedicato alla descrizione dettagliata del sistema serra. Questa interfaccia viene richiamata tramite la *Type 56* della Simulation Studio. Cliccando con il tasto di destra sulla *Type 56* si apre il menù a tendina nel quale è possibile selezionare *Edit Building* e accedere così a TRNBuild.

La figura mostra la finestra di inizializzazione del progetto, in cui viene svolta una prima fase nella quale è possibile:

- inserire i dati generali del progetto (nome, descrizione, paese, indirizzo della struttura in esame);
- creare le pareti in funzione di orientamento e inclinazione. Questo passaggio è fondamentale per la creazione del progetto, nel momento in cui verranno inseriti i dati strutturali, come si vedrà più avanti;
- definire *Input* e *Output* del sistema. Per quanto riguarda gli *Input* la scelta è funzione dei parametri di ingresso nella *Type 56*, nel caso in esame quindi funzione dei dati climatici della zona. Mentre per quanto riguarda gli *Output* sono stati scelti temperatura dell'aria della serra esterna ed interna e calore sensibile richiesto dalla serra nelle condizioni operative di progetto. Grazie a questi output è stato possibile ricavare la massima potenza richiesta dalla serra, utile nel dimensionamento del sistema di riscaldamento, e calcolare la curva di carico di potenza ed energia.



Invece per quanto riguarda le proprietà, alle quali si accede con il tasto “*Properties*”, vengono utilizzati i valori di default.



È ora possibile passare alla seconda fase del progetto: la definizione delle zone termiche. Tramite la finestra ZONE viene creata la struttura e vengono inseriti i dati di climatizzazione desiderati. I dati che interessano questa fase possono essere raggruppati in:

- dati strutturali;
- dati di climatizzazione.

Dati strutturali

Per svolgere questa fase è necessario conoscere il materiale di costruzione e le dimensioni delle pareti.

Nel caso in esame, diversamente da quanto succede per le pareti degli edifici abitativi, composte da strati di materiali diversi, la parete sarà composta da un singolo materiale: vetro oppure film plastico. Tali materiali sono presenti nel database del programma, accessibile dalla libreria, ed hanno le seguenti proprietà:

- *WindowGlass*: conducibilità 3,816 kJ/hmK
 capacità 0,75 kJ/kgK
 densità 2500 kg/m³
- *Poly_vinyl_chlor*: conducibilità 0,83 kJ/hmK
 capacità 1 kJ/kgK
 densità 1500 kg/kgK

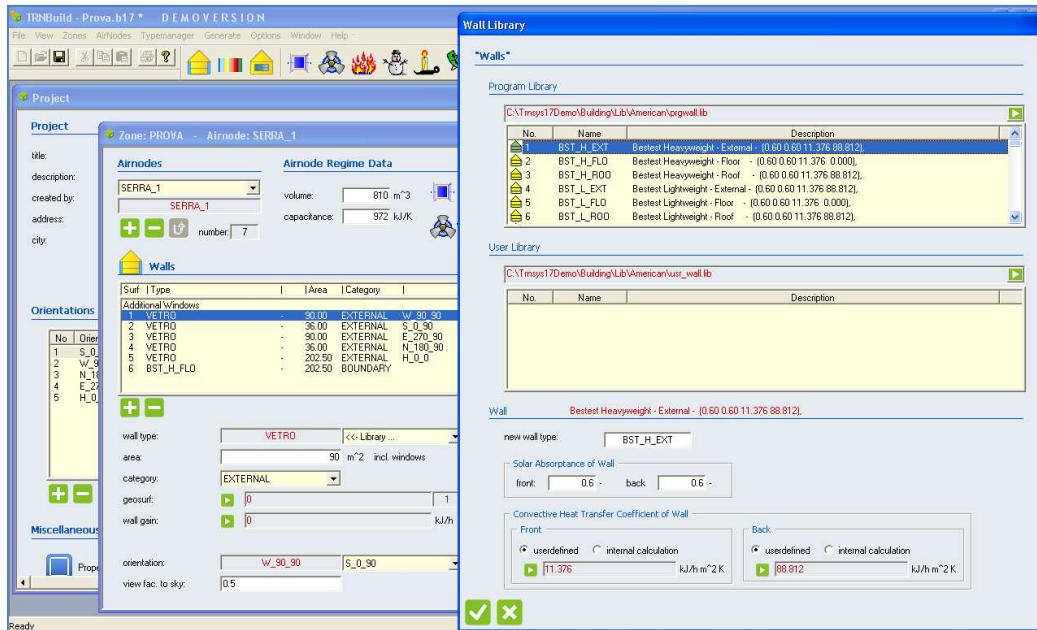
È interessante notare che lo spessore non fa parte delle caratteristiche del materiale, ma può essere modificato dall'utente, perciò è possibile utilizzare lo stesso materiale più volte con spessori diversi. Lo spessore scelto nell'analisi di questi progetti è stato:

- *WindowGlass*: spessore 0,06 m
- *Poly_vinyl_chlor*: spessore 0,01 m

A causa delle limitazioni possedute dalla versione demo del programma, entrambi i valori non corrispondono a quelli reali, ma sono più elevati. Questo inconveniente è stato risolto agendo sulla ventilazione dall'esterno all'interno della serra, in modo da compensare l'aumento di accumulo termico dovuto al maggiore spessore delle pareti, con una aumento delle perdite dovute alla maggiore ventilazione.

Selezionato il materiale opportuno si possono inserire: il valore della superficie, l'orientamento e la categoria della parete (esterna, interna, di bordo oppure adiacente alla parete di un'altra zona).

Successivamente con il comando *Add* si aggiungono una ad una tutte le pareti che compongono la serra.



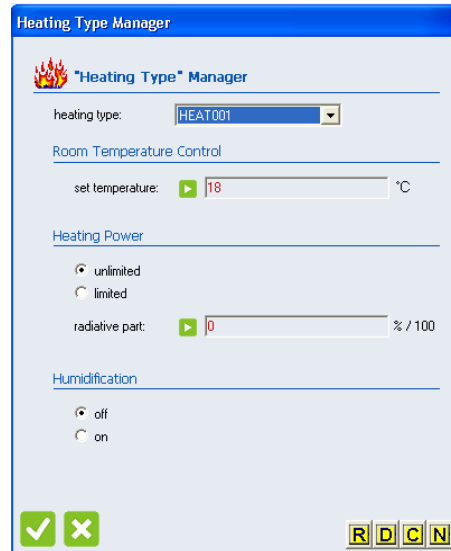
Dati di climatizzazione

I dati necessari in questa fase sono relativi alle temperature che si desiderano mantenere all'interno delle zone termiche create, sia per quanto riguarda la fase di riscaldamento che quella di raffrescamento (quando presente). Un altro parametro fondamentale per la definizione delle condizioni di climatizzazione è la ventilazione. Quest'ultima, oltre ad essere fondamentale per la risoluzione del problema dello spessore delle pareti, è molto importante in quanto la serra necessita di una ventilazione costante per il mantenimento dell'ambiente climatico che si crea al suo interno. Non può quindi essere trascurata.

Riassumendo, per la corretta progettazione del sistema serra, i dati di climatizzazione che andranno inseriti in questa fase sono tre:

- Temperatura di riscaldamento;
- Temperatura di raffrescamento;
- Ventilazione.

Per quanto riguarda il riscaldamento, tramite il comando Heating presente nella finestra principale ZONE, è possibile definire la temperatura di set point che si vuole mantenere costante per tutto il giorno, oppure definire un andamento delle temperature variabile nella giornata. Per i casi in esame, analizzati nei paragrafi successivi, viene settata una temperatura costante, che sarà funzione della tipologia di pianta presente in serra.



Viene definita allo stesso modo la richiesta termica di raffrescamento. Tramite il comando *Cooling* si può settare una temperatura costante oltre la quale la struttura non deve andare.

La ventilazione è definita impostando il ricambio di volumi ora, la temperatura del flusso d'aria e l'umidità relativa del flusso.

Saranno analizzati nel dettaglio questi tre parametri nel §6.3.

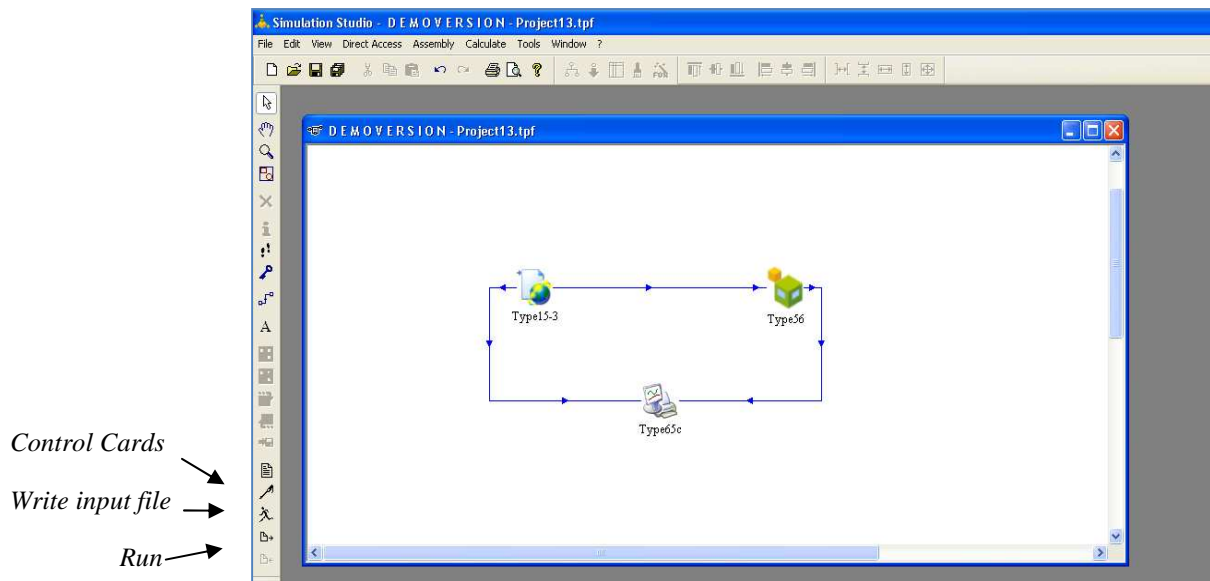
5.2.3 Elaborazione risultati

Tornando all'interfaccia di lavoro Simulation Studio è possibile avviare la simulazione e ottenere i risultati desiderati. Tramite il comando "*Control Cards*", si accede ai parametri di impostazione della simulazione, tra i quali il passo temporale da utilizzare nella simulazione. Nel caso in esame si è scelto di simulare l'andamento degli output con un passo costante di 1 ora e per una durata totale di 8760 ore.

Il comando "*Write input file*" determina la scrittura del file contenente tutte le informazioni relative al caso simulato.

Il comando "*Run*" avvia infine la simulazione.

Nell'allegato I sono riportati i grafici di calore sensibile e temperatura interna della serra ottenuti dalla simulazione. Insieme all'interfaccia grafica, la simulazione crea il file risultati con estensione excel; l'elaborazione dei dati ottenuti può essere quindi effettuata direttamente.



Viene di seguito riportato un esempio di come sono stati elaborati i valori forniti dal programma:

- Il dato di partenza offerto dall'analisi dinamica su cui si andrà a lavorare è il calore sensibile (fornito in kJ). Tale valore, essendo espresso ora per ora, fornisce l'andamento annuale del fabbisogno energetico del sistema studiato;
- Ordinando i valori in modo decrescente, e trasformandoli in kWh, è possibile costruire la curva di carico delle energie, nella quale verrà individuato il picco massimo di richiesta, che rappresenta la massima potenza che l'impianto deve soddisfare;
- Conoscendo i poteri calorifici dei carburanti è possibile calcolare il combustibile necessario a soddisfare l'intero fabbisogno, verificando così i consumi ottenuti dalla simulazione con i consumi reali forniti dalle aziende. Inoltre viene calcolato allo stesso modo la quantità di cippato necessaria a soddisfare l'intera richiesta. La formula utilizzata è la seguente:

$$m = \frac{E}{\eta \cdot PCI} \quad (5.20)$$

dove

- m è la massa necessaria di carburante;
- E è l'energia espressa in MJ fornita dal software;
- η è il rendimento del sistema di generazione del calore;
- PCI è il potere calorifico inferiore del combustibile. I valori che si sono utilizzati nei calcoli sono:

metano PCI = 36 MJ/Nm³

gasolio PCI = 38,6 MJ/l

cippato PCI = 12,2 MJ/kg

Grazie al calcolo del fabbisogno energetico fornito dal software è quindi possibile realizzare l'intero studio dei consumi energetici dei casi studio analizzati.

5.3 Casi studio analizzati

Ora che è stato analizzato il procedimento di costruzione di un generico sistema serra con il software Trnsys, vengono riportati, nei paragrafi successivi, i principali dati di progetto utilizzati per l'analisi dinamica.

È necessario premettere che i valori necessari a questa fase sono stati raccolti direttamente dai proprietari delle aziende, i quali, per questioni lavorative, non hanno sempre riscontrato buone disponibilità di tempo; per questo motivo i dati raccolti sono in alcuni casi poco accurati e precisi, però offrono una stima dei valori reali. Sono state quindi necessarie alcune semplificazioni nella costruzione del modello serra in Trnsys.

Considerato l'obiettivo dell'analisi dinamica, e cioè quello di calcolare l'andamento del fabbisogno energetico delle serre durante l'anno, la costruzione del modello serra in trnsys si è sviluppata cercando di mantenere invariati i valori finali di potenza e consumo di combustibile forniti dalle aziende. In questo modo, grazie alla conoscenza dei valori reali, si è potuto modificare adeguatamente il modello, fino al raggiungimento di un modello accettabile.

Il parametro principale che è stato scelto di far variare è stata la “ventilazione”. Aumentando tale valore, e quindi il ricambio di volumi d'aria per ora, aumenta di conseguenza la richiesta termica, visto che le dispersioni verso l'esterno sono maggiori. Perciò, facendo variare la ventilazione è stato possibile ottenere i risultati corretti di potenza e consumo di combustibile forniti dalle aziende.

L'altra grande semplificazione effettuata riguarda la temperatura interna della serra. Non essendo a conoscenza del numero di giorni in cui le serre rimangono vuote, tra un raccolto e l'altro, si è scelto di fissare una temperatura di soglia, costante per tutto l'anno, che il sistema di riscaldamento deve raggiungere..

Riassumendo, per ottenere i risultati desiderati, si è scelto di lavorare principalmente su due parametri, entrambi mantenuti costanti per tutto l'anno:

- ventilazione;
- temperatura interna.

Una volta completata l'analisi dinamica, si sono confrontati i risultati direttamente con i proprietari delle aziende, che ne hanno confermato la correttezza. Si è quindi rivelata corretta la scelta di lavorare sui due parametri sopracitati.

Per rendere più chiaro il lavoro svolto, si è scelto di impostare i paragrafi successivi analizzando le aziende singolarmente, fornendo per ognuna una breve descrizione dell'azienda stessa, insieme ai principali dati di progetto che sono stati utilizzati nella modellazione della serra in trnsys. Il procedimento di costruzione del sistema serra segue quello analizzato ed esposto nel §6.2; la totale superficie di serre riscaldate viene quindi suddivisa in zone termiche, alle quali vengono assegnati i dati di progetto. Vengono così costruiti i modelli di serra di ogni azienda. Per ogni singolo caso studio viene riportata una planimetria rappresentante la suddivisione delle zone termiche, alla quale i dati riportati nelle tabelle, dalla 6.1 alla 6.7, fanno riferimento. La singola zona termica non rappresenta necessariamente una singola serra, ma spesso raggruppa un insieme di serre aventi le stesse caratteristiche termiche.

5.3.1 Azienda 1

L'azienda agricola presenta una superficie coltivata in serre riscaldate di circa 35000 m², suddivise in:

- 6000 m² di serre a tunnel senza pareti verticali ad arco, con materiale di copertura in film plastico;
- 29000 m² di serre a falde piane della tipologia venlo, con materiale di copertura in vetro.

L'attuale impianto termico è costituito da 4 caldaie alimentate a metano della potenza di circa 1 MW l'una e 2 caldaie integrative di circa 1,2 MW di potenza che hanno il compito di coprire i carichi termici di punta nelle ore più fredde.

La distribuzione del calore è effettuata tramite le seguenti tipologie di impianto:

- riscaldamento a pavimento alimentato ad acqua calda abbinato con un sistema a tubi mobili sospesi, anch'essi alimentati ad acqua calda, posti sopra i bancali. Nei periodi di maggiore richiesta i tubi si abbassano, avvicinandosi alle piante, mentre nei momenti di minore richiesta vengono posizionati nella parte superiore;
- riscaldamento a bancone abbinato con tubi a soffitto sospesi fissi. Entrambi i sistemi sono alimentati ad acqua calda;
- riscaldamento a bancone abbinato con un sistema a soffitto alimentato ad aria calda.

Le colture presenti all'interno delle serre richiedono le seguenti temperature:

- 6 °C in 28000 m² di serre, tra cui i 6000 m² di serre a tunnel in film plastico;
- 22 °C in 7000 m² di serre.

Queste sono le temperature minime che il sistema di riscaldamento deve essere in grado di raggiungere. Nel caso in cui queste temperature vengano superate non è previsto nessun sistema di raffrescamento.

I parametri di comfort ambientale, temperatura e umidità, sono monitorizzati da sensori che raccolgono e inviano i dati a un computer, in grado di gestire il funzionamento del sistema di riscaldamento, l'apertura e la chiusura delle finestre posizionate sulla copertura della serra per il controllo della ventilazione e l'apertura e la chiusura degli schermi energetici.



Figura 5.5 – Vista aerea “Azienda 1” (fonte google earth)

È ora possibile analizzare i dati immessi nel software necessari all'analisi del fabbisogno energetico della presente azienda.

Le serre sono state raggruppate in 9 zone termiche, come si può vedere dalla figura 6.5. Sono stati poi fissati dei parametri costanti a tutte le zone termiche, tra cui:

- ventilazione: 2 vol/h
- zona climatica: E
- altezza media serre in vetro: 4 m
- altezza media serre in film plastico: 2,5 m.

Gli altri parametri invece sono variabili da zona a zona e vengono riportati nelle tabelle 5.1 e 5.2, riferite rispettivamente alle serre in vetro e alle serre in film plastico.

Tabella 5.1 – Caratteristiche serre in vetro

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 1	150 x 40	6000	24000	6
Zona 2	150 x 20	3000	12000	22
Zona 3	100 x 60	6000	24000	6
Zona 4	50 x 20	1000	4000	22
Zona 5	150 x 40	6000	24000	6
Zona 8	50 x 20	1000	4000	22
Zona 9	60 x 100	6000	24000	6

Tabella 5.2 – Caratteristiche serre in film plastico

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 6	50 x 40	2000	5000	6
Zona 7	70 x 60	4200	10500	6

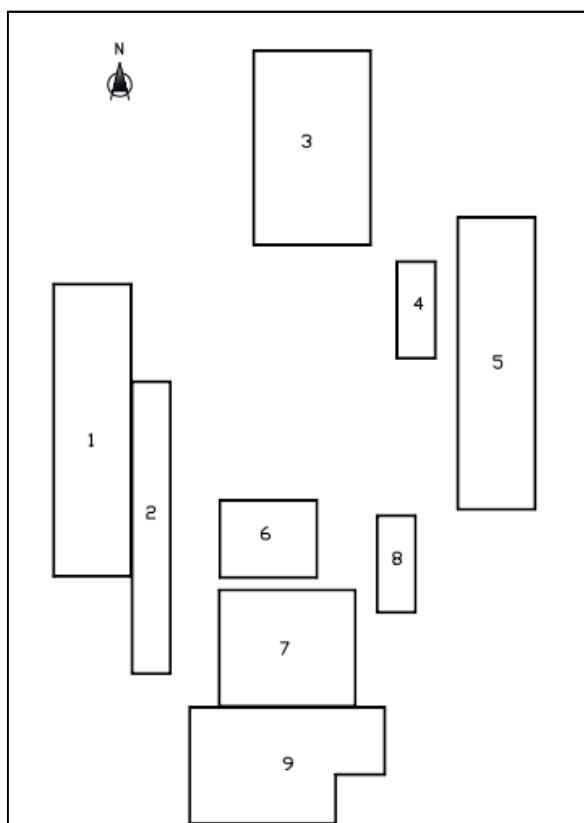


Figura 5.6 – Zone termiche “Azienda 1”

5.3.2 Azienda 2

L'azienda presenta una totale superficie di serre di circa 3200 m², di cui solamente 2400 m² sono riscaldati. Le serre sono suddivise in:

- 4 serre della tipologia a falde piane a padiglione da 400 m² l'una, con materiale di copertura vetro;
- 2 serre a tunnel senza pareti laterali verticali con copertura in film plastico, anch'esse da 400 m² l'una;
- 2 serre con copertura in rete, aventi la funzione di ombraio, di 400 m² l'una. Queste serre non devono essere riscaldate.

L'impianto di distribuzione del calore è ad aria, composto da 4 bruciatori a gasolio, per una potenza totale di circa 300 kW. I terminali d'impianto sono posizionati nella zona superiore della serra. Annualmente vengono consumati circa 20000 l di gasolio.

Le temperature che devono essere raggiunte nelle serre sono:

- 18 °C in 2 serre in vetro;
- 6 °C in 2 serre in vetro e 2 serre in film plastico.

L'azienda opera, oltre che nel settore vivaistico, anche in quello del giardinaggio (sistemazione di giardini pubblici e privati), recuperando così dalle potature e dalla raccolta delle ramaglie circa 50 quintali al giorno di legname, principalmente nella stagione invernale, mentre una raccolta quasi nulla nella stagione estiva; fattore che risulta molto interessante per la possibile installazione di una caldaia a cippato.



Figura 5.7 – Vista aerea “Azienda 2” (fonte google earth)

È ora possibile passare all'analisi dei dati di progetto utilizzati in Trnsys. I parametri considerati costanti sono stati:

- ventilazione: 0,8 vol/h
- zona climatica: E
- altezza media serre in vetro: 4 m
- altezza media serre in film plastico: 2,5 m

Nelle seguenti tabelle 5.3 e 5.4 vengono riportati i valori variabili, rispettivamente di serre in vetro e serre in film plastico.

Tabella 5.3 – Caratteristiche serre in vetro

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 1	40 x 20	800	3200	18
Zona 2	40 x 20	800	3200	5

Tabella 5.4 – Caratteristiche serre in film plastico

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 3	40 x 20	800	2000	5

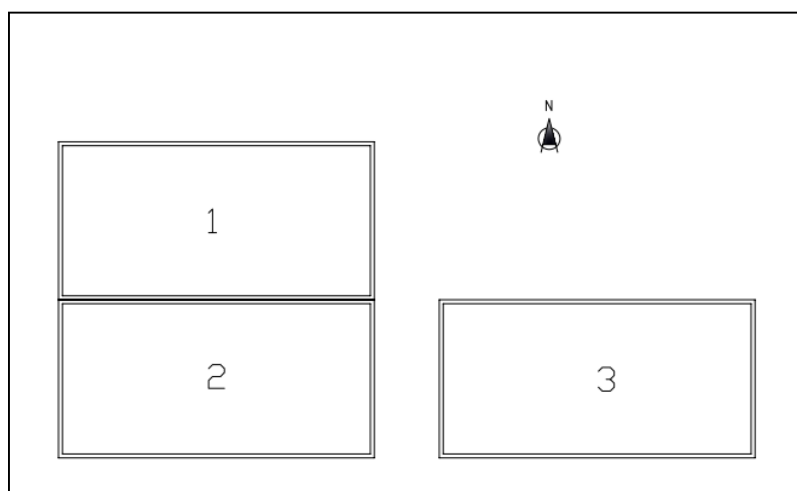


Figura 5.8 – Zone termiche “Azienda 2”

5.3.3 Azienda 3

L'azienda possiede circa 55000 m² di serre riscaldate. La tipologia delle serre installate è unica, si tratta di serre a falde piane del tipo venlo con materiale di copertura vetro. L'impianto di riscaldamento utilizzato prevede l'utilizzo di 2 caldaie a metano, una della potenza di 4 MW mentre l'altra di 3,5MW. Il sistema di distribuzione del calore è ad acqua calda; prevede la disposizione dei tubi a pavimento associati a tubi sospesi posizionati nella parte superiore della serra.

Le temperature richieste dalle colture presenti nelle serre sono le seguenti:

- 28 °C in 25000 m² di serre;
- 18 °C in 15000 m² di serre. La coltura presente in queste serre necessita di una temperatura costante, perciò oltre al sistema di riscaldamento è presente anche un sistema di condizionamento dell'aria per la stagione estiva, che mantiene la temperatura costante di 18 °C.
- 18 °C in 30000 m² di serre, con una soglia massima di 32 °C. Superata questa temperatura intervengono dei sistemi di tipo “fog” (viene spruzzata acqua nebulizzata a qualche centimetro sopra le piante) abbinati con sistemi denominati “pad and fan”. Quest'ultimo sistema è costituito da pannelli posizionati su uno dei quattro lati della serra sui quali scorre acqua. Nei momenti in cui la temperatura tende a salire sopra i 18 °C vengono azionati dei ventilatori, posti nel retro delle pareti nelle quali scorre l'acqua, che fanno circolare aria fredda.



Figura 5.9 – Vista aerea “Azienda 3” (fonte google earth)

Anche per questo caso si sono considerati alcuni parametri costanti:

- ventilazione: 3 vol/h
- zona climatica: E
- altezza media serre in vetro: 4 m
- altezza media serre in film plastico: 2,5 m

Tabella 5.5 – Caratteristiche serre in vetro

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)	Sistema di raffrescamento
Zona 3	100 x 8	800	2800	18	Pad and fan e fog
Zona 4	100 x 25	2500	10000	18	condizionatore

Zona 5	100 x 25	2500	10000	18	condizionatore
Zona 6	100 x 25	2500	10000	28	Fog
Zona 8	100 x 25	2500	10000	18	Pad and fan e fog
Zona 9	180 x 36	6480	25920	18	Fog
Zona 10	200 x 12	2400	9600	28	Fog
Zona 11	180 x 34	6120	24480	28	Fog
Zona 12	160 x 55	8800	35200	18	Fog
Zona 13	20 x 10	200	800	18	Fog
Zona 14	160 x 25	4000	16000	18	Fog
Zona 15	80 x 25	2000	8000	18	Pad and fan e fog

Tabella 5.6 – Caratteristiche serre in film plastico

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m²)	Volume (m³)	Temperatura interna (°C)	Sistema di raffreddamento
Zona 1	95 x 11	1045	2612,5	18	Pad and fan e fog
Zona 2	95 x 11	1045	2612,5	18	Pad and fan e fog
Zona 7	100 x 25	2500	6250	18	condizionatore

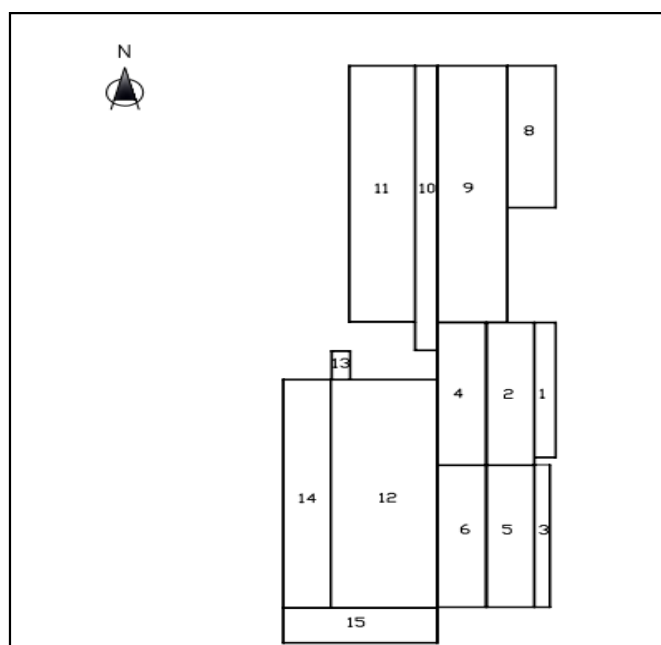


Figura 5.10 – Zone termiche “Azienda 3”

5.3.4 Azienda 4

L'azienda possiede 25000 m² di serre riscaldate, della tipologia a falde piane a padiglione, con materiale di copertura vetro. Ogni serra ha una superficie di circa 600 m².

Il sistema di riscaldamento è composto da 3 caldaie della potenza totale di 2 MW, più 2 caldaie ausiliarie della potenza totale di 1,7 MW. Il sistema di distribuzione è lo stesso per tutte le serre, ed è così composto: tubi posizionati a terreno, in cui scorre acqua calda, associati a tubi appesi nella zona superiore della serra, a getto d'aria calda. Annualmente vengono consumati circa 400000 litri di gasolio.

Le temperature che si devono raggiungere nelle serre possono essere così raggruppate:

- 5 °C in 5000 m² di serre;
- 20 °C in 20000 m² di serre.

Le coltivazioni presenti in tutte le serre non necessitano di una temperatura costante, quindi l'unico obiettivo è il raggiungimento della temperatura impostata come soglia, non ha importanza se viene superata.



Figura 5.11 – Vista aerea “Azienda 4” (fonte google earth)

I parametri che vengono mantenuti costanti sono:

- ventilazione: 0,3 vol/h
- zona climatica: E
- altezza media serre in vetro: 4 m.

Tabella 5.5 – Caratteristiche serre in vetro

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 1	45 x 60	2700	10800	20
Zona 2	45 x 60	2700	10800	20

Zona 3	45 x 60	2700	10800	20
Zona 4	45 x 60	2700	10800	20
Zona 5	45 x 60	2700	10800	20
Zona 6	45 x 60	2700	10800	20
Zona 7	45 x 60	2700	10800	20
Zona 8	45 x 60	2700	10800	20
Zona 9	45 x 60	5000	20000	5

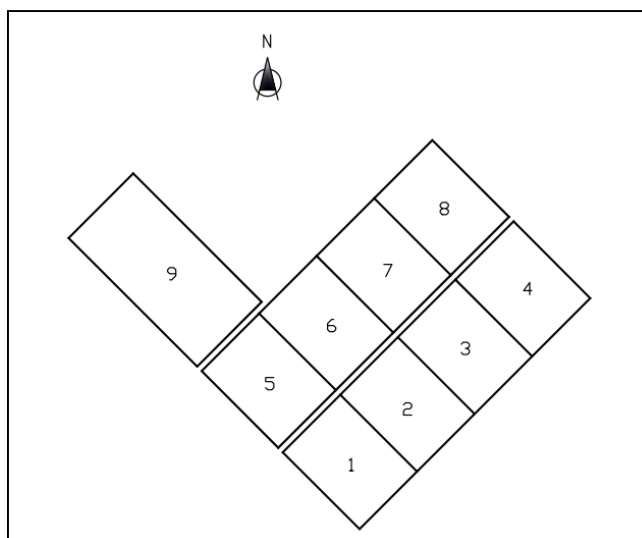


Figura 5.12 – Zone termiche “Azienda 4”

5.3.5 Azienda 5

L'azienda possiede una superficie di serre riscaldate di circa 3000 m²; la tipologia è unica, si tratta di serre in vetro a falde piane a padiglione.

Il sistema di riscaldamento è dotato di una caldaia a cippato della potenza di 380 kW abbinato a due caldaie a gasolio (le caldaie presenti prima dell'installazione dell'attuale caldaia a cippato), utilizzate come caldaie ausiliarie.

La temperatura che deve essere mantenuta nelle serre, diversamente dagli altri casi già presi in esame, è unica, ed è di circa 16 °C.

Questa azienda opera nel settore florovivaistico e nel settore del giardinaggio. Grazie alla pulizia di giardini pubblici e privati raccoglie annualmente una quantità di legname sufficiente a coprire quasi completamente la richiesta termica.

La gestione del legname raccolto segue diverse fasi; arrivato in azienda viene suddiviso in ramaglia fine (non utilizzabile nella caldaia a cippato, visto l'elevato contenuto di corteccia avente un potere calorifico molto basso e un tenore di ceneri alto) e rami e tronchi di diametro maggiore.

La ramaglia fine viene triturata e successivamente accatasta all'aperto; in questo modo si innesca il processo di compostaggio. Attraversate tutte le fasi del processo, dopo circa un anno, si ottiene il compost, in parte utilizzato all'interno dell'azienda e in parte venduto.

I rami e i tronchi sono invece cippati e accatastati in un deposito coperto posto sopra l'edificio caldaia, il quale si trova sottoterra. Tra la fase di cippatura e l'entrata del cippato nella caldaia passano alcune settimane; in questa fase la biomassa diminuisce la sua umidità ed aumenta conseguentemente il suo potere calorifico.



Figura 5.13 – Vista aerea “Azienda 5” (fonte google earth)

È ora possibile analizzare i dati immessi nel software, necessari all'analisi del fabbisogno energetico della presente azienda.

I parametri che si sono mantenuti costanti sono:

- ventilazione: 1,5 vol/h
- zona climatica: E
- altezza media serre in vetro: 4 m.

Tabella 5.5 – Caratteristiche serre in vetro

Zona	Lunghezze perimetrali (m)	Superficie (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura interna (°C)
Zona 1	22,5 x 9	202,5	810	16
Zona 2	24 x 23	552	2208	16
Zona 3	43 x 21,5	924,5	3698	16
Zona 4	43 x 5	215	860	16
Zona 5	43 x 7,5	322,5	1290	16
Zona 6	43 x 8	344	1376	16
Zona 7	60 x 8	480	1920	16

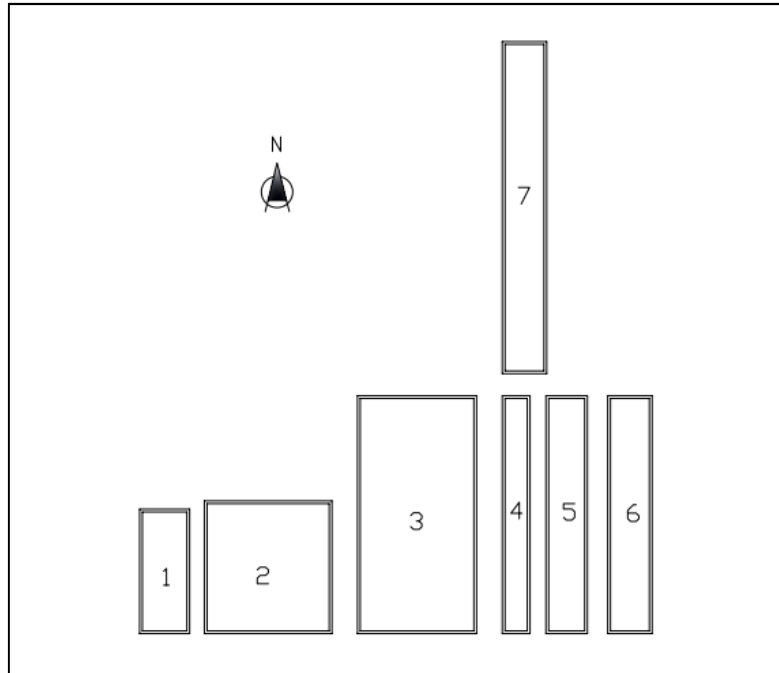


Figura 5.14 – Zone termiche “Azienda 5”

Visto che attualmente è già presente un impianto di generazione del calore a cippato, l'analisi dinamica e lo studio dei risultati di questa azienda sono serviti come confronto per le analisi economiche delle altre aziende. Per questo motivo, nelle analisi economiche del capitolo 6 non comparirà l' "Azienda 5".

Capitolo 6

Analisi economica

Al fine di una corretta comprensione dell'analisi economica è necessario analizzare innanzitutto i metodi di incentivazione che attualmente lo Stato mette a disposizione, poiché essi rappresentano una vera e propria voce di guadagno per le aziende che decidessero di installare un nuovo impianto a biomasse.

Portato a termine lo studio dei metodi di incentivazione sarà possibile svolgere l'analisi economica vera e propria, per tutte le aziende fin qui analizzate.

6.1 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 gli impianti analizzati nei capitoli precedenti: impianti per la sola generazione di calore ed impianti per la generazione combinata di calore ed elettricità. Per quanto riguarda i primi, attualmente, per impianti a biomassa applicati al settore della serricoltura, sono disponibili due diverse tipologie di incentivo: il conto termico e i titoli di efficienza energetica (TEE). Mentre per quanto riguarda i secondi sono applicabili sempre i TEE oppure la tariffa omnicomprensiva.

Nel seguito saranno presi in analisi tutti i metodi di incentivazione disponibili e sarà evidenziato, per le due diverse famiglie di intervento, quali sono i più efficaci e che permettono un rientro economico migliore.

6.2 Conto energia termico

A seguito della pubblicazione del DM 28/12/12 si è data attuazione al sistema di incentivazione per interventi di piccole dimensioni per l'*incremento dell'efficienza energetica* e per la *produzione di energia termica e frigorifera* da fonti rinnovabili.

Il soggetto responsabile dell'attuazione e della gestione del meccanismo, inclusa l'erogazione degli incentivi ai soggetti beneficiari, è il GSE, Gestore dei Servizi Energetici.

Sono incentivabili gli interventi che riguardano:

- l'efficientamento dell'involucro di edifici esistenti;

- la sostituzione di impianti esistenti per la climatizzazione invernale con impianti di climatizzazione invernale dotati di pompe di calore, elettriche o a gas, utilizzando energia aerotermica, geotermica o idrotermica;
- la sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con impianti di climatizzazione invernale dotati di generatore di calore alimentato a biomassa.

Il decreto stanziava fondi per una spesa cumulata annua massima di 700 milioni di euro per gli interventi realizzati da parte di soggetti privati e 200 milioni di euro per gli interventi realizzati dalle amministrazioni pubbliche.

6.2.1 Ammontare e durata dell'incentivo

L'ammontare dell'incentivo viene calcolato su base annuale e rilasciato in rate costanti annuali per la durata definita dal decreto, dal quale si riportano solamente i due casi di interesse per il presente lavoro (sostituzione di impianti esistenti con pompa di calore geotermica oppure con generatore alimentato a biomassa)

Tabella 6.1 – Soggetti ammessi e durata dell'incentivo in anni in base alla tipologia di intervento

Tipologia di intervento	Soggetti ammessi	Durata dell'incentivo (anni)
Sostituzione di impianti esistenti per la climatizzazione invernale con impianti di climatizzazione invernale utilizzando pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche con potenza termica utile nominale maggiore di 35 kW e inferiore o uguale a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	5
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con generatori di calore alimentati da biomassa con potenza termica nominale al focolare maggiore di 35 kW e inferiore o uguale a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	5

Per quanto riguarda la cumulabilità dell'incentivo, esso può essere assegnato esclusivamente agli interventi che non accedono ad altri incentivi statali, fatti salvi i fondi di garanzia, i fondi di rotazione e i contributi in conto interesse.

Pompe di calore

Per l'installazione delle pompe di calore il decreto fissa dei valori minimi di soglia che è necessario raggiungere per accedere all'incentivo. Per quanto riguarda la serricoltura, la scelta

tra le diverse tipologie di pompe di calore esistenti ricade su quelle acqua/acqua, cioè acqua per l'ambiente esterno ed acqua per l'ambiente interno.

Per questa tipologia il decreto fissa i seguenti limiti:

- ambiente esterno, temperatura di entrata dell'acqua di 10 °C;
- ambiente interno, temperatura di entrata di 30 °C e di uscita di 35 °C;
- COP minimo 5,1.

Verificate queste condizioni, il calcolo dell'incentivo si sviluppa nel seguente modo:

$$I_{atot} = E_i \cdot C_i \quad (6.1)$$

dove

I_{atot} è l'incentivo annuo in euro;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh, definito in tabella 6.2

E_i è l'energia termica incentivata prodotta in un anno ed è calcolata come segue:

$$E_i = Q_u \left[1 - \frac{1}{COP} \right] \quad (6.2)$$

dove:

COP è il coefficiente di prestazione della pompa di calore installata

Q_u è il calore prodotto dall'impianto espresso in kWh_t ed è calcolato come segue:

$$Q_u = P_n Q_{uf} \quad (6.3)$$

P_n è la potenza termica nominale della pompa di calore installata;

Q_{uf} è un coefficiente di utilizzo dipendente dalla zona climatica, come riportato in tabella 6.3

Tabella 6.2 – Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da pompe di calore

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con potenza termica utile nominale inferiore o uguale a 35 kW _t	C_i per gli impianti con potenza termica utile nominale maggiore di 35 kW _t e inferiore o uguale a 500 kW _t	C_i per gli impianti con potenza termica utile nominale maggiore di 500 kW _t
Pompe di calore geotermiche elettriche	0,072 (€/kWh)	0,024 (€/kWh)	0,021 (€/kWh)
Pompe di calore geotermiche a gas	0,072 (€/kWh)	0,024 (€/kWh)	0,021 (€/kWh)

Tabella 6.3 – Coefficiente di utilizzo per le pompe di calore

Zona climatica	Q_{uf}
A	600
B	850
C	1100
D	1400
E	1700
F	1800

Generatore di calore a biomassa

Per quanto riguarda la sostituzione degli impianti di climatizzazione con impianti a biomassa sono di seguito riportati i requisiti di soglia per l'accesso agli incentivi relativi.

“Sono ammessi esclusivamente i generatori di calore installati in sostituzione di generatori di calore per la climatizzazione invernale, di generatori di calore per il riscaldamento delle serre esistenti e per il riscaldamento dei fabbricati rurali esistenti, a biomassa, a carbone, a olio combustibile o a gasolio”.

Quindi non fanno parte di questa tipologia di incentivi i generatori di calore alimentati a metano.

Ai fini dell'accesso agli incentivi sono richiesti il rispetto dei criteri e dei requisiti tecnici di seguito elencati:

1. per le caldaie a biomassa di potenza termica nominale inferiore o uguale a 500 kW_t:
 - a. certificazione di un organismo che attesti la conformità alla norma UNI EN 303-5 classe 5. La norma definisce i requisiti e i metodi di prova per aspetti inerenti la sicurezza, la qualità della combustione e l'efficienza, le caratteristiche di gestione e di manutenzione delle caldaie e interessa anche elementi esterni facenti parte dei sistemi di sicurezza come per esempio i dispositivi contro i ritorni di fiamma o i vari elementi accessori quali le tramogge di alimentazione.
 - b. rendimento termico utile non inferiore a

$$87\% + \log(P_n) \quad (6.4)$$

dove P_n è la potenza nominale dell'apparecchio;

- c. emissioni in atmosfera non superiori a quanto riportato nella tabella 7.7, come certificate da un organismo accreditato;
 - d. obbligo di installazione di un sistema di accumulo termico dimensionato secondo quanto segue:
 - i. per le caldaie con alimentazione manuale del combustibile, in accordo con quanto previsto dalla norma EN 303-5;
 - ii. per le caldaie con alimentazione automatica del combustibile, prevedendo un volume di accumulo non inferiore a $20 \text{ dm}^3/\text{kW}_t$.
2. per le caldaie a biomassa di potenza termica nominale superiore a 500 kW_t e inferiore o uguale a 1000 kW_t :
- a. rendimento termico utile non inferiore all'89% attestato da una dichiarazione del produttore del generatore nella quale deve essere indicato il tipo di combustibile utilizzato;
 - b. emissioni in atmosfera non superiori a quanto riportato nella tabella 7.4, come certificate da un laboratorio accreditato secondo la norma EN ISO/IEC 17025 misurate in sede di impianto.
 - c. possono essere utilizzate le biomasse combustibili previste tra quelle indicate dal D.Lgs 152/2006 e successive modifiche Parte quinta.

Verificate queste condizioni, il calcolo dell'incentivo viene eseguito in questo modo:

$$I_{atot} = P_n \cdot h_r \cdot C_i \cdot C_e \quad (6.5)$$

dove

- | | |
|------------|---|
| I_{atot} | è l'incentivo annuo in euro |
| P_n | è la potenza termica nominale dell'impianto espressa in kW; |
| h_r | sono le ore di funzionamento stimate in relazione alla zona climatica di appartenenza, come riportato in tabella 7.5; |
| C_i | è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh, definito in tabella distinto per tecnologia installata; |
| C_e | è il coefficiente premiante riferito alle emissioni di polveri distinto per tipologia installata come riportato nella tabella per le caldaie a legna. |

Tabella 6.4 – Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da impianti a biomassa

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con potenza termica nominale inferiore o uguale a 35 kW	C_i per gli impianti con potenza termica nominale maggiore di 35 kW _t e inferiore o uguale a 500 kW _t	C_i per gli impianti con potenza termica nominale maggiore di 500 kW _t
Caldaie a biomassa	0,045 (€/kWh)	0,020 (€/kWh)	0,018 (€/kWh)

Tabella 6.5 – Ore di funzionamento in relazione alla zona climatica di appartenenza

Zona climatica	h_r
A	600
B	850
C	1100
D	1400
E	1700
F	1800

Tabella 6.6 – Coefficiente moltiplicativo C_e applicabile alle caldaie a legna in relazione ai livelli di emissione di particolato primario

Particolato primario totale comprensivo della frazione condensabile (PP _{BT})(*)	C_e
30 < Emissioni ≤ 40	1
20 < Emissioni ≤ 30	1,2
Emissioni ≤ 20	1,5

(*) Valutato secondo quanto previsto nella tabella 7.7

Tabella 6.7 – Emissioni in atmosfera per gli impianti a biomassa misurate utilizzando la norma tecnica CEN/TS 15883

	Particolato primario totale comprensivo della frazione condensabile (PP _{BT}) (mg/Nm ³ rif. 13% O ₂)	CO (g/Nm ³ rif. 13% O ₂)
Caldaie a biomassa solida (escluso il pellet)	40	0.30

6.3 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.

6.3.1 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:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHPH_\eta}{RefH_\eta} + \frac{CHPE_\eta}{RefE_\eta}} \right] 100\% \quad (6.6)$$

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;
- $RefE_\eta$ è 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:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{CHP}}{F} \quad (6.7)$$

Dove:

- E energia elettrica prodotta;
- H_{CHP} energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata nel processo;
- F energia del combustibile.

Tabella 6.8 – Valori minimi di $\eta_{globale}$ per impianti di cogenerazione

	$\eta_{globale} \geq 0,75$	$\eta_{globale} \geq 0,80$
Tipo di unità	<ul style="list-style-type: none"> • Turbine a vapore a contropressione • Turbine a gas con recupero di calore • Motore a combustione interna • Microturbine • Motori Stirling • Pile a combustibile 	<ul style="list-style-type: none"> • Turbine a gas con ciclo combinato con recupero di calore • Turbina a condensazione con estrazione di vapore

Se il rendimento globale fosse inferiore ai valori indicati nella tabella 7.8 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.

6.3.2 Valutazione e verifica dei risparmi di energia primaria

I metodi per la valutazione delle proposte di progetto sono:

- metodi di valutazione standardizzata;
- metodi di valutazione analitica;
- metodi di valutazione a consuntivo.

Nel decreto viene definita una soglia minima di risparmio energetico (tabella 7.9), diversa per ogni tipologia di progetto, che deve essere raggiunta per il riconoscimento dei titoli di efficienza energetica.

Tabella 6.9 – Dimensione minima dei progetti

Tipologia di progetto	Dimensione minima del progetto (tep/anno)	
	Con tau	Senza tau (2.65)
Standardizzato	20	7.5
Analitico	40	15
A consuntivo	60	23

Prima di passare all'analisi di tali metodi è necessario definire alcuni parametri utili alla comprensione.

Vita utile U

Il decreto legislativo 20 luglio 2004 definisce la vita utile pari a:

- 8 anni per gli interventi di isolamento termico degli edifici, applicazione delle tecniche di solare passivo e raffrescamento passivo, controllo della radiazione entrante attraverso le superfici vetrate durante i mesi estivi;
- 5 anni negli altri casi.

Vita tecnica T

Per vita tecnica si intende “il numero di anni successivi alla realizzazione dell’intervento durante i quali si assume che gli apparecchi o dispositivi installati funzionano e inducano effetti misurabili sui consumi di energia”.

I titoli di efficienza energetica vengono erogati nel corso della vita utile, ma sono calcolati sull’intera vita tecnica del progetto.

τ (tau)

È un coefficiente moltiplicatore del risparmio annuo, funzione della vita utile U, della vita tecnica T e di un tasso di decadimento dei risparmi δ (assunto pari al 2% annuo). Viene calcolato come:

$$\tau = 1 + \frac{\sum_{i=U}^{T-1} (1 - \delta)^i}{U} \quad (6.8)$$

Coefficiente di addizionalità “a”

Questo coefficiente viene applicato nei metodi standardizzati e analitici e il suo valore compare nelle schede tecniche. Tiene conto delle possibili dinamiche che faranno diminuire negli anni i risparmi a causa dell’evoluzione tecnologica. Può essere pari o inferiore al 100%.

Metodi di valutazione standardizzata

Tale valutazione viene effettuata sulla base di schede tecniche deliberate dall’AEEG e da ENEA.

La caratteristica di questo metodo è che i risparmi associati allo specifico intervento sono determinati esclusivamente in funzione del numero di unità fisiche di riferimento (*UFR*) oggetto dell’intervento elementare stesso.

Considerato che non vengono richieste al proponente misure o rilievi in corso d’opera, questo è il metodo più semplice e immediato ai fini della certificazione dei risparmi.

La scheda tecnica associa ad ogni unità fisica di riferimento un risparmio specifico lordo annuo (*RSL*) il quale, moltiplicato per il numero *UFR*, fornisce il risparmio lordo definitivo.

Il risparmio lordo viene a sua volta moltiplicato per il coefficiente di addizionalità “*a*” ed il coefficiente di durabilità “*tau*”, ottenendo così il risparmio netto (*RN*), che tiene conto di quei risparmi energetici che si avrebbero avuto comunque, anche in assenza dell’intervento. L’entità del risparmio netto sarà tradotta in titoli di efficienza energetica, che persisteranno per un numero di anni pari alla vita utile dell’intervento.

Metodi di valutazione analitica

Anche con questa metodologia vengono utilizzate schede tecniche già esistenti. Il calcolo del risparmio viene però eseguito tramite un algoritmo, alimentato con pochi parametri, che caratterizzano lo stato di funzionamento e assorbimento energetico dell’apparecchiatura oggetto dell’intervento. I dati calcolati con tale algoritmo vengono trasmessi anno per anno al GSE, che riconoscerà i titoli di efficienza energetica. Per questo motivo il risparmio non rimane lo stesso durante il periodo di vita utile dell’intervento, ma può variare di anno in anno.

Metodi di valutazione a consuntivo

Il metodo a consuntivo viene applicato alle proposte:

- per le quali non sono disponibili schede tecniche di valutazione standardizzata o analitica;
- comprendenti interventi eterogenei per metodo di valutazione, da realizzarsi presso un unico cliente.

6.3.3 Tipo di titoli

È possibile riconoscere cinque diversi tipi di titoli, a seconda del tipo di energia risparmiata:

- tipo I, attestano il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di energia elettrica;
- tipo II, attestano il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di gas naturale;
- tipo III, attestano il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall’elettricità e dal gas naturale non destinate all’impiego per autotrazione;
- tipo IV, attestano il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall’elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati con le modalità previste dall’articolo 30 del decreto legislativo 3 marzo 2011;

- tipo V, attestano il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati attraverso modalità diverse da quelle previste per i titoli di tipo IV.

6.3.4 Calcolo del risparmio di energia primaria

Al meccanismo di incentivazione dei certificati bianchi è possibile accedervi sia con impianti di sola generazione di calore che con impianti cogenerativi. Dopo un'attenta analisi si è scelto di applicare questo meccanismo solamente agli impianti di generazione di calore, mentre per quanto riguarda gli impianti cogenerativi verrà applicata la tariffa omnicomprensiva, il cui meccanismo verrà esposto nel seguito.

Per quanto riguarda il settore della serra, nel caso di sola produzione di calore con caldaia a cippato, il metodo di valutazione è quello standardizzato. È infatti disponibile, in allegato al decreto legislativo 28 dicembre 2012, una scheda tecnica per il calcolo del risparmio di energia primaria, della quale si riportano solamente le parti principali.

“Scheda tecnica n. 40E. Installazione di impianto di riscaldamento alimentato a biomassa legnosa nel settore della serra”.

Il calcolo dei risparmi specifici lordi è funzione del rapporto tra la superficie del suolo coltivato della serra (A_s), espressa in m^2 , e la superficie che delimita verso l'esterno il volume della serra (A_c), sempre espressa in m^2 , e il numero di gradi giorno.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori dei risparmi specifici lordi per le diverse tipologie di copertura delle serre possedute dalle aziende analizzate.

Tabella 6.10 – RSL per serre con copertura in film plastico

Serra con copertura in film plastico		RSL (tep/anno/m ²)				
		Zone climatiche (GG)				
		600 - 900	900 - 1400	1400 - 2100	2100 - 3000	3000 - ∞
Ac/As	< 1.5	0.0052	0.0083	0.0252	0.0447	0.0463
	1.5 – 1.8	0.0069	0.0109	0.0333	0.0590	0.0611
	>1.8	0.0079	0.0125	0.0383	0.0680	0.0704

Tabella 6.11 – RSL per serre con copertura in film plastico

Serra con copertura in film plastico		RSL (tep/anno/m ²)				
		Zone climatiche (GG)				
		600 - 900	900 - 1400	1400 - 2100	2100 - 3000	3000 - ∞
Ac/As	< 1.5	0.0057	0.0091	0.0277	0.0492	0.0509
	1.5 – 1.8	0.0075	0.0120	0.0366	0.0649	0.0672
	>1.8	0.0087	0.0138	0.0422	0.0748	0.0774

La scheda tecnica definisce i parametri standard applicabili a qualsiasi caso: coefficiente di annualità “ a ” pari al 100%, coefficiente di durabilità “ τ ” pari a 2,65 e vita utile “ U ” di 5 anni. il calcolo del risparmio netto contestuale viene definito come:

$$RN_c = a RSL N_{UFR} \quad (6.9)$$

dove N_{UFR} è il numero di unità fisiche di riferimento. Una UFR è intesa come un m² di serra al suolo.

Il calcolo del risparmio netto anticipato (RN_a) e di quello netto integrale (RNI) vengono definiti come:

$$RN_a = (\tau - 1)RN_c \quad (6.10)$$

$$RNI = RN_c + RN_a = \tau RN_c \quad (6.11)$$

La presente procedura si applica all’installazione di caldaie adibite all’alimentazione degli impianti di riscaldamento utilizzati nel settore della serricoltura, aventi i seguenti requisiti:

- efficienza di conversione non inferiore all’85 %;
- rispetto delle emissioni come previsto dalla classe 5 della Norma UNI EN 303-05.

6.4 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: uno diretto, mentre uno a seguito di partecipazione a procedure competitive di aste al ribasso.

Gli impianti alimentati a biomassa che hanno accesso diretto all’incentivo sono gli impianti con potenza elettrica fino a 200 kW_e. Considerate le potenze in gioco in questo settore, la scelta ricade su impianti che abbiano potenza inferiore a 200 kW_e, e quindi con accesso diretto al meccanismo di incentivazione.

6.4.1 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:

$$T_o = T_b + P_r \quad (6.12)$$

dove:

T_b è la tariffa incentivante base ricavata per ciascuna fonte e tipologia di impianto dalla tabella 6.12, 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 6.12 – 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 forfettariamente 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 6.12. La potenza, come già detto precedentemente, si è scelta inferiore ai 200 kW, quindi la tariffa incentivante base sarà 229 €/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 6.11;
- 40 €/MWh per gli impianti operanti in cogenerazione ad alto rendimento (CAR).

Tabella 6.13 – Valori di emissione in atmosfera per impianti di combustione a biomasse

Inquinante	Valori (mg/Nm ³)
	PTN ≤ 6 MW _t
NO _x (espressi come NO ₂)	200
NH ₃	5
CO	200
SO ₂	150
COT	30
Polveri	10

PTN = Potenza Termica Nominale

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.

6.5 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:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n D_j(1+a)^{-j} \quad (6.13)$$

L'investimento risulta conveniente se il *VAN* è positivo. Confrontando diversi investimenti verrà scelto quello caratterizzato dal maggiore rapporto VAN/I_0 .

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:

$$-I_0 + \sum_{j=1}^n D_j(1+a)^{-j} = 0 \quad (6.14)$$

6.6 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, impianto cogenerativo ORC e impianto cogenerativo di gassificazione.

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 6.14 – Costi principali caldaia a cippato

Voci di costo	Impianti di piccola taglia	Impianti di media taglia
	(P<200 kW) (€/kW)	(P>1000 kW) (€/kW)
Caldaia	525	280
Trasporto, montaggio e messa in funzione	65	22
Totale	590	302
IVA al 21%	124	63
Totale + IVA	714	365

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. I costi per potenze comprese tra i 200 e i 500 kW sono intermedi alle due situazioni; non sono stati riportati in quanto nei casi che verranno analizzati le potenze in gioco saranno comprese tra quelle citate in tabella 6.12.

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 6.15 – Costi turbogeneratore ORC e caldaia ad olio diatermico

Voci di costo	€/kW_e
Turbogeneratore ORC	2700
IVA al 21%	567
Totale + IVA	3267

Voci di costo	€/kW_t
Caldaia ad olio diatermico	450
IVA al 21%	94,5
Totale + IVA	544,5

Considerata la richiesta di potenza termica delle aziende, non costante per tutta la durata dell'anno (come si analizzerà nel seguito), si è scelta una sola taglia di impianto di cogenerazione ORC, che prevede una potenza elettrica prodotta di 150 kW_e e una potenza termica utile di cogenerazione di 690 kW_t.

Anche in questo caso, nel costo complessivo della caldaia ad olio diatermico è stata prevista la presenza di un elettrofiltro per la qualità dei fumi in uscita dalla caldaia.

Nella tabella 6.16 vengono riportati i dati principali dell'impianto che è stato preso in analisi.

Tabella 6.16 – Dati tecnici impianto di cogenerazione ORC (fonte: Zuccato Energia)

Dati tecnici	Valore
Dati generali	
Potenza termica in ingresso	1100 kW _t
Potenza elettrica in uscita	150 kW _e
Rendimento elettrico	14%
Rendimento termico	62%
Rendimento globale	76%
Condensatore	
Potenza termica dissipata	690 kW _t
Temperatura acqua in ingresso	29 °C
Temperatura acqua in uscita	39 °C
Generatore	
Potenza in uscita	170 kW _e
Autoconsumi	20 kW _e

Potenza netta in uscita	150 kW _e
Turbina	
Temperatura fluido in ingresso	145 °C
Temperatura fluido in uscita	~ 95 °C
Pressione di stadio	16 bar

I costi complessivi per questa tipologia di impianto sono riportati nella seguente tabella 6.17:

Tabella 6.17 – Costi complessivi impianto di cogenerazione ORC

Costi totali impianto ORC	
Costi di investimento	€
Caldaia a olio diatermico (1100 kW _t)	598.950
Turbogeneratore ORC (150 kW _e)	490.050
Opere edili	200.000
Collegamento alla rete elettrica	30.000
Progettazione, montaggio e messa in funzione	50.000
Totale	1.369.000
Costi di gestione annui	€/anno
Manutenzione impianto	19.125
Operatore	32.850
Totale	51.975

Impianto di cogenerazione a gassificazione.

Componenti principali che prendono parte al costo finale dell'impianto:

- Dispositivo di alimentazione del cippato;
- Reattore per la generazione del syngas;
- Raffreddamento del syngas;
- Sistema di estrazione delle ceneri;
- Motore a combustione interna;
- Generatore elettrico asincrono;
- Circuito di recupero calore;
- Sistema di essiccazione del cippato.

Tabella 6.18 – Costi principali impianto di cogenerazione a gassificazione

Voci di costo	€/kW_e
Gassificatore + motore a combustione interna	5600
IVA al 21%	1176
Totale + IVA	6776

L'impianto che verrà preso come riferimento nell'analisi economica ha una potenza elettrica di 200 kW_e e una potenza termica disponibile di 590 kW_t. Tale potenza termica però non è completamente utilizzabile dall'utenza, in quanto la biomassa entrante necessita di una percentuale molto bassa di umidità, trattandosi di gassificatore down draft. Verrà quindi spesa parte dell'energia termica per la fase di essiccazione della biomassa. La totale potenza termica che l'utenza finale ha a disposizione è di circa 300 kW_t, variabile in base al grado di umidità della biomassa.

Nonostante questa potenza sia inferiore a quella producibile con un impianto di cogenerazione ORC (che arriva a circa 690 kW_t), la scelta ricade su questa configurazione per evitare di superare la soglia di 200 kW_e di produzione elettrica, soglia imposta dal decreto ministeriale sulla tariffa onnicomprensiva, superata la quale è necessaria l'iscrizione ai registri del GSE. Tale procedura potrebbe prolungare la messa in funzione dell'impianto che recherebbe danno all'azienda. Se, al contrario, la potenza elettrica prodotta non supera la soglia imposta di 200 kW_e, l'accesso ai meccanismi di incentivazione è diretto, eliminando così l'attesa di iscrizione al registro.

Perciò in tabella 6.19 vengono riportati i dati tecnici principali di un impianto di cogenerazione a gassificazione con potenza di 200 kW_e.

Tabella 6.19 – Dati tecnici impianto di cogenerazione a gassificazione (fonte: bio&watt)

Dati tecnici	Valore
Potenza elettrica netta	200 kW _e
Potenza termica in ingresso (*)	740 kW _t
Rendimento elettrico	27%
Rendimento termico	40%
Rendimento globale	67%
Potenza termica disponibile durante il funzionamento	
Fumi di scarico cogeneratore (~ 400°C)	170 kW _t
Aria calda raffreddamento motore (~ 65°C)	170 kW _t
Fumi caldi combustore integrativo (~ 900°C)	250 kW _t
Potenza termica auto consumata per l'essiccazione della biomassa	290 kW _t
Potenza termica utile netta	300 kW_t
Biomassa di riferimento Cippato di legno	PCI ≈ 3÷4 kWh/kg s.s.
Produttività Syngas	2,2÷2,5 Nm ³ /kg s.s.
Portata massima reattore di gassificazione	720 Nm ³ /h
Potere calorifico Syngas	1,3÷1,5 kWh/Nm ³
Consumo specifico biomassa	0,8÷1,2 kg s.s./kWh _e

Per questa tipologia di impianto i costi totali sono riportati in tabella 6.20.

Tabella 6.20 – Costi complessivi impianto di cogenerazione a gassificazione

Voci di costo impianto di gassificazione	
Costi di investimento	€
Impianto di gassificazione completo di motore a combustione interna (200 kW _e)	1.355.200
Opere edili	200.000
Collegamento alla rete elettrica	30.000
Totale	1.585.200
Costi di gestione annui	€/anno
Manutenzione impianto	25.000
Operatore	30.000
Totale	55.000

6.7 Analisi economica dei casi analizzati

Grazie all'analisi dinamica effettuata con il software Trnsys sono stati calcolati i parametri fondamentali per svolgere l'analisi economica, che si possono raggruppare nei seguenti punti:

- energia termica richiesta annualmente;
- potenza massima in grado di soddisfare il picco di energia termica richiesta;
- consumo di combustibile annuo;

Prima di passare all'analisi vera e propria però, è necessario fare alcune premesse per comprendere ciò che verrà presentato nei paragrafi successivi. Considerando che i casi analizzati richiedono tutti il medesimo obiettivo, cioè quello di soddisfare il fabbisogno termico del sistema serra, sarà utile raggruppare le diverse tipologie di impianto fin qui analizzate in più soluzioni, così suddivise:

- “*Soluzione 1*”: installazione di caldaia a cippato in grado di coprire l'intera richiesta termica;
- “*Soluzione 2*”: confronto tra l'installazione di un impianto di cogenerazione con turbogeneratore ORC e l'installazione di un impianto di cogenerazione con gassificazione, entrambi in grado di produrre energia elettrica, che verrà ceduta alla rete, ed energia termica che coprirà parte della richiesta termica;
- “*Soluzione 3*”: installazione di un impianto di cogenerazione ORC combinata con una caldaia a cippato separata. In questo modo si avrà sia produzione di energia elettrica che produzione di calore in grado di coprire l'intero fabbisogno energetico;

- “Soluzione 4”: installazione di un impianto di cogenerazione con gassificazione, combinata con una caldaia a cippato separata, sempre per coprire l’intera richiesta termica e produrre energia elettrica;
- “Soluzione 5”: installazione di sonda geotermica con pompa di calore, in grado di coprire sia la richiesta termica che quella frigorifera. In alternativa la pompa di calore viene accoppiata all’impianto cogenerativo ORC, in modo che venga stoccata nel terreno l’energia termica che verrebbe dissipata in estate dal cogeneratore, per essere utilizzata durante l’inverno.

Il dimensionamento della caldaia a cippato è stato effettuato considerando il picco di potenza calcolato con il software Trnsys, moltiplicato a un rendimento preso come riferimento del 90%.

Per ogni azienda verrà applicata la soluzione che si è ritenuta migliore, dal punto di vista economico, ma anche tecnico.

Un altro appunto che è doveroso fare riguarda i prezzi del cippato: si è ritenuto opportuno mantenerlo costante per tutte le soluzioni studiate. 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. Sul territorio inoltre sono ormai presenti diverse aziende di produzione di cippato, perciò il prezzo di trasporto non ha influenzato particolarmente il prezzo finale.

Anche per le tariffe di incentivazione sono stati fissati alcuni prezzi, in particolare ci si riferisce alla tariffa omnicomprensiva e ai titoli di efficienza energetica; per quanto riguarda la prima soluzione è necessario fare una distinzione: nel caso in cui l’installazione dell’impianto generi un $PES < 0$ (calcolato secondo la formula (6.6)), l’impianto avrà diritto alla sola tariffa di base di 229 €/MWh. Nel caso invece in cui risulti $PES > 0$ l’impianto avrà diritto al premio di 40 €/MWh, per un totale valore dell’incentivo di 269 €/MWh. Non si è tenuto conto invece del premio spettante agli impianti che riducano le emissioni ai valori riportati in tabella 6.11, in quanto andrebbe fatta un’analisi più specifica di quella svolta nel presente lavoro.

Per quanto riguarda invece i titoli di efficienza energetica è necessario fare le seguenti considerazioni: il valore del singolo titolo è stato fissato a 90 €/tep. Tale valore è stato estrapolato dal sito internet del gestore del mercato elettrico, il quale assegna un valore medio ponderale di circa 100 €/tep, sottratto del 10 %, quota che andrà ceduta alla ESCo² o all’energy manager che gestirà la vendita dei titoli. La figura 6.1 vuole essere un esempio dell’andamento dei prezzi di vendita dei TEE nel periodo che va da gennaio a giugno 2012.

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

Un altro aspetto da tenere in considerazione è il calcolo del risparmio netto integrale (calcolato secondo la 6.11); per effettuare il calcolo è necessario conoscere il rapporto A_c/A_s . Dai colloqui avuti con i proprietari delle aziende non è stato possibile però ottenere i valori della superficie della copertura (A_c), ma solamente quelli della superficie coltiva (A_c). Nelle analisi economiche verranno quindi calcolati, per ogni soluzione che accede al meccanismo dei TEE, i tre diversi casi che riporta la normativa, indicati nel seguito come:

- “I°”: caso in cui $A_c/A_s < 1,5$;
- “II°”: caso in cui $1,5 < A_c/A_s < 1,8$;
- “III°”: caso in cui $A_c/A_s > 1,8$.

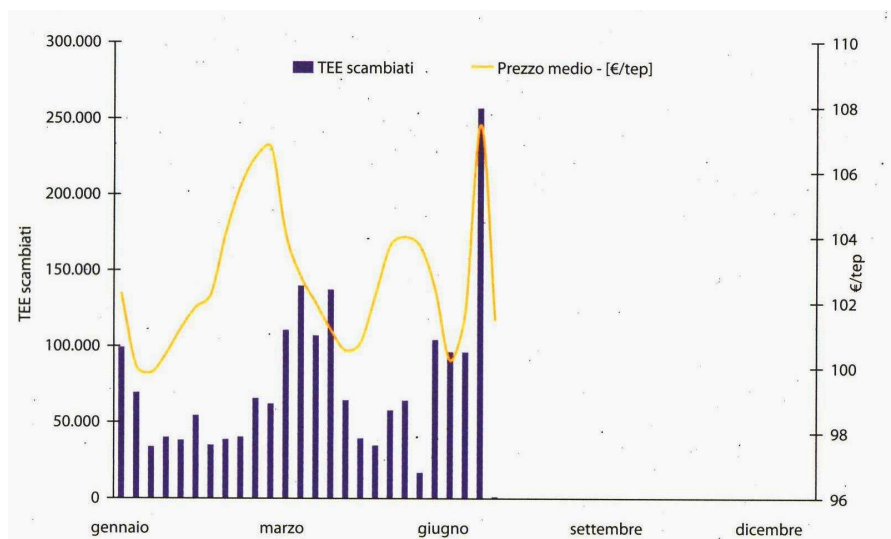


Figura 6.1 – Andamento dei prezzi dei TEE nel 2012

Nell’analisi economica verranno anche riportati i calcoli del confronto delle emissioni di CO_2 equivalente tra l’impianto attuale e la nuova installazione. I dati specifici di emissione di CO_2 equivalente utilizzati nei calcoli sono elencati di seguito, in funzione del combustibile utilizzato nella caldaia:

- metano: 0,251 tCO_{2eq}/MWh (fonte “AIEL”);
- gasolio: 0,325 tCO_{2eq}/MWh (fonte “AIEL”);
- cippato: 0,200 tCO_{2eq}/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 CO_2 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 kgCO_{2eq}/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 tCO_{2eq}/MWh (fonte “*Green Energy Retrofit Report 2011*”).

Il viaggio è stato considerato per tutti i casi analizzati di 100 km, complessivo di andata e ritorno.

Infine, nel calcolo del VAN (calcolato secondo la (6.13)) 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, già esposto nel §6.5. Per ogni azienda sono riportati i dati principali di progetto, richiamati dall’analisi effettuata in Trnsys nel precedente capitolo.

6.7.1 Azienda 1

Soluzione 1

Nelle seguenti tabelle vengono riepilogati i principali dati di progetto e l’analisi dei costi che l’azienda sostiene attualmente, confrontati con quelli che dovrà sostenere successivamente all’installazione dell’impianto.

Dati principali	
Potenza calcolata	4.550 kW _t
Superficie riscaldata	35.200 m ²
Energia primaria	4.265 MWh _t

Costi attuali	
Consumo di metano (m ³ /anno)	435.253
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48
Costo del metano (€/anno)	208.922
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale</i>	
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	1.660.750
Elettrofiltro	166.075
Opere edili	132.860
Totale (€)	1.959.685

<i>Costi di gestione</i>	
Consumo di cippato (PCI medio: 12,2 MJ/kg) (t)	1.481
Costo specifico cippato (€/t)	70
Costo totale cippato (€/anno)	103.655
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	30.000
Totale costi annui (€/anno)	133.655
Mancati costi annui (€/anno)	75.267

TEE	I°	II°	III°
COPERTURA IN FILM PLASTICO			
As (m ²)	6.200	6.200	6.200
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL (tep/anno/m ²)	0,0447	0,059	0,068
TEE serre in film plastico	66.098	87.243	100.552
COPERTURA IN VETRO			
As (m ²)	29.000	29.000	29.000
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL	0,0492	0,0649	0,0784
TEE serre in vetro	340.292	448.881	542.254
TEE totali (€/anno) per 5 anni	406.390	536.124	642805

Indici economici	I°	II°	III°
VAN₂₀ (€)	503.969	1.035.906	1.473.319

L'analisi economica è stata effettuata considerando separatamente i tre diversi valori dei titoli di efficienza energetica. L'investimento iniziale, come si può notare dalla figura 6.2, rientra tra il terzo e il quinto anno; in tutti e tre i casi risulta perciò accettabile. Il risparmio sull'acquisto del carburante e la vendita dei titoli di efficienza energetica sono i principali fattori di guadagno che influenzano il rientro economico.

In tabella 6.20 viene invece riportato il numero di viaggi mensili necessari a coprire il fabbisogno energetico. Considerando che il trasporto viene effettuato su gomma e ad ogni viaggio vengono trasportate 30 t di cippato, nel mese di Gennaio, in cui la richiesta è maggiore, sono necessari circa 13 viaggi. Questo aspetto non è trascurabile, visto che la gestione del carburante spetta all'azienda.

Nelle tabelle successive sono riportati anche i calcoli delle emissioni di CO₂ equivalente per le due diverse tipologie di caldaia, a metano e a cippato, considerando per la caldaia a cippato anche le emissioni provocate dagli autotreni per il trasporto della biomassa. Nonostante i numerosi viaggi necessari, le emissioni provocate dalla caldaia a metano sono più elevate della rispettiva caldaia a cippato.

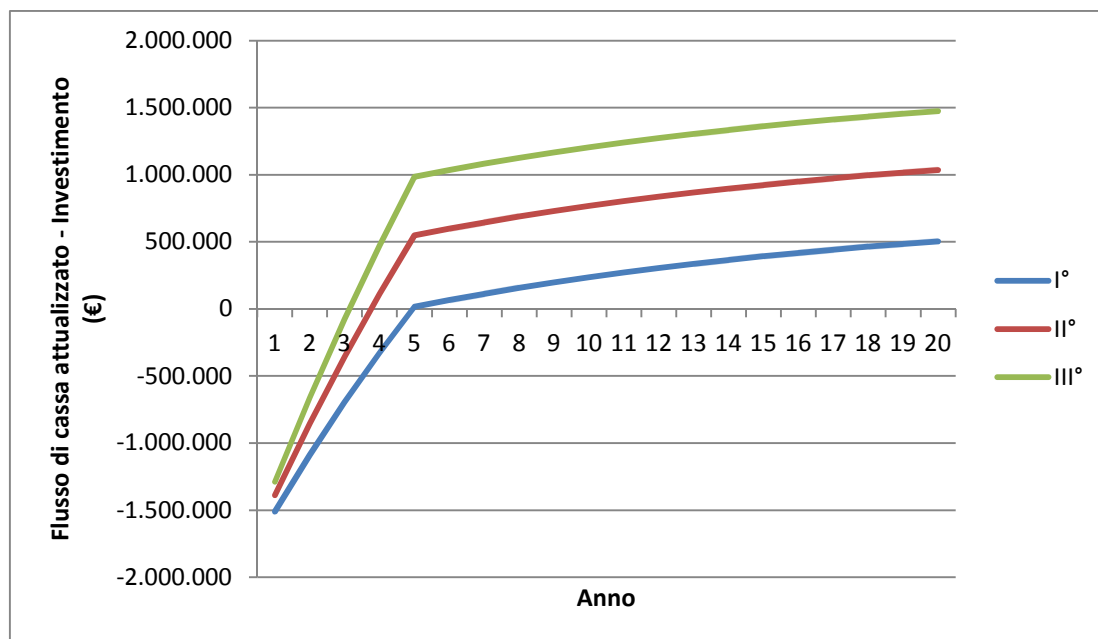


Figura 6.2 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

Tabella 6.20 – Analisi dei fabbisogni mensili

	kWh	t/mese	Viaggi al mese (trasporto di 30 t a viaggio)
Gennaio	1.099.062	387,9	12,9
Febbraio	729.889	257,6	8,6
Marzo	433.684	153,1	5,1
Aprile	201.611	71,2	2,4
Maggio	96.985	34,2	1,1
Giugno	46.360	16,4	0,5
Luglio	13.812	4,9	0,2
Agosto	28.135	9,9	0,3
Settembre	73.568	26,0	0,9
Ottobre	200.548	70,8	2,4
Novembre	378.986	133,8	4,5
Dicembre	947.792	334,5	11,2

Tabella 6.21 – Emissioni di CO₂ equivalente

Emissioni di CO ₂ eq.	
Trasporto	
Totale viaggi all'anno	50

Distanza singolo viaggio, complessiva di andata e ritorno (km)	100
totale km/anno	5.000
Consumo specifico di gasolio (km/l)	8
Consumo totale gasolio (l)	625,1
Energia totale per il trasporto (MWh)	6,69
Emissioni specifiche (t/MWh)	0,272
Emissioni totali (t/anno)	1,8
<i>Caldaia a cippato</i>	
Energia termica richiesta (MWh)	4.265
Emissioni specifiche (t/MWh)	0,200
Emissioni totali (t/anno)	850
<i>Caldaia a metano</i>	
Emissioni specifiche caldaia a metano (t/MWh)	0,257
Emissioni totali caldaia a metano (t/anno)	1.095

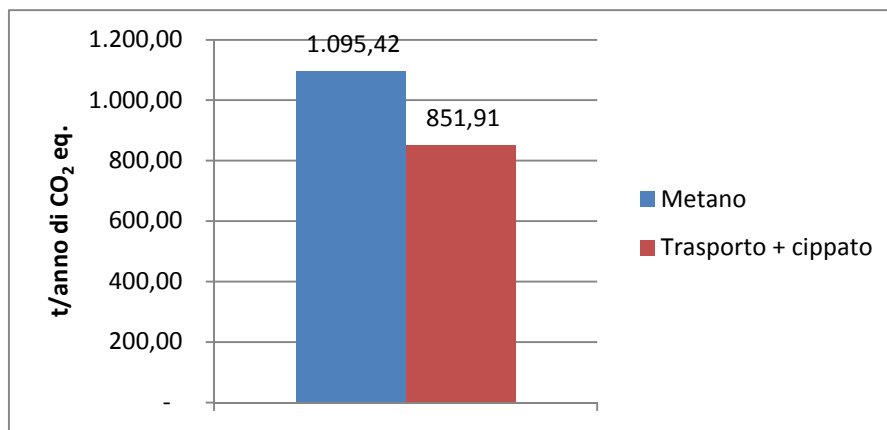


Figura 6.3 – Emissioni di CO₂ equivalente

Soluzione 2

Nelle seguenti tabelle vengono analizzati e confrontati i costi delle due diverse tipologie d'impianto cogenerativo.

Dati principali	ORC	Gassificatore
Potenza termica ingresso (kW _T)	1.100	740
Potenza termica utile (kW _T)	690	300
Potenza elettrica (kW _e)	150	200
Ore funzionamento impianto	7.500	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125	1.500
Energia elettrica al netto delle perdite di rete (MWh _e)	933	1.245

Tariffa omnicomprensiva (€/MWh)	229	269
---------------------------------	-----	-----

Costi attuali	ORC	Gassificatore
Consumo di metano risparmiato (m ³ /anno)	303.571	177.551
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48	0,48
Costo del metano risparmiato (€/anno)	145.714	85.224
Costi post installazione		
<i>Investimento iniziale</i>		
Totale (€)	1.357.000	1.579.200
<i>Costi di gestione</i>		
Consumo di cippato (PCI medio: 12,2 MJ/kg) (t)	3.000	1.500
Costo specifico cippato (€/t)	70	70
Costo cippato (€/anno)	210.000	105.000
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	51.975	55.000
Totale costi annui (€/anno)	261.975	160.000
Mancati costi annui metano (€/anno)	-116.261	-74.776
Tariffa omnicomprensiva (€/anno per 20 anni)	213.829	334.905
VAN₂₀ (€)	-335.362	1.170.615

In questo caso i rientri economici sono molto diversi tra loro. Il ritorno economico per l'investimento dell'impianto ORC risulta addirittura negativo. Questo risultato è dovuto alla modalità di riscaldamento delle serre; le temperature che si devono mantenere al loro interno sono solamente due, molto distanti tra loro (6 e 22 °C). In questo modo, come si può vedere nella curva di carico riportata nell'allegato I.1, l'impianto termico viene utilizzato al massimo della potenza per un breve periodo dell'anno, per poi scendere molto velocemente. Così, buona parte dell'energia termica prodotta dall'impianto ORC deve essere dissipata, gravando sul rientro economico dell'investimento.

L'impianto di gassificazione invece, producendo una potenza termica minore, dissipa meno energia termica rispetto all'ORC. A suo favore sono anche i minori consumi di cippato e la maggiore produzione di energia elettrica venduta alla rete.

La richiesta totale di cippato in questo caso sarebbe ripartita equamente nei dodici mesi dell'anno, quindi per l'impianto ORC sarebbero necessari 250 t di cippato al mese (8,3 viaggi al mese), mentre per l'impianto di gassificazione 125 t (4,1 viaggi al mese). La gestione del cippato sarebbe perciò accettabile rispetto al caso analizzato nella "soluzione 1".

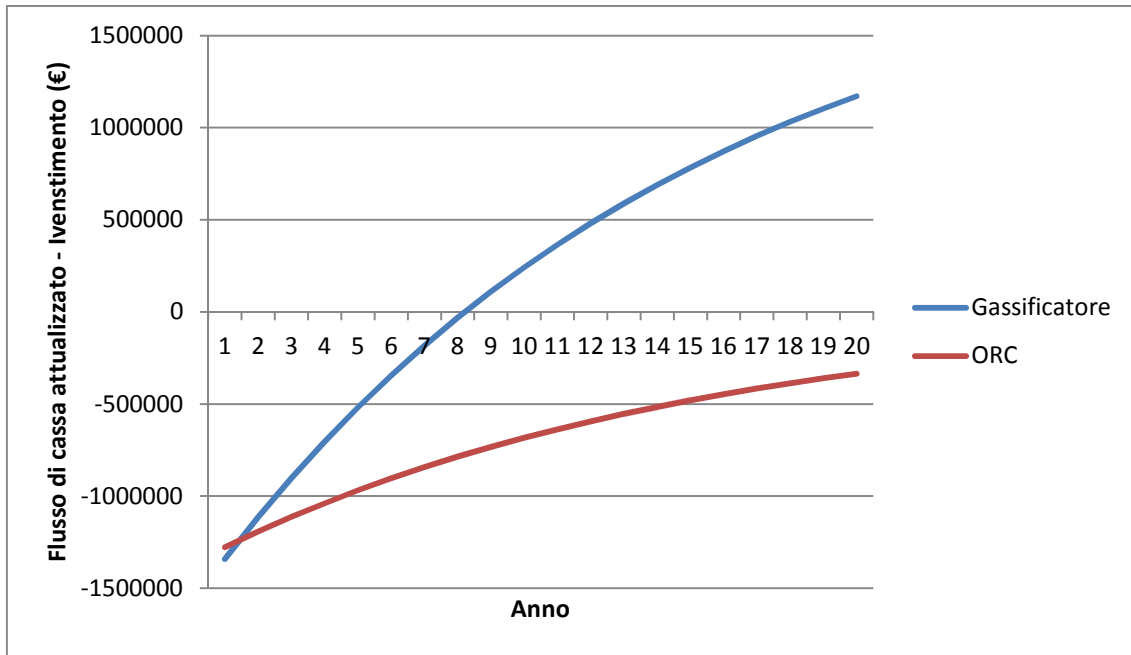


Figura 6.4 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

Soluzione 3 e soluzione 4

Nella seguente tabella vengono riportati i dati principali della caldaia a cippato e dell'impianto di cogenerazione abbinato.

Dati principali		
Energia termica richiesta (MWh _t)	4.265	4.265
Caldaia a cippato		
Energia termica coperta dalla caldaia a cippato (MWh _t)	1.290	2.525
Potenza caldaia a cippato (kW _t)	3.750	4.200
Cogeneratore		
	ORC	Gassificatore
Energia termica coperta dal cogeneratore (MWh _t)	2.975	1.740
Potenza termica ingresso (kW _t)	1.100	740
Potenza termica utile (kW _t)	690	300
Potenza elettrica (kW _e)	150	200
Ore funzionamento impianto	7.500	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125	1.500
Energia elettrica al netto delle perdite di rete (MWh _e)	933	1.245
Tariffa omnicomprensiva (€/MWh)	229	269

Costi attuali	Soluzione 3	Soluzione 4
Consumo di metano risparmiato (m ³ /anno)	435.253	435.253
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48	0,48
Costo totale metano risparmiato (€/anno)	208.922	208.922
Costi post installazione		
<i>Investimento iniziale</i>		
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	1.368.750	1.533.000
Elettrofiltro	136.875	153.300
Opere edili	109.500	122.640
Costo impianto cogenerativo	1.369.000	1.585.200
Totale (€)	2.984.125	3.394.140
<i>Costi di gestione</i>		
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	3.423	2.328
Costo specifico cippato (€/t)	70	70
Costo cippato (€/anno)	239.617	162.962
Costo manutenzione e gestione caldaia (€/anno)	30.000	30.000
Costo manutenzione e gestione ORC (€/anno)	51.975	55.000
Totale costi annui (€/anno)	321.593	247.962
Mancati costi annui gasolio (€/anno)	-112.671	-39.040

TEE	I°	II°	III°
COPERTURA IN FILM PLASTICO			
As (m2)	6200	6.200	6.200
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL (tep/anno/m2)	0,0447	0,059	0,068
TEE serre in film plastico	66.098	87.243	100.552
COPERTURA IN VETRO			
As (m2)	29.000	29.000	29.000
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL	0,0492	0,0649	0,0784
TEE serre in vetro	340.292	448.881	542.254
TEE totali (€/anno) per 5 anni	406.390	536.124	642805

Indici economici ORC	I°	II°	III°
VAN₂₀ (€)	-246.181	285.756	723.169

Indici economici Gassificatore	I°	II°	III°
VAN₂₀ (€)	1.406.533	1.938.470	2.375.883

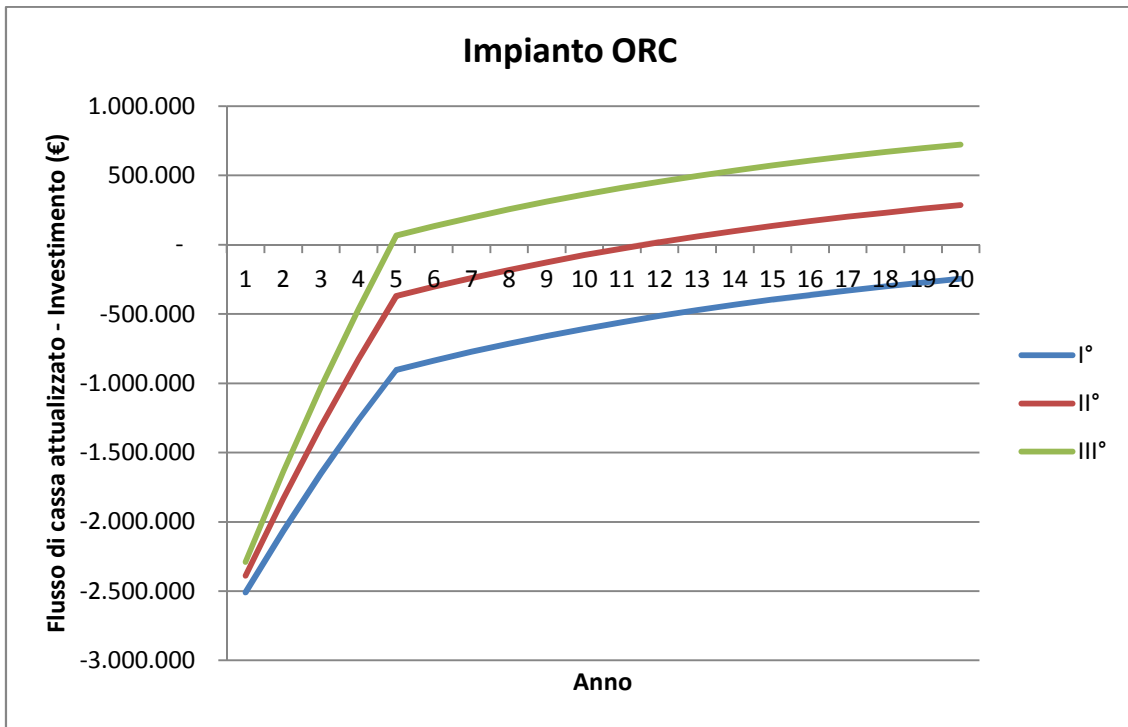


Figura 6.5 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato per l'impianto ORC

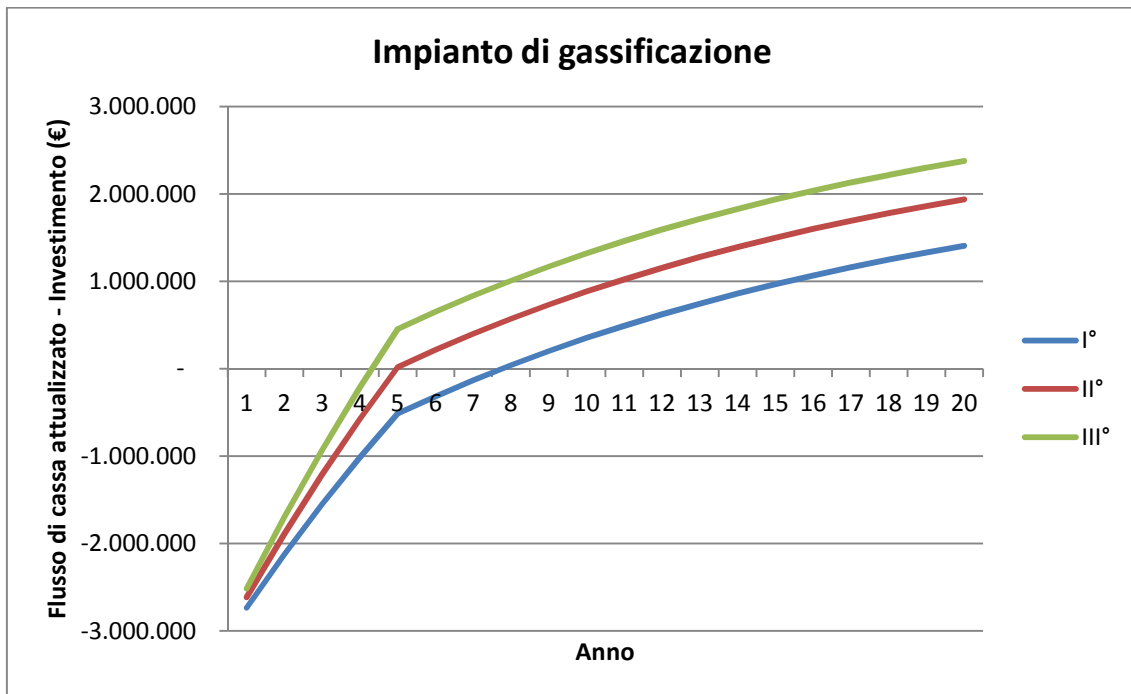


Figura 6.6 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato per l'impianto di gassificazione

6.7.2 Azienda 2

La soluzione che si è scelta di analizzare per questa azienda è solamente la soluzione 1, in quanto il sistema di riscaldamento presenta un numero di ore di funzionamento dell'impianto e potenze in gioco basse, estrapolato dalla curva di carico riportata nell'allegato II; non risulta quindi conveniente l'applicazione di sistemi cogenerativi.

Soluzione 1

Si è scelto di confrontare il ritorno di investimento tra i due possibili meccanismi di incentivazione a cui può aderire questa tipologia di impianto:

- Titoli di efficienza energetica;
- Conto termico.

I due sistemi presentano due principali differenze su cui deve essere effettuata la scelta finale: il valore monetario dell'incentivo e il relativo sistema di accesso al meccanismo di incentivazione.

Mentre per la prima ipotesi è necessario assegnare a una ESCO oppure a un Energy manager il compito di vendere i titoli a cui ha accesso l'impianto in borsa, nel secondo caso l'accesso all'incentivo è diretto.

Sarà dunque il proprietario dell'azienda a valutare quale sia la scelta migliore, in base a questi due indicatori.

Il settore di cui si occupa questa azienda, oltre alla produzione di piante e fiori da giardino coltivati in serra e su campo aperto, è la pulizia e la sistemazione di giardini pubblici e privati. Da questa attività ha la possibilità di recuperare giornalmente una buona quantità di legname, soprattutto nella stagione invernale. Facendolo quindi cippare da una ditta specializzata sarebbe in grado di recuperare internamente il cippato di cui avrebbe bisogno per il funzionamento della caldaia.

Per il calcolo della cippatura si è scelto di utilizzare una macchina cippatrice che produca 10 t/h di cippato, al prezzo medio di 280 €/t.

Di seguito vengono riportati i principali dati di progetto dell'impianto e i costi, prima e dopo l'acquisto della caldaia.

Dati principali	
Potenza calcolata	200 kW _t
Superficie riscaldata	2.400 m ²
Energia primaria	291 MWh _t

TEE	I°	II°	III°
COPERTURA IN FILM PLASTICO			
As (m ²)	800	800	800
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL (tep/anno/m ²)	0,0447	0,059	0,068
TEE serre in film plastico	8.529	11.257	12.974
COPERTURA IN VETRO			
As (m ²)	1.600	1.600	1.600
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL	0,0492	0,0649	0,0784
TEE serre in vetro	18.775	24.766	29.917
TEE totale (€/anno) per 5 anni	27.303	36.023	42.892

CONTO TERMICO	
Potenza caldaia	200
hr	1700
Ci (€/kWht)	0,02
Ce	1,5
TEE totale (€/anno) per 5 anni	10.200

Costi attuali	
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	27.711
Costo specifico gasolio (€/l)	0,91
Costo del gasolio (€/anno)	25.217
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale</i>	
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	101.600
Elettrofiltro	80.000
opere edili	50.000
Totale (€)	272.800
<i>Costi di gestione</i>	
Consumo di cippato (PCI medio: 12,2 MJ/kg) (t)	101
Produzione cippato con macchina 143cippatrice (t/h)	10
Ore cippatura (h)	10,3
Costo specifico cippatura (€/t)	280
Costo cippatura (€/anno)	2.878
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	2.000
Totale costi annui (€/anno)	4.878
Mancati costi annui metano (€/anno)	20.339

Come si può notare dalla figura 6.7, nell'ipotesi in cui si scelgano i titoli di efficienza energetica, l'investimento rientra in circa 7 anni nel caso migliore e 15 anni nel caso peggiore, mentre nell'ipotesi in cui si scelga il conto termico l'investimento genera un VAN negativo.

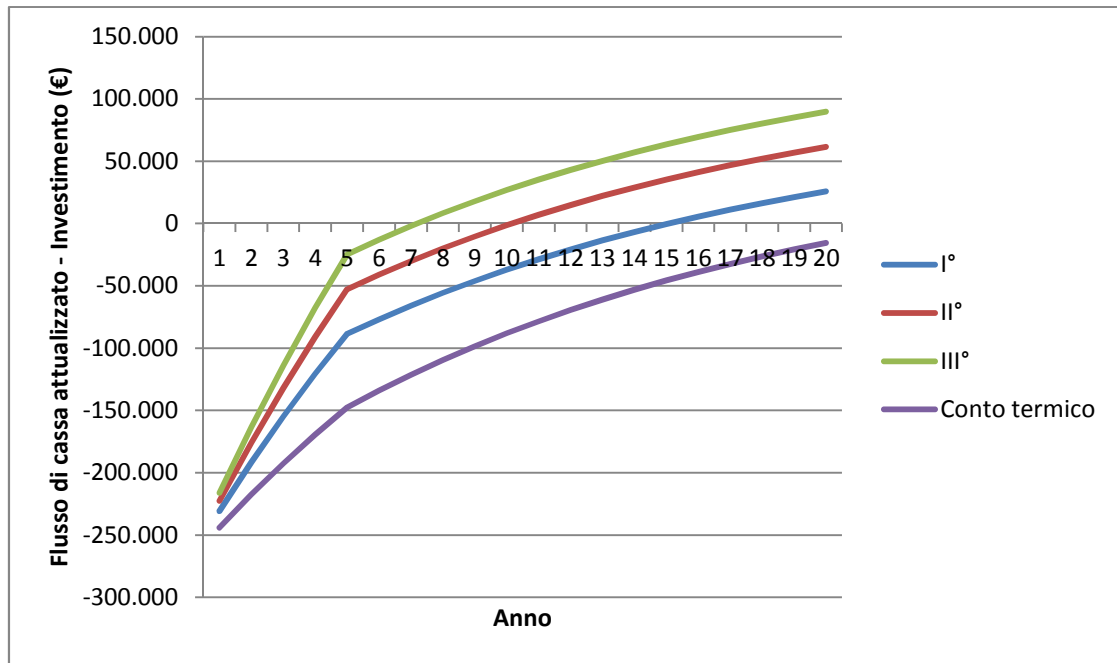


Figura 6.7 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

In tabella 6.22 viene riportata la quantità di combustibile necessaria a coprire il fabbisogno energetico mensile. La quantità di legname raccolto dalla pulizia dei giardini ricopre questa richiesta, quindi risulta conveniente l'installazione di una caldaia a cippato. Inoltre vengono evidenziate anche in questo caso le emissioni totali di polveri, che confrontate al gasolio portano vantaggi ancora maggiori che con il metano.

Tabella 6.22 – Analisi dei fabbisogni mensili

	kWh/mese	t/mese
Gennaio	46.798	16,5
Febbraio	43.595	15,4
Marzo	40.262	14,2
Aprile	19.927	7,0
Maggio	7.549	2,7
Giugno	2.711	1,0
Luglio	277	0,1
Agosto	465	0,2
Settembre	7.420	2,6

Ottobre	20.019	7,1
Novembre	36.239	12,8
Dicembre	65.917	23,3

Tabella 6.23 – Emissioni di CO₂ equivalente

Emissioni CO ₂ eq.	
Caldaia a cippato	
Energia termica richiesta (MWh)	291
Emissioni specifiche (t/MWh)	0,200
Emissioni totali (t/anno)	58,24
Caldaia a gasolio	
Emissioni specifiche (kg/MWh)	0,257
Emissioni totali (t/anno)	94,76

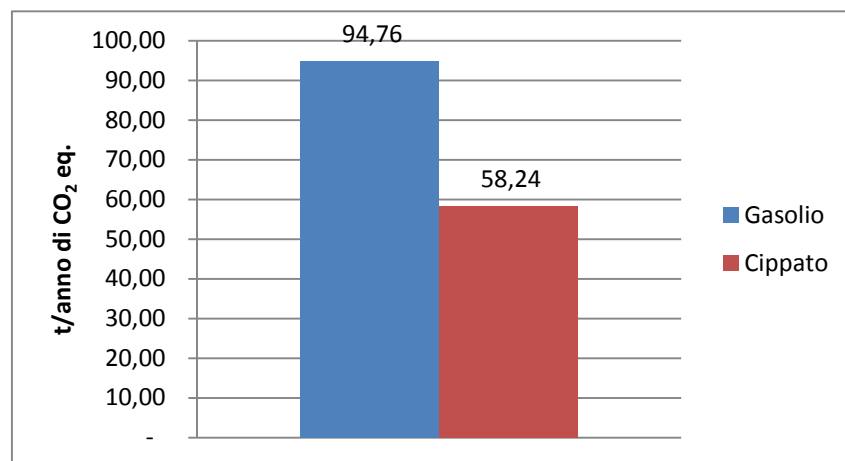


Figura 6.8 – Emissioni di CO₂ equivalente

6.7.3 Azienda 3

Questa azienda presenta oltre che alla richiesta termica anche una richiesta frigorifera. Per questo motivo vengono prese in considerazione tre soluzioni distinte di intervento: la soluzione 1, 2 e 5.

Soluzione 1

La prima ipotesi prevede l'installazione di una caldaia a cippato in grado di coprire solamente il fabbisogno termico. I dati espressi nel seguito non fanno quindi riferimento alla richiesta di energia frigorifera.

Per questa soluzione è necessario fare un'altra osservazione: la potenza della caldaia a cippato che si è scelto di installare copre il picco massimo di potenza richiesta (come si può constatare dalla curva di carico riportata in allegato I.3). Nella realtà però il dimensionamento prevederà sicuramente l'installazione di una caldaia con potenza minore, lasciando a un'altra tipologia di impianto il compito di coprire i picchi.

Inoltre il prezzo della caldaia non ha subito la giusta economia di scala, per la mancanza di preventivi di impianti di questa potenza. Si è scelto comunque di mantenerlo invariato per far notare il peso dei TEE in un investimento di queste dimensioni.

Per il prezzo dell'elettrofiltro invece si è scelto di calcolarlo uguale al 10% dell'investimento del corpo caldaia; mentre quello delle opere edili pari all'8% del corpo caldaia.

Dati principali	
Potenza calcolata	8.500 kW _t
Superficie riscaldata	47.000 m ²
Energia primaria calcolata	20.632 MWh _t

TEE	I°	II°	III°
COPERTURA IN FILM PLASTICO			
As (m ²)	4.500	4.500	4.500
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL (tep/anno/m ²)	0,0447	0,059	0,068
TEE serre in film plastico	47.974	63.322	72.981
COPERTURA IN VETRO			
As (m ²)	42.500	42.500	42.500
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL	0,049	0,065	0,078
TEE serre in vetro	498.704	657.843	794.682
TEE totale (€/anno) per 5 anni	546.678	721.164	867.663

Costi attuali	
Consumo di metano risparmiato (m ³ /anno)	2.105.309
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48
Costo del metano (€/anno)	1.010.548
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale</i>	
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	3.102.500
Elettrofiltro	310.250
opere edili	248.200
Totale (€)	3.660.950

Costi di gestione	
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	7.163
Costo specifico cippato (€/t)	70
Costo cippato (€/anno)	501.376
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	60.000
Totale costi annui (€/anno)	449.172
Mancati costi annui metano (€/anno)	536.916

Analizzando l'andamento del flusso di cassa totale attualizzato, riportato in figura 6.9, si può notare come l'investimento sembrerebbe estremamente conveniente. Il problema sorge per la grande richiesta di energia termica mensile di cui necessitano le serre; come si può infatti notare in tabella 6.24, nei mesi invernali si arriva a una richiesta massima di circa 3850 MWh nel mese di Gennaio che corrisponde a 45 viaggi per la fornitura del cippato. Questo fattore risulta penalizzante per la scelta di questo investimento, in quanto la gestione di tale quantità di cippato sarebbe a carico dell'azienda.

Per questo motivo non verranno prese in considerazione le soluzioni 3 e 4; in quel caso la fornitura di cippato sarebbe ancora maggiore.

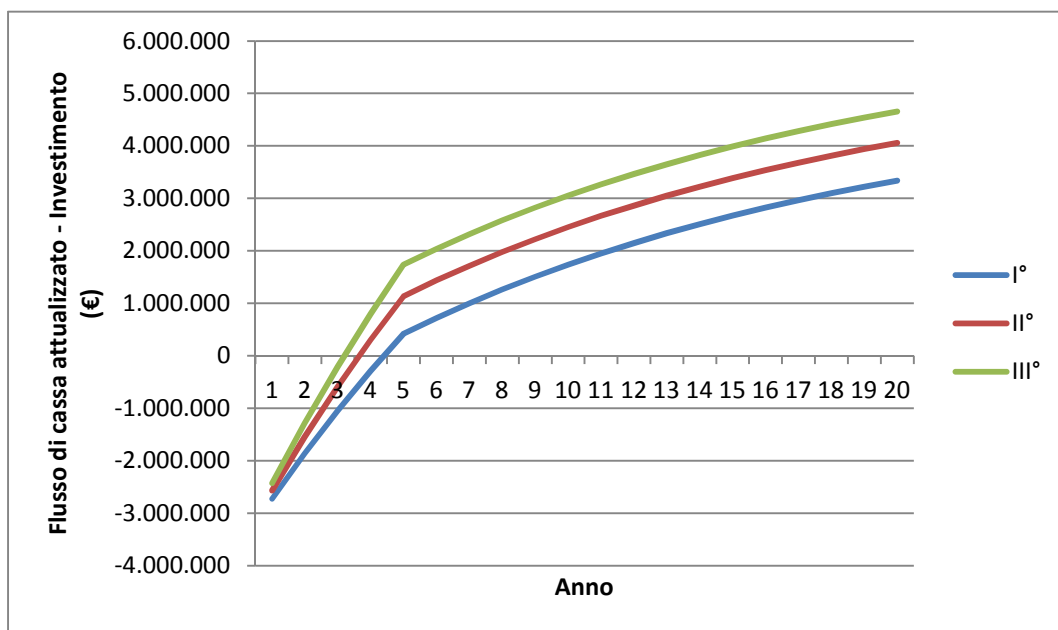


Figura 6.9 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

Tabella 6.24 – Analisi dei fabbisogni mensili

	kWh	t/mese	Viaggi al mese (con 30 t a viaggio)
Gennaio	3.223.581	1119,1	37,3
Febbraio	2.947.344	1023,2	34,1
Marzo	2.748.824	954,3	31,8
Aprile	1.556.511	540,4	18,0
Maggio	703.862	244,3	8,1
Giugno	331.314	115,0	3,8
Luglio	107.442	37,3	1,2
Agosto	156.775	54,4	1,8
Settembre	729.267	253,2	8,4
Ottobre	1.655.508	574,7	19,2
Novembre	2.622.399	910,4	30,3
Dicembre	3.849.200	1336,3	44,5

Tabella 6.25 – Emissioni di CO₂ equivalente

Emissioni CO2 eq.	
Trasporto	
Totale viaggi all'anno	239
Distanza singolo viaggio, complessiva di andata e ritorno (km)	100
totale km/anno	23.875
Consumo specifico di gasolio (km/l)	8
Consumo totale gasolio (l)	2.984,4
Energia totale per il trasporto (MWh)	31,93
Emissioni specifiche (t/MWh)	0,272
Emissioni totali (t/anno)	8,7
Caldia a cippato	
Energia termica richiesta (MWh)	20.632
Emissioni specifiche (kg/MWh)	0,200
Emissioni totali (t/anno)	4.126
Caldia a metano	
Emissioni specifiche (kg/MWh)	0,257
Emissioni totali (t/anno)	5.317

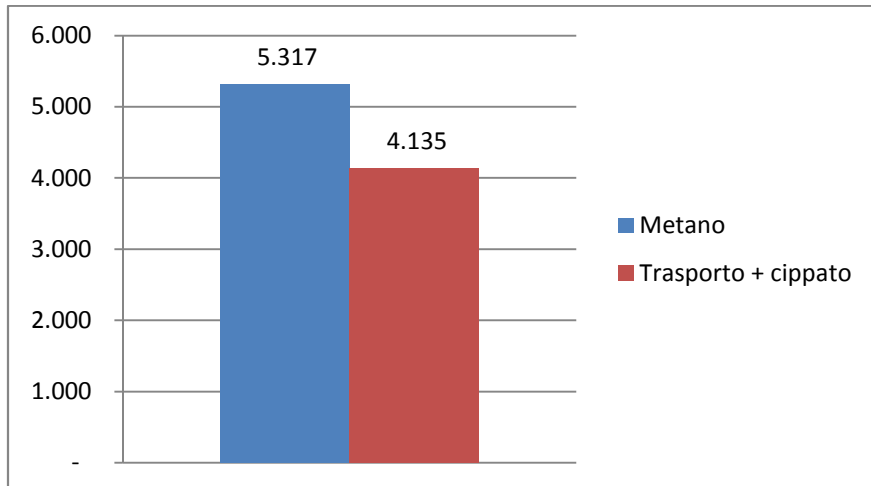


Figura 6.10 – Emissioni di CO₂ equivalente

Soluzione 2

Dati principali	ORC	Gassificatore
Potenza termica ingresso	1.100	740
Potenza termica utile (kW _t)	690	300
Potenza elettrica (kW _e)	150	200
Ore funzionamento impianto	7.500	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125	1.500
Energia elettrica al netto delle perdite di rete (MWh _e)	933,75	1.245
Tariffa omnicomprensiva (€/MWh _e)	269	269

Costi attuali		
Consumo di metano risparmiato (m ³ /anno)	467.653	214.286
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48	0,48
Costo totale del metano (€/anno)	224.473	102.857
Costi post installazione		
<i>Investimento iniziale</i>		
Totale (€)	1.369.000	1.585.200
<i>Costi di gestione</i>		
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	3.000	1.500
Costo specifico cippato (€/t)	70	70
Costo cippato (€/anno)	210.000	105.000
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	51.975	55.000
Totale costi annui (€/anno)	261.975	160.000
Mancati costi annui metano (€/anno)	-37.502	-57.143
Tariffa omnicomprensiva (€/anno per 20 anni)	251.179	334.905
VAN₂₀ (€)	894.699	1.357.416

A differenza dell' "Azienda 1", in questo caso risulta positivo anche l'investimento dell'impianto ORC, dovuto alla maggiore energia termica che si riesce a sfruttare per il riscaldamento delle serre, diminuendo così l'energia dissipata.

L'investimento dell'impianto di gassificazione risulta comunque più conveniente a causa della minore quantità di cippato che è necessario acquistare e per la maggiore energia elettrica prodotta e venduta alla rete.

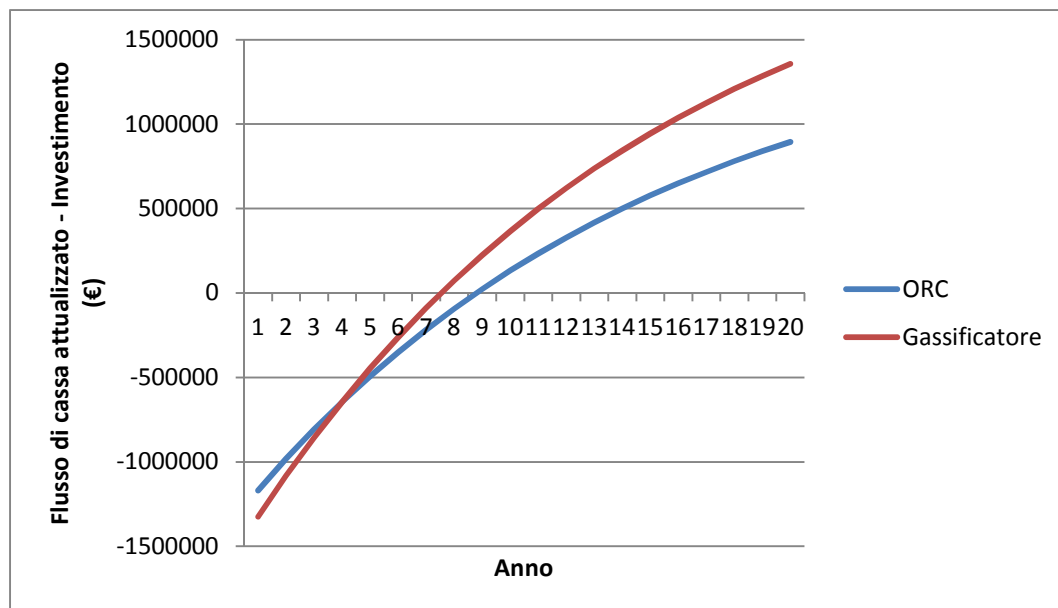


Figura 6.11 – Confronto degli andamenti del flusso di cassa totale attualizzato tra ORC e gassificazione

Soluzione 5

In questa soluzione si prenderà in esame l'impianto a sonda geotermica con pompa di calore. L'impianto sarà dimensionato in modo tale da coprire l'intera richiesta frigorifera e solamente una parte della richiesta termica. Coprire l'intera richiesta termica, viste le potenze in gioco, avrebbe richiesto un campo geotermico troppo elevato.

I calcoli per la lunghezza di sonda geotermica sono stati effettuati con il foglio di calcolo fornito dal GSE, che implementa la metodologia ASHRAE.

I dati utilizzati per il calcolo della lunghezza di sonda sono riportati nelle seguenti tabelle.

Pompa di Calore		
	Riscaldamento	Raffrescamento
COP di progetto	5	3,8
Temperatura ingresso alla PdC di progetto (°C)	2	28
ΔT sulla PdC di progetto (°C)	4	4

Scambiatore di Calore a Terreno	
Diametro Interno tubo (mm)	26
Diametro Esterno tubo (mm)	32
Conduttività Termica tubo (W/(m K))	0,35
Numero Circuiti a U	2
Interasse Tubi (mm)	45,2
Diametro Perforazione (mm)	150
Conduttività Termica Riempimento (W/(m K))	1,7

Terreno	
Conduttività Termica (W/(m K))	1,7
Densità (kg/m ³)	2.500
Calore Specifico (J/(kg K))	1.000
Temperatura Indisturbata (°C)	13,14

Dati Calcolati	
Lunghezza totale per Riscaldamento (m)	16.159
Lunghezza totale per Raffrescamneto (m)	16.505
Interasse (m)	6
Variazione di Temperatura del Terreno a 10 anni (°C)	-4,31
Superficie (m ²)	7.452

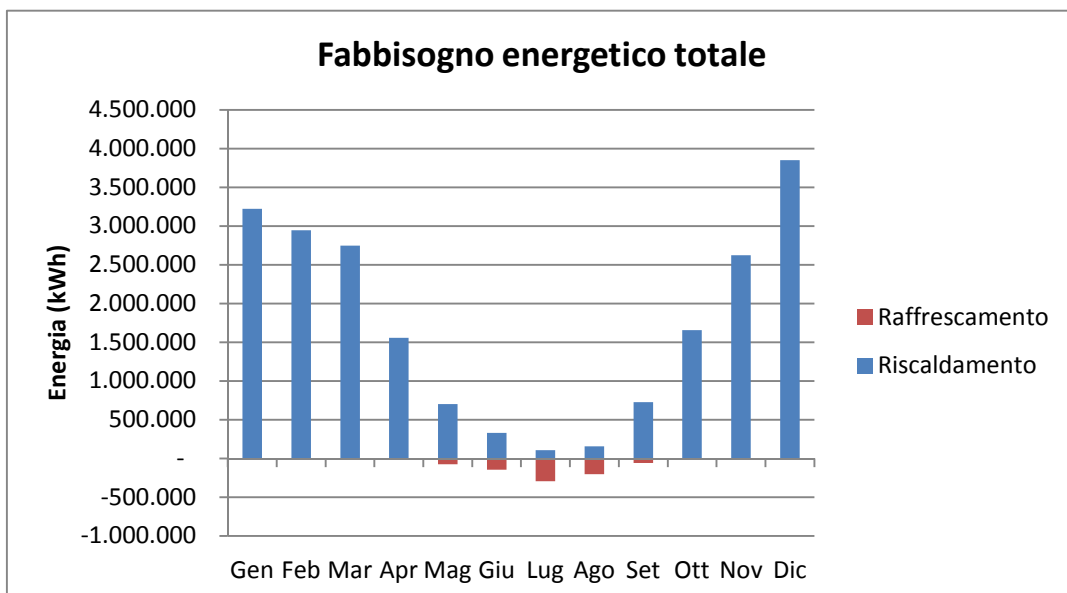


Figura 6.12 – Fabbisogno energetico mensile

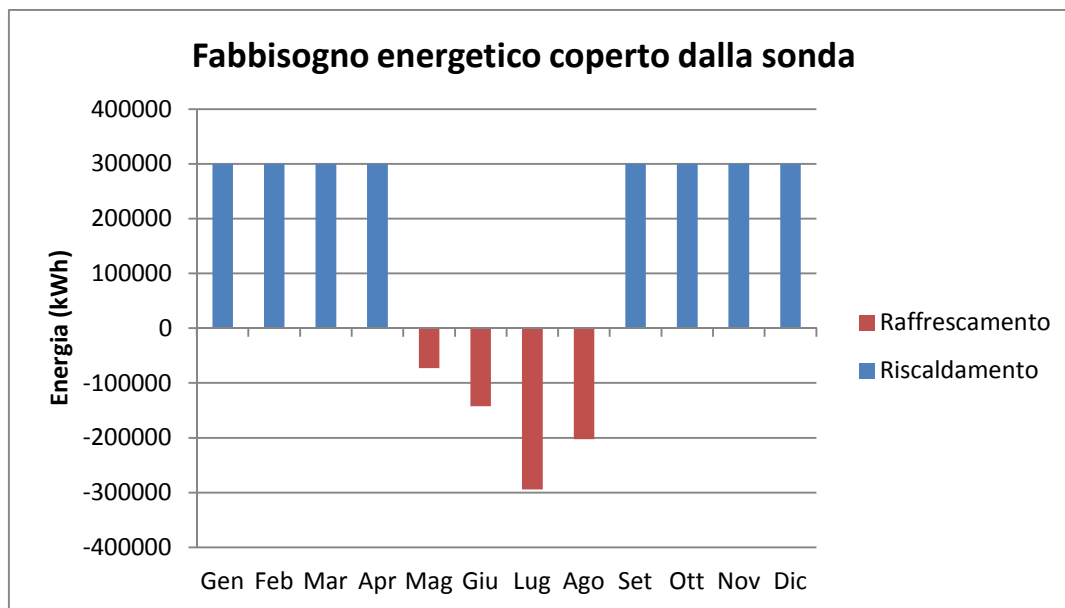


Figura 6.13 – Fabbisogno energetico coperto dalla sonda geotermica

Di seguito vengono riportati i dati di progetto dell'impianto frigorifero attuale confrontati con quelli dell'impianto geotermico. I grafici riportano invece la totale richiesta termica e frigorifera mensile, confrontata con il fabbisogno coperto dalla sonda.

Per quanto riguarda l'incentivo si ricorre al conto termico. il calcolo del suo valore fa riferimento alla formula (6.1).

Dati di progetto	
<i>Impianto attuale</i>	
Potenza frigorifera calcolata (kW)	1316
Energia frigorifera attualmente utilizzata (MWh)	785
EER condizionatore	3
Energia elettrica necessaria (MWh)	261
<i>Impianto geotermico</i>	
Potenza pompa di calore (kW)	1.316
Energia termica prodotta dall'impianto geotermico (MWh)	2.400
COP pompa di calore	3,8
Energia elettrica necessaria (MWh)	631
Energia frigorifera prodotta dall'impianto geotermico (MWh)	771
EER pompa di calore	5
Energia elettrica necessaria (MWh)	154

Costi di investimento	
<i>Investimento iniziale</i>	
Metri totali di sonda (m)	16.505
Costo specifico sonda (€/m)	40
Costo totale (€)	759.230
Costo pompa di calore (€)	200.000
Totale (€)	959.230

Costi attuali	
Costo energia frigorifera (€/kWh)	261.860
Costo specifico energia elettrica (€/kWh)	0,2
Costo totale energia elettrica (€/kWh)	52.372,07
Consumo di metano risparmiato (m ³)	244.897,96
Costo specifico metano (€/m ³)	0,48
Costo totale metano risparmiato (€/anno)	117.551,02
Totale risparmiato (€)	169.923
Costi post installazione	
Costo specifico energia elettrica (€/kWh)	0,20
Costo energia elettrica in riscaldamento(€/anno)	126.315
Costo energia elettrica in raffrescamento (€/anno)	30.863,01
Costo totale energia elettrica (€/anno)	157.178
Mancati costi annui (€/anno)	12.744
Incentivo conto termico (€/anno per 5 anni)	37.128
VAN₂₀ (€)	-171.740

In questo caso il VAN risulta negativo, l'investimento non è quindi accettabile (figura 6.14). I mancati costi annui, unica fonte di ricavo insieme all'incentivo per i primi cinque anni, non sono sufficienti a coprire la spesa iniziale dell'impianto geotermico.

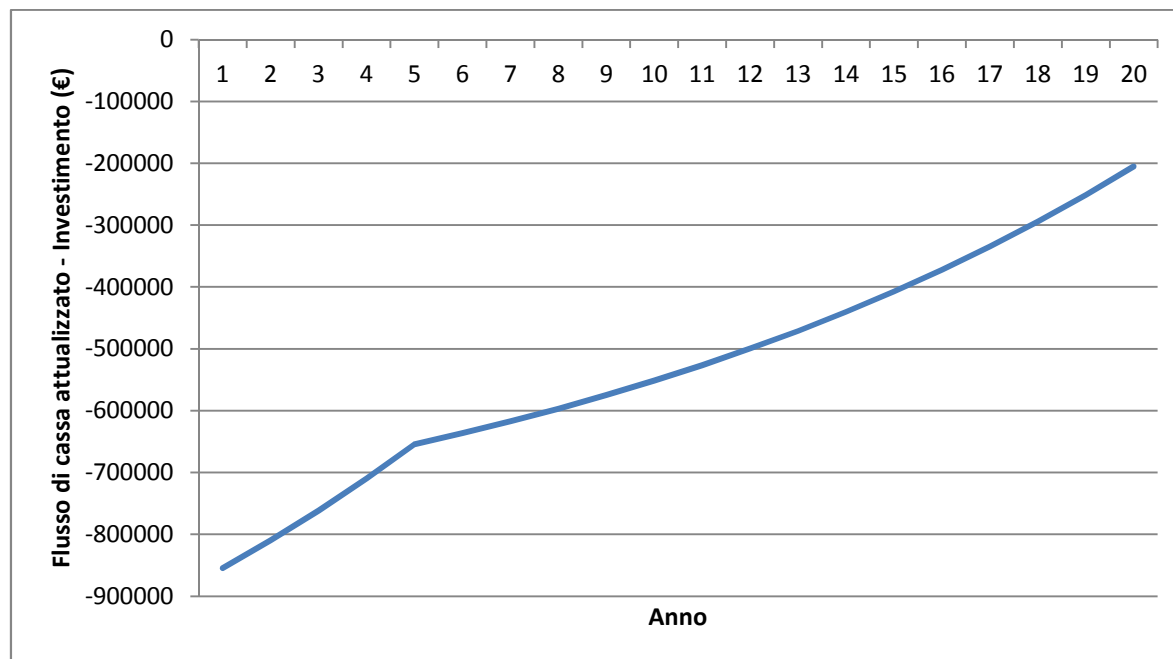


Figura 6.14 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

6.7.4 Azienda 4

Per questa azienda vengono prese in considerazione tutte le soluzioni, in quanto la potenza di progetto necessaria a soddisfare la richiesta termica e l'andamento del fabbisogno energetico annuale forniscono un caso ideale per il confronto di tutte le soluzioni.

Soluzione 1

Dati tecnici	
Potenza calcolata	2.600 kW _t
Superficie riscaldata	26.600 m ²
Energia primaria	4.537 MWh _t

Costi attuali	
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	431.815
Costo specifico gasolio (€/l)	0,82
Costo del gasolio (€/anno)	354.088
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale</i>	
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	741.000
Opere edili	80.000
Totale (€)	821.000

<i>Costi di gestione</i>	
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	1.575
Costo specifico cippato (€/t)	70
Costo cippato (€/anno)	110.263
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	30.000
Totale costi annui (€/anno)	140.263
Mancati costi annui gasolio (€/anno)	213.825

TEE	I°	II°	III°
COPERTURA IN VETRO			
As (m ²)	26.600	26.600	26.600
Ac/As	1,200	1,600	2,000
RSL (tep/anno/m ²)	0,049	0,065	0,078
TEE totali (€/anno) per 5 anni	312.130	411.732	497377

Indici economici	I°	II°	III°
VAN₂₀ (€)	2.376.059	2.784.449	3.135.611

Dal grafico di figura 6.15 si può notare come questo investimento risulti molto conveniente. Ciò è dovuto principalmente al tipo di carburante utilizzato attualmente dalle caldaie e cioè il gasolio. A differenza delle aziende 1 e 3 viste in precedenza, che utilizzano il metano, il prezzo del gasolio, a parità di energia primaria prodotta è molto più alto. Il passaggio da una attuale caldaia a gasolio a una a cippato rientra perciò in poco tempo.

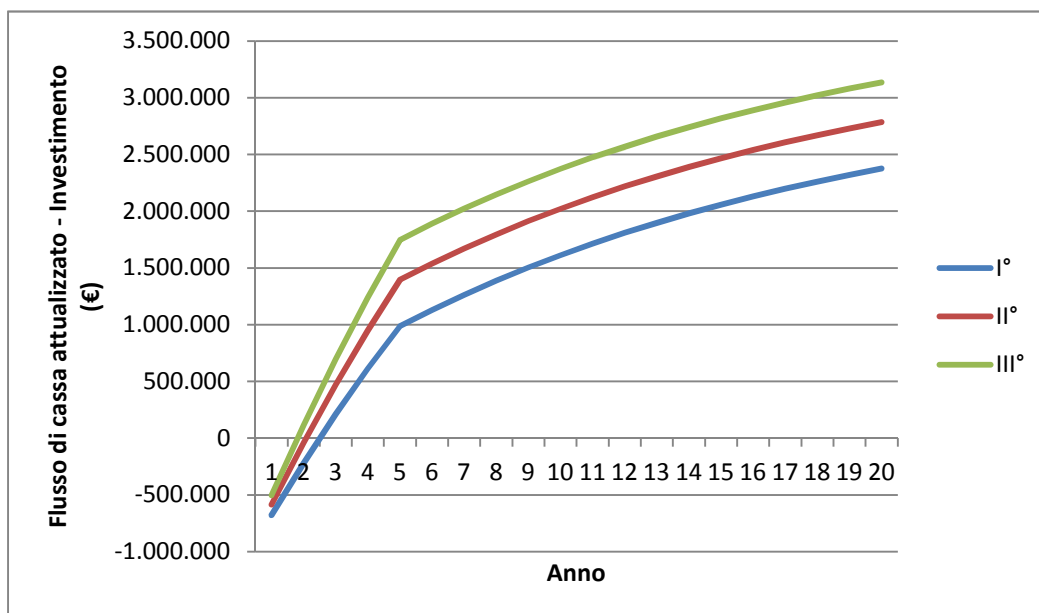


Figura 6.15 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

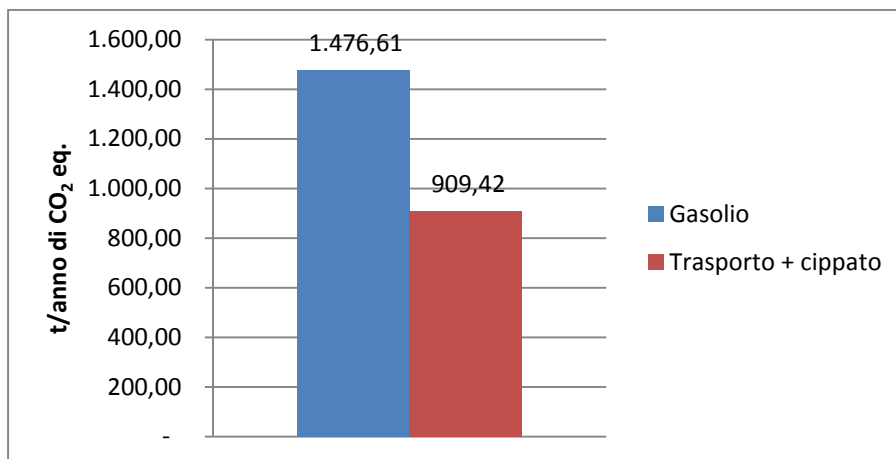
Dalla tabella 6.26 si può inoltre notare che il mese in cui la richiesta termica è maggiore, Gennaio, sono necessari circa 12 viaggi per coprire l'intero fabbisogno mensile. Questa è una situazione che l'azienda sarebbe in grado di gestire. Proprio per questo motivo si è pensato di studiare anche la soluzione alternativa di accoppiare alla caldaia a cippato uno degli impianti di cogenerazione studiati. Tale analisi verrà sviluppata nei punti successivi, alle soluzioni 3 e 4.

Tabella 6.26 – Analisi dei fabbisogni mensili

	kWh	t/mese	Viaggi al mese (con 30 t a viaggio)
Gennaio	952.810	336,3	11,2
Febbraio	736.637	260,0	8,7
Marzo	549.112	193,8	6,5
Aprile	300.742	106,1	3,5
Maggio	106.232	37,5	1,2
Giugno	39.069	13,8	0,5
Luglio	2.386	0,8	0,0
Agosto	17.144	6,1	0,2
Settembre	79.369	28,0	0,9
Ottobre	316.765	111,8	3,7
Novembre	554.327	195,6	6,5
Dicembre	882.822	311,6	10,4

Tabella 6.27 – Emissioni di CO₂ equivalente

Emissioni	CO2 eq.
Trasporto	
Totale viaggi all'anno	53,4
Distanza singolo viaggio, complessiva di andata e ritorno (km)	100
totale km/anno	5.338
Consumo specifico di gasolio (km/l)	8
Consumo totale gasolio (l)	667
Energia totale per il trasporto (MWh)	7,14
Emissioni specifiche (t/MWh)	0,272
Emissioni totali (t/anno)	1,94
Caldaia a cippato	
Energia termica richiesta (MWh)	4.537
Emissioni specifiche (kg/MWh)	0,200
Emissioni totali (t/anno)	181
Caldaia a gasolio	
Emissioni specifiche (kg/MWh)	0,325
Emissioni totali (t/anno)	1.476

Figura 6.16 – Emissioni di CO₂ equivalenteSoluzione 2

Dati di progetto	ORC	Gassificatore
Potenza termica ingresso	1.100	740
Potenza termica utile (kW _t)	690	300
Potenza elettrica (kW _e)	150	200
Ore funzionamento impianto	7.500	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125	1.500
Energia elettrica al lordo delle perdite di rete (MWh _e)	933,75	1.245
Tariffa omnicomprensiva (€/MWh _e)	229	229

Costi attuali		
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	291.689	149.889
Costo specifico gasolio (€/l)	0,82	0,82
Costo totale gasolio (€/anno)	239.185	122.909
Costi post installazione		
<i>Investimento iniziale</i>		
Totale (€)	1.369.000	1.585.200
<i>Costi di gestione</i>		
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	3.000	1.500
Costo specifico cippato (€/t)	70	70
Costo cippato (€/anno)	210.000	105.000
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	51.975	55.000
Totale costi annui (€/anno)	261.975	160.000
Mancati costi annui metano (€/anno)	-22.790	-37.091
Tariffa omnicomprensiva (€/anno per 20 anni)	213.829	285.105
VAN₂₀ (€)	654.864	1.042.263

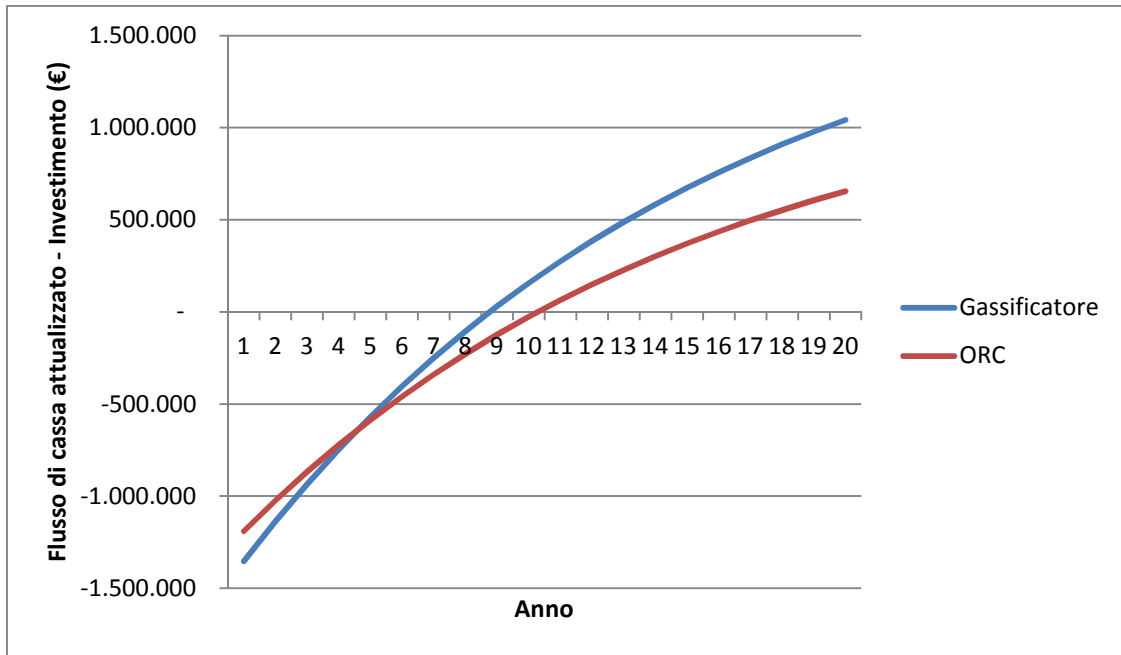


Figura 6.17 – Confronto andamento del flusso di cassa totale attualizzato tra ORC e gassificazione

Dalla figura 6.17 si può riscontrare come, anche in questo caso, sia l'investimento dell'impianto cogenerativo a gassificazione a generare un rientro economico migliore rispetto all'ORC.

Il consumo totale di cippato sarebbe, per entrambe le soluzioni, ripartito equamente nei dodici mesi dell'anno. In questo modo, per l'impianto ORC sarebbero necessari 8,3 viaggi al mese (corrispondenti a 250 t/mese di cippato), mentre per l'impianto di gassificazione 4,1 viaggi al mese (125 t/mese). Dal punto di vista della sostenibilità economica e ambientale, questo rappresenta un altro punto a favore per l'impianto di cogenerazione a gassificazione, rendendolo, tra i due, l'investimento maggiormente conveniente.

Soluzione 3 e soluzione 4

È necessario fare alcune premesse prima di passare all'analisi economica di queste due soluzioni. L'impianto prevede l'installazione di un sistema cogenerativo associato a una caldaia a cippato per la sola produzione di calore. Si è perciò pensato di coprire una fascia costante di richiesta termica con l'impianto cogenerativo, che funzionando costantemente senza interruzioni per 7500 ore produce calore ed energia elettrica, associato a una caldaia che coprirebbe la restante richiesta termica. L'energia termica in eccesso prodotta dall'impianto cogenerativo dovrebbe essere dissipata. I calcoli sono stati effettuati tramite la curva di carico riportata nell'allegato I.4.

Si può passare ora allo studio dei due investimenti:

Dati principali		
Energia termica richiesta (MWh _t)	4.537	4.537
Caldaia a cippato		
Energia termica coperta dalla caldaia a cippato (MWh _t)	1.472	2.962
Potenza caldaia a cippato (kW _t)	1.800	2.250
Cogeneratore		
	ORC	Gassificatore
Energia termica coperta dal cogeneratore (MWh _t)	3.065	1.575
Potenza termica ingresso (kW _t)	1.100	740
Potenza termica utile (kW _t)	690	300
Potenza elettrica (kW _e)	150	200
Ore funzionamento impianto	7.500	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125	1.500
Energia elettrica al netto delle perdite di rete (MWh _e)	933	1.245
Tariffa omnicomprensiva (€/MWh)	229	229

Tariffa omnicomprensiva	
Valore specifico tariffa omnicomprensiva	0,229
Tariffa omnicomprensiva (€/anno per 20 anni)	213,82

Costi attuali	Soluzione 3	Soluzione 4
Consumo di metano risparmiato (l/anno)	431.815	431.815
Costo specifico metano (€/l)	0,82	0,82
Costo del metano (€/anno)	354.088	354.088
Costi post installazione		
<i>Investimento iniziale</i>		
Corpo caldaia + montaggio e messa in funzione	657.000	821.250
Opere edili	120.000	120.000
Elettrofiltro	100.000	100.000
Costo impianto cogenerativo	1.369.000	1.585.200
Totale (€)	2.246.000	2.626.450
<i>Costi di gestione</i>		
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	3.483	2.471
Costo specifico cippato (€/t)	70	70
Costo cippato (€/anno)	243.793	172.990
Costo manutenzione e gestione caldaia (€/anno)	30.000	30.000
Costo manutenzione e gestione ORC (€/anno)	51.975	55.000
Totale costi annui (€/anno)	325.768	257.990
Mancati costi annui gasolio (€/anno)	28.829	96.098

Indici economici ORC	I°	II°	III°
VAN ₂₀ (€)	1.599.121	2.007.511	2.358.674

Indici economici Gassificatore	I°	II°	III°
VAN ₂₀ (€)	2.691.817	3.100.206	3.451.369

Entrambi gli investimenti hanno un ritorno economico tra il III° e il V° anno. La differente pendenza della curva e di conseguenza il differente valore del VAN₂₀, sono dovuti alla diversa produzione di energia elettrica ceduta alla rete e venduta, rendendo l'impianto di gassificazione l'investimento migliore. Per questa soluzione non sono stati calcolati i viaggi mensili necessari alla fornitura del cippato, ma come si può constatare dalla totale quantità di biomassa necessaria a soddisfare l'intera richiesta termica, è sempre l'impianto di gassificazione che riscontra i risultati migliori.

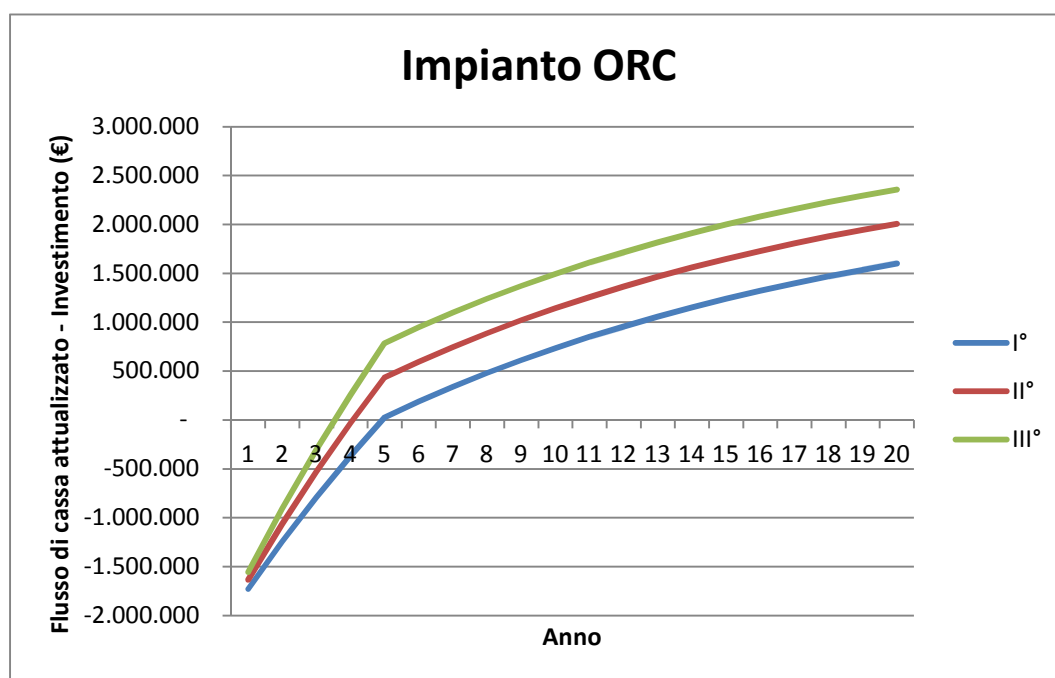


Figura 6.18 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato per l'impianto ORC

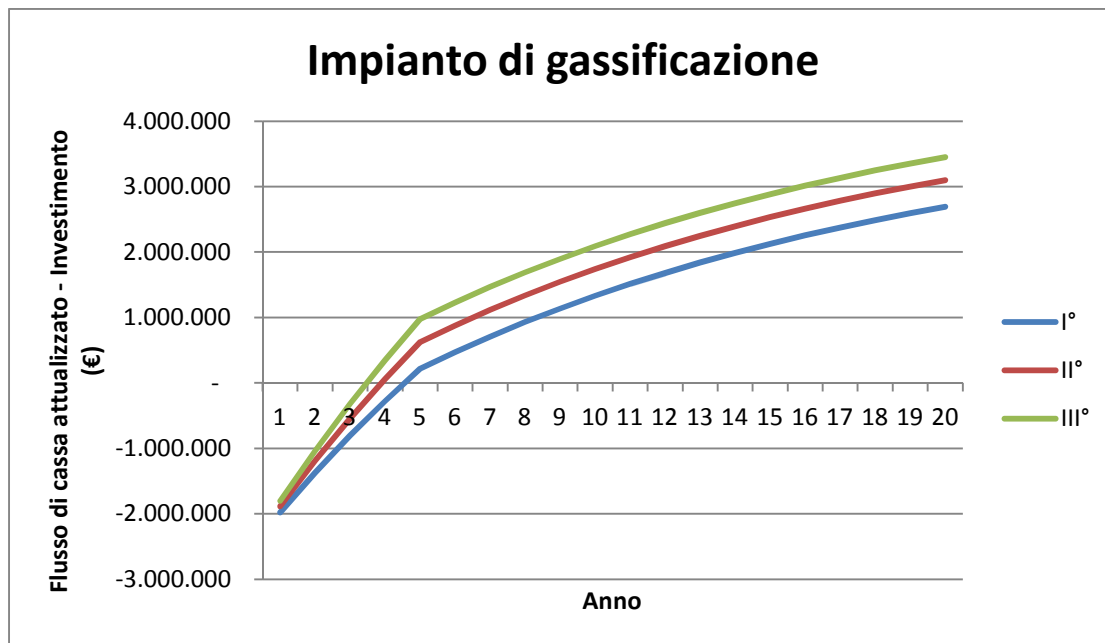


Figura 6.19 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato per l'impianto di gassificazione

Soluzione 5

Diversamente dall'impianto geotermico studiato per l'Azienda 3, in questo caso, visto che l'azienda non necessita di raffrescamento nella stagione estiva, si è pensato di stoccare nel terreno, tramite la sonda geotermica, l'energia termica prodotta in eccesso dall'impianto ORC durante la stagione estiva; energia che altrimenti andrebbe dissipata. In questo modo si rende disponibile l'energia accumulata in estate durante la stagione invernale.

I calcoli sono stati effettuati anche questa volta con il foglio di calcolo che implementa la procedura ASHRAE. Per simulare lo stoccaggio nel terreno si è fissato un valore di EER pari a 1000; in questo modo si ipotizza il funzionamento della pompa di calore in raffrescamento praticamente ideale.

Le lunghezze totali di sonda risultano molto diverse tra loro; la maggiore è quella per raffrescamento, visto che l'energia termica che si rende disponibile per lo stoccaggio è rilevante. La scelta finale è ricaduta su una lunghezza intermedia di 7500 m, in grado di coprire quasi completamente il fabbisogno invernale e di stoccare l'energia nel periodo estivo. L'energia non coperta dall'impianto geotermico nei momenti di picco, Gennaio, Febbraio e Dicembre, è coperta dalla caldaia a metano e corrisponde all'80% della totale richiesta mensile.

Dai due grafici riportati nel seguito è possibile intuire da quale impianto e in quale rapporto venga coperto il fabbisogno energetico.

Pompa di Calore		
	Riscaldamento	Raffrescamento
COP di progetto	4,5	1.000
Temperatura ingresso alla PdC di progetto (°C)	5	50
ΔT sulla PdC di progetto (°C)	4	4

Dati elaborati con la procedura ASHRAE	
Scambiatore di Calore a Terreno	
Diametro Interno tubo (mm)	26
Diametro Esterno tubo (mm)	32
Conduttività Termica tubo (W/(m K))	0,35
Numero Circuiti a U	2
Interasse Tubi (mm)	45,2
Diametro Perforazione (mm)	150
Conduttività Termica Riempimento (W/(m K))	1,7
Terreno	
Conduttività Termica (W/(m K))	1,7
Densità (kg/m ³)	2.500
Calore Specifico (J/(kg K))	1.000
Temperatura Indisturbata (°C)	13,14
Dati Calcolati	
Lunghezza totale per Riscaldamento (m)	3.724
Lunghezza totale per Raffrescamento (m)	12.503
Interasse (m)	7
Variazione di Temperatura del Terreno a 10 anni (°C)	14,69
Superficie (m ²)	4.459

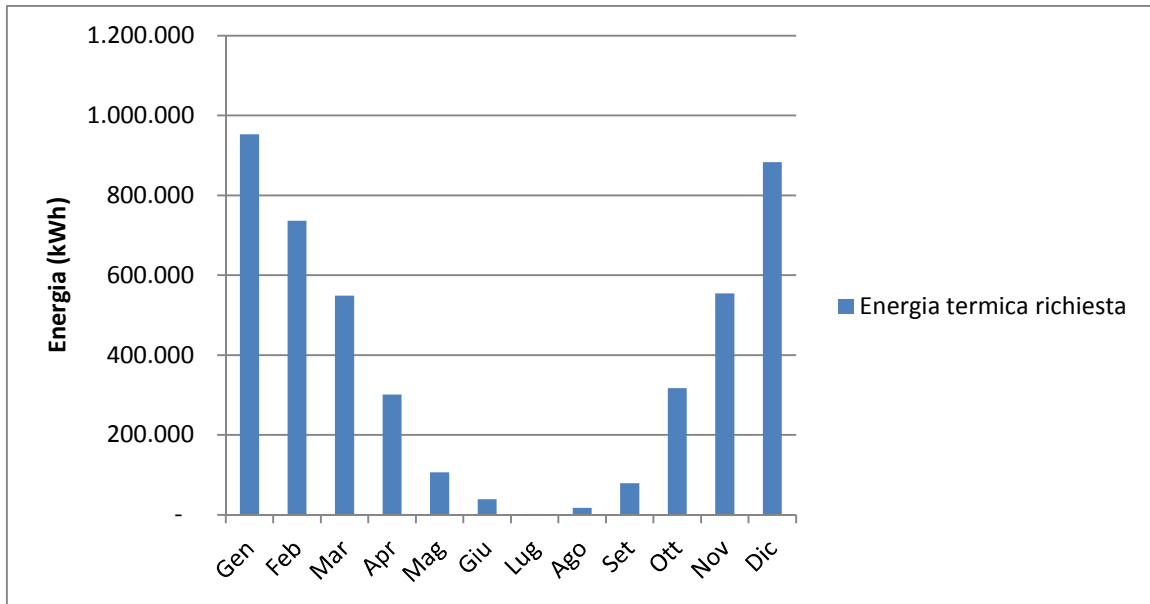


Figura 6.20 – Fabbisogno termico mensile

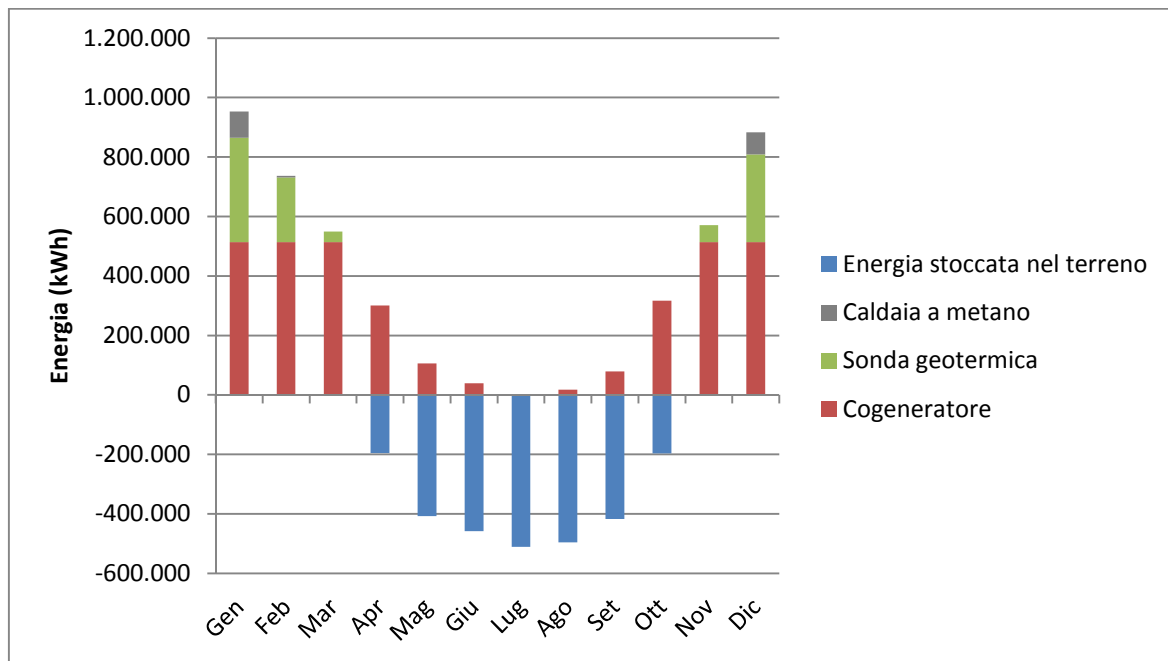


Figura 6.21 – Fabbisogno termico mensile coperto dalle diverse tecnologie di produzione di calore

L'investimento sarà complessivo di installazione di impianto ORC e installazione di impianto geotermico, con i relativi costi di gestione annui.

Dati di progetto	
<i>Impianto ORC</i>	
Potenza termica ingresso (kW _t)	1.100

Potenza termica utile (kW _t)	690
Potenza elettrica (kW _e)	150
Ore funzionamento impianto	7.500
Energia elettrica prodotta (MWh _e)	1.125
Energia elettrica al netto delle perdite di rete (MWh _e)	933
Energia termica coperta dall'ORC (MWh _t)	3.065
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	291.689
<i>Impianto geotermico</i>	
Potenza pompa di calore (kW)	500
Energia termica coperta dalla sonda (MWh _t)	958
COP pompa di calore	4,5
Energia elettrica necessaria (MWh _e)	213
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	91.244

Costi attuali	
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	381.157
Costo specifico gasolio (€/l)	0,82
Costo totale gasolio (€/anno)	312.548
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale ORC</i>	
Totale impianto ORC (€)	1.369.000
<i>Investimento iniziale geotermia</i>	
Metri totali di sonda (m)	7.500
Costo specifico sonda (€/m)	40
Costo totale sonda (€)	345.000
Costo pompa di calore [€]	170.000
Totale impianto geotermico (€)	515.000
Totale investimento (€)	1.884.000
<i>Costi di gestione impianto ORC</i>	
Consumo di cippato (PCI medio: 12MJ/kg) (t)	3.000
Costo specifico cippato (€/t)	70
Costo cippato (€/anno)	210.000
Costo manutenzione e gestione (€/anno)	51.975
Totale costi annui (€/anno)	261.975
<i>Costi di gestione impianto geotermico</i>	
Costo energia elettrica (€/kWh)	0,20
Energia elettrica necessaria (kWh)	213.060
Totale costi annui (€/anno)	42.612
Totale costi di gestione (€/anno)	304.587
Mancati costi annui (€/anno)	9.418
VAN₂₀ (€)	548.320

Incentivi	
<i>Impianto ORC</i>	
Valore specifico tariffa omnicomprensiva (€/kWh)	0,229
Tariffa omnicomprensiva (€/anno per 20 anni)	213.829
<i>Impianto geotermico</i>	
Conto termico (€/anno per 5 anni)	16.400

Il grafico in figura 6.22 mostra un ritorno di investimento alla fine del 12° anno. L'elevato costo iniziale dell'impianto ORC non permette all'investimento di rientrare in poco tempo, nonostante la presenza degli incentivi.

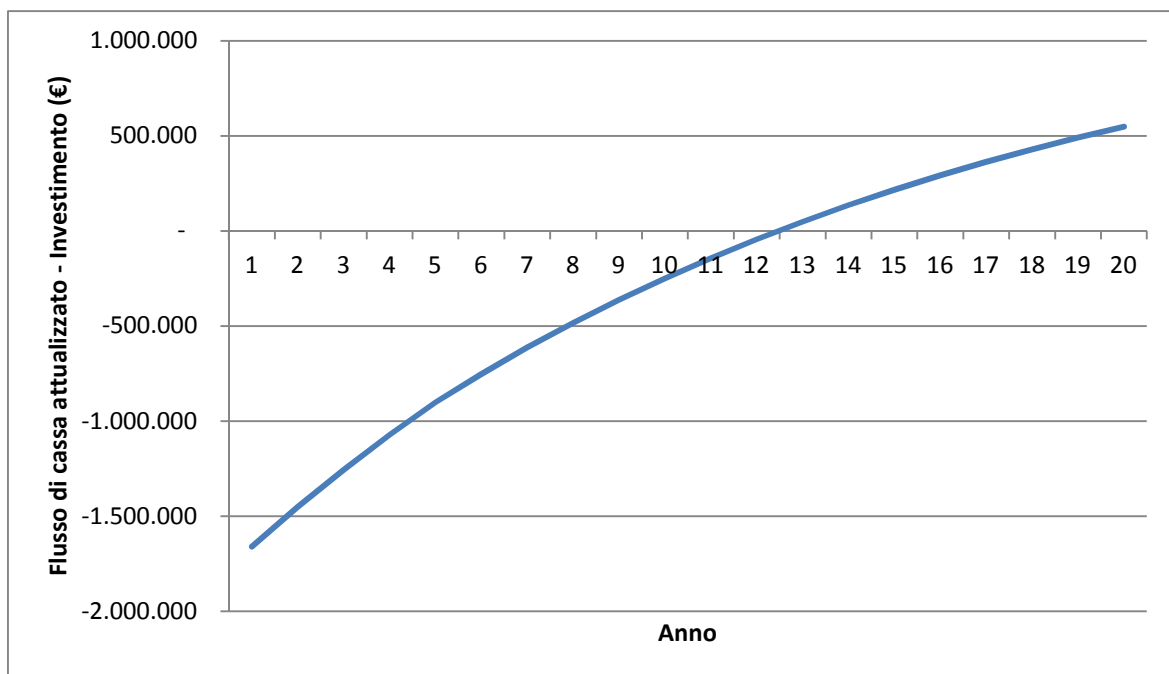


Figura 6.22 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

Nel caso, invece, in cui fosse già presente un cogeneratore della stessa potenza del caso precedente, che quindi avrebbe la necessità di dissipare l'energia termica già messa in evidenza, il costo del solo investimento per l'impianto geotermico e il relativo ritorno d'investimento sarebbero i seguenti:

Dati di progetto	
<i>Impianto geotermico</i>	
Potenza pompa di calore (kW)	500
Energia termica coperta dalla sonda (MWh _t)	958

COP pompa di calore	4,5
Energia elettrica necessaria (MWh _e)	213
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	99.354

Costi attuali	
Consumo di gasolio risparmiato (l/anno)	99.354
Costo specifico gasolio (€/l)	0,82
Costo totale gasolio (€/anno)	81.470
Costi post installazione	
<i>Investimento iniziale</i>	
Metri totali di sonda (m)	7.500
Costo specifico sonda (€/m)	40
Costo totale sonda (€)	345.000
Costo pompa di calore [€]	170.000
Totale investimento (€)	515.000
<i>Costi di gestione</i>	
Costo energia elettrica (€/kWh)	0,20
Energia elettrica necessaria (kWh)	213.060
Totale costi annui (€/anno)	42.612
Mancati costi annui (€/anno)	38.858

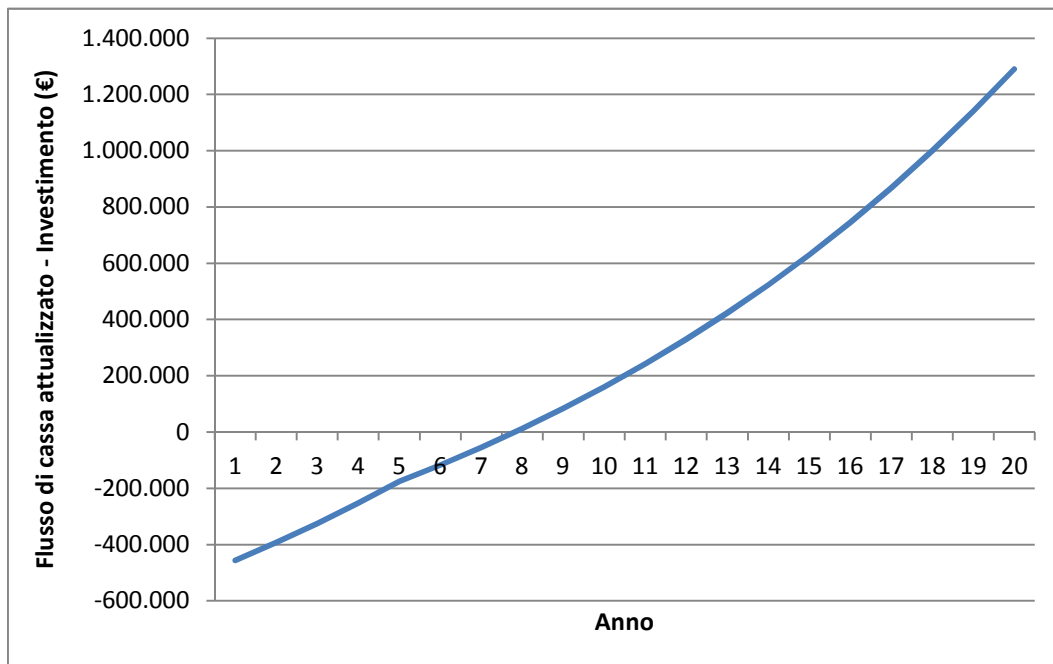


Figura 6.23 – Andamento del flusso di cassa totale attualizzato

Conclusioni

Visto il ruolo assegnato alle energie rinnovabili e in particolare alla biomassa, nel raggiungimento degli obiettivi individuati dal “Burden Sharing”, cioè la ripartizione regionale della quota minima di incremento dell’energia prodotta con fonti rinnovabili, in vista degli obiettivi europei prefissati per il 2020, il presente lavoro vuole dimostrare la sostenibilità economica e ambientale delle tecnologie innovative di valorizzazione energetica della biomassa applicate al settore florovivaistico.

La prima conclusione riguarda l’approvvigionamento della biomassa. Si è voluto verificare la possibilità di recuperare la biomassa all’interno delle aziende stesse, ottenuta come scarto di lavorazione. Dall’analisi sono emersi due risultati distinti: per le aziende di grandi dimensioni non vi è la possibilità di recuperare scarti legnosi dalla filiera interna di lavorazione; mentre per le aziende di piccole dimensioni esaminate si è riscontrata la possibilità di recuperare una buona quantità di biomassa derivante dalla pulizia degli spazi verdi, pubblici e privati. L’analisi ha dimostrato che la quantità recuperata, se utilizzata in una caldaia a cippato, è sufficiente a coprire il fabbisogno energetico dell’azienda.

La seconda conclusione che si desidera mettere in luce riguarda la scelta delle soluzioni cogenerative in grado di sfruttare il cippato come combustibile. I parametri di valutazione che si sono utilizzati per effettuare tale scelta sono stati rendimento dell’impianto e costo complessivo. Gli impianti risultati maggiormente vantaggiosi da questi punti di vista sono due: caldaia a cippato abbinata a turbogeneratore ORC e gassificatore equicorrente abbinato a motore a combustione interna.

L’analisi economica si è infine concentrata su cinque diverse soluzioni di impianto. Per una corretta lettura dell’analisi è necessario distinguere le aziende che installano impianti di piccola potenza con le aziende che installano grandi potenze. Le prime riportano un vantaggio economico e ambientale se, come l’ “Azienda 5”, utilizzano una biomassa di scarto per alimentare l’impianto. In questo caso risulta conveniente l’installazione di una caldaia a cippato.

Mentre per le seconde è l’installazione di un impianto cogenerativo a biomassa che potrebbe risultare una soluzione vantaggiosa. Tra i due impianti analizzati è il gassificatore accoppiato al motore a combustione interna quello che riscontra un ritorno economico migliore. Il minore consumo di combustibile abbinato a una maggiore produzione di energia elettrica sono i due fattori che rendono questo investimento migliore rispetto alla soluzione della caldaia ad olio diatermico accoppiata al turbogeneratore ORC.

In merito all’analisi economica elaborata è possibile fare alcune osservazioni. Per le aziende che installano grandi potenze la scelta di sostituire la caldaia a combustibile fossile con una

caldaia a cippato risulta abbastanza gravosa, in quanto obbliga l'azienda stessa a dedicare parte del personale alla gestione del cippato, viste la grandi quantità in gioco di biomassa necessarie.

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.

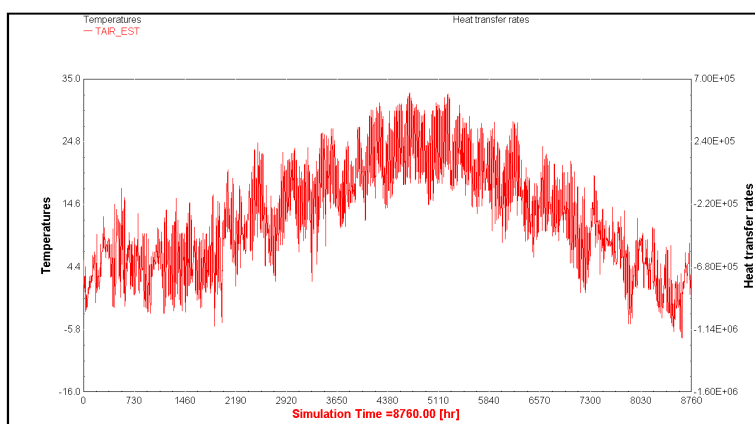
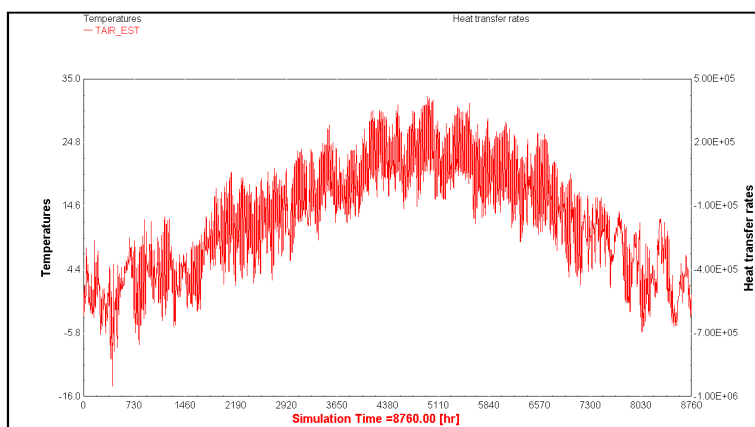
In ultima analisi sono stati presi in esame gli impianti a sonda geotermica con pompa di calore. La soluzione più interessante in questo caso è l'accoppiamento di un impianto di cogenerazione ORC abbinato alla sonda geotermica, in modo da non dissipare l'energia termica in eccesso prodotta dal cogeneratore, ma stoccarla nel terreno. L'analisi ha dato però un ritorno economico nell'ordine dei dodici anni, risultato quindi non propriamente conveniente. Se i costi di investimento delle due tecnologie si riducessero potrebbe risultare un'ottima soluzione di impianto alimentato a fonti rinnovabili per il settore vivaistico.

Per quanto riguarda gli impianti di cogenerazione a biomassa invece, una soluzione applicabile in questo settore potrebbe essere la presenza di un'azienda terza che si occuperebbe per intero del funzionamento e della gestione dell'impianto, vendendo l'energia elettrica alla rete e l'energia termica alle aziende florovivaistiche.

Allegato I

Nel presente allegato vengono riportati, per ogni azienda, gli andamenti di temperatura e calore sensibile elaborati dal software Trnsys. Il software elabora e stampa a schermo gli andamenti delle singole “*zone termiche*” (indicate nel seguito con il nome di “serra” e non più “zona termica”); per non appesantire la lettura dell’allegato verranno riportate solamente alcune delle serre analizzate, prese come campione; come si può notare dalle tabelle riportate nei paragrafi dal 5.3.1 al 5.3.5, infatti, in molti casi le caratteristiche delle serre di una stessa azienda sono le medesime. Riportare i grafici di tutte le serre risulterebbe perciò una ripetizione.

Per quanto riguarda l’andamento delle temperature esterne sono state scelte due zone di riferimento, Villafranca di Verona e Vicenza, di cui vengono riportati i rispettivi grafici.

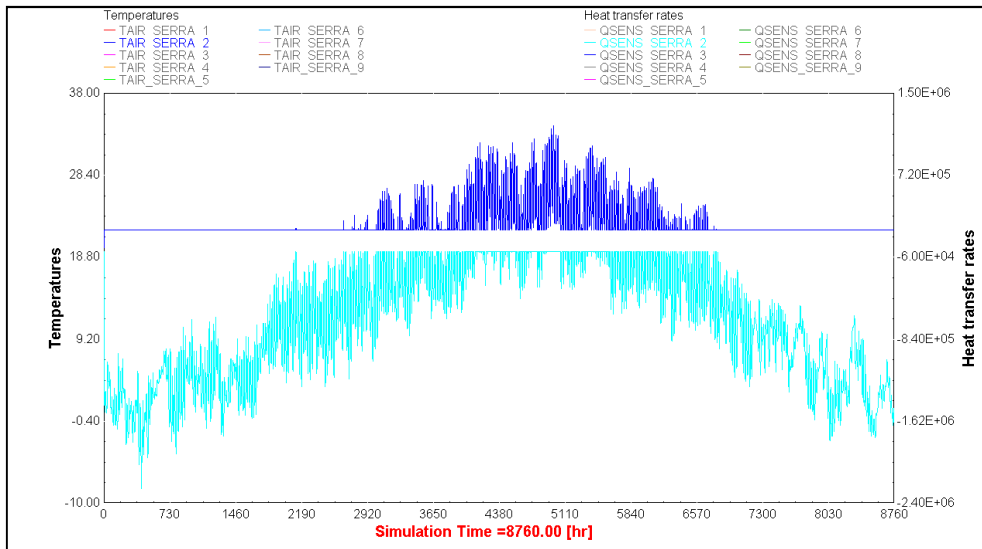


Per ogni azienda sono presentate inoltre le curve di carico della potenza.

I.1 Azienda 1

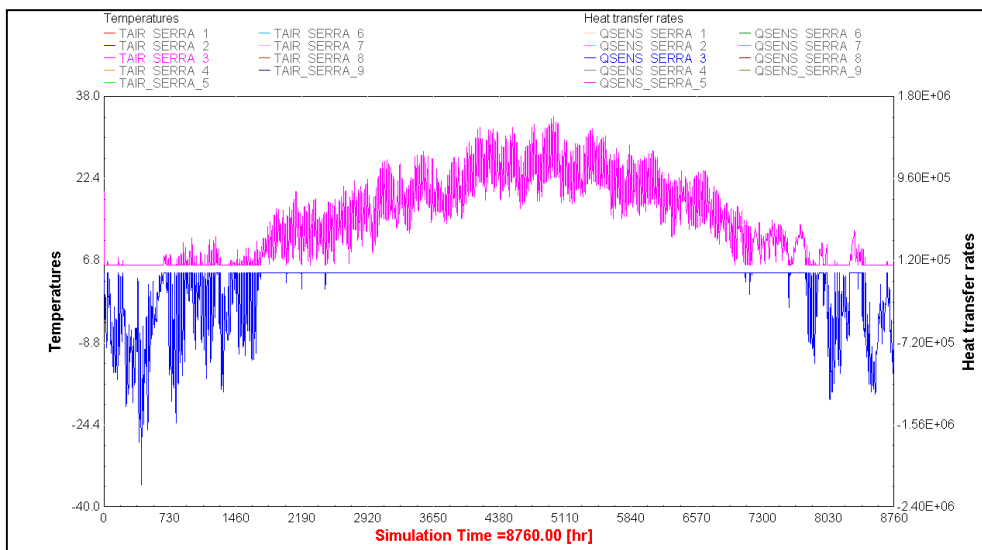
Serra 2

Superficie coltivata 3000 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 22 °C.



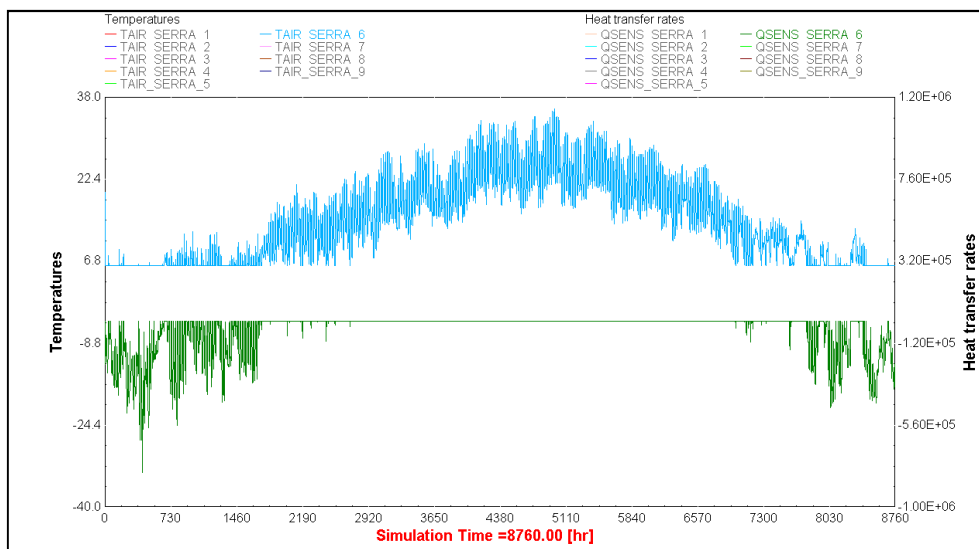
Serra 3

Superficie coltivata 6000 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 6 °C.

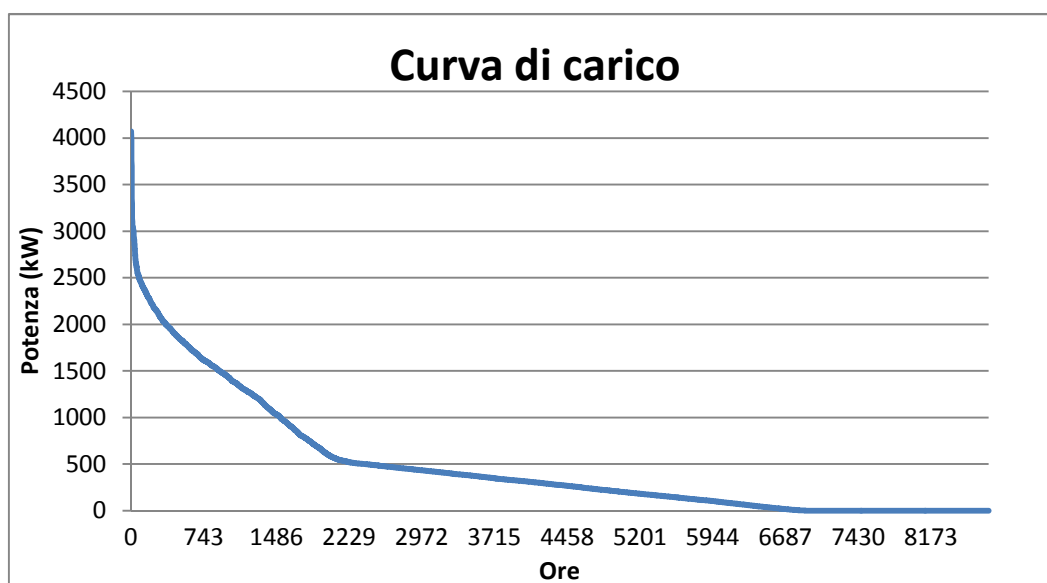


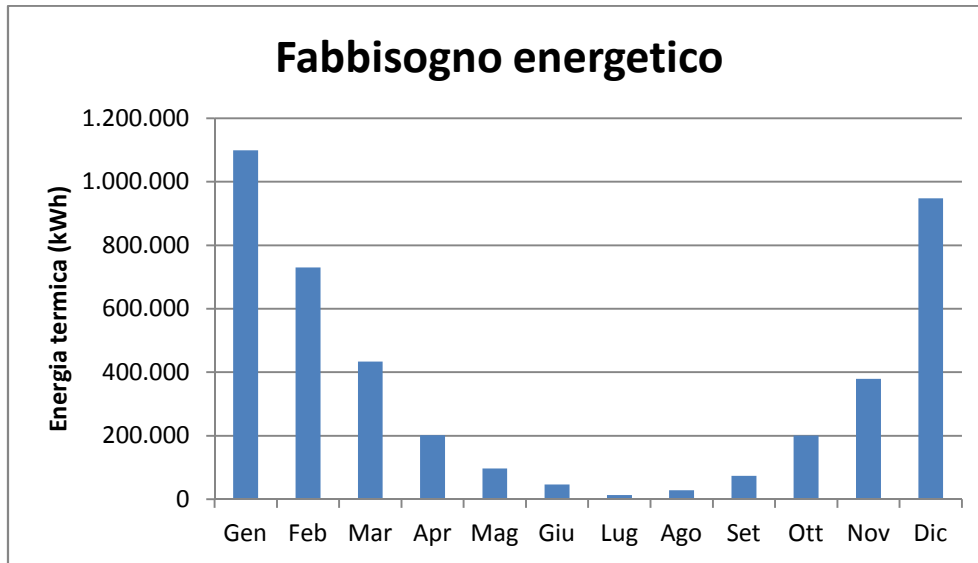
Serra 6

Superficie coltivata 2000 m², materiale di copertura film plastico, temperatura interna da mantenere 6 °C.



Curva di carico delle potenze e fabbisogno energetico

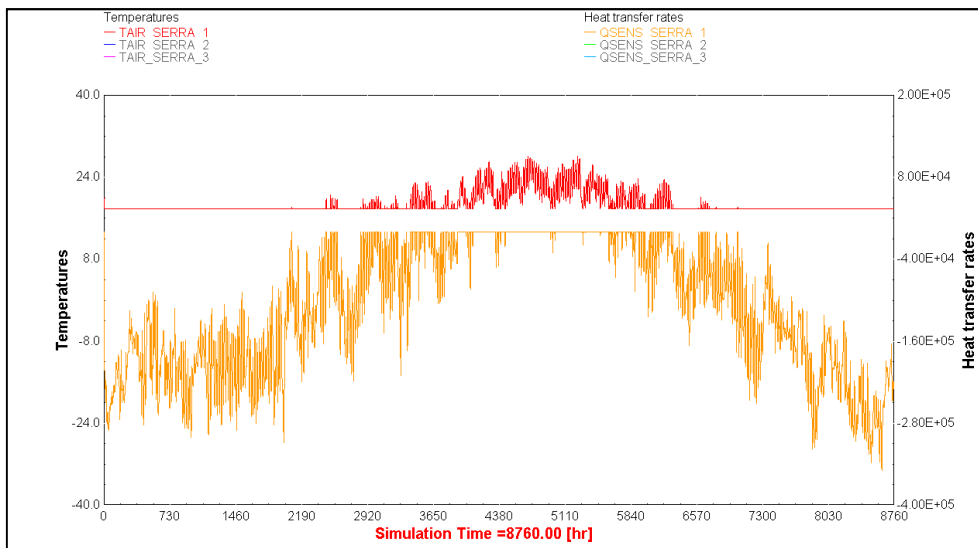




I.2 Azienda 2

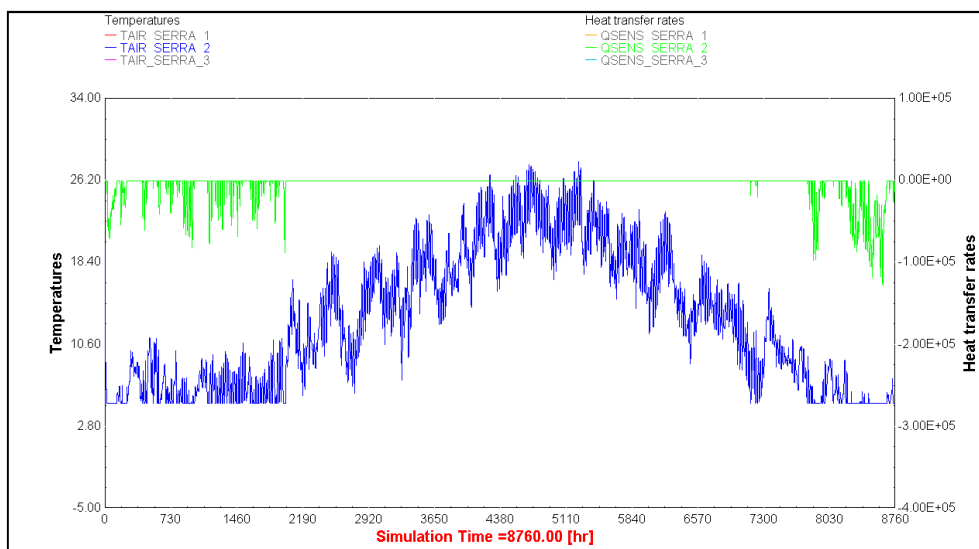
Serra 1

Superficie coltivata 800 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 18 °C.



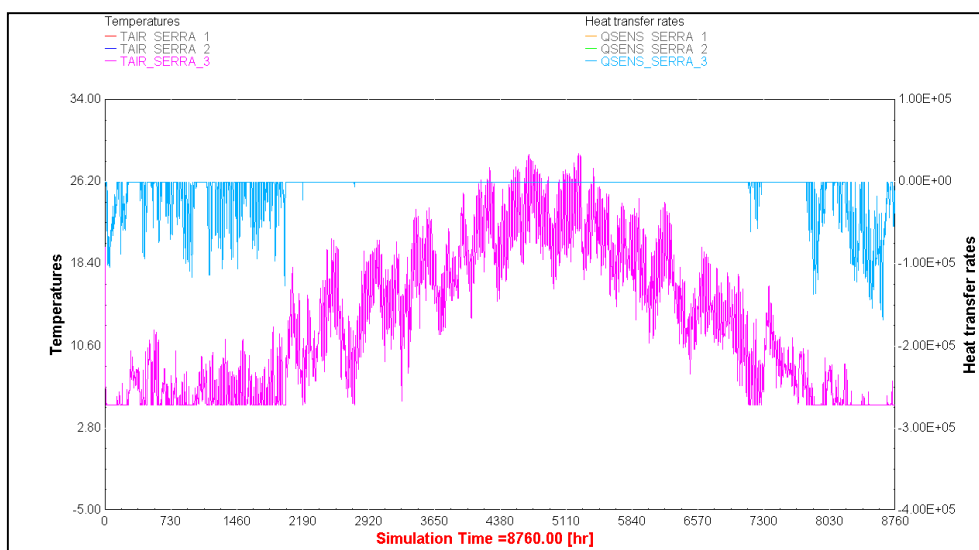
Serra 2

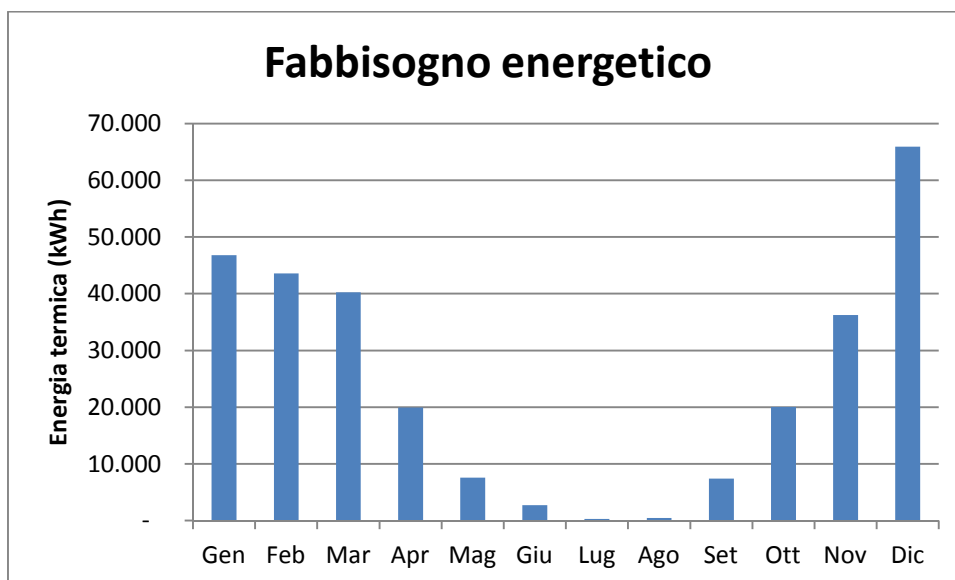
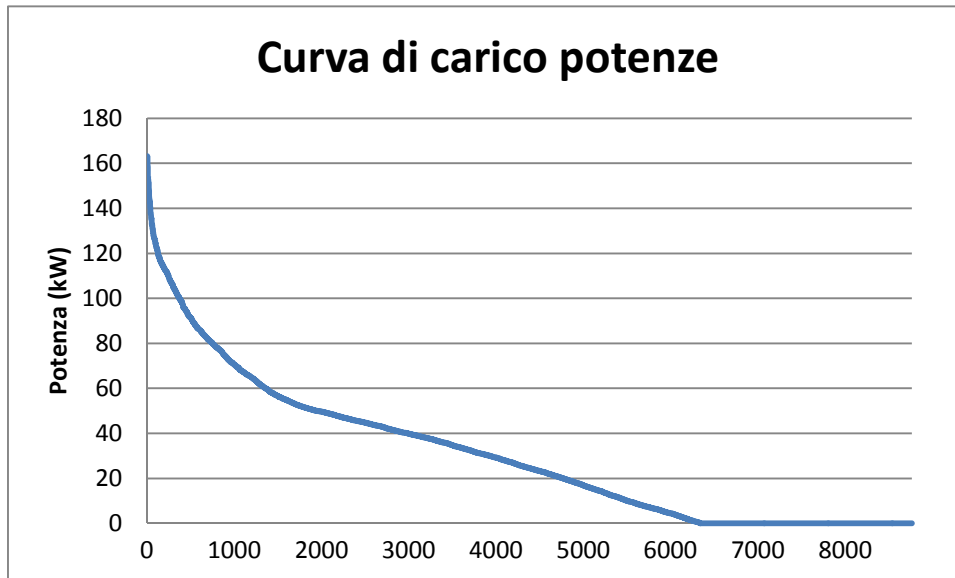
Superficie coltivata 800 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 5 °C.



Serra 3

Superficie coltivata 800 m², materiale di copertura film plastico, temperatura interna da mantenere 5 °C.

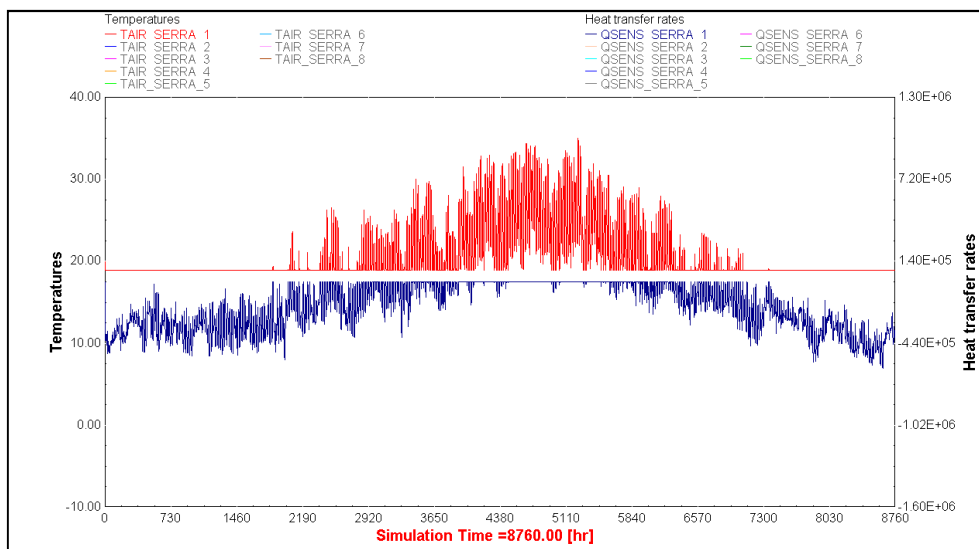


Curva di carico delle potenze e fabbisogno energetico

I.3 Azienda 3

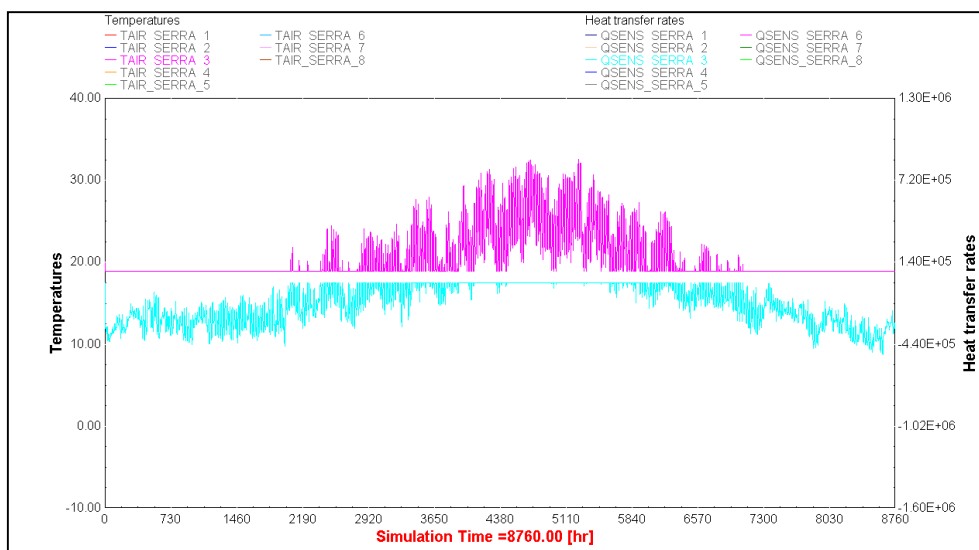
Serra 1

Superficie coltivata 1045 m², materiale di copertura film plastico, temperatura interna da mantenere 18 °C.



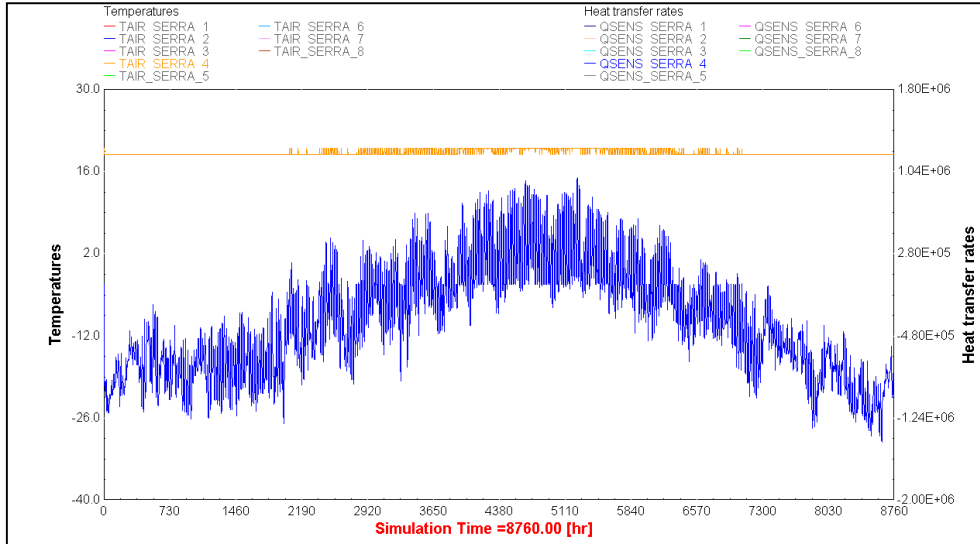
Serra 3

Superficie coltivata 800 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 18 °C.



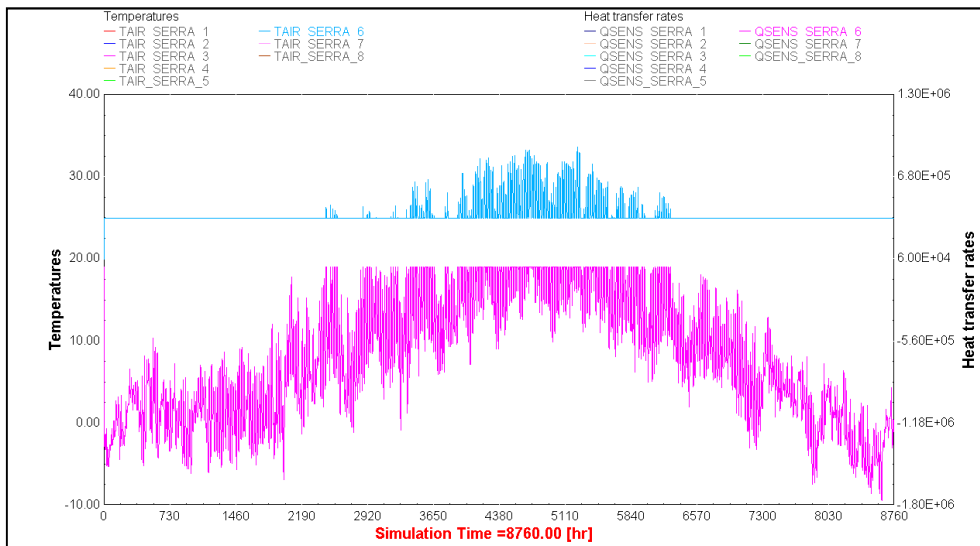
Serra 4

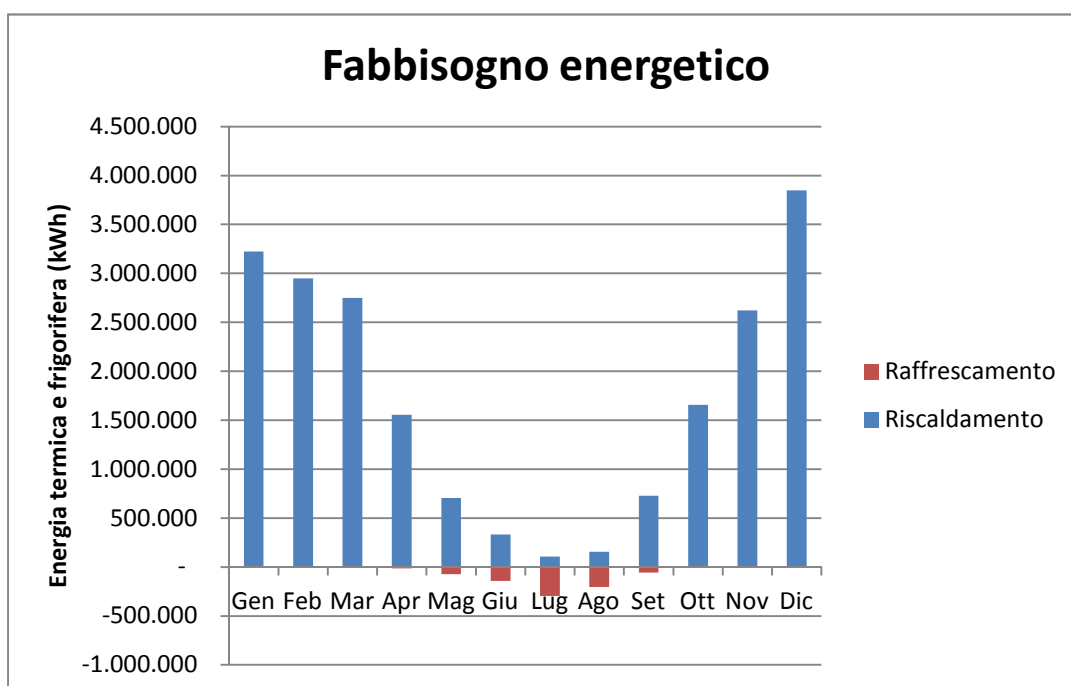
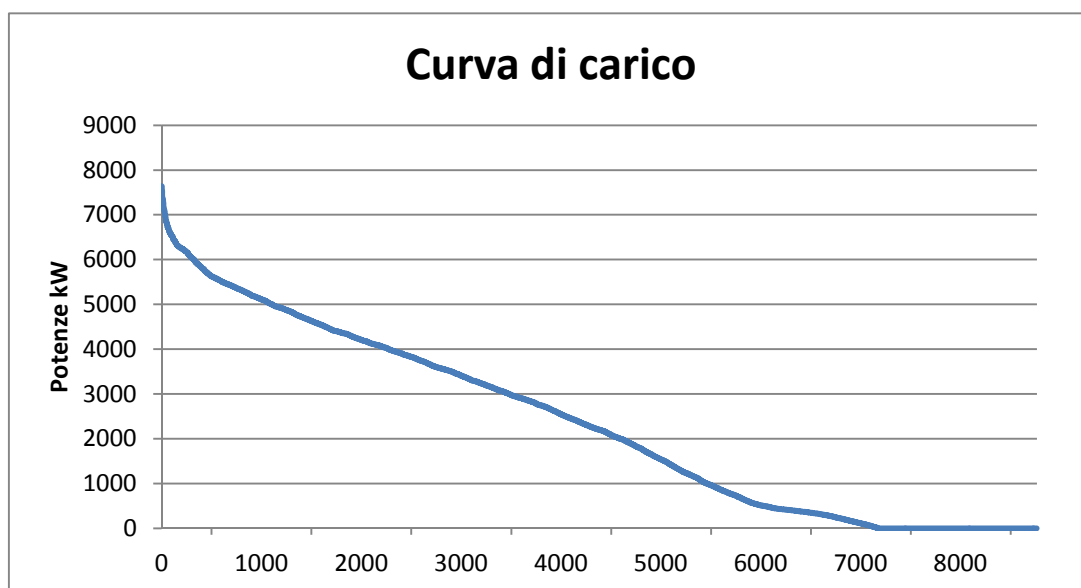
Superficie coltivata 2500 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 18 °C, condizionata in estate per mantenere al massimo 20 °C.



Serra 6

Superficie coltivata 2500 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 28 °C.

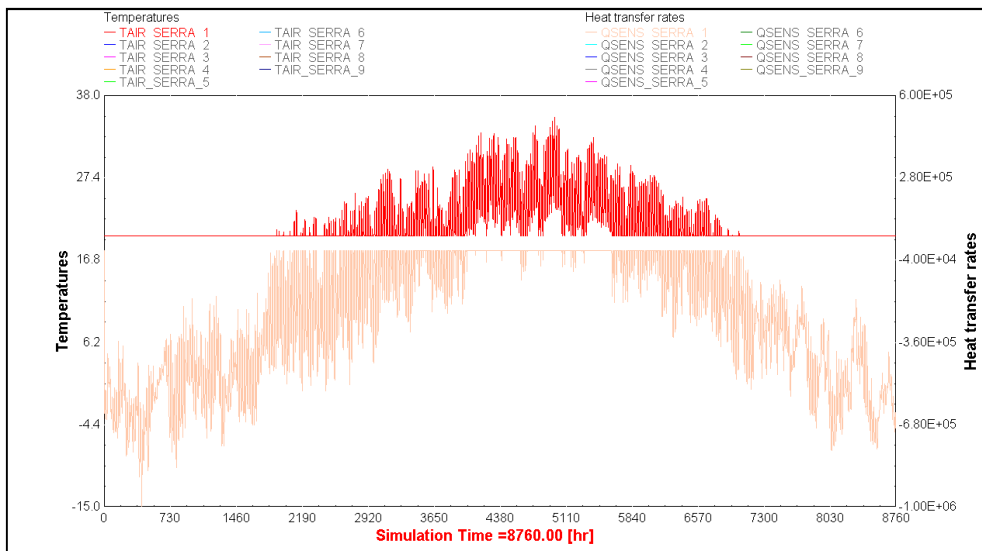


Curva di carico delle potenze e fabbisogno energetico

I.4 Azienda 4

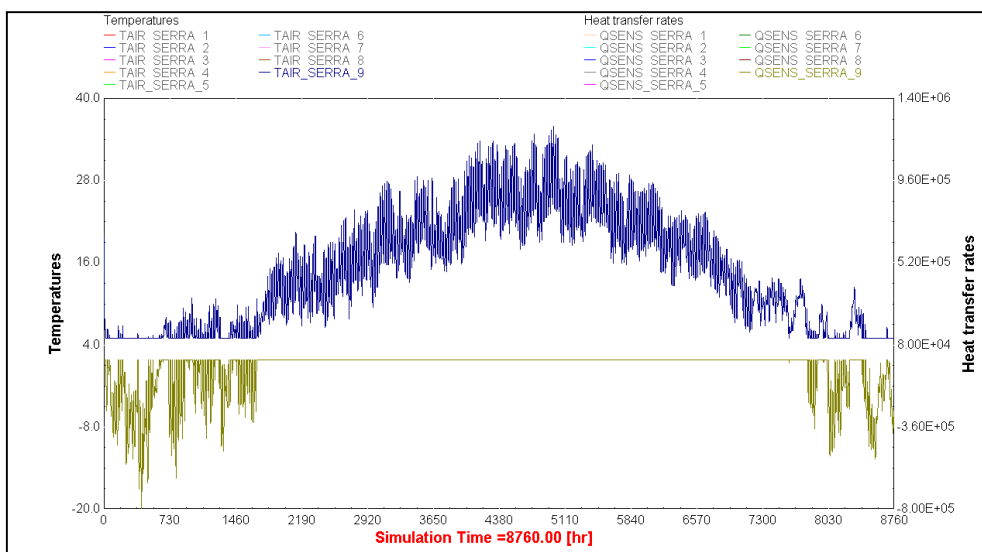
Serra 1

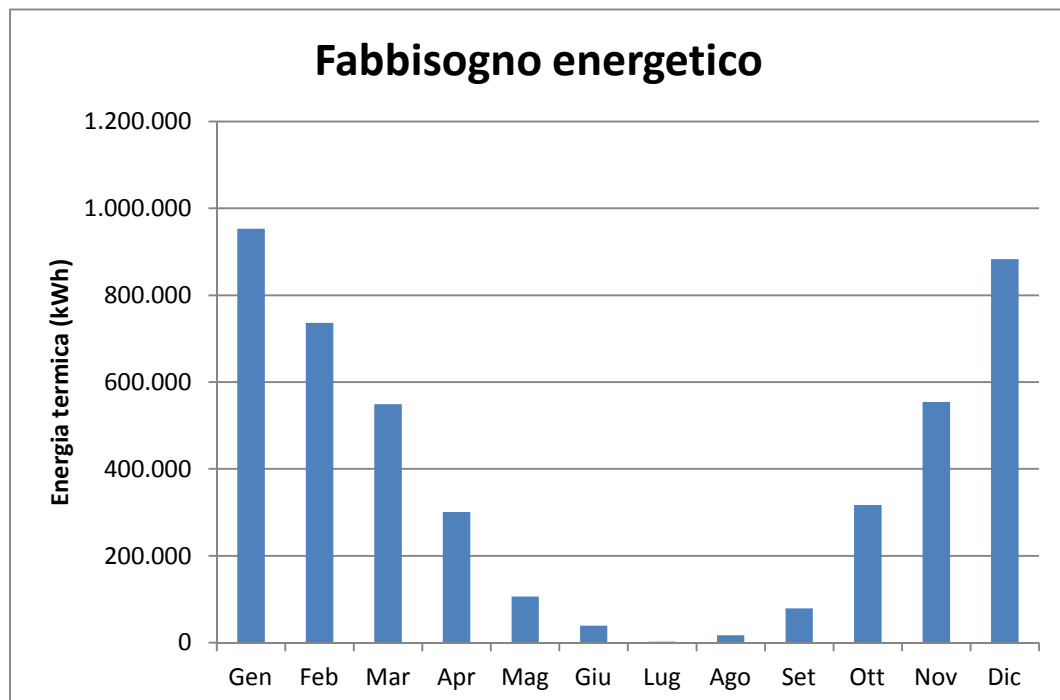
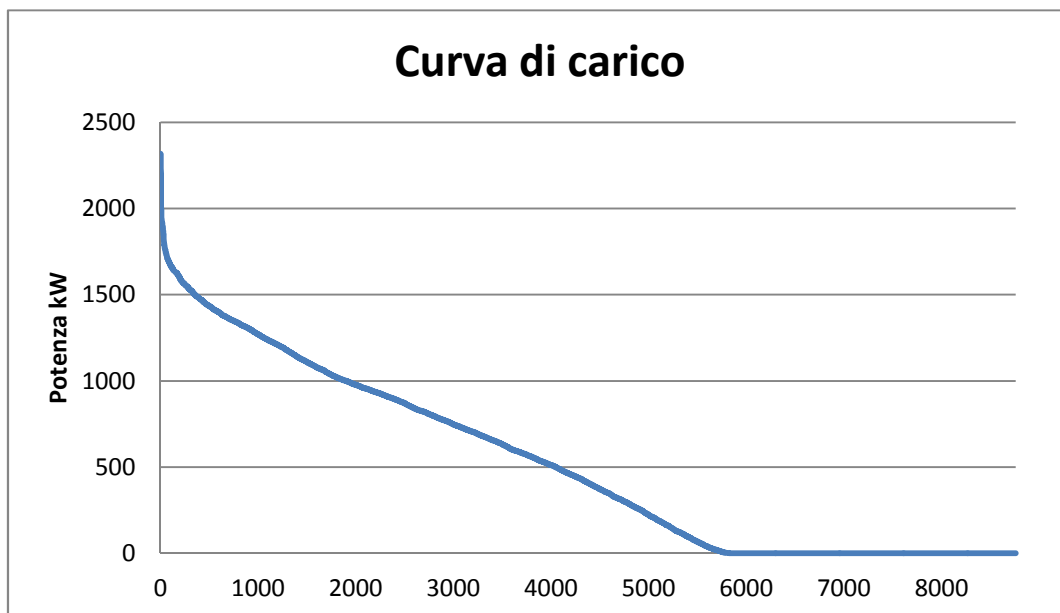
Superficie coltivata 2700 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 20 °C.



Serra 9

Superficie coltivata 5000 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 5 °C.

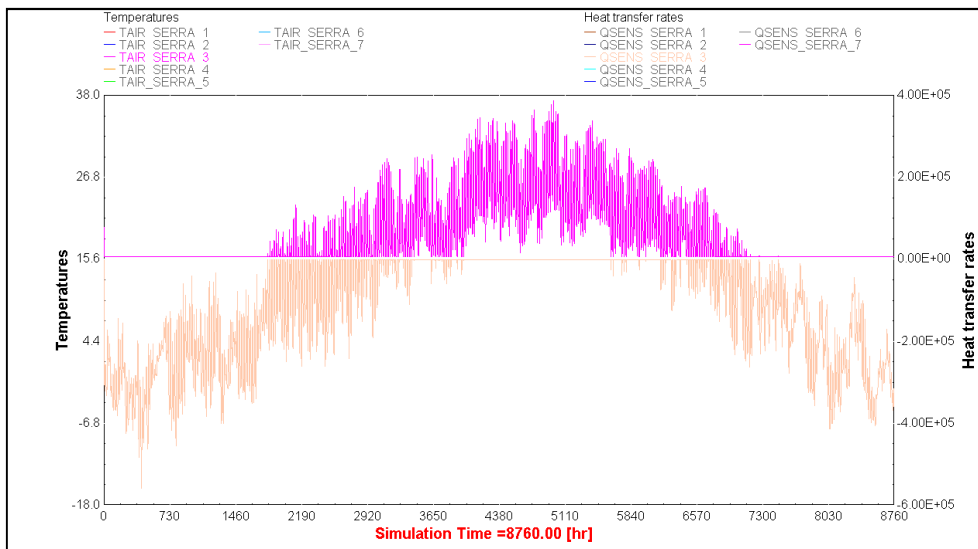


Curva di carico delle potenze e fabbisogno energetico

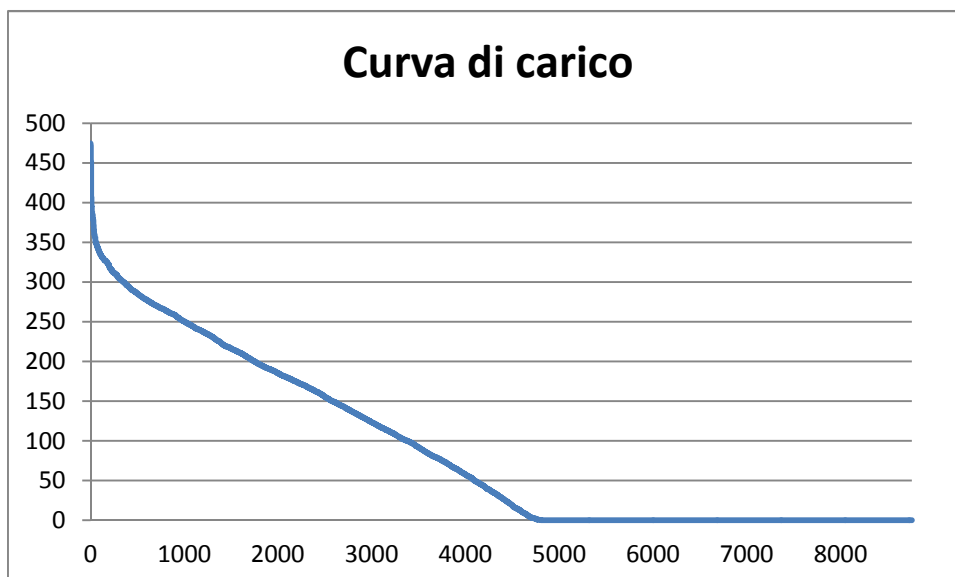
I.5 Azienda 5

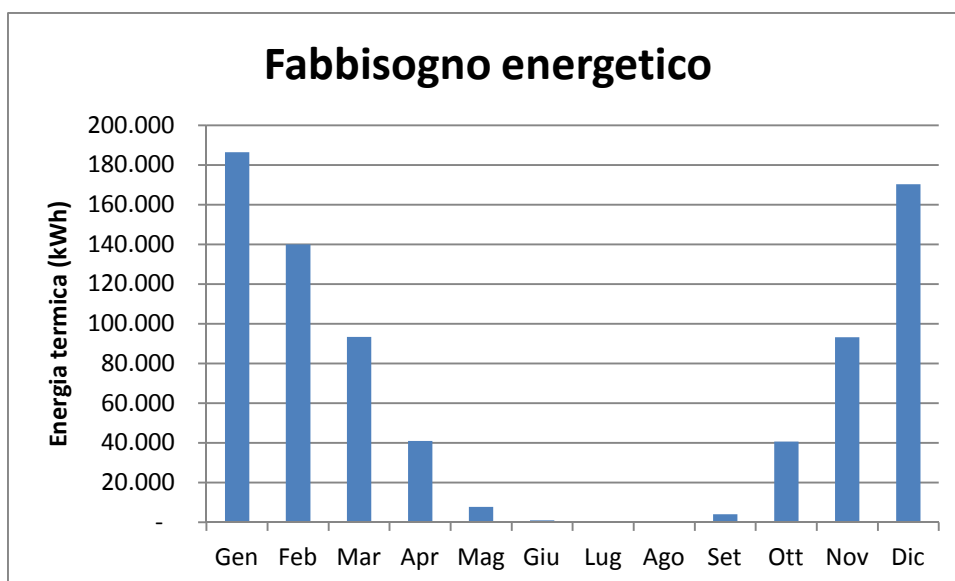
Serra 3

Superficie coltivata 924,5 m², materiale di copertura vetro, temperatura interna da mantenere 16 °C.



Curva di carico delle potenze e fabbisogno energetico





Bibliografia

- [1] V. Francescato, A. Paniz, M. Negrin, L. Zuccoli Bergomi, E. Antonini *“Legna cippato e pellet”*, 2012.
- [2] V. Francescato, E. Antonini *“La combustione del legno”*, 2012.
- [3] V. Francescato, A. Paniz, M. Negrin, L. Zuccoli Bergomi, E. Antonini *“Moderne caldaie e impianti a legna cippato e pellet”*, 2012.
- [4] M.Fiala *“Energia da biomasse agricole”* Ed. Maggioli editore, 2012.
- [5] P.Basu *“Biomasse e produzione di energia. Dalla gassificazione alla pirolisi”* Ed. Hoepli, 2010.
- [6] G. Braccio, G. Canneto, G. Fiorenza *“Gassificazione delle biomasse stato dell’arte e attività enea”*, 2006.
- [7] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo: *“Trasmissione del calore”*, Ed. Cleup, febbraio 1994.
- [8] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo: *“Termodinamica applicata”*, Ed. Cleup, febbraio 1994.
- [9] M. De Carli, R. Del Bianco, F. Fellin, M: Manente, M. Tonon, R. Zecchin, *“Sviluppi nelle pompe di calore: il terreno come sorgente termica”*.
- [10] “Polo Tecnologico Integrato” dell'ATO – TP2 “Belice Ambiente” *“Realizzazione di un impianto sperimentale per la Gassificazione delle Biomasse”*.
- [11] Comitato Termotecnico Italiano (CTI), *“Guida alla normativa tecnica di interesse per il settore del riscaldamento a biomassa”*, 2000.
- [12] ENEA *“Energia dalle biomasse. Tecnologie e prospettive”*, 2008.
- [13] Manuale Trnsys.
- [14] F. Ardente, V. Lo Brano, A. Marvuglia, M. Mistretta, A. Orioli *“il metodo delle funzioni di trasferimento applicate a una singola zona termica”*, 2006.
- [15] Ricerca di sistema elettrico *“Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario”*, 2009.
- [16] ENEA, *“I titoli di efficienza energetica, guida operativa/2”*, 2012.
- [17] P. Berra, L. De Paoli, G. Zingales, *“Economia delle fonti di energia”*, 1997.
- [18] Relazione Progetto Biomass TPG-Unige, *“Raccolta informazioni relative alle buone prassi in ambito dell’utilizzo della biomassa in Regione Liguria”*, 2009.
- [19] R. Gelleti, R. Jodice, G. Mauro, D. Migliardi, D. Picco, M. Pin, E. Tomasinsig, L. Tommasoni, C.E.T.A. – Centro di Ecologia Teorica ed Applicata di Gorizia, D. Chinese, B. Monaco, G. Nardin, P. Simeoni, Università degli Studi di Udine -

Dipartimento di Energetica e Macchine, “*Energia dalle biomasse. Le tecnologie, i vantaggi per i processi produttivi, i valori economici e ambientali*”, 2006.

- [20] Arsia diaf, “*Efficienza energetica nelle serre*” di trasferimento applicate a una singola zona termica”, 2002.
- [21] D. Cocco, C. Palomba, P. Puddu, “*Tecnologie delle energie rinnovabili*”, 2008.
- [22] F. Francescato, F. Berno, M. Negrin, M. Berton, G. Zanetti, “*Risparmio energetico e biomasse agroforestali per il riscaldamento delle serre*”, 2012.

Normativa:

Decreto ministeriale 6 Luglio 2012

Decreto 5 Settembre 2011

Decreto ministeriale 20 Luglio 2004

Decreto ministeriale 2 Gennaio 2013

Scheda Tecnica n. 40E

Bibliografia foto e Sitografia:

- 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.
- M.Fiala “*Energia da biomasse agricole*” Ed. Maggioli editore, 2012.
- P.Basu “*Biomasse e produzione di energia. Dalla gassificazione alla pirolisi*” Ed. Hoepli, 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.
- Arsia diaf, “*Efficienza energetica nelle serre*” di trasferimento applicate a una singola zona termica”, 2002.

<http://www.caemaenergia.com>

<http://www.bioewatt.com>

<http://www.exaenergie.com>

<http://www.zuccatoenergia.it>

<http://www.triogen.nl>

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

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

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

<http://www.viessmann.it>

<http://www.uniconfort.com>

<http://www.herz.eu>

<http://www.syngen.it>

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

<http://www.renovospa.it>

<http://www.iuav.it/Ateneo1/docenti/architetto/docenti-st/Carbonari-/materiali-1/cla-03-04->

<http://www.fritegotto.it/Agronomica-Schermi-termici-e-perdite-di-calore-nelle-serre>

<http://web.mit.edu/parmstr/Public/Documentation>

<http://www.aeit-taa.org/Documenti/AEIT-TAA-2005-03-Rumo-Presentazione-Panozzo.pdf>

<http://www.solerpalau.it>

<http://www.generatori-aria-calda.it>

<http://www.technoimpiantisas.it>

<http://www.wikipedia.it>

Ringraziamenti

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

Ringrazio i miei genitori, mia madre Cesarina e mio padre Adriano, che mi hanno sempre sostenuto e mi hanno permesso di arrivare fin qui. Grazie a mia sorella Egle, suo marito Alessio e i miei meravigliosi nipoti, Beatrice e Giovanni, che con i loro sorrisi e la loro spensieratezza mi hanno sempre regalato momenti di pace.

Grazie a Enrica per la serenità e la gioia che mi hai sempre trasmesso in questi anni e che mi ha sempre accompagnato.

Grazie ai miei amici, in particolare Andrea ed Elisabetta, per farmi sentire sempre a casa.

Grazie ai miei compagni di corso, con i quali ho condiviso idee e pensieri. In particolare ringrazio Francesco, il mio più caro compagno di studi, per quest'ultimo anno passato insieme.