POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Monitoraggio della centrale cogenerativa a biomassa di Luserna San Giovanni (TO) e studio di fattibilità della trigenerazione.

RELATORE:
Prof.ssa Guglielmina Mutani

firma del relatore

……..

CORRELATORE:
Dott. Alberto Merlo

CANDIDATO:
Diego Chiabrando

firma del candidato

……..

Marzo 2018

SOMMARIO

Il presente documento tratta il tema dello sfruttamento delle biomasse solide di origine forestale per produrre energia elettrica e termica in centrali alimentate a cippato. Lo studio si concentra sul ruolo di tale fonte di energia per il territorio piemontese e viene presentato come caso studio l'impianto cogenerativo dotato di una rete di teleriscaldamento installato nel comune di Luserna San Giovanni (TO).

Il documento si apre con un'introduzione che illustra il panorama energetico attuale e il ruolo delle biomasse in questo contesto. Vengono analizzati i vantaggi e gli svantaggi dell'uso di questa risorsa e le varie soluzioni tecnologiche disponibili.

Nel secondo capitolo è spiegato il funzionamento di una centrale a cippato e vengono chiariti i concetti di cogenerazione e trigenerazione. Nel terzo capitolo invece ci si concentra sul combustibile utilizzato in tali impianti.

Il seguito del testo si articola in tre sezioni principali. Nella prima (quarto capitolo) si calcola la quantità di biomassa forestale disponibile in Piemonte e si stima la producibilità energetica della stessa. Per tali analisi si è fatto uso del software ArcGIS™.

La seconda parte (quinto capitolo) riguarda l'impianto di Luserna San Giovanni e il suo monitoraggio partendo da quando l'impianto ha cominciato a funzionare in assetto cogenerativo. Sulla base dei dati del monitoraggio vengono eseguiti i bilanci energetici dei vari sottosistemi e calcolati i rendimenti.

La terza parte (sesto capitolo) tratta invece lo studio di fattibilità della trigenerazione presso lo stabilimento della Caffarel S.p.A. di Luserna San Giovanni, già allacciato alla rete di teleriscaldamento della centrale.

Il capitolo conclusivo dell'elaborato contiene delle osservazioni finali concernenti i risultati ottenuti nelle varie fasi dello studio.

INDICE

SOMMARIO ..... **I**

1 RUOLO ENERGETICO DELLA BIOMASSA **1**

1.1 PANORAMA ENERGETICO INTERNAZIONALE E NAZIONALE E RUOLO DELLA BIOMASSA 1

1.2 VANTAGGI E SVANTAGGI DELL'USO DELLA BIOMASSA 4

1.3 TECNICHE DI CONVERSIONE DELLA BIOMASSA IN ENERGIA 6

2 LE CENTRALI A BIOMASSA SOLIDA **11**

2.1 FUNZIONAMENTO 11

2.2 LA COGENERAZIONE E IL TELERISCALDAMENTO 13

2.3 LA TRIGENERAZIONE 15

3 IL COMBUSTIBILE **21**

3.1 CARATTERISTICHE PRINCIPALI DELLA BIOMASSA LEGNOSA 21

3.2 LA FILIERA DEL CIPPATO DI DERIVAZIONE FORESTALE 25

4 POTENZIALITÀ ENERGETICA DA BIOMASSA IN PIEMONTE E IN VALLE PELLICE **31**

4.1 SITUAZIONE E GESTIONE DELLE SUPERFICIE BOSCHIVA A LIVELLO NAZIONALE 31

4.2 POTENZIALE DI PRODUCIBILITÀ ENERGETICA IN PIEMONTE 33

4.2.1 Situazione e gestione delle superficie boschiva in Piemonte *33*

4.2.2 Valutazione della biomassa disponibile in Piemonte *38*

4.2.3 Valutazione dell'energia elettrica e termica producibile in Piemonte *43*

4.2.4 Conclusioni *44*

4.3 POTENZIALE DI PRODUCIBILITÀ ENERGETICA IN VALLE PELLICE 50

4.3.1 Valutazione della biomassa disponibile in Valle Pellice *50*

4.3.2 Valutazione dell'energia elettrica e termica producibile in Valle Pellice *53*

4.3.3 Conclusioni *54*

4.4 DISPONIBILITÀ DI BIOMASSA E FENOMENO DEGLI INCENDI BOSCHIVI 55

5 IMPIANTO COGENERATIVO A CIPPATO DI LUSERNA SAN GIOVANNI **57**

5.1 DESCRIZIONE IMPIANTO 57

5.1.1 Iter giudiziario e opposizioni al progetto *57*

5.1.2 Inquadramento territoriale *58*

5.1.3 Condizioni nominali di progetto *61*

5.1.4 Descrizione tecnica dell'impianto *62*

5.2 MONITORAGGIO 69

5.2.1 Motivazioni del monitoraggio *69*

5.2.2 Descrizione dei sistemi e delle modalità di monitoraggio *70*

5.2.3 Risultati del monitoraggio dell'impianto *76*

GRUPPO FORNO-CALDAIA 77
GRUPPO FORNO-CALDAIA (IPOTESI CORRETTIVE) 81
GRUPPO ORC 85
EMISSIONI AL CAMINO 88
5.2.4 Risultati del monitoraggio del teleriscaldamento 93
MONITORAGGIO GENERALE DELLA RETE 93
DISSIPAZIONI TERMICHE 96
PERDITE DI CARICO 97
5.3 CONCLUSIONI E RIEPILOGO 98
5.3.1 Rendimenti globali 98
5.3.2 Confronto tra parametri monitorati e condizioni nominali 100
5.3.3 Calcolo delle emissioni di CO_2 evitate 102
5.3.4 Osservazioni finali 103
6 STUDIO DI FATTIBILITÀ DELLA TRIGENERAZIONE PRESSO LO STABILIMENTO CAFFAREL DI LUSERNA SAN GIOVANNI 105
6.1 TRIGENERAZIONE CON CICLI ORC E REFRIGERAZIONE AD ASSORBIMENTO NEL SETTORE INDUSTRIALE 105
6.2 DESCRIZIONE DELL'UTENZA 107
6.2.1 Breve storia dell'azienda 107
6.2.2 Esigenze frigorifere dello stabilimento e dei processi produttivi 109
6.3 CAMPAGNA DI MONITORAGGIO 111
6.3.1 Analisi del carico termico 111
6.3.2 Analisi del carico elettrico 115
6.4 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE ATTUALI E IPOTESI DI INTERVENTO 118
6.4.1 Soluzioni impiantistiche attuali 118
6.4.2 Ipotesi di intervento 122
IPOTESI 1 122
IPOTESI 2 123
IPOTESI 3 123
6.5 DIMENSIONAMENTO E ANALISI DI FATTIBILITÀ DELLE SOLUZIONI PROPOSTE 129
6.5.1 Ipotesi 1 131
6.5.2 Ipotesi 2 132
6.5.3 Ipotesi 3 133
6.6 VALUTAZIONI ECONOMICHE ED AMBIENTALI PER LA SOLUZIONE SCELTA 137
6.6.1 Valutazioni economiche 137
6.6.2 Valutazioni ambientali 141
6.7 CONCLUSIONI 142
6.7.1 Situazione Caffarel post-intervento 142
6.7.2 Situazione centrale post-intervento 145

7 CONCLUSIONI 147

7.1 OSSERVAZIONI FINALI 147

7.2 SOSTENIBILITÀ E COMUNITÀ ENERGETICHE 150

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA 152

APPENDICE 154

ALLEGATO A: CENSIMENTO DELLE UTENZE ALLACCIABILI AL TLR. 154

ALLEGATO B: PLANIMETRIA DELLA RETE DI TLR SECONDO PROGETTO 155

ALLEGATO C: SCHEDE TECNICHE DELLE MACCHINE FRIGORIFERE A COMPRESSIONE 156

ALLEGATO D: SCHEDE TECNICHE DELLE MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO 158

ALLEGATO E: SCHEDE TECNICHE DEI ROTORI ESSICCANTI CON SOSTANZE ADSORBENTI 159

1 RUOLO ENERGETICO DELLA BIOMASSA

1.1 Panorama energetico internazionale e nazionale e ruolo della biomassa

La necessità dei cambiamenti già in atto nel settore energetico, è legata a due motivi principali: l'esauribilità delle fonti fossili e soprattutto l'inquinamento atmosferico. Quest'ultimo, infatti, è dovuto principalmente alle emissioni provocate dalla combustione dei combustibili fossili. Tra i gas impattanti emessi si hanno soprattutto CO_2, CO, SO_x e NO_x. Questi ultimi due possono reagire in atmosfera e dare luogo a inquinanti secondari, quali l'acido solforico e l'acido nitrico, i principali responsabili delle "piogge acide". La CO_2 è invece un gas serra[1] la cui crescente concentrazione in atmosfera è alla base del surriscaldamento globale.

Le figure seguenti mostrano, a livello internazionale e nazionale, la ripartizione per fonti dei consumi lordi di energia primaria.

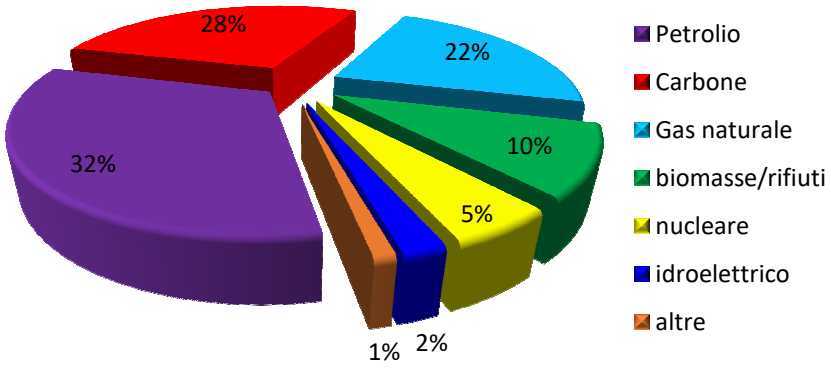


Figura 1: produzione mondiale di energia per fonti.
Fonte dei dati: IEA 2017.

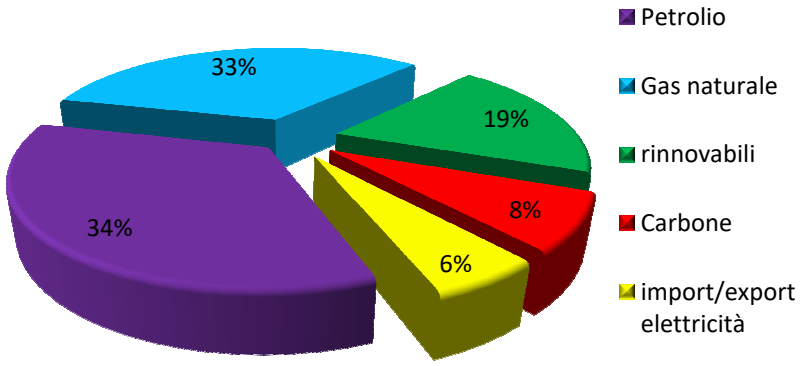


Figura 2: consumo interno lordo nazionale suddiviso per fonti.
Fonte: dati del MISE.

[1] I gas serra sono quelli il cui spettro di emissione li rende trasparenti alla radiazione solare in entrata sulla Terra, ma non alla radiazione infrarossa emessa dalla superficie terrestre. Il vapore acqueo, la CO_2, e il metano sono i principali gas a cui si deve l'effetto serra naturale.

Secondo l'ultimo "*Word Energy Outlook*" (WEO 2017) redatto dalla *International Energy Agency* (IEA), entro il 2040 la domanda globale di energia crescerà del 30% [1]. Tale aumento è legato soprattutto alla crescita imponente dei consumi nei Paesi in via di sviluppo, Cina e India in testa. Il contributo dei combustibili fossili alla produzione globale di energia è oggi predominante (come si vede dalle figure 1 e 2) e le previsioni dicono che la domanda di petrolio continuerà a salire per tutto il prossimo ventennio, fino a raggiungere il picco di 105 milioni di barili[2] al giorno nel 2040, per poi cominciare finalmente a diminuire. Nello stesso periodo, come riporta la figura 3, l'IEA prevede in aumento anche il consumo di gas naturale, mentre diminuirà del 15% quello di carbone. Parallelamente crescerà il ruolo delle fonti energetiche rinnovabili (FER) che contribuiranno a soddisfare il 40% dell'incremento energetico mondiale citato in precedenza.

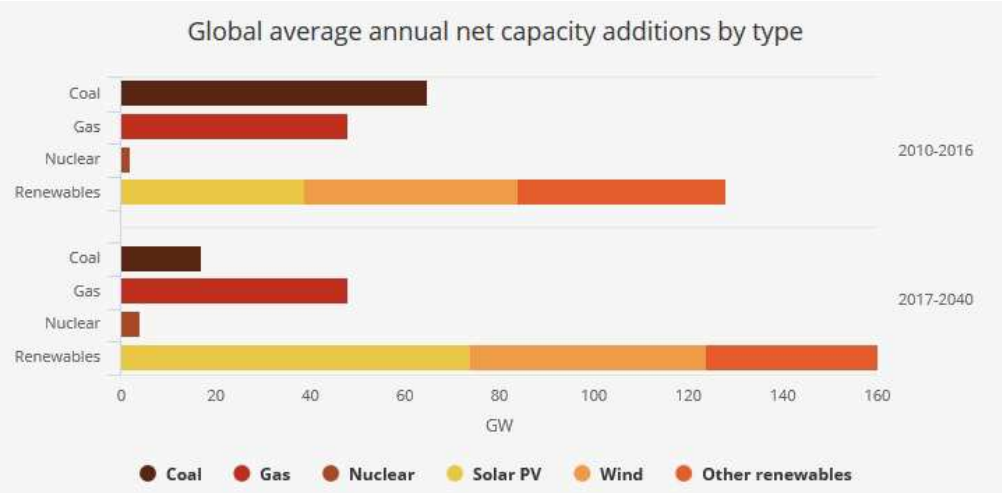


Figura 3: previsione della capacità netta globale delle varie fonti fino al 2040. Immagine tratta dal "Word Energy Outlook 2017", IEA.

Sempre secondo WEO 2017 le FER saranno oggetto dei due terzi degli investimenti totali in energia, e in Europa esse arriveranno a costituire l'80% della nuova capacità. Inoltre, entro il 2030 in Europa l'eolico diventerà la principale fonte in campo elettrico. Le rinnovabili cresceranno non solo nel settore dell'elettricità, ma anche in quello termico. Alle fonti rinnovabili saranno anche affiancate nuove tecniche di sfruttamento delle fonti tradizionali, prima su tutte la tecnologia CCS (Carbon Capture Storage) che permetterà di usare in maniera più "pulita" combustibili fortemente inquinanti come il carbone.

Sono molteplici i progetti e gli accordi internazionali che sono stati promossi al fine di intraprendere azioni efficaci contro il cambiamento climatico. Le strategie messe in campo si basano sulla riduzione delle emissioni in seguito all'incremento dell`efficienza energetica e alla diffusione su scala mondiale delle fonti di energia più pulite, principalmente rinnovabili. In questo

[2] Barile di petrolio (bbl): unità di misura tradizionalmente utilizzata per la misura degli idrocarburi liquidi, corrisponde a circa 158,99 litri.

contesto si inseriscono i seguenti accordi:

- Protocollo di Kyoto: è un trattato internazionale riguardante il surriscaldamento globale, redatto nel 1997 da 180 Paesi. Il trattato prevedeva l'obbligo di operare una riduzione delle emissioni in una misura non inferiore all'8,65% rispetto alle emissioni registrate nel 1985 nel periodo 2008-2012. Nel 2013, con l'emendamento di Doha, l'accordo è stato rinnovato e sono stati stabiliti nuovi obiettivi fino al 2020. Tra i pochi Paesi non aderenti figurano gli USA, responsabili del 36,2% del totale delle emissioni di CO_2.
- accordo di Parigi: è un trattato del dicembre 2015 che coinvolge 190 Paesi in misure per contenere l'aumento della temperatura media globale entro i 2°C rispetto all'età pre-industriale.
- programma 20-20-20: direttiva Europea del 2009 entrata in vigore nel 2013. Essa fissa tre obiettivi ben precisi: ridurre le emissioni di gas serra del 20%; portare al 20 % la quota di energia prodotta da fonti rinnovabili; ridurre del 20 % i consumi rispetto al momento della sottoscrizione del trattato. Tutto entro il 2020. Per raggiungere queste quote, sono definiti obiettivi nazionali vincolanti in conformità al PIL e alla popolazione (nel campo dell'energia da fonti rinnovabili l'obiettivo per l'Italia, peraltro già raggiunto, è il 17%).

Per quanto riguarda le FER, l'Italia ha raggiunto in anticipo gli obiettivi del programma 20-20-20, arrivando già nel 2016 a 17,5% di energia prodotta da rinnovabili, secondo quanto riportato dall'ultimo rapporto statistico del GSE [2]. Se si guarda al solo comparto elettrico la percentuale coperta dalle rinnovabili è arrivata nel 2016 al 37,3%, per una potenza di 52,3 GW e una produzione di energia rinnovabile che ammonta a 108 TWh. Anche nel 2016, come negli anni precedenti l'idroelettrico si conferma come la fonte rinnovabile più proficua nel settore elettrico, coprendo da sola il 39% della produzione complessiva da rinnovabili. Dopo l'idroelettrico, vengono il fotovoltaico (20%), le biomasse (18%), l'eolico (16%) e il geotermico (5%). Il ruolo delle biomasse diventa predominante nel settore termico e nei trasporti. In particolare, nel settore termico, il 19% circa dei consumi energetici è stato soddisfatto da fonti rinnovabili, con la biomassa solida (utilizzata soprattutto nel settore domestico in forma di legna da ardere e pellet) che da sola ha coperto 7,3 Mtep. L'attuale Strategia Energetica Nazionale (SEN 2017 [3]) pone dei nuovi obiettivi per il prossimo decennio tra cui:

- soddisfare il 28% dei consumi complessivi con fonti rinnovabili entro il 2030.
- Cessare la produzione di energia elettrica tramite carbone entro il 2025.

- Ridurre la dipendenza dall'estero dal 76% al 64%.
- Ridurre i consumi da 116 a 108 Mtep/anno entro il 2030 tramite aumento dell'efficienza energetica.

Il settore delle biomasse ha un ruolo strategico nel raggiungimento del primo punto, sia per la produzione elettrica sia per quella termica. Nel campo degli obiettivi relativi al settore termico rinnovabile si fa esplicito riferimento al ruolo cruciale della biomassa, insieme alle pompe di calore e alle reti di teleriscaldamento. Secondo il "*Piano di azione nazionale per le energie rinnovabili dell'Italia*" le biomasse dovrebbero diventare entro il 2020 le prime fonti rinnovabili in Italia, coprendo il 44 % dei consumi di rinnovabili (20% dell'elettricità, 58 % del calore, 84 % dei biocarburanti)[4]. La tabella in figura 4 mostra i risultati economici e occupazionali delle rinnovabili elettriche in Italia nel 2017. Come si vede, l'investimento relativo alle biomasse solide è stato pari a circa il 20 % del totale legato alle rinnovabili. Essi riguardano soprattutto impianti come quello oggetto di questo studio, ovvero piccoli impianti, con potenza installata solitamente inferiore a 1 MW_e, maggiormente inseribili in un'economia circolare.

Tecnologia	Investimenti (mln €)	Spese O&M (mln €)	Valore Aggiunto (mln €)	Occupati temporanei diretti+indiretti (ULA)	Occupati permanenti diretti+indiretti (ULA)
Fotovoltaico	615,8	950,2	968,9	4.359	11.818
Eolico	489,2	263,5	489,7	4.715	3.578
Idroelettrico	251,4	859,3	804,0	2.584	11.488
Biogas[91]	104,7	497,6	449,2	1.076	6.443
Biomasse solide[92]	358,4	628,6	396,2	3.576	3.520
Bioliquidi	-	593,8	121,4	-	1.987
Geotermoelettrico	-	52,2	39,8	-	689
Totale	1.819,7	3.845,2	3.269,1	16.310	39.522

Figura 4: risultati economici ed occupazionali delle fonti rinnovabili nel 2017.
Fonte: dati GSE.

1.2 Vantaggi e svantaggi dell'uso della biomassa

I principali punti di forza legati all'uso della biomassa in campo energetico sono i seguenti:

- È una fonte rinnovabile, a patto che si rispetti la capacità di rigenerazione.
- È una fonte ad emissione nulla di CO_2 perché la quantità di CO_2 rilasciata nella combustione è pari a quella immagazzinata durante la crescita della pianta.
- Le emissioni di SO_x sono limitate rispetto ai combustibili fossili.
- La produzione, le lavorazioni e lo stoccaggio sono poco impattanti per l'ambiente, a patto che la filiera sia corta e il trasporto su gomma limitato.

- Si ridurrebbe la dipendenza energetica dall'estero e, in futuro, si andrebbe a ridurre il gap di prezzo dell'elettricità rispetto alla media europea.
- Il prezzo dipende in maniera molto minore dagli equilibri politico-economici internazionali, a differenza del petrolio.
- Si possono generare posti di lavoro e lasciare sul posto la ricchezza prodotta dall'utilizzo della risorsa.
- Con la riattivazione delle filiere locali per la gestione e lo sfruttamento dei boschi, oltre ai vantaggi occupazionali, si avrebbero vantaggi di tipo ecologico: diminuzione degli incendi e dei dissesti idrogeologici.
- Grazie alla possibilità di stoccare il materiale, le centrali a biomasse permettono un'erogazione di energia continua e programmata, cosa non possibile con le altre fonti rinnovabili come l'energia solare o eolica.

Oltre ai vantaggi appena citati, si possono anche individuare delle possibili criticità, le principali sono le seguenti:

- Anche con la diminuzione dei costi di investimento per gli impianti, in futuro il costo di produzione non potrà comunque scendere sotto una certa soglia. Le centrali, infatti, hanno costi largamente imputabili all'acquisto del combustibile, apparsi finora quasi incomprimibili. Ciò fa sì che il costo di generazione sia maggiore del prezzo di mercato e non concorrenziale se non con incentivi pubblici.
- Forte gap di costo tra impianti di taglie differenti, che ci si può attendere in riduzione nei prossimi anni, ma che verosimilmente permarrà.
- Gli aspetti positivi dal punto di vista ambientale sono riferiti a sistemi di cogenerazione dotati di misure di abbattimento degli inquinanti. Le vecchie apparecchiature a biomassa, soprattutto i piccoli impianti domestici come camini aperti, stufe e caldaie convenzionali, producono invece emissioni inquinanti elevate.
- Non sempre ci sono le condizioni per cui è conveniente il prelievo della risorsa boschiva (difficoltà di accesso al bosco, frammentazione della proprietà, resa troppo bassa per giustificare il prelievo).
- Il materiale di combustione è molto eterogeneo, questo rende difficile conoscerne con esattezza le proprietà chimico-fisiche.
- Aumento del traffico pesante sulle strade principali che collegano all'impianto di

utilizzo inoltre, se la filiera non è corta si genera un elevato inquinamento dovuto all'eccessiva movimentazione della materia prima.

- Bassi rendimenti elettrici, solitamente intorno al 20%.
- Incentivi prevalentemente sulla produzione elettrica, anche se i rendimenti elettrici non superano il 20%. Sarebbe più opportuno che il legislatore incentivasse soprattutto la produzione combinata di energia termica ed elettrica.
- Il mercato italiano è focalizzato più verso l'importazione di legname che non sullo sfruttamento dei boschi interni. L'Italia è il primo importatore al mondo di legna da ardere.
- Disinformazione di parte della popolazione sui vantaggi reali di teleriscaldamento e cogenerazione. Ciò spesso porta alla nascita di comitati locali di opposizione ai progetti.
- Bassa densità energetica relativa, cioè è richiesta una grande quantità di materia prima, molto maggiore rispetto ai combustibili fossili, per produrre la medesima quantità di energia.

1.3 Tecniche di conversione della biomassa in energia

La conversione energetica delle biomasse può essere diretta o indiretta. La conversione diretta consiste nell'utilizzare le biomasse in processi di combustione sotto forma di tronchetti, cippato, pellets e brichetti. La conversione indiretta invece prevede una prima fase di trasformazione della risorsa in combustibili gassosi o liquidi. Nel presente paragrafo sono illustrate brevemente le caratteristiche delle varie tecniche d'uso delle biomasse, anche quelle relative alla conversione indiretta, sebbene l'oggetto del presente elaborato sia un impianto basato sulla conversione diretta dell'energia chimica da biomassa in energia elettrica e termica.

- <u>conversione energetica diretta</u>: come già detto, la conversione energetica diretta si basa sulla combustione della biomassa solida. Essa trova applicazione sia nel riscaldamento ambientale sia nella produzione di energia elettrica.

  Per il solo riscaldamento ambientale si possono avere sia piccole caldaie che servono un'unica utenza monofamiliare oppure impianti di dimensioni più elevate in grado di servire un certo numero di utenze tramite una linea di teleriscaldamento. Escludendo le classiche stufe a legna o pellets, le moderne caldaie a legna sono, di norma, generatori di calore a tubi di fumo che impiegano l'acqua come fluido termovettore. Una differenza sostanziale tra i piccoli impianti e quelli medio-grandi è che, mentre nei primi

si ha un'alimentazione discontinua con tronchetti o pellets, nei secondi si ha un'alimentazione in continuo tramite sistemi automatizzati. La stessa cosa si può osservare nella rimozione delle ceneri. Ad oggi il rendimento degli impianti di riscaldamento a legna è sensibilmente aumentato, fino a valori dell'ordine del 90%, grazie a miglioramenti tecnologici e vari accorgimenti impiantistici. Un esempio di innovazione è l'introduzione di due flussi distinti di aria comburente, primaria e secondaria, in camera di combustione in modo da ridurre la quantità di incombusti nei fumi. Un altro esempio è quello di introdurre ricircoli multipli dei fumi in camera di combustione in modo aumentare la turbolenza e migliorare lo scambio termico.

La generazione diretta di energia elettrica avviene solitamente in impianti medio-grandi a ciclo semplice a vapore (CSV), nei quali il combustibile è nella forma di cippato e il sistema di alimentazione è automatizzato. Le dimensioni sono solitamente intorno al MWe di potenza, quindi molto minori di quelle delle centrali termoelettriche tradizionali, e per questo si usa solitamente un ciclo Rankine, semplice ma con un bassissimo rendimento elettrico (non superiore al 25%). Per migliorare l'efficienza complessiva di sfruttamento del combustibile, come spiegato dettagliatamente in 2.2, spesso si realizzano impianti cogenerativi in grado di recuperare buona parte dell'energia termica altrimenti dispersa. Alcuni ricercatori hanno cercato di raggiungere rendimenti più elevati proponendo l'uso di turbomotori a gas di piccola taglia alimentati da polverino di biomassa legnosa [5],[6]. In termini di BAT (Best Available Technology), ad oggi la soluzione tecnologia più matura e largamente utilizzata in impianti cogenerativi alimentati da biomassa legnosa di dimensioni non superiori ai 3-5 MWe è l'adozione di un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle). Essi si basano sull'utilizzo di un fluido organico, ad esempio olio siliconico, come fluido termovettore al posto dell'acqua. Solitamente questo tipo di impianti, come descritto più approfonditamente nel capitolo 2, prevede l'uso di una caldaia ad olio diatermico interposta tra il forno e il ciclo ORC. La figura 5 mostra lo schema funzionale di un ciclo ORC. I componenti principali sono l'evaporatore, la turbina direttamente accoppiata al generatore, un rigeneratore, il condensatore e la pompa di circolazione.

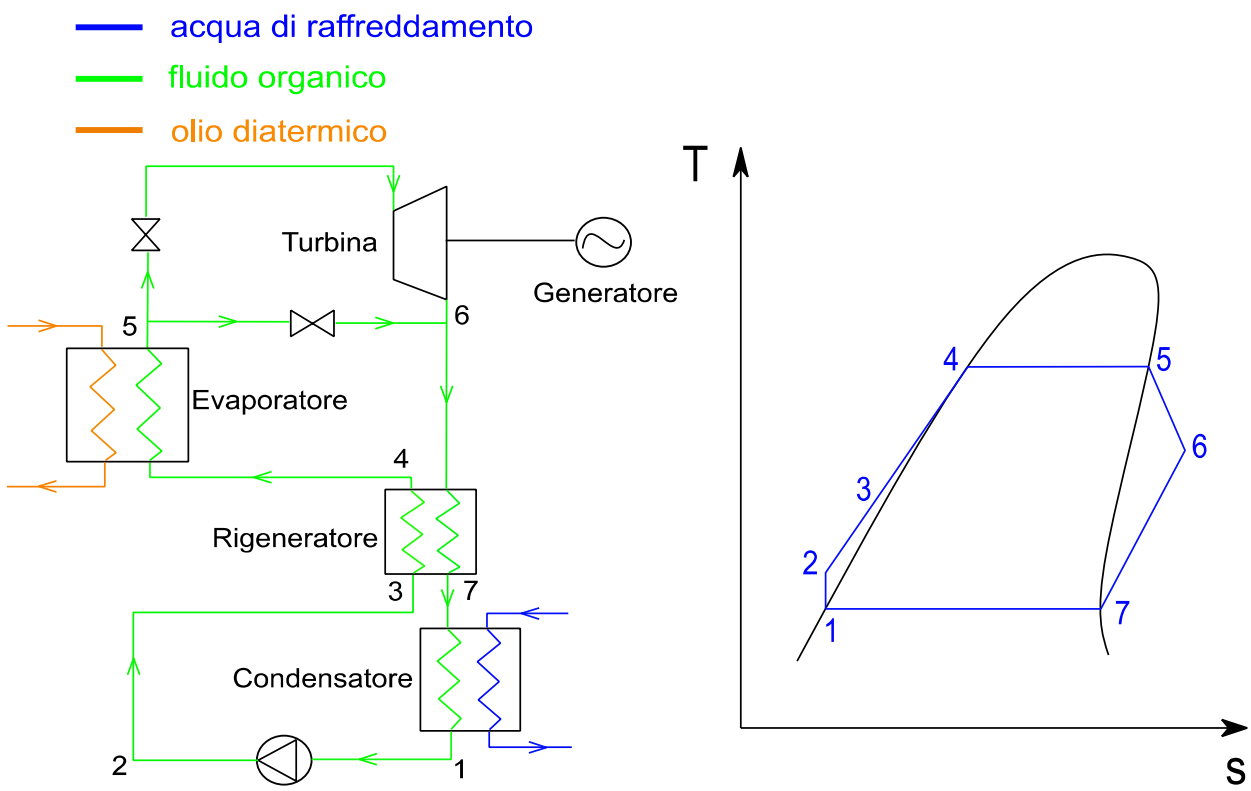


Figura 5 (a destra): schema funzionale di un ciclo ORC.
Figura 6 (a sinistra): diagramma T-s di un ciclo ORC.

Il diagramma temperatura-entropia (figura 6) mostra come la curva limite superiore di un fluido organico impiegato in un ORC abbia pendenza positiva (a differenza dell'acqua). Questa caratteristica è un vantaggio perché permette di avere vapore saturo secco in uscita dalla turbina (punto 6) anche senza surriscaldamento, ciò elimina il rischio di degrado della girante dovuto ad eventuale formazione di liquido sulle palette. Altri vantaggi dell'impiego di cicli ORC sono: basso numero di giri della turbina (non necessita di riduttori nell'accoppiamento con il generatore), bassa pericolosità del fluido e gestione semplice (non serve personale patentato come negli impianti a vapore), elevata affidabilità, bassa sollecitazione meccanica della turbina dovuta alla bassa velocità di rotazione, bassa rumorosità (importante per molti impianti cogenerativi a biomassa posizionati nelle vicinanze di centri abitati), ridotta necessità di manutenzione.

Poiché la compagnia leader nella produzione di gruppi ORC, sia a livello europeo che italiano, è di gran lunga la Turboden S.P.A, è possibile avere un quadro generale della diffusione della tecnologia ORC considerando gli impianti installati da questa azienda. Essi, a fine 2017, sono 336, di cui ben 78 si trovano in Italia (fa parte di questi anche l'impianto di Luserna San Giovanni), per una potenza totale pari a 409,3 MWe [7]. Come

già detto gli impianti ORC hanno una potenza relativamente contenuta, la dimensione tipica degli impianti è di 1 MWe, infatti in Italia 53 impianti hanno questa taglia e nessuno supera 1,5 MWe.

- conversione energetica indiretta: le tecniche di conversione energetica indiretta consistono nel produrre combustibili gassosi o liquidi come biogas da liquami, bioetanolo, biodiesel e gas da gassificazione di biomasse solide. Questo paragrafo illustra le caratteristiche principali riguardanti la produzione e l'utilizzo dei combustibili appena citati. Poiché la conversione indiretta delle biomasse non è l'argomento centrale di questa tesi, l'obiettivo è soltanto quello di fornire una panoramica generale e per una trattazione più dettagliata si rimanda a testi specializzati.

Il processo più comune per l'utilizzo energetico dei liquami zootecnici è quello della digestione anaerobica per la produzione di biogas. Essa avviene in ambienti umidi, in assenza di ossigeno, in cui inizialmente i batteri idrolitici spezzano le molecole organiche complesse in altre più semplici e, successivamente, altri batteri convertono l'acido acetico nel prodotto finale, costituito essenzialmente da metano e anidride carbonica. La reazione è perciò la seguente:

$$C_6H_{12}O_5 + H_2O \rightarrow 3\,(CH_3COOH) \qquad (1)$$

$$3\,(CH_3COOH) \rightarrow 3\,CO_2 + 3\,CH_4 \qquad (2)$$

La velocità della digestione aumenta in base alle temperature a cui opera il reattore. Solitamente si hanno dispositivi non riscaldati che lavorano a temperature medie annuali inferiori ai 20 °C con una efficienza bassa e legata alla stagionalità. Altri impianti sono dotati di reattori riscaldati con una frazione del biogas prodotto e operano a temperature tra i 20 ed i 40 °C. In questi reattori il tempo di permanenza dei reflui è ridotto a circa 20 giorni invece di 60 come per quelli non riscaldati. Tra le tipologie di substrato, quello con la resa e il contenuto energetico più elevato è il refluo suinicolo. Dagli studi sperimentali, infatti, il contenuto energetico medio del prodotto di questa derivazione è di circa 1,35 kWh/kg (1,21 kWh/kg per le deiezioni avicole e 0,41 per il liquame bovino), con una resa in reattori riscaldati di 0,35 Nm^3 di biogas per chilogrammo di suino allevato [8]. Il biogas grezzo così ottenuto può essere utilizzato direttamente per produrre calore ed energia elettrica, oppure raffinato per ottenere biometano, ossia un biogas con concentrazione di CH_4 del 95%.

Il bioetanolo si ottiene tramite fermentazione alcolica, ossia da trasformazione anaerobica di amidi e zuccheri grazie a microrganismi come batteri e lieviti. Le biomasse di partenza sono perciò prodotti ricchi di glucosio ($C_6H_{12}O_6$) come le barbabietole o di amido come i cereali. Nel caso di questi ultimi si ha prima l'idrolisi dell'amido e quindi la fermentazione alcolica del glucosio. La reazione è la seguente:

$$C_6H_{12}O_6 \rightarrow 2\ C_2H_5OH + 2CO_2 \tag{3}$$

Il prodotto così ottenuto ha caratteristiche chimico-fisiche vicine alla benzina, con cui, infatti, può essere mescolato. Solitamente la percentuale di bioetanolo nella benzina è del 10% (E10) ma, in motori predisposti, si può arrivare anche al 100%. (E100).

Il biodiesel è un carburante derivante da biomassa che può essere impiegato nei motori tradizionali a ciclo Diesel. Esso è un estere metilico ottenuto miscelando al metanolo (CH_3OH) un olio vegetale puro (POV), ossia un trigliceride di origine vegetale derivante dalla spremitura di semi oleosi, come colza e girasole. Il biodiesel trova applicazione nelle caldaie per il riscaldamento e nei trasporti. Solitamente nelle applicazioni per l'autotrazione la miscelazione con il gasolio è al 5% (B5), ma se nel circuito carburante del motore si sostituiscono tutte le guarnizioni in gomma con materiali che il biodiesel non è in grado di attaccare, si può usare biodiesel puro (B100).

Un'ulteriore tecnica di conversione indiretta è la generazione di energia elettrica in grandi impianti di gassificazione a ciclo combinato (IGCC), alimentati da biomassa legnosa analoga a quella degli impianti a ciclo semplice a vapore descritti nei metodi diretti. Per la descrizione di tali impianti si rimanda a testi specializzati, ci si limita a notare che la gassificazione delle biomasse produce un gas meno pregiato di quello da carbone, con un rendimento degli IGCC intorno al 35%. Tale valore è superiore a quello degli impianti a biomassa con ciclo semplice, come gli impianti ORC, ma i costi di realizzazione dell'impianto e il rischio di inaffidabilità di alcuni componenti rendono la gassificazione ad oggi meno conveniente.

2 LE CENTRALI A BIOMASSA SOLIDA

2.1 Funzionamento

Nel presente paragrafo si vuole illustrare brevemente il funzionamento di una centrale a cippato mostrandone lo schema funzionale e i componenti principali. Per una descrizione più dettagliata si rimanda al capitolo 5 in cui è descritto l'impianto situato a Luserna San Giovanni.

Il processo produttivo inizia con il prelievo del cippato dal silos di stoccaggio tramite il sistema automatico di alimentazione e il suo invio all'impianto di combustione. La camera di combustione solitamente è del tipo a griglia mobile e si articola in tre zone di combustione. Nella prima avviene la completa essiccazione del combustibile e viene immessa l'aria primaria. Nella seconda zona si ha la gassificazione, e nella parte finale, dove si raggiungono le temperature più elevate, viene immessa l'aria secondaria e si completa la combustione. All'uscita della camera di combustione il calore generato dalla combustione e contenuto nei fumi viene prelevato tramite lo scambio termico con un altro fluido. Per illustrare meglio come tutto ciò avviene si possono distinguere 3 diversi circuiti:

- Circuito dei fumi: i fumi caldi (a circa 1300°C) in uscita dal forno trasferiscono, per mezzo di scambiatori nella caldaia, il calore all'olio diatermico. All'uscita di questi scambiatori i fumi hanno ancora una parte della loro energia termica e vengono in genere fatti passare in alcuni economizzatori e infine in un preriscaldatore dell'aria comburente. Dopo aver effettuato anche quest'ultimo scambio di calore, essi vengono definitivamente mandati ai sistemi di abbattimento degli inquinanti costituiti di solito da un multiciclone per le particelle pesanti, da un elettrofiltro o da un filtro a maniche per le particelle sottili e dai relativi sistemi di raccolta delle ceneri. Per quanto riguarda l'abbattimento degli NOx in questi impianti è previsto un sistema di trattamento SNCR (Selective Non Catalytic Reduction). Non si prevedono generalmente dei sistemi di abbattimento per gli SO_x perché il cippato solitamente non presenta concentrazioni significative di zolfo.

- Circuito dell'olio diatermico: l'olio diatermico (fluido alto-bollente) è scaldato dai fumi in controcorrente nella caldaia e negli eventuali economizzatori fino a raggiungere al massimo una temperatura intorno ai 325°C. Esso viene poi pompato verso gli scambiatori di calore e l'evaporatore del circuito ORC. Solitamente si hanno due circuiti

separati: uno che utilizza alte temperature, con valori nominali pari a 320-260°C; ed un circuito definito a bassa temperatura, con temperature nominali pari a 250-130°C.

- Circuito ORC (Organic Rankine Cycle) ad olio siliconico: in questo circuito l'energia termica accumulata nell'olio diatermico viene trasferita all'olio siliconico e trasformata in energia meccanica e poi elettrica. L'olio siliconico (fluido basso-bollente) passa in genere prima in un preriscaldatore a bassa temperatura, poi in uno ad alta temperatura e quindi in un generatore di vapore. Dal duomo del generatore il vapore attraversa un condotto che lo immette, quale fluido motore, in una turbina monostadio calettata sullo stesso albero di un generatore elettrico. Dopo l'espansione in turbina il vapore è condensato nel condensatore per poi essere pompato nel rigeneratore e da qui può tornare a inizio ciclo.

A questi cicli si aggiungono i circuiti dell'acqua di condensazione ed eventualmente quello di raffreddamento della griglia caldaia. Il calore recuperato da questi due ultimi circuiti può alimentare la rete di teleriscaldamento mentre l'eccedenza è inviata al dissipatore drycooler. La presenza del dry-cooler, cioè delle torri di raffreddamento, è necessaria perché il condensatore, se la turbina è in funzione, deve funzionare ininterrottamente e quindi richiede continuamente acqua di raffreddamento, anche quando non è richiesto calore dalle utenze del teleriscaldamento. Esistono poi numerosi sistemi ausiliari e di emergenza, come le varie pompe per la circolazione dell'acqua di raffreddamento, quelle per il circuito del teleriscaldamento, le pompe a gasolio azionate in caso di mancanza di energia elettrica, oppure la caldaia di integrazione per garantire la fornitura di calore alle utenze in caso di blocco dell'impianto o per soddisfare i picchi di richiesta.

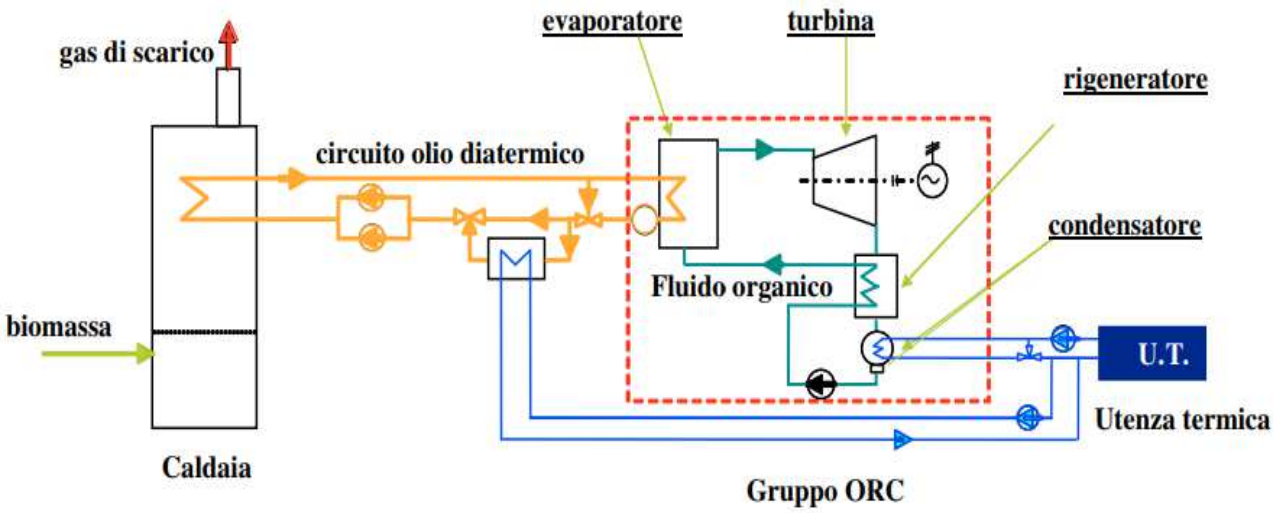
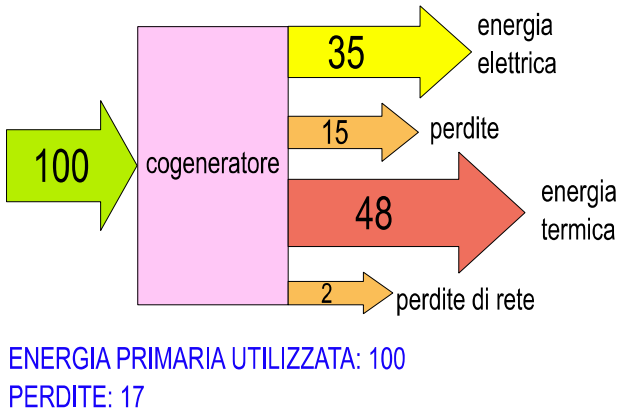


Figura 7: schema funzionale impianto a biomassa con ciclo Rankine organico[9] .

2.2 La cogenerazione e il teleriscaldamento

Per cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica e termica in uno stesso impianto. Questa configurazione permette di avere un sistema energetico caratterizzato da un consistente risparmio di energia primaria rispetto alle due produzioni separate (come mostrato nelle figure 8 e 9).



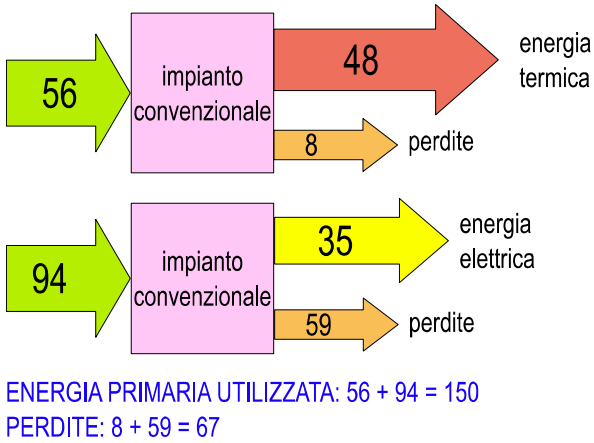


Figura 8 (a sinistra) e Figura 9 (a destra): confronto dei bilanci energetici tra cogenerazione e produzione separata con impianti convenzionali.

I sistemi di cogenerazione si distinguono in base alla tipologia motoristica adottata e in base al combustibile. Si possono quindi impiegare come motori primi: motori a combustione interna (di derivazione industriale o automobilistica), turbine a vapore, turbine a gas, cicli combinati, mini e microturbine a gas. Storicamente, la cogenerazione si è sviluppata inizialmente nelle industrie chimiche, tessili e alimentari cioè, dove era necessaria, oltre all'energia elettrica, anche vapore a pressioni e temperature elevate. Questo si ottiene con l'impiego di turbine a vapore da cui effettuare spillamenti per prelevare parte della portata in ingresso alle condizioni desiderate. La cogenerazione di interesse in questa tesi, in particolare legata alle centrali a biomassa, è di natura differente da quella industriale appena descritta. L'applicazione, infatti, riguarda la possibilità di realizzare una rete di teleriscaldamento che recupera il calore residuo del fluido in uscita dalla turbina e lo distribuisca alle utenze presenti nell'area circostante la centrale. Considerando tutte le unità cogenerative presenti in Italia che sono abbinate a reti di teleriscaldamento, ossia il 22,6% del totale, secondo il Ministero delle Sviluppo Economico [10], l'86% è costituito da impianti con motori a combustione interna, la cui produzione rappresenta il 20% del totale di energia termica utile ceduta alle reti. La quota maggiore dell'energia ceduta alle reti, circa il 60%, è prodotta con turbine a gas a ciclo combinato. È chiaro, quindi, che i cicli ORC a biomassa rappresentano una percentuale esigua rispetto ai consumi totali. Questo è dovuto al fatto che le centrali a cippato

hanno taglie e potenze molto limitate rispetto agli impianti convenzionali che servono le reti di teleriscaldamento dei grandi centri urbani. Come già detto, infatti, il ruolo della biomassa è importante soprattutto per quanto riguarda la generazione distribuita, ossia lo sviluppo di piccoli impianti localizzati vicino alle risorse che le alimentano e a servizio di utenze non troppo distanti. Proprio in quest'ottica il settore ha ancora ampie possibilità di crescita, basti notare che nel 2015, rispetto all'anno precedente, l'energia di alimentazione delle reti di teleriscaldamento proveniente da impianti cogenerativi a biomassa è cresciuta di quasi l'80%.

Normalmente, la distribuzione del calore si effettua realizzando delle reti primarie ad acqua, alle quali vengono allacciate le sottostazioni delle utenze. La struttura della rete può essere ad albero, ad anello o a maglie. La migliore, anche se di più difficile realizzazione, è quella a maglie perché in caso di interruzione di un tratto del percorso esistono vie alternative per garantire il servizio alle utenze. Presso le sottostazioni avviene lo scambio termico con le reti secondarie che alimentano gli impianti di riscaldamento degli ambienti e di generazione dell'acqua calda sanitaria. I sistemi di teleriscaldamento sono progettati per fare in modo che il fluido delle utenze non venga mai in contatto con il fluido della centrale. È per questo che presso ogni utenza vi sono le sottostazioni di scambio. Con l'allacciamento gli impianti dell'utenza rimangono invariati, mentre con le sottostazioni si sostituiscono le centrali termiche tradizionali.

Figura 10: sottostazione per il teleriscaldamento.

Nelle applicazioni residenziali ogni sottostazione presenta una centralina di termoregolazione climatica che, leggendo tramite una sonda la temperatura esterna, determina il valore di set-point della temperatura di mandata del circuito secondario in maniera tale da mantenere la temperatura degli ambienti interni ad un valore desiderato (solitamente 20°C). La temperatura di mandata è definita in base ad una curva climatica preimpostata ed è ottenuta solitamente miscelando la portata in ingresso con parte di quella in uscita. Solitamente la temperatura del fluido di mandata oscilla tra 80 e 90°C e quella del fluido di ritorno può variare tra 30 e 60°C. Oltre a soddisfare le esigenze termiche legate al riscaldamento e alla produzione di ACS, il calore trasportato dalla rete di teleriscaldamento può essere utilizzato dall'utenza anche per soddisfare il proprio fabbisogno frigorifero, in questo caso si parla di

trigenerazione. Essa è spiegata meglio nel seguente sottocapitolo.

2.3 La trigenerazione

La richiesta di calore per il riscaldamento è concentrata nei mesi invernali e, per questa ragione, la rete di teleriscaldamento non è utilizzata in modo ottimale durante la stagione estiva. L'unica richiesta estiva di energia termica per uso civile è l'acqua calda sanitaria, essa però permette soltanto il recupero di una minima parte di tutta l'energia termica prodotta dalla centrale, la quota restante finisce inevitabilmente dissipata dai drycooler. Negli ultimi anni ha così preso piede la cosiddetta "trigenerazione", ossia la produzione combinata di energia elettrica, energia termica ed energia frigorifera. Come nel caso della cogenerazione, dal punto di vista dell'energia primaria utilizzata, la produzione combinata delle varie forme di energia è vantaggiosa rispetto alla produzione separata. Ciò è mostrato graficamente confrontando un esempio di bilancio energetico tipico nei due casi (figure 11 e 12).

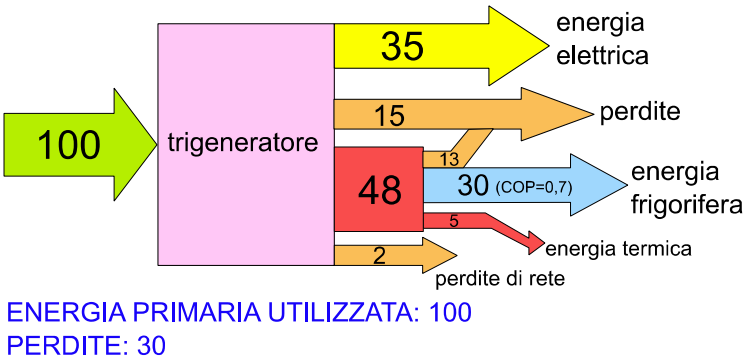


Figura 11: bilancio energetico di un sistema trigenerativo.

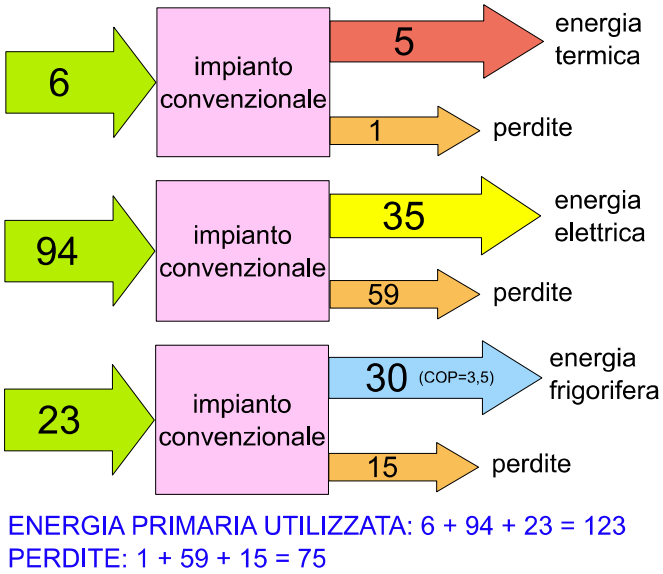


Figura 12: bilancio energetico della produzione separata delle diverse forme di energia.

Un sistema di trigenerazione sfrutta il calore prodotto dalla centrale per alimentare un

gruppo frigorifero ad assorbimento e produrre freddo per il condizionamento nel periodo estivo. Una volta accertata la presenza di utenze frigorifere si distinguono due possibili opzioni impiantistiche, in base a dove il freddo viene effettivamente prodotto. La prima possibilità consiste nell'installare i gruppi ad assorbimento presso la centrale stessa e quindi costruire una rete di "teleraffreddamento" che trasporta acqua refrigerata fino alle utenze. La seconda possibilità è invece installare la macchina frigorifera presso l'utenza usando come alimentazione la rete di teleriscaldamento. Solitamente è preferita la seconda opzione. In assetto trigenerativo il rendimento globale della centrale migliora sensibilmente, poiché si può arrivare a utilizzare fino a 4/5 del potere calorifico della biomassa. I profili di carico dell'utenza che usa le macchine frigorifere ad assorbimento cambiano rispetto a quelli legati all'uso di tradizionali macchine frigorifere a compressione, infatti i consumi elettrici nel periodo di raffrescamento diminuiranno mentre quelli termici aumenteranno.

Nella seguente figura è illustrato lo schema semplificato di un impianto a biomassa di trigenerazione basato sull'impiego di un ciclo ORC.

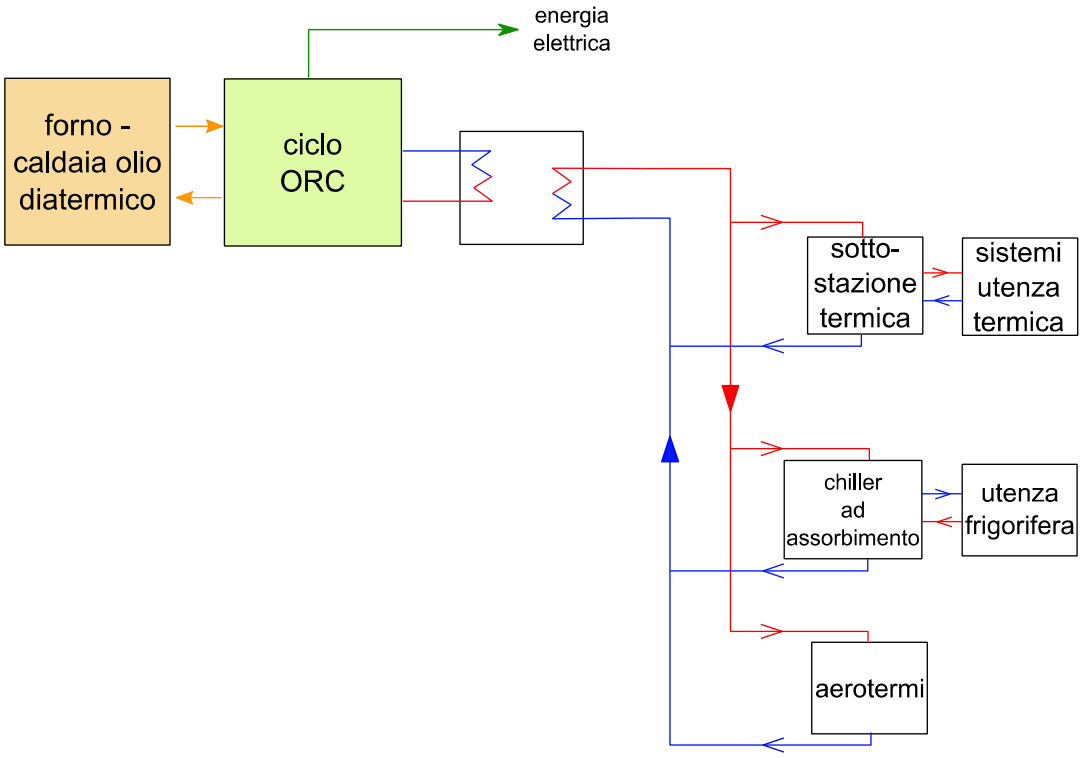


Figura 13: schema di un impianto di trigenerazione a biomassa.

Le macchine frigorifere si distinguono essenzialmente in due gruppi: frigoriferi a compressione di vapore e frigoriferi ad assorbimento. Nelle figure 14 e 15 sono illustrati lo schema funzionale e il ciclo termodinamico nel diagramma temperatura-entropia per la macchina frigorifera a compressione.

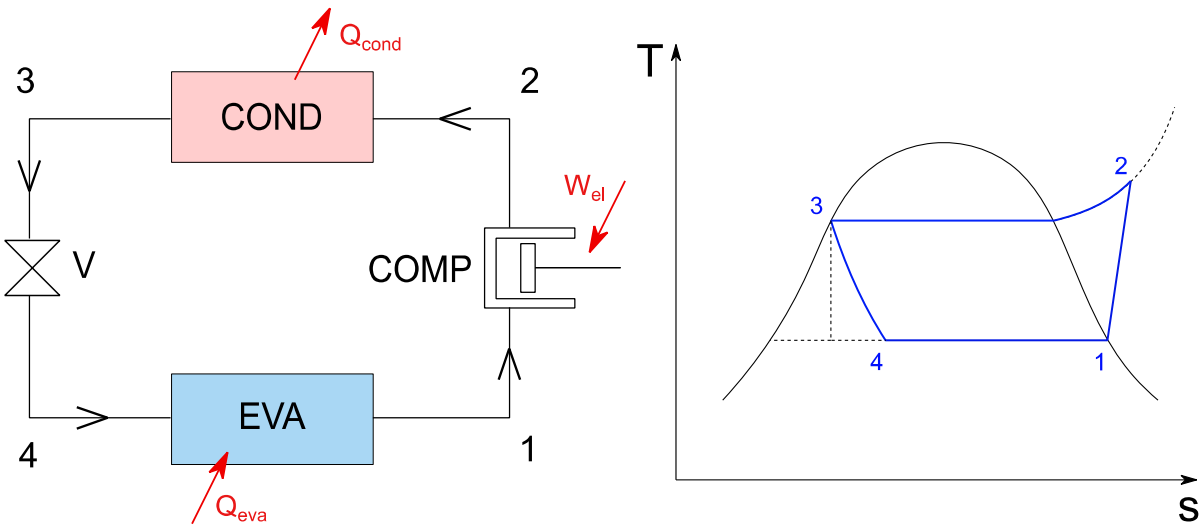


Figura 14 (a destra) e Figura 15 (a sinistra): schema funzionale e diagramma T-s di una macchina frigorifera a compressione di vapore.

Come si vede si ha una prima fase di compressione adiabatica del fluido frigorifero (trasformazione 1-2) in cui viene speso il lavoro W_{el}, in seguito il fluido passa in uno scambiatore di calore in cui condensa isobaricamente cedendo il calore Q_{cond} all'esterno (trasformazione 2-3). In seguito si ha un'espansione isoentalpica (trasformazione 3-4) utilizzando preferibilmente una valvola piuttosto che una turbina, tale valvola è detta "valvola di laminazione". Infine il fluido refrigerante attraversa lo scambiatore detto evaporatore in cui avviene l'asportazione del calore Q_{eva} dall'ambiente che si vuole raffreddare (trasformazione isobara 4-1). Naturalmente in un caso reale la temperatura di condensazione e la temperatura di evaporazione sono rispettivamente un po' minore e un po' maggiore della temperatura esterna (T_{amb}) e della temperatura ambiente (T_{room}) perché deve essere rispettato un certo "pinch point".

Nella figura 16 è illustrato lo schema funzionale di una macchina frigorifera ad assorbimento. La particolarità di questa tipologia di ciclo termodinamico è che l'energia di alimentazione è energia termica e la creazione della zona a bassa pressione (evaporatore) e di quella ad alta pressione (condensatore) è dovuta al gruppo "assorbitore - pompa - generatore" invece che a un compressore. Malgrado la maggiore complicazione il ciclo frigorifero ad assorbimento è stato ideato prima di quello a compressione, già nel 1858 da Ferdinand Philippe Carré. Le coppie soluto-solvente attualmente utilizzate sono essenzialmente due: H_2O-LiBr, dove il fluido frigorifero è vapore d'acqua, e NH_3-H_2O, dove l'ammoniaca è il fluido frigorifero (soluto). I refrigeratori ad acqua e bromuro di litio non possono produrre freddo a temperature inferiori a 0 °C e, quindi, trovano impiego per lo più nel condizionamento dell'aria. I refrigeratori ad acqua e ammoniaca, invece, non mostrano questa limitazione e, di conseguenza, possono essere impiegati in qualunque tipo di refrigerazione. Essi possono essere utilizzati per temperature fino a -60 °C.

Utilizzando acqua come fluido refrigerante, la quale a pressione atmosferica evapora a 100°C, nei frigoriferi a H_2O-LiBr tutto il ciclo si trova a pressioni ben inferiori di quella atmosferica. Per esempio, per abbassare il punto di ebollizione dell'acqua a 7°C la pressione deve essere di circa 0,01 bar. Una caratteristica vantaggiosa dal punto di vista ambientale è che i chiller ad assorbimento non usano fluidi contenenti Cloro (CFC), né gas serra. Altri vantaggi sono:

- Longevità della macchina e minore manutenzione, poiché non ci sono elementi in movimento, escludendo la pompa.
- Minore assorbimento elettrico della macchina (2-5% rispetto a una macchina a compressione).
- Efficienza del sistema che rimane maggiormente costante anche in caso di parziale carico frigorifero.
- Silenziosità dell'impianto molto superiore rispetto ai sistemi a compressione.

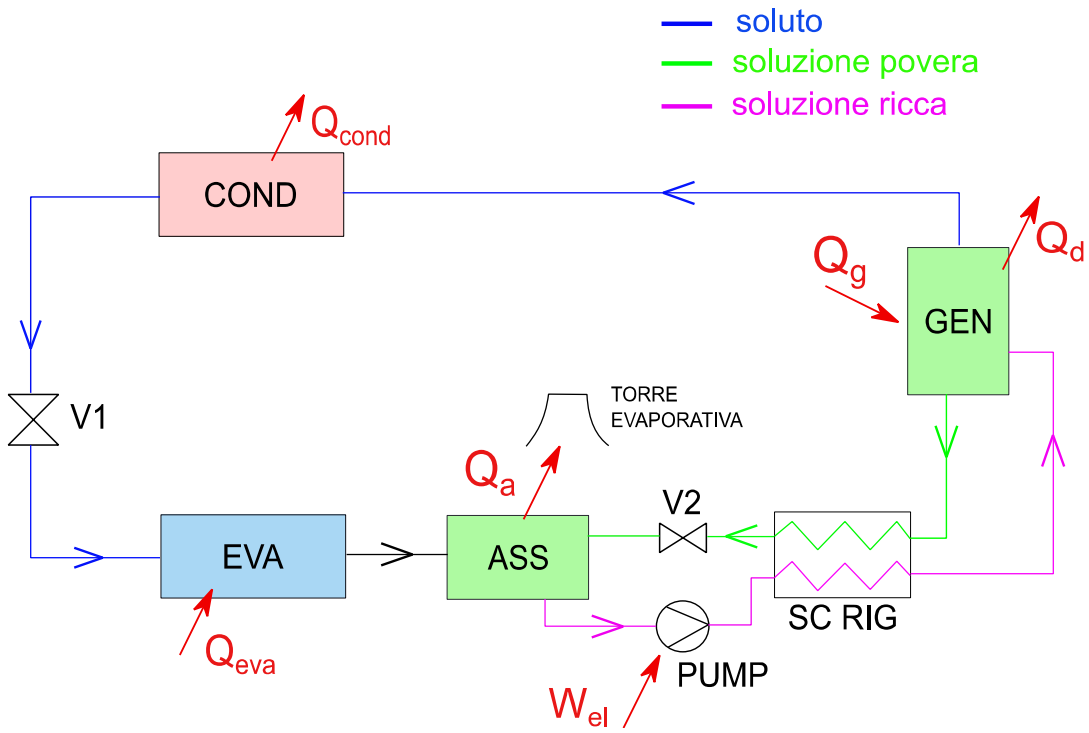


Figura 16: schema funzionale di una macchina frigorifera ad assorbimento.

Come si vede dallo schema funzionale, la parte con condensatore, valvola di laminazione ed evaporatore è analoga al caso precedente. Ciò che distingue la macchina ad assorbimento è la presenza del gruppo assorbitore-generatore. Il fluido operativo evapora nel generatore (detto anche separatore) a seguito della fornitura di calore Q_g alla temperatura $T_g>T_{amb}$. Il vapore liberato (di acqua o di ammoniaca) passa nel condensatore diventando liquido, poi giunge alla valvola di laminazione e all'evaporatore come in una macchina a compressione. A questo punto passa nell'assorbitore, dove entra in soluzione attraverso un processo esotermico caratterizzato dalla

produzione di una quantità di calore Q_a alla temperatura T_a. Tale calore di assorbimento viene generalmente smaltito tramite una torre evaporativa (quindi si ha un aggiuntivo sistema di raffreddamento ad acqua che non c'è nei frigoriferi compressione). La soluzione ricca viene convogliata al generatore attraverso una pompa che ne aumenta la pressione, mentre all'assorbitore è inviata, attraverso la valvola V2, la soluzione povera derivante dal generatore. Lo scambiatore rigenerativo in controcorrente riduce la temperatura della soluzione povera e aumenta quella della soluzione ricca migliorando il bilancio termico della macchina. Dal punto di vista termodinamico il ciclo frigorifero lavora con tre sorgenti termiche: la sorgente fredda si trova alla temperatura più bassa ed è costituita dall'ambiente da raffreddare; il pozzo caldo, nel quale viene scaricato il calore, è l'ambiente esterno e si trova a temperatura intermedia; infine, attraverso la sorgente a più alta temperatura, cioè il fluido termovettore che circola nella rete di teleriscaldamento, viene introdotto il calore in ingresso al ciclo. I bilanci di energia riferiti ai flussi termici scambiati, cioè alle quantità di calore scambiate per unità di massa di fluido, in regime stazionario, si possono scrivere nel modo seguente:

$$Q_g + Q_d + Q_{cond} + Q_{eva} + Q_a - W_{el} = 0 \qquad (4)$$

Dove Q_g è il calore entrante al generatore, $Q_d = -|Q_d|$ è il calore disperso in ambiente dalla tenuta del separatore, $Q_{cond} = -|Q_{cond}|$ è il calore di condensazione rigettato in ambiente, Q_{eva} è il calore estratto all'ambiente da raffreddare e costituisce l'effetto utile, $Q_a = -|Q_a|$ è il calore di assorbimento ceduto all'esterno tramite la torre evaporativa. Poiché il contributo corrispondente al lavoro della pompa W_{el} è trascurabile rispetto agli altri contributi, si può scrivere semplicemente:

$$Q_g + Q_{eva} \approx |Q_a| + |\,Q_d| + |Q_{cond}| \qquad (5)$$

Il funzionamento di una macchina frigorifera a compressione di vapore è in pratica quello di una pompa di calore dove, però, l'effetto utile è rappresentato dalla quantità di calore estratto dall'evaporatore. L'energia spesa invece è il lavoro di compressione (W_{el}). Nella macchina ad assorbimento l'effetto utile (E_{utile}) è ancora quello all'evaporatore, ma l'energia spesa (E_{spesa}) è il calore fornito al generatore (Q_g). La ovvia differenza tra le due macchine è perciò che il sistema a compressione consuma energia elettrica, il sistema ad assorbimento consuma energia termica. Quindi, nel calcolo dell' EER ("Energy Efficiency Ratio"), cioè l'equivalente del COP ("Coefficient Of Performance", o "coefficiente di effetto utile") delle pompe di calore, il denominatore (E_{spesa}) avrà un significato diverso per i due tipi di frigorifero:

$$EER = \frac{E_{utile}}{E_{spesa}} \tag{6}$$

Solitamente per le macchine a compressione si hanno valori di EER (detto anche COP nella pratica) da 2 a 5, mentre per le macchine ad assorbimento si raggiungono COP pari a circa 0,7. Inoltre i dispositivi ad assorbimento hanno un costo specifico sensibilmente più alto dei sistemi convenzionali. Per queste ragioni i sistemi tradizionalmente più diffusi sono quelli a compressione, quelli ad assorbimento acquisiscono un maggiore interesse se si dispone di calore di recupero come nel caso di impianti di cogenerazione.

3 IL COMBUSTIBILE

3.1 Caratteristiche principali della biomassa legnosa

Ciò che contraddistingue l'impianto studiato in questa tesi è il fatto di essere alimentato con biomassa. Occorre quindi chiarire che cosa si intenda con il termine biomassa. Nella normativa italiana si trova una sua definizione nell'articolo 2 del D.Lgs 28/2011, in cui è definita come: *"la frazione biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui di origine biologica provenienti dall'agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali), dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, comprese la pesca e l'acquacoltura, gli sfalci e le potature provenienti dal verde pubblico e privato, nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani."* Come riportato in tale definizione esistono diversi tipi di materiali che rientrano nella categoria delle biomasse, in questo lavoro si considera solamente la biomassa vegetale di tipo legnoso, in particolare quella di origine forestale. Anche i calcoli di producibilità del capitolo successivo si riferiscono unicamente a tale tipologia. Spesso le centrali utilizzano anche, o soprattutto, cippato derivante dalla triturazione di residui provenienti dall'agricoltura e dall'industria. Ciò significa che la reale disponibilità del territorio può essere ragionevolmente maggiore di quella associata alla sola parte prodotta per silvicoltura.

Dal punto di vista della composizione chimica le biomasse sono essenzialmente una miscela di molecole organiche contenenti principalmente C, H_2, O_2 e N_2. In misura minore possono contenere atomi di altro tipo, compresi metalli alcalini, metalli alcalino-terrosi e altre piccole quantità di metalli pesanti (es: Cd, Zn, As, Pb, Cu). L'analisi elementare fornisce informazioni circa il contenuto energetico (percentuale di C e H), l'attitudine alla combustione (rapporto C/N) e la presenza di inquinanti nei prodotti di combustione (presenza di N, S, Cl). I principali costituenti della biomassa di origine vegetale sono i seguenti:

- cellulosa: la cellulosa ($C_6H_{10}O_6$) è un polisaccaride formato da molte molecole di glucosio e costituisce il 40 – 45 % del peso totale su base secca.
- Emicellulosa: l'emicellulosa è anch'essa un polisaccaride, ma è costituita da zuccheri differenti, inoltre ha una struttura ramificata e non fibrosa. Essa costituisce il 20 – 30 % del peso totale su base secca.
- Lignina: la lignina ($C_{40}H_{44}O_6$) ha la funzione di rendere rigida la struttura e corrisponde al 15 – 20 % del peso totale su base secca.

La restante parte è formata in quantità variabili da moltissimi altri composti quali per esempio resine, cere, amido o pigmenti. Spesso la composizione della biomassa può anche essere espressa con riferimento al contenuto percentuale di materia volatile, carbonio fisso e ceneri.

Come già detto in altre parti del testo, la biomassa può essere considerata una fonte rinnovabile, o meglio rigenerabile, a patto che il tasso di sottrazione della risorsa sia inferiore al tasso di rinnovamento. Inoltre può essere considerata una fonte "pulita" dal punto di vista delle emissioni di CO_2 a livello globale. Questo non perché i processi di conversione utilizzati prevedano emissioni nulle di CO_2, ma perché è nullo il bilancio totale riferito al ciclo di vita della pianta (ciclo chiuso). La quantità di gas serra liberata durante la fase di combustione è, infatti, pari a quella catturata e immagazzinata dall'organismo durante tutta la sua crescita.

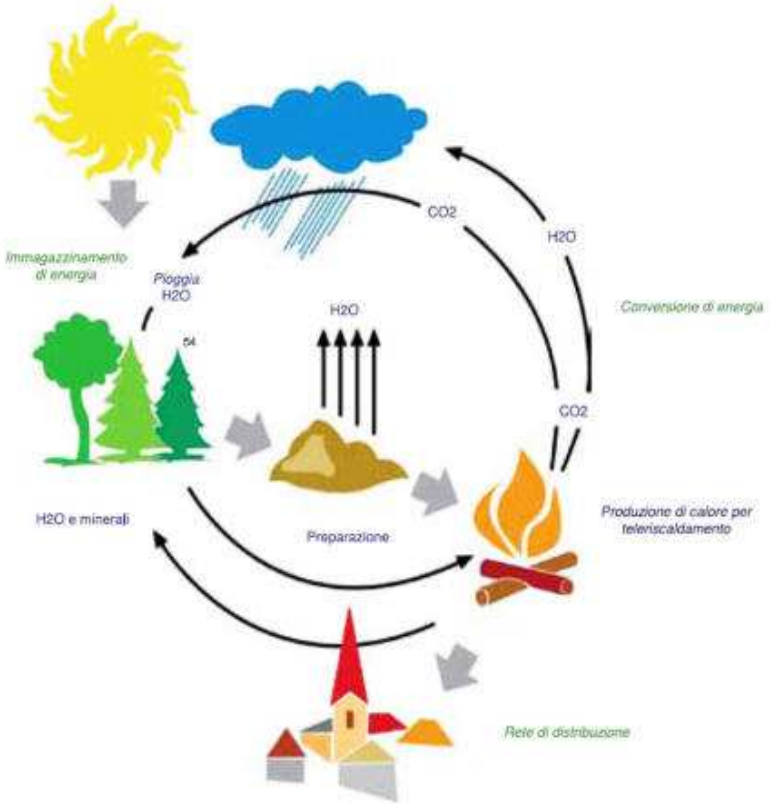


Figura 17: ciclo chiuso dell'utilizzo delle biomasse.

Le biomasse di origine vegetale sono essenzialmente una forma di accumulo dell'energia solare poiché tramite la fotosintesi gli organismi convertono l'energia ricevuta per radiazione in energia chimica. Questa può essere trasformata in energia termica in modo diretto o indiretto. Come già descritto nel capitolo 1.3, la conversione diretta è quella in cui si ha la combustione della biomassa sotto forma di combustibile solido, la combustione indiretta invece è caratterizzata da un processo di trasformazione della biomassa solida in combustibili gassosi o liquidi. In questo documento l'interesse è rivolto ai soli biocombustibili solidi, essi si trovano sul mercato essenzialmente in quattro forme:

- Tronchetti: sono la comune legna da ardere utilizzata per il riscaldamento degli ambienti. Hanno dimensioni che variano tra i pochi centimetri e il mezzo metro e sono utilizzati principalmente in sistemi a bassa efficienza.

- Brichetti: sono parallelepipedi o cilindri con dimensioni paragonabili ai tronchetti, ma ottenuti comprimendo la biomassa dopo averla polverizzata. Essi possono essere utilizzati al posto della legna da ardere con il vantaggio che possono essere immagazzinati in spazi più ridotti.
- Pellet: o pastiglia, è un biocombustibile che si presenta sotto forma cilindrica e deriva dalla compressione della biomassa polverizzata. Generalmente non viene utilizzato alcun legante. I pellets hanno una lunghezza tra i 5 e i 30 mm e un diametro tra i 6 e gli 8 mm. Questo tipo di formato è ottimo come combustibile poiché presenta umidità non superiore al 10% e un elevato potere calorifico (H ≈ 25 Mj/Kg). Per le ridotte dimensioni e l'omogeneità che li caratterizza, i pellets sono adatti ai sistemi di movimentazione dei generatori di calore con alimentazione automatica.
- Cippato: il termine deriva dall'inglese *chip*, cioè frammento, ed è sostanzialmente combustibile solido sminuzzato per avere un materiale più omogeneo e che si presti all'utilizzo in generatori di calore dotati di alimentazione automatica. È il combustibile standard per le centrali cogenerative a biomassa. Le scaglie che lo costituiscono possono avere dimensioni variabili tra i 15 e i 50 mm, con un contenuto di umidità tra il 20% e il 50%. Per ottenere il cippato si utilizzano apposite macchine di triturazione dette cippatrici.

Un parametro molto importante quando si parla di combustibili come le biomasse è il grado di umidità. Esso varia in base alla provenienza della risorsa, alla specie, al tipo di stoccaggio, ai trattamenti che subisce (es: essiccazione). Inoltre è anche rilevante il tempo trascorso dalla sua produzione. Infatti, il contenuto di umidità va generalmente diminuendo nel tempo rispetto alla biomassa appena prodotta che ha tassi di umidità solitamente inaccettabili. In uno stoccaggio all'aria aperta l'andamento è quello riportato in figura 18 in cui è possibile vedere il diverso comportamento a seconda del periodo di produzione. Questa immagine deriva da uno studio condotto da Sosa et al. [11] e mostra chiaramente che, in una zona con clima continentale, i mesi ottimali per il taglio dei boschi sono gennaio, febbraio e marzo. In questo periodo, infatti, partendo da un'umidità di circa il 50% si arriva, dopo due anni, a valori inferiori al 20%.

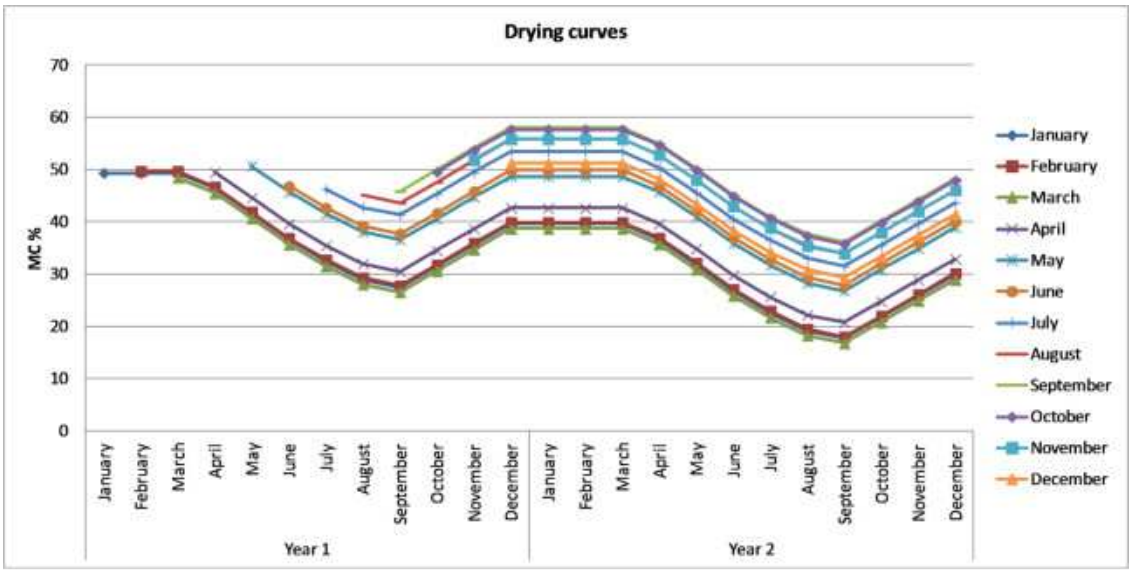


Figura 18: evoluzione dell'umidità durante il periodo di stoccaggio per tagli nei diversi mesi.

Varie caratteristiche del combustibile sono influenzate dal contenuto di acqua, per questo è importante precisare se ci si riferisce alla sola sostanza secca ("base secca") o al prodotto fresco ("tal quale"), quindi con un certo contenuto di umidità. Il grado di umidità si può quindi esprimere in uno dei seguenti modi:

$$U_s = \frac{\mathrm{M_u} - \mathrm{M_s}}{\mathrm{M_s}} \tag{7}$$

$$U_{tq} = \frac{\mathrm{M_u} - \mathrm{M_s}}{\mathrm{M_u}} \tag{8}$$

Dove $\mathrm{M_u}$ indica la massa di legno umido, $\mathrm{M_s}$ indica la massa di legno anidra, U_s e U_{tq} sono rispettivamente le umidità sul secco e sul tal quale. Il grado di umidità del combustibile è particolarmente rilevante perché influenza fortemente il potere calorifico della sostanza. In particolare il PCI (Potere Calorifico Inferiore) diminuisce all'aumentare dell'umidità perché parte dell'energia termica generata dal processo di combustione deve essere utilizzata per l'evaporazione dell'acqua, diminuendo di fatto l'effetto utile. Per questa ragione è auspicabile che il contenuto di umidità sia il più basso possibile. Per ottenere ciò occorre prima di tutto stoccare il materiale in un luogo asciutto e ventilato, in secondo luogo occorre sottoporlo a processi di essiccazione pre o post cippatura. Per calcolare il PCI di una sostanza (di solito indicato con H) conoscendo il potere calorifico sul secco ($\mathrm{H_s}$) e l'umidità sul tal quale (espressa in percentuale), si può utilizzare la formula di Hartmann [12], ossia la seguente espressione:

$$H = \frac{\mathrm{H_s} \times (100 - \mathrm{U_{tq}}) - 2{,}44 \times \mathrm{U_{tq}}}{100} \tag{9}$$

Con l'ausilio di questa formula è stato ottenuto il grafico in figura 19 che illustra come varia il PCI

di un legno tipo al variare del contenuto idrico. È stato assunto un valore di H_s pari a 18,5 MJ/kg, cioè un valore medio rispetto al potere calorifico delle principali specie forestali. Come si vede il contenuto energetico diminuisce linearmente all'aumentare dell'umidità.

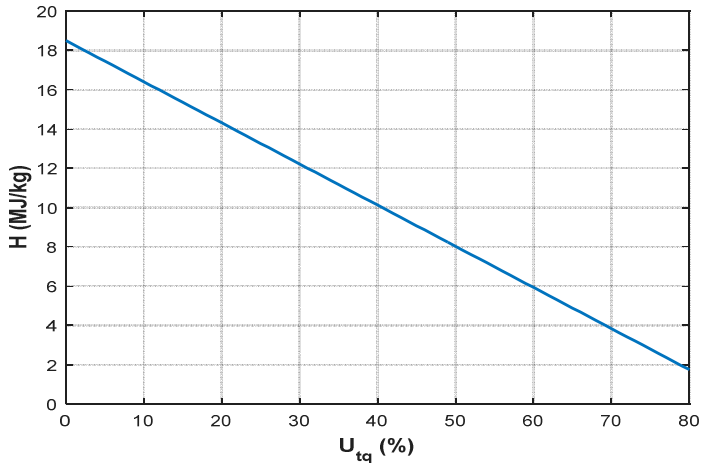


Figura 19: andamento del potere calorifico inferiore del legno rispetto all'umidità contenuta.

Nel prossimo paragrafo viene trattata la filiera di produzione del cippato, dal prelievo della pianta nel bosco alla camera di combustione.

3.2 La filiera del cippato di derivazione forestale

Al fine di avere un uso razionale della risorsa e garantire la sostenibilità sia economica che ambientale di un impianto a biomassa legnosa, occorre utilizzare il più possibile risorse locali. A tal proposito, si parla di "filiera corta". Essa si realizza quando la rete di approvvigionamento è circoscritta entro un raggio di 70 km dalla centrale. I vantaggi di una filiera di questo tipo sono anche legati alle positive ricadute sociali che essa può comportare. La riattivazione di un indotto legato al patrimonio boschivo può portare benefici economici alle comunità locali e limitare il progressivo abbandono di questi territori. Il processo che conduce dalla biomassa forestale al cippato può essere riassunto nelle seguenti fasi:

- abbattimento
- Sramatura ed eventuale sezionamento
- Esbosco
- Trasporto
- Cippatura
- Essiccazione
- Stoccaggio stagionale e locale

Abbattimento: una volta individuato un lotto di terreno idoneo, ossia un'area non soggetta ad alcun vincolo di tutela e sufficientemente servito dal punto di vista della viabilità, si comincia con l'abbattimento delle piante. Questa operazione può avvenire manualmente tramite motosega oppure, su scala più grande, con apposite macchine dotate di pinze e cesoie idrauliche. La fase successiva prevede la sramatura e la pulizia del tronco, a cui segue il sezionamento in parti più piccole. Naturalmente l'uso di un metodo piuttosto che l'altro è legato alla natura del terreno e alla convenienza dal punto di vista economico.

Esbosco: completata la fase di taglio, il legname viene trascinato dal sito di abbattimento alle vie di esbosco. L'esbosco consiste nel trasporto del legname fino a una superficie libera adiacente a una strada carrozzabile che permetta di effettuare il carico sui veicoli destinati al trasporto. Le tecniche adottate per l'esbosco variano in relazione alle caratteristiche dell'ambiente in cui si opera. In passato, nelle zone più impervie, l'unico modo per eseguire l'esbosco era l'utilizzo di animali da soma come il mulo. Oggi esistono svariate soluzioni tecnologiche, a seconda delle condizioni morfologiche del terreno. Una delle metodologie più utilizzate è l'esbosco "a strascico" che prevede l'uso di verricelli e trattrici forestali. Tali verricelli possono essere fissati alla struttura del trattore oppure essere applicati al sollevamento idraulico, e sono mossi dalla presa di forza del trattore. L'uso di questa tecnica è adatto a distanze fino a 100 m e risulta particolarmente vantaggiosa laddove ci siano difficoltà nel raggiungere il legname a causa della forte pendenza o per via dell'alta densità boscosa, situazione tipica nelle operazioni di diradamento. Nelle situazioni in cui si debbano superare dislivelli considerevoli si utilizzano teleferiche a cavo, mentre se la pendenza è sufficiente, si possono allestire dei canali entro i quali il legname viene fatto scivolare a valle per gravità. Nel caso di superfici da disboscare abbastanza estese e conformazione del territorio che lo consenta possono essere adoperate trattrici snodabili con rimorchio, verricello e bracci articolati per il carico. Le macchine di questo tipo sono dette "forwarder". Esse sono nate nei paesi scandinavi per l'esbosco di grandi quantità di legname, sono completamente idrostatiche, possono lavorare sia in avanti che in retromarcia e hanno sistemi differenziali per superare agevolmente ostacoli come sassi e ceppaie. Il costo di un macchinario del genere è molto elevato rispetto a un trattore con allestimento forestale ma la capacità produttiva è sensibilmente maggiore. Queste macchine sono adatte all'esbosco per la produzione di biomassa da triturazione poiché si riescono a esboscare piante intere che possono essere portate direttamente al piazzale di lavorazione per essere macinate.

Figura 20: forwarder Tigercat 1055B per esbosco di materiale da cippatura.
Immagine tratta da: www.directindustry.com

La quantità di biomassa ottenibile da una determinata zona è fortemente influenzata dal sistema di esbosco che viene impiegato. Per questo è importante valutare le condizioni del terreno in termini di pendenza e presenza di una viabilità adeguata. Generalmente fino al 50% di pendenza i terreni sono accessibili per mezzo di trattori e prevalgono i sistemi di esbosco per via terrestre, oltre tale valore si usano soprattutto i sistemi con teleferiche.

Trasporto: la fase successiva all'esbosco è il trasporto, effettuato tramite trattori con rimorchio oppure con comuni autocarri. La biomassa raggiunge così il luogo in cui avviene la trasformazione in cippato. La fase di trasporto, sia per il tratto dalla foresta al luogo di cippatura, sia per il tratto che porta allo stoccaggio della centrale, incide notevolmente sul costo di produzione della biomassa e per questo la centrale non può trovarsi troppo distante dal luogo di produzione.

Cippatura: lo sminuzzamento in scaglie (wood chips) avviene grazie all'impiego di una macchina detta "cippatrice" o "cippatore". Naturalmente la cippatura avviene allo stesso modo sia per la triturazione del legname proveniente dai boschi, sia per quello proveniente dai residui dell'industria del legno o per quello derivante dalla potatura e dagli espianti delle colture della pianura. Le scaglie prodotte dalla cippatrice hanno lunghezza variabile tra i 5 e i 50 mm. A seconda del tipo di materiale da triturare e delle caratteristiche del prodotto che si vuole ottenere esistono diversi tipi di cippatori. I cippatori a disco vengono impiegati principalmente per trattare rami e tronchi di diametro contenuto per produrre cippato da utilizzare in impianti di riscaldamento centralizzati alimentati a coclea. Per ottenere grandi volumi di cippato da bruciare negli impianti per la produzione di energia elettrica e/o termica si usano soprattutto cippatori a tamburo. Questa tipologia è quella prevalente nei cippatori stazionari industriali poiché garantisce regolarità nel

processo di taglio lavorando qualsiasi tipo di materiale. La cippatura a tamburo infatti, permette di produrre cippato non solo triturando tronchi, ma anche rami, scarti di lavorazione e materiale di scarso valore. Alcuni accorgimenti, come la presenza di un tamburo chiuso in cui il materiale non rischia di scorrere lungo il tamburo, fanno sì che il cippato prodotto abbia dimensioni più regolari evitando scaglie fuori misura massima. Inoltre, rispetto ai sistemi tradizionali a "multi – coltello", è preferibile avere un sistema con due coltelli che occupano tutta la lunghezza del tamburo in modo da ottenere un prodotto più pulito con minore presenza di parti fini.

Figura 21: cippatore Pezzolato PTH 1200/1000 con tamburo chiuso e due coltelli larghi quanto il tamburo. Immagine tratta da: www.pezzolato.it

Esistono precisi parametri che stabiliscono la qualità del cippato, esso, infatti, è soggetto a normative che ne determinano la qualità. Si definisce "cippato di qualità" un cippato conforme a tali normative, ottenuto grazie a un taglio netto, calibrato, privo di sfilacciamenti, parti fini, polveri e pezzi troppo grandi. A richiedere un cippato di qualità sono per esempio le cartiere, i produttori di pellet, oppure le centrali elettriche e/o termiche a biomassa. Le motivazioni di questa esigenza sono legate al fatto che le caldaie di medie dimensioni sono generalmente dotate di sistemi di alimentazione automatici a coclea e la presenza di particelle con lunghezza maggiore di 60 mm può determinare problemi meccanici. La frazione fine, invece, è indesiderata perché tende a disperdersi nelle movimentazioni del cippato rendendo insalubre l'ambiente e, soprattutto, perché in caldaia determina un aumento delle polveri al camino.

Essiccazione: l'essiccazione del materiale è necessaria poiché, come si è già detto in precedenza, il prodotto fresco è caratterizzato da un grado di umidità notevole, generalmente vicino al 50%, che lo rende inadatto per la combustione immediata. Dopo un sufficiente periodo di stagionatura il contenuto idrico si riduce fino a raggiungere valori intorno al 25%. In realtà la diminuzione esatta

del grado di umidità nel tempo è difficile da prevedere perché il fenomeno è fortemente influenzato dalle condizioni termoigrometriche del deposito, dalla zona climatica, dalla tipologia di biomassa e dal tempo di stoccaggio. Talvolta, per accelerare il processo di essiccazione, si può dotare la centrale di un essiccatoio alimentato da calore di recupero. Esso preleva il cippato umido con un sistema di movimentazione automatico e lo conduce in una camera di essiccazione in cui è sottoposto a un flusso di aria calda. Con tale sistema si può portare un materiale con umidità anche del 70% o più (ad esempio se il sito di stoccaggio è all'aperto e sottoposto alle intemperie) a valori intorno al 10%. Come si vede in figura l'aria per l'essicazione è aspirata dall'ambiente, riscaldata da un'apposita batteria di scambio termico, e, quindi, convogliata da un ventilatore alle canalizzazioni di immissione aria dell'essiccatore nella parte bassa dello stesso. Generalmente per il riscaldamento dell'aria dell'essiccatore si utilizza calore recuperato dal processo di produzione dell'energia elettrica.

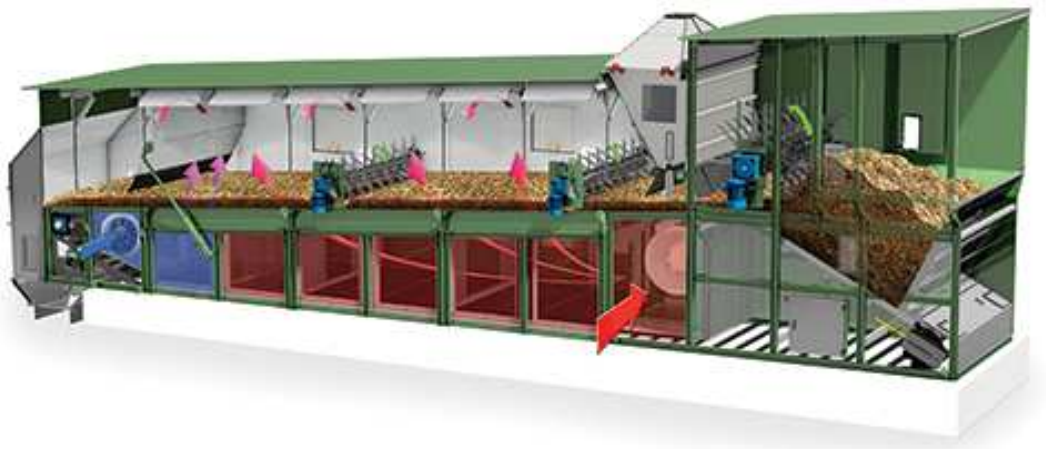


Figura 22: essiccatore per cippato.
Immagine tratta da: www.alvanblanchgroup.com

Deposito: di solito è previsto un deposito stagionale e uno locale. Esso deve garantire l'essiccazione della biomassa e deve quindi avere caratteristiche tali da evitare l'insorgere di muffe o la stagnazione di umidità nel materiale legnoso. In particolare il deposito stagionale è preferibile che sia all'aperto in luogo assolato e ben ventilato. Generalmente il deposito stagionale è dimensionato in modo da contenere almeno il quantitativo di biomassa necessario ad alimentare la centrale per sei mesi. Il deposito locale invece è quello in cui è stoccato il cippato pronto per l'utilizzo. Esso deve essere riparato e comodo per continui prelievi per l'alimentazione della centrale. In letteratura esistono diversi studi sull'evoluzione del materiale in stoccaggi di medi o lunghi periodi, ad esempio [13], [14], [15]. Questi studi mettono in luce come la riduzione dell'umidità si traduca in un aumento del potere calorifico, ma allo stesso tempo tale incremento è limitato dal fatto che si assiste a una riduzione della massa secca. Secondo Pari et al. [15] non

conviene prolungare lo stoccaggio del cippato oltre un certo periodo (ad es. 6 mesi in condizioni analoghe a quelle descritte nell'articolo) perché se lo stoccaggio è all'aperto, dopo un primo calo l'umidità può risalire sensibilmente a seconda del clima esterno, ma soprattutto perché si assiste a un sensibile degrado del materiale per via dell'attività dei microrganismi che attaccano il legno diminuendo la massa secca e aumentando la porosità. Le condizioni ottimali consistono perciò nell'eseguire l'esbosco all'inizio della stagione invernale, lasciare essiccare per 9-10 mesi e poi consumare il prodotto stoccato entro l'estate dell'anno successivo. Ciò è in accordo con quanto osservato precedentemente in relazione alla figura 18.

4 POTENZIALITÀ ENERGETICA DA BIOMASSA IN PIEMONTE E IN VALLE PELLICE

4.1 Situazione e gestione delle superficie boschiva a livello nazionale

Per la scelta della localizzazione di una centrale a biomassa è necessario eseguire un'attenta analisi del territorio in cui si vuole insediare il nuovo impianto. In questo capitolo si analizza, dal punto di vista delle superfici forestali, prima la situazione italiana e poi, più dettagliatamente, quella legata al territorio in cui sorge la centrale di riferimento per il presente elaborato. Spesso, quando si parla di uso delle biomasse forestali, nei non addetti ai lavori si associa il taglio dei boschi a problematiche ecologiche quali ad esempio il rischio di deforestazione. Questo perché si pensa ai disboscamenti incontrollati e su vasta scala che affliggono alcune zone del mondo come la foresta amazzonica. La situazione italiana però è totalmente differente. Come illustrato nel seguito, al contrario dei luoghi comuni, la disponibilità di biomassa in Italia è considerevole, spesso più abbondante di ciò che si pensi. La superficie forestale del Paese, infatti, dalla fine della seconda guerra mondiale a oggi è andata aumentando, soprattutto a causa del progressivo abbandono di gran parte delle zone montane. Secondo il CREA[3] [16] la superficie forestale nazionale nell'ultimo decennio è cresciuta del 5,8% ed ha guadagnato oltre tre ettari negli ultimi 30 anni. Tale situazione comunque, allo stato attuale, non è propriamente positiva perché la copertura forestale è in gran parte costituita da boschi di nuova formazione caratterizzati da un totale stato di abbandono. Ciò li rende sempre più inaccessibili, improduttivi e vulnerabili agli incendi. La situazione fu già ben inquadrata nel 1985 dall'allora direttore generale del Corpo Forestale, Alfonso Alessandrini, che alla luce dei risultati emersi dal Primo Inventario delle Foreste (INFI 85), disse: " *l'Italia non è un Paese povero di boschi, ma un Paese ricco di boschi poveri. Possiamo anche dire, senza temere critiche ecologistiche, che i nostri boschi non sono, oggi, poveri per eccesso di utilizzazioni, ma per difetto di cure colturali. Per questo sono fragili rispetto agli incendi, alle malattie e sono anche incapaci di esprimere in pienezza gli effetti ambientali, climatici e produttivi*".[4]

L'Inventario Forestale Nazionale fornisce dati con validità statistica riguardo a estensione e distribuzione della superficie forestale, specie arboree presenti, volume e massa legnosa, ritmi di crescita e diversi altri campi di informazione. Come già detto, il primo Inventario (INFI 85) è

[3] CREA: Consiglio per la Ricerca in agricoltura e l'analisi dell'Economia Agraria.
[4] https://www.sian.it/inventarioforestale/jsp/1985_risultati_f.jsp (consultato il 25-02-2018).

risalente al 1985 e fa riferimento a dati raccolti dal 1983 al 1985. Nel 2003 sono iniziati i lavori per un secondo inventario forestale nazionale, pubblicato nel 2005 (INFC 2005). Dal 2012 sono partiti i rilievi per la redazione del Terzo Inventario Forestale Nazionale (INFC 2015), non ancora disponibile al pubblico. Tali inventari sono alla base di una qualsiasi analisi del potenziale di producibilità energetica da biomassa per una determinata zona. Nella tabella seguente sono stati estrapolati alcuni dati dagli Inventari attualmente pubblicati.

Tabella 1: dati principali derivanti dagli inventari forestali del 1985 e del 2005.

	ANNO 1985 (INFI 1985 [17]**)**	**ANNO 2005 (INFC 2005** [18]**)**
SUPERFICIE FORESTALE **Rispetto al territorio nazionale**	8.675.000 [ha] 28,8%[5]	10.467.533 [ha] 34,7 %[6]
SUPERFICIE DEL BOSCO **Rispetto al territorio nazionale** **Rispetto alla superficie forestale**	6.435.900 [ha] 21,3 % 74,2 %	8.759.200 [ha] 29,1 % 83,7 %
REGIONI PIÙ BOSCOSE	- -	Liguria (62,6%) Trentino Alto Adige (60,5%)
REGIONI MENO BOSCOSE	- -	Puglia (7,5%) Sicilia (10%)
UNITÀ CAMPIONARIA	3km x 3km	1km x 1km

I dati dell'inventario nazionale del 2005 rivelano che c'è stato un incremento del 20% della superficie forestale rispetto al dato del 1985, pari a circa sei punti percentuali in più di copertura forestale del territorio nazionale. Per quanto riguarda il bosco, l'aumento registrato è di circa otto punti percentuali. Da notare come l'inventario più recente si caratterizza per l'utilizzo di un'unità campionaria più piccola (1 km^2) e quindi presenta una maggiore precisione. A livello nazionale, secondo l'INFC 2005, circa il 70% della superficie forestale risulta disponibile al prelievo legnoso. In tale ambito sono escluse le aree inaccessibili, quelle in cui ci siano limitazioni delle attività silvicoltura dovute a norme o vincoli per aree protette, e quelle con tassi di produttività troppo bassi per rendere conveniente il prelievo di legname. Essendo i risultati di INFC 2015 ancora in fase di costruzione, per condurre analisi dettagliate sulle quantità prelevabili per usi energetici a livello locale si utilizzano generalmente, laddove siano già stati realizzati, gli inventari di competenza regionale. Nei prossimi paragrafi tali analisi sono state condotte sia a livello regionale, sia a livello dell'area d'interesse per il caso studiato.

[5] Percentuale espressa rispetto al territorio nazionale, pari a 30.163.421 ha.
[6] Percentuale espressa rispetto al territorio nazionale, pari a 30.163.421 ha.

4.2 Potenziale di producibilità energetica in Piemonte

4.2.1 Situazione e gestione delle superficie boschiva in Piemonte

In Piemonte la conoscenza del patrimonio forestale è attualmente soddisfatta dall'Inventario Forestale Regionale (IFR 2006) redatto tra il 1999 e il 2006, la cui Carta Forestale (CF) è riferita convenzionalmente all'anno 2000. Nel 2016 gran parte di questi dati sono stati aggiornati con la redazione di una nuova carta forestale (CF 2016), ma i risultati definitivi delle ultime ricerche sono ancora in fase di elaborazione. Per questo, attualmente lo strumento di riferimento per effettuare analisi sulle foreste del Piemonte (il SIFOR, o Sistema Informativo Forestale Regionale) fa ancora riferimento ai dati inventariali della carta forestale del 2000. La pianificazione territoriale in Piemonte è articolata su tre livelli:

- Regionale: Piano Forestale Regionale (PFR)
- Area Forestale: Piano Forestale Territoriale (PFT)
- Locale: Piano Forestale Aziendale (PFA)

Le aree forestali (AF) de Piemonte sono 47 e costituiscono delle unità territoriali omogenee in cui è stato suddiviso il territorio regionale ai fini della gestione forestale. La figura 23 mostra i confini delle aree forestali e di seguito è riportato l'elenco completo dei nomi.

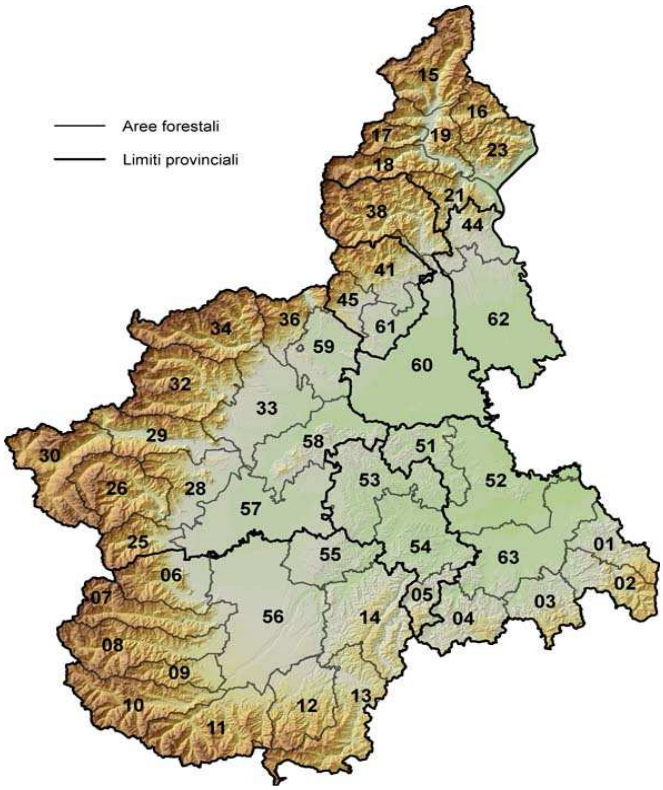


Figura 23: limiti aree forestali e limiti provinciali.

1 Valli Curone Grue e Ossona
2 Val Borbera e Valle Spinti
3 Alta Val Lemme e Alto Ovadese
4 Alta Valle Orba e Valle Erro
5 Langa Astigiana – Val Bormida
6 Valli Po Bronda Infernotto
7 Valle Varaita
8 Valle Maira
9 Valle Grana
10 Valle Stura
11 Valli Gesso,Vermenagna e Pesio
12 Valli Monregalesi
13 Alta Val Tanaro Mongia Cevetta Langa Cebana
14 Langa Cuneese
15 Valli Antigorio e Formazza
16 Valle Vigezzo
17 Valle Antrona
18 Valle Anzasca
19 Valle Ossola
21 Valle Strona Cusio Mottarone Orta
23 Val Grande – Alto Verbano – Val Cannobina
25 Val Pellice
26 Valli Chisone e Germanasca
28 Pinerolese Pedemontano – Val Sangone
29 Bassa Valle Susa e Val Cenischia
30 Alta Valle di Susa
32 Valli di Lanzo
33 Val Ceronda Casternone – Alto Canavese – Pianura Torinese Settentrionale
34 Valli Orco e Soana
36 Valle Sacra – Val Chiusella – Dora Baltea Canavesana
38 Val Sesia
41 Alta Valle Cervo – Bassa Valle Cervo – Val Sessera – Valle Mosso – Prealpi Biellesi
44 Baragge Novaresi
45 Alta e Bassa Valle Elvo
51 Monferrato – Casalese
52 Pianura Alessandrina Settentrionale
53 Basso Monferrato Astigiano
54 Alto Monferrato Astigiano
55 Roero
56 Pianura Cuneese
57 Pianura Torinese Meridionale
58 Collina e Fascia Fluviale del Po
59 Canavese – Serra di Ivrea
60 Pianura Vercellese
61 Baragge Biellesi e Vercellesi
62 Pianura Novarese
63 Pianura Alessandrina Meridionale

L'unità di base adottata per la classificazione dei boschi è la "categoria forestale". Ciascuna categoria è definita dalla predominanza di una o più specie arboree, in particolare una specie costituisce una categoria quando la sua copertura dell'area esaminata è maggiore del 50%. Oltre a 21 categorie forestali sono stati definiti 109 "tipi forestali" e, per ognuno di essi, ulteriori sottotipi come illustrato nel manuale tecnico pubblicato dalla regione[19]. Analizzando i dati inventariali più recenti per il Piemonte si ha una superficie forestale totale pari a 976.953 ha, con un indice di boscosità del 38,5%. La tabella seguente riassume i risultati principali delle diverse pubblicazioni redatte negli anni. Come si vede l'andamento crescente della superficie di bosco a livello regionale rispecchia abbastanza l'andamento nazionale.

Tabella 2: *principali derivanti dai vari inventari forestali disponibili in letteratura.*

	INFI 1985	INFC 2005	IFR 2006 (CF 2000)	CF 2016
SUPERFICIE FORESTALE	-	940.116	922.866	976.953
Rispetto alla sup. regionale	-	37%	36%	38,5%
SUPERFICIE DEL BOSCO	694.583	870.594	874.660	932.514
Rispetto alla sup. regionale	27%	34%	34%	36,7%

La figura 24 mostra una suddivisione delle aree forestali a seconda dell'indice di boscosità (IB). Esso è stato calcolato nel modo seguente:

$$IB = \frac{A_{for}}{A_{tot}} \tag{10}$$

Dove A_{for} indica la superficie ricoperta da foreste e A_{tot} indica la superficie totale. È possibile notare come la distribuzione dei boschi segua l'arco alpino e le regioni con più copertura maggiore siano quelle dell'alto e del basso Piemonte. Nei colori più chiari sono ben riconoscibili la pianura cuneese, quella alessandrina e il Vercellese. Le aree più boscose, e quindi più interessanti,sono state analizzate più nel dettaglio nei paragrafi seguenti.

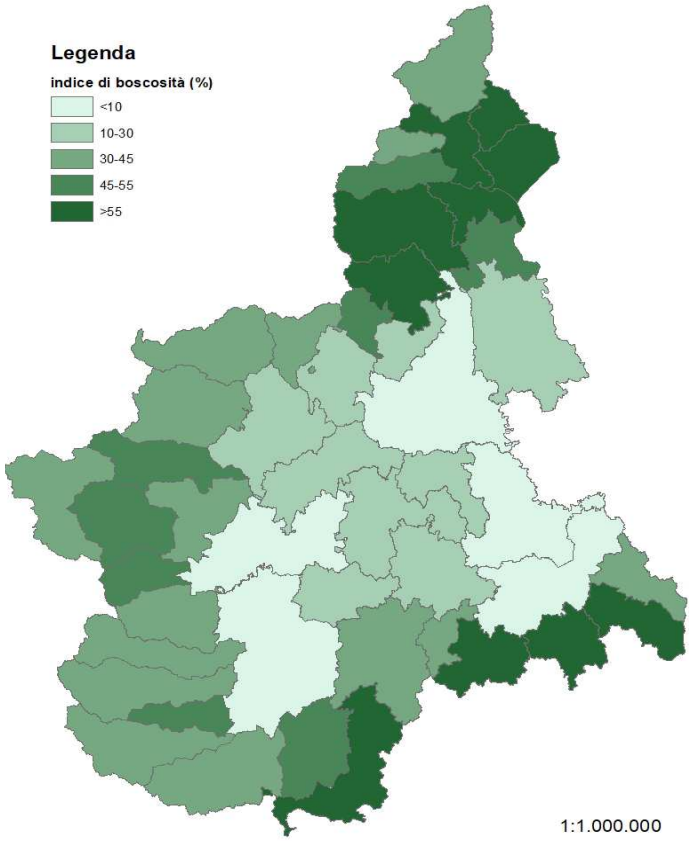


Figura 24: suddivisione delle aree forestali a seconda dell'indice di boscosità

Le categorie forestali che compaiono nelle analisi sono essenzialmente raggruppabili in due tipologie: i boschi cedui e le fustaie.

- Il ceduo è una forma di governo del bosco dove la copertura di esemplari nati da ceppaia (grazie alla capacità delle piante di rigenerarsi tramite polloni) è superiore al 75%. La parte restante invece è composta da individui nati da seme e/o soggetti affrancati, ossia originati da un pollone che si è reso autonomo tramite radici proprie rispetto alla ceppaia da cui ha avuto origine. Il sistema di riproduzione prevalente del bosco ceduo è quello per via vegetativa o agamica. Questo tipo di bosco può essere

tagliato ogni 10-30 anni.

- La fustaia è il bosco d'alto fusto. Esso è composto da conifere e/o latifoglie che si presentano con fusto singolo e dove la copertura di individui nati da seme o soggetti affrancati supera il 75%. Questo tipo di bosco deve essere tagliato a intervalli di tempo più lunghi perché si rigenera prevalentemente per via sessuata o gamica.

Nella seguente tabella sono riportati i risultati del calcolo delle superfici corrispondenti a ciascuna delle 21 categorie forestali e la rispettiva percentuale di copertura territoriale sia nel 2000 che nel 2016.

Tabella 3: estensioni delle diverse categorie forestali relative al 2001 e al 2016.

CATEGORIA	SUPERFICIE 2001 [ha]	Rispetto alla sup. boschi totale [%]	SUPERFICIE 2016 [ha]	Rispetto alla sup. boschi totale [%]	
Abetine	15219	1,7	15175	1,6	↓
Acero-tiglio-frassineti	40843	4,7	46016	4,9	↑
Alneti planiziali e montani	5182	0,6	4684	0,5	↓
Arbusteti planiziali collinari e montani	2544	0,3	4122	0,4	↑
Arbusteti subalpini	31756	3,6	32282	3,5	↑
Boscaglie pioniere e d'invasione	59915	6,8	72660	7,8	↑
Castagneti	204132	23,3	206581	22,2	↑
Cerrete	3960	0,5	4371	0,5	↑
Faggete	135708	15,5	141289	15,2	↑
Lariceti e cembrete	79518	9,1	89164	9,6	↑
Orno-ostrieti	12829	1,5	14087	1,5	↑
Peccete	8823	1	9263	1	↑
Pinete di pino marittimo	802	0,1	682	0,1	↓
Pinete di pino montano	2663	0,3	2667	0,3	↑
Pinete di pino silvestre	14317	1,6	14874	1,6	↑
Querceti di rovere	38492	4,4	40548	4,3	↑
Querceti di roverella	42705	4,9	45882	4,9	↑
Querco-carpineti	35031	4,0	36486	3,9	↑
Rimboschimenti	18946	2,2	20099	2,2	↑
Robinieti	108128	12,3	117379	12,6	↑
Saliceti e pioppeti ripari	12427	1,4	14196	1,5	↑

Come si può vedere la specie maggiormente presente è il castagno che ad oggi ricopre circa il 22 %

della superficie boschiva, ossia 206.581 ha. Sono inoltre molto diffuse le faggete (circa il 15% del totale), i robinieti (12,6%), i lariceti e le cembrete (9,6%). Negli ultimi 15 anni si è assistito a un progressivo aumento di pressoché tutte le categorie, ad eccezione ad esempio delle abetine. Da notare come il maggiore incremento sia quello delle boscaglie pioniere e d'invasione, passati da poco meno di 60000 ha agli oltre 72000 attuali, con un guadagno superficiale pari a 12745 ha. Ciò si spiega con l'alto tasso di abbandono dei boschi anche in questi ultimi anni.

Il grafico 25 riporta mostra la mappa GIS raffigurante la distribuzione sul territorio delle diverse specie. (Con la scala adottata in figura non sarebbe apprezzabile la differenza tra la situazione nel 2001 e nel 2016, perciò si riporta solo quella riferita al 2016).

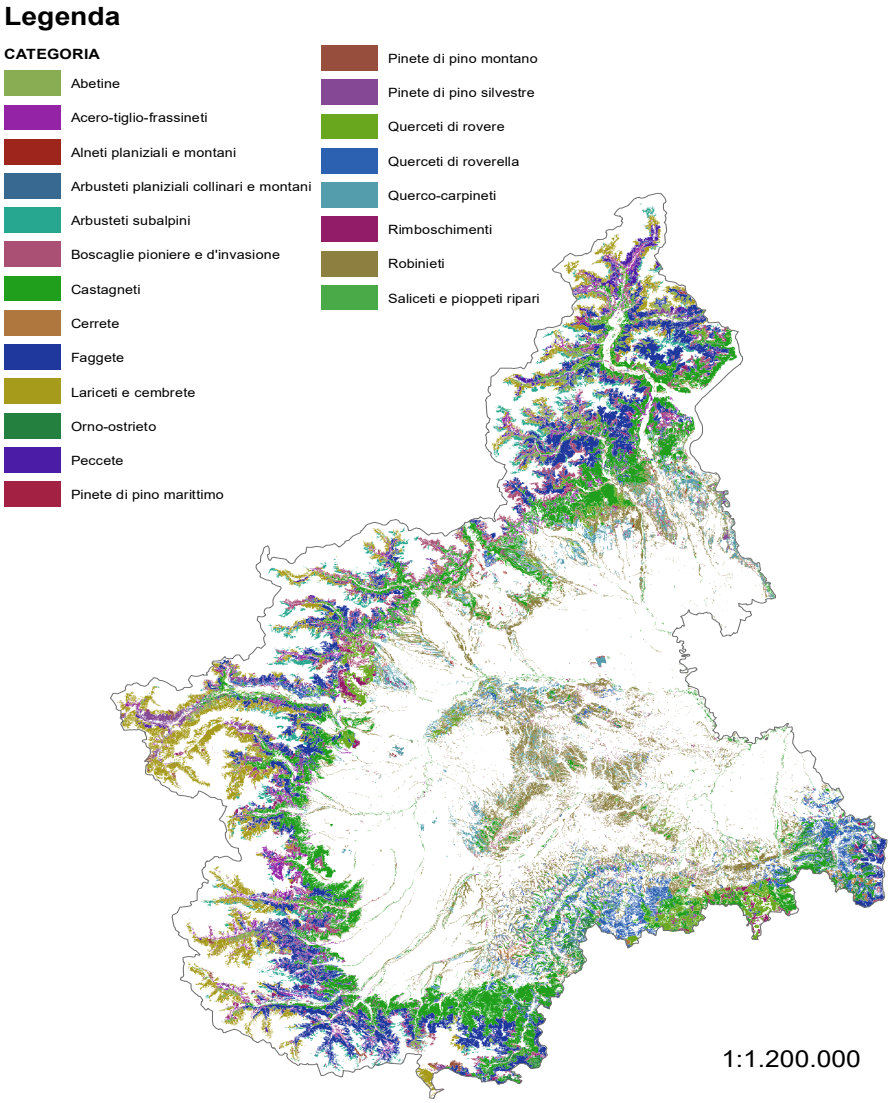


Figura 25: distribuzione delle categorie forestali secondo i dati della carta forestale 2016.

Nelle sezioni successive, partendo dai dati Inventariali e analizzandoli con il software ArcGIS®, è stato possibile quantificare la biomassa estraibile dai boschi piemontesi per poi calcolare la producibilità energetica della regione. La procedura e i risultati ottenuti sono illustrati di seguito.

4.2.2 Valutazione della biomassa disponibile in Piemonte

Come già detto tra gli strumenti utilizzati nello studio qui riportato è stato utilizzato un software GIS. Questa sigla sta per "Geographic Information system". Esso è un sistema integrato utilizzato per visualizzare, archiviare, gestire e analizzare dati di oggetti rappresentandoli su mappe. La potenzialità di questo tipo di strumenti consiste nel fatto che le mappe GIS non sono statiche, con funzioni di sola rappresentazione, ma sono basate su una banca dati geografica che offre una vasta gamma di possibilità di analisi ed elaborazione. Per questi motivi essi sono un valido strumento d' indagine in diversi settori. Uno di questi è certamente quello della scelta della localizzazione e la verifica di fattibilità per impianti a biomassa in relazione alla disponibilità di risorsa a livello locale. Naturalmente, l'utilizzo del software presuppone di disporre dei dati di partenza necessari alle analisi che si vogliono compiere. In questo caso i gruppi di oggetti e dati (detti layer), caricati come input di partenza sono stati:

- Carta Forestale del 2001 (tratta dal GeoPortale della regione Piemonte [20])
- Carta Forestale del 2016 (tratta da [20])
- Aree Forestali (tratte da [20])
- viabilità forestale del Piemonte (tratta da [20])
- viabilità ordinaria del Piemonte (tratta dal Sistema Informativo Geografico dell'Istat, o GISTAT [21])
- BDTRE-Base Cartografica di Riferimento 2015 - Raster 1:10.000 (tratta da [20])
- Limiti amministrativi comunali (tratti da [21])

Poiché non tutti i boschi sono sfruttabili, occorre selezionare le zone per le quali è fattibile realizzare un esbosco. Per fare ciò sono stati presi in considerazione due principali fattori che influiscono sulla accessibilità delle aree forestali: la pendenza del terreno e la presenza o meno di una viabilità adeguata. Nella figura seguente (figura 26) è raffigurata la pendenza del territorio, si notano chiaramente l'arco alpino, che delimita il territorio su tre lati, e le colline delle Langhe. Dal confronto con le mappe precedenti si vede come boschi e foreste ricoprano prevalentemente le zone di montagna. Nella figura 27 è mostrata la viabilità regionale. Come si vede, la viabilità forestale è ben sviluppata nelle zone collinari o montagnose con pendenza moderata. Le strade diventano più rade laddove la pendenza del terreno diventa considerevole (>50%).

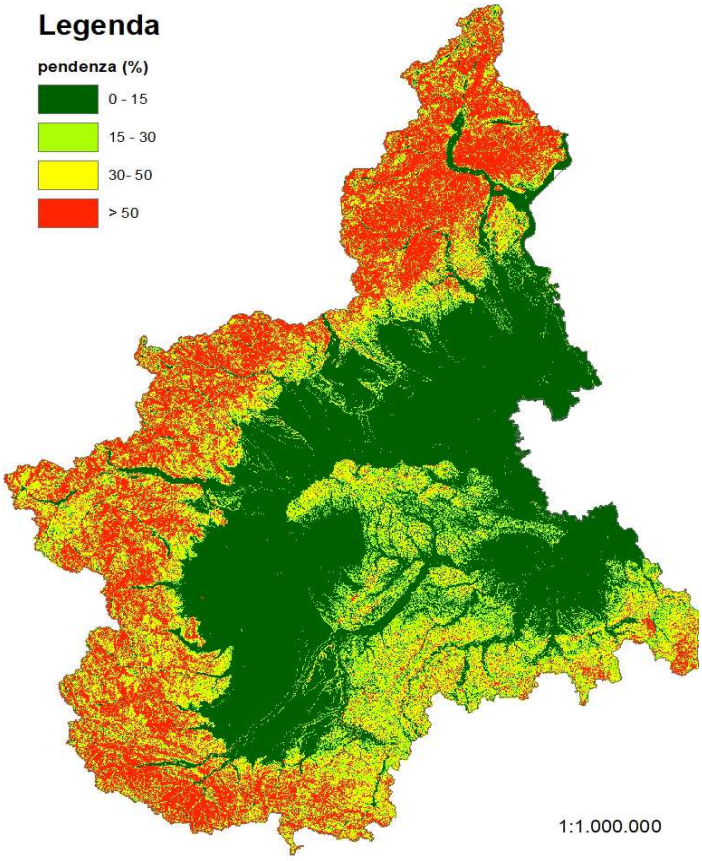


Figura 26: pendenza del territorio piemontese.

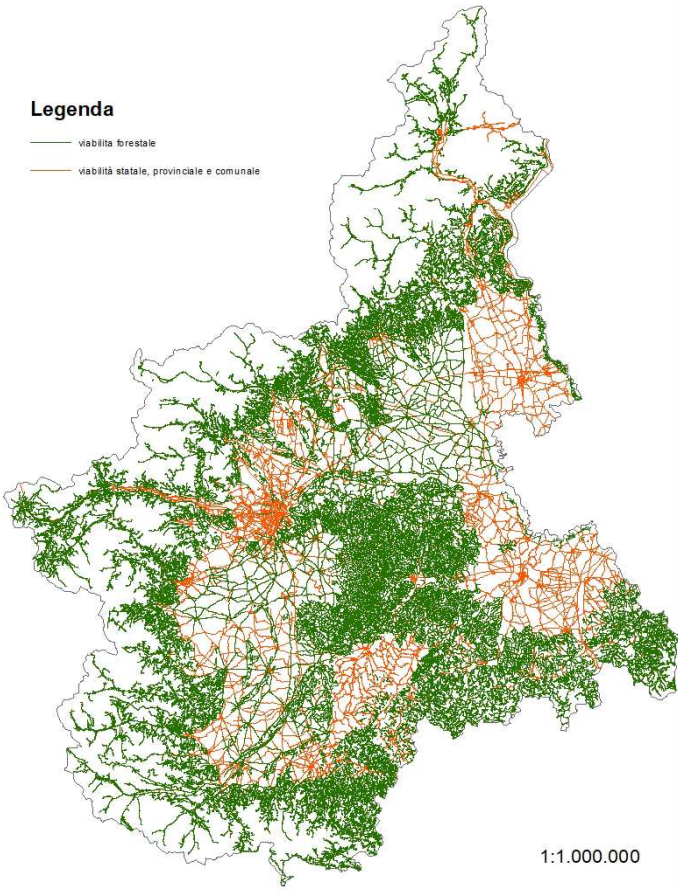


Figura 27: viabilità della regione Piemonte.

I dati così ottenuti sono stati combinati secondo la seguente metodologia. La superficie regionale è stata suddivisa in 3 classi di pendenza: 0-25%, 25-50% e >50%. Per ogni strada, a seconda della pendenza dei diversi tratti, sono state considerate differenti ampiezze dell'area servita come descritto in [22].

Tabella 4: ampiezza delle fasce servite a seconda della fascia di pendenza.

CLASSE DI PENDENZA (intervallo in percentuale)	FASCIA SERVITA (m)
0 - 25	250
25 - 50	150
50 -100	50

In questo modo si trova la superficie di bosco accessibile per le attività di silvicoltura. Intersecando questa superficie con i dati delle carte forestali disponibili si ottiene, per ogni categoria forestale, la superficie effettivamente sfruttabile. L'immagine 28 mostra i boschi serviti rispetto ai boschi totali. La superficie di bosco accessibile è pari a 363061 ha, cioè soltanto il 38,9% del totale risulta raggiungibile ai fini dell' esbosco. La superficie servita nel 2001 era pari a 344072 ha, perciò si è assistito a un aumento di 19000 ha. Come si può vedere le aree maggiormente boscose non è detto che si rivelino anche le più produttive, infatti, le aree più settentrionali, pur essendo ricche di foreste sono caratterizzate da una rete viaria forestale meno sviluppata.

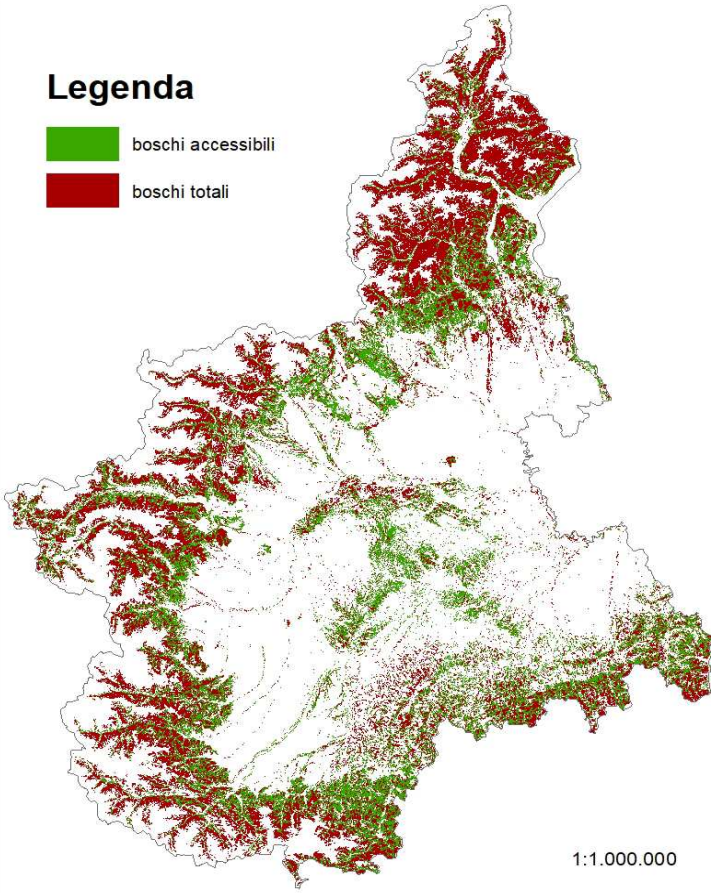


Figura 28: superficie dei boschi accessibili rispetto a quella totale.

Il risultato di questa prima parte di analisi, che ha permesso di individuare la superficie forestale utile ai fini energetici, è mostrato graficamente in figura 29, dove si distinguono le varie categorie forestali. Nella mappa sono riconoscibili i boschi di castagneti (in verde) che, oltre ad essere i più diffusi, sono anche i più raggiungibili. Ciò è spiegabile con il fatto che essi crescono a una quota relativamente bassa rispetto per esempio alle faggete.

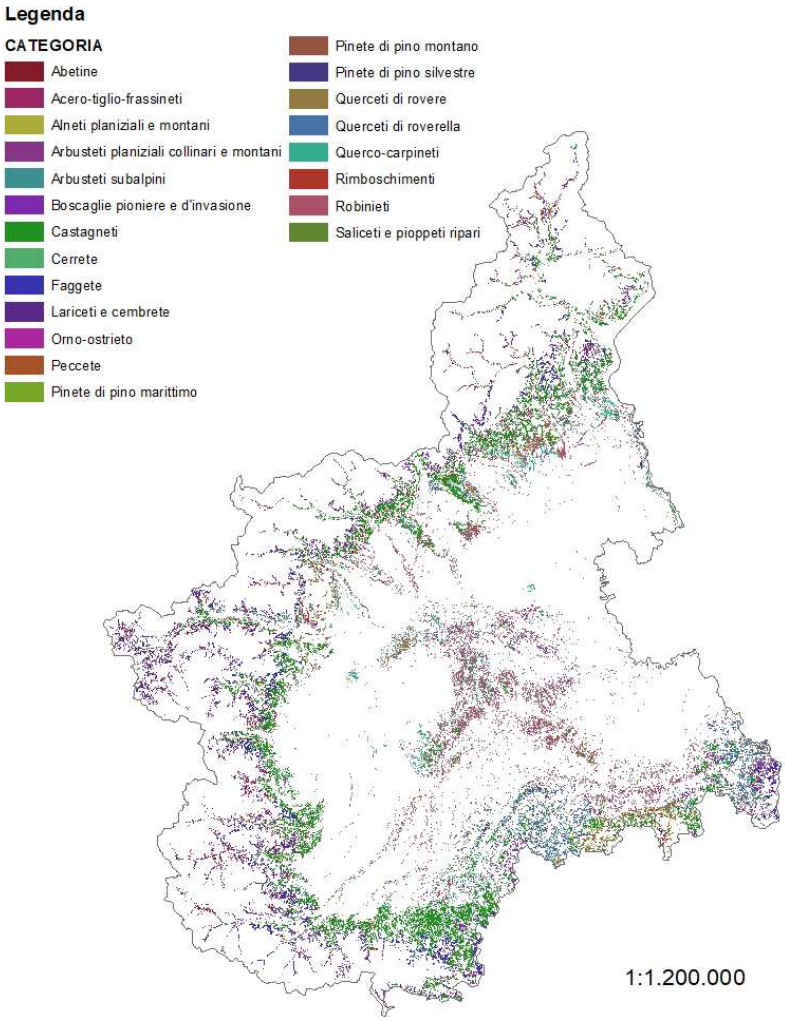


Figura 29: distribuzione delle categorie forestali nei boschi disponibili.

Per calcolare la sostanza secca producibile ogni anno si utilizza, per ogni categoria, la formula seguente:

$$m_{c,i} = A_i \cdot p_i \tag{11}$$

Dove $m_{c,i}$ indica la massa di sostanza secca della categoria i producibile all'anno espressa in ton, A_i indica la superficie ricoperta dalla categoria in ettari e p_i è l'indice di produttività della categoria, in ton/ha. La massa totale disponibile (M_c) risulterà quindi data dalla relazione seguente:

$$\mathrm{M_c} = \sum_{i=1}^{n} \mathrm{m_{c,i}} = \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot p_i \tag{12}$$

L'indice di produttività di ogni categoria varia da zona a zona a seconda di diversi fattori: fertilità del terreno, clima e precipitazioni, altitudine, esposizione del terreno, forma di governo del bosco. Per questo motivo sono stati calcolati e utilizzati dei valori medi sia a livello regionale, sia a livello locale. Il valore di questi indici è stato dedotto a partire dai dati contenuti nel PFT del 2000 ed oggi consultabili tramite lo strumento di calcolo della regione Piemonte disponibile sul sito del SIFOR (Sistema Informativo Foreste). La tabella 5 contiene i risultati dell'analisi ottenuti considerando prima le superfici ricavate con i dati inventariali del 2001 e in seguito quelle trovate con i dati del 2016.

Tabella 5: masse estraibili dai boschi piemontesi (calcoli con dati 2001 e con dati 2016).

Categoria	A_{2001} [ha]	A_{2016} [ha]	p [ton/ha]	$m_{c,2001}$ [ton/anno]	$m_{c,2016}$ [ton/anno]
Abetine	1795	1819	2,38	4273	4328
Acero-tiglio-frassineti	22437	25377	0,36	8077	9136
Alneti planiziali e montani	2858	2620	1,39	3973	3641
Arbusteti planiziali collinari e montani	1201	2087	0,02	24	42
Arbusteti subalpini	1050	974	0	0	0
Boscaglie pioniere e d'invasione	15708	18466	0,14	2199	2585
Castagneti	109823	111136	3,23	354728	358970
Cerrete	1909	2172	1,42	2711	3085
Faggete	29306	30978	1,13	33116	35005
Lariceti e cembrete	13167	14401	0,49	6452	7057
Orno-ostrieto	5782	6479	1,07	6186	6933
Peccete	1051	1101	0,76	799	837
Pinete di pino marittimo	391	291	0,43	168	125
Pinete di pino montano	213	206	0,04	9	8
Pinete di pino silvestre	4190	4287	1,78	7458	7630
Querceti di rovere	14842	15486	0,66	9795	10221
Querceti di roverella	22887	24591	0,6	13732	14754
Querco-carpineti	17613	18370	0,64	11272	11757
Rimboschimenti	7734	7970	2,03	15700	16178
Robinieti	64698	68713	0,98	63404	67339
Saliceti e pioppeti ripari	5419	5540	1,48	8019	8200
TOTALE	**344072**	**363061**	**-**	**552096**	**567830**

Nella sezione successiva si effettua il calcolo dell'energia producibile considerando la situazione più attuale, cioè quella riferita al 2016.

4.2.3 Valutazione dell'energia elettrica e termica producibile in Piemonte

Per il calcolo dell'energia termica producibile si moltiplica, per ogni categoria forestale, la massa secca disponibile per il rispettivo potere calorifico inferiore. Perciò si ha:

$$E_{t,i} = m_{c,i} \cdot H_i \tag{13}$$

Dove $E_{t,i}$ è l'energia termica producibile con la categoria i-esima espressa in kWh, H_i è il potere calorifico inferiore della categoria i-esima in kWh/kg e $m_{c,i}$ è la massa della categoia i-esima espressa in kg. L'energia termica totale sarà quindi:

$$\mathrm{E_{t,tot}} = \sum_{i=1}^{n} E_{t,i} = m_{c,i} \cdot H_i \tag{14}$$

L'energia elettrica viene calcolata, per ogni categoria forestale, con la seguente relazione:

$$E_{e,i} = E_{t,i} \cdot \eta_{el} \tag{15}$$

Dove $E_{e,i}$ è l'energia elettrica legata alla categoria i espressa in kWh_e, $E_{t,i}$ è l'energia termica necessaria per produrre quella elettrica e infine η_{el}è il rendmento elettrico dell'impianto, tale valore è stato assunto pari a 0,25. . L'energia elettrica totale sarà:

$$\mathrm{E_{e,tot}} = \sum_{i=1}^{n} E_{e,i} = m_{c,i} \cdot H_i \tag{16}$$

La seguente tabella mostra i risultati ottenuti.

Tabella 6: energia producibile da biomassa forestale in Piemonte.

Categoria	m_c [kg]	PCI [kWh/kg]	E_{th} [kWh]	E_{el} [kWh]
Abetine	4328242	5	21641210	5410303
Acero-tiglio-frassineti	9135605	4,1	37455980	9363995
Alneti planiziali e montani	3641126	4,1	14928620	3732154
Arbusteti planiziali collinari e montani	41736,45	4,1	171119,5	42779,86
Arbusteti subalpini	0	4,1	0	0
Boscaglie pioniere e d'invasione	2585179	4	10340720	2585179
Castagneti	358970300	4	1435881000	358970300
Cerrete	3084839	4	12339360	3084839
Faggete	35004720	4	140018900	35004720
Lariceti e cembrete	7056652	4,3	30343600	7585901
Orno-ostrieto	6933001	4,1	28425300	7106326

Peccete	837021,4	4,5	3766596	941649,1
Pinete di pino marittimo	124922,2	4,4	549657,8	137414,5
Pinete di pino montano	8220,729	4,4	36171,21	9042,802
Pinete di pino silvestre	7630388	4,4	33573700	8393426
Querceti di rovere	10220760	4,2	42927200	10731800
Querceti di roverella	14754320	4,2	61968130	15492030
Querco-carpineti	11756510	4,2	49377330	12344330
Rimboschimenti	16178400	4	64713610	16178400
Robinieti	67338520	4,5	303023300	75755830
Saliceti e pioppeti ripari	8199626	4	32798500	8199626
TOTALE	**567830089**	**-**	**2324280005**	**581070045**

4.2.4 Conclusioni

La superficie dei boschi accessibile per attività silvocolturali è pari 363061 ha, rispetto ai 932510 ha di boschi totali, quindi è sfruttabile il 38,9% del patrimonio forestale. La massa prelevabile risultante è oggi di 567830 ton/anno, cioè circa 15700 ton in più rispetto al risultato riferito al 2001, un incremento del 2,85% rispetto a 15 anni fa. L'energia termica producibile risulta di 2324 $GWh_{th,}$ mentre quella elettrica (ipotizzando un rendimento elettrico degli impianti pari allo 0,25) risulta pari a 581,1 Gwh_e. In base ai dati di Terna riguardo i consumi energetici nazionali[23], nel 2016 il consumo di energia elettrica in Italia è stato pari a 314 GWh_e, mentre il consumo di energia primaria pro capite si aggira intorno alle 2,61 tep (cioè circa 30,35 MWh_{th}). Calcolando un consumo energetico procapite pari a 3,74 MWh_e si ha che in Piemonte si potrebbero servire circa 155370 persone, coprendo lo 0,25% della richiesta nazionale.

Per avere una visione più chiara del contesto è stata effettuata una analisi più dettagliata per 14 delle 47 aree forestali. Queste aree sono quelle che presentano un indice di boscosità più elevato e perciò sono le più interessanti per lo sviluppo di un indotto legato alle centrali a biomassa. La procedura seguita è la stessa che è stata illustrata finora. In figura 30 sono evidenziate le zone interessate, mentre la tabella 7 riporta i risultati di questa analisi.

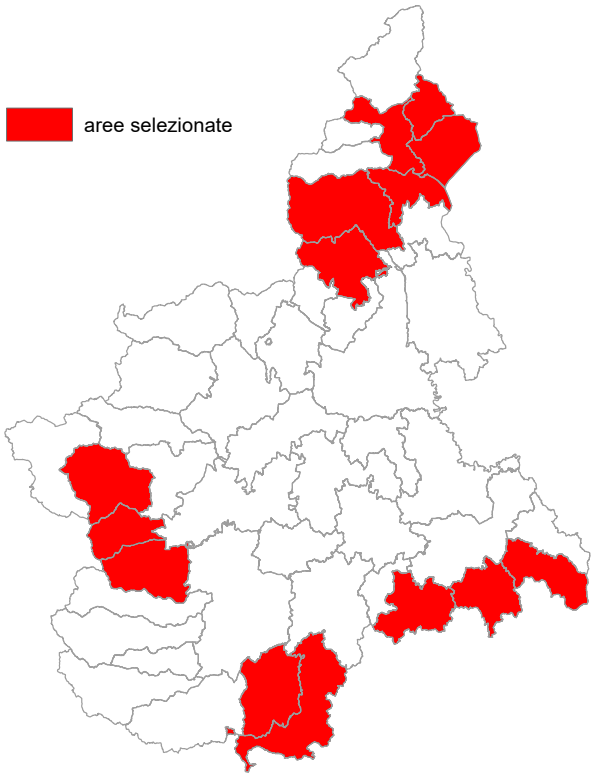


Figura 30: aree forestali selezionate.

- Basso Piemonte (5 aree): Val Borbera e Valle Spinti (AF 2), Alta Val Lemme e Alto Ovadese (AF 3), Alta Valle Orba e Valle Erro (AF 4), Valli Monregalesi (AF 12), Alta Val Tanaro Mongia Cevetta Langa Cebana (AF 13).
- Piemonte occidentale (3 aree): Valli Po Bronda Infernotto (AF 06), Val Pellice (AF 25), Val Pellice (AF 26).
- Alto Piemonte (6 aree): Valle Vigezzo (AF 16), Valle Ossola (AF 19), Valle Strona Cusio Mottarone Orta (AF 21), Val Grande – Alto Verbano – Val Cannobina (AF 23), Val Sesia (AF 38), Valle Cervo – Val Sessera – Valle Mosso – Prealpi Biellesi (AF 41).

Tabella 7: risultati relativi alla producibilità nelle aree forestali con alto indice di boscosità.

Area forestale	Indice di boscosità [%]	Superficie bosco [ha]	boschi serviti [ha]	boschi serviti [%]	Disponibilità [ton/anno]	Producibilità termica [kWh]	Producibilità elettrica [kWh]
AF 2	63,4	23847	12088	50,6	18468	74929035	18732258
AF 3	62,4	22299	11311	50,7	16975	69680981	17420245
AF 4	59,2	24878	13517	54,3	13386	67409364	16852341
AF 12	49	25143	13945	55,4	35736	143776460	35944115
AF 13	61,5	41384	**23306**	**56,3**	**49972**	**201035690**	**50258922**
AF 16	**68,6**	14568	505	3,5	553	2333740	583435

AF 19	64	20633	3272	15,8	6433	25962468	6490617
AF 21	63,6	17592	5046	28,7	8800	35277087	8819271
AF 23	66	24498	4363	17,8	9403	37786300	9446575
AF 38	60,6	**46258**	8858	19,1	16246	65689844	16422461
AF 41	65,7	30740	13642	44,4	27455	110831269	27707817
AF 06	40,3	19416	8022	41,3	17270	69197497	17299374
AF 25	47	13810	6610	48	11394	45918833	11479708
AF 26	49,6	27725	8217	29,6	11922	48794509	12198627

Dai risultati ottenuti ripetendo la stessa procedura adottata a livello regionale, quindi analizzando carta forestale, pendenza del terreno, viabilità ordinaria e forestale, e i valori di PCI riportati in tabella 6, si può concludere che:

- L'area più boscosa è la Valle Vigezzo con un indice di boscosità pari al 68,64%.
- L'area con la superficie di boschi più estesa è la Val Sesia con 46258 ha.
- L'area con la superficie di boschi serviti più estesa è l'AF 13, quella che comprende Alta Valle Tanaro, Mongia, Cevetta e Langa Cebana. Tale superficie ammonta a 23306 ettari.
- L'area con i boschi più inaccessibili è la Valle Vigezzo con una percentuale di boschi serviti pari ad appena IL 3,5%.

  L'area con la maggiore produttività energetica è l'AF 13, quella che comprende Alta Valle Tanaro, Mongia, Cevetta e Langa Cebana. L'energia elettrica producibile ammonta a 50258 $MWh_{th.}$

In generale le zone dell'Alto Piemonte sono caratterizzate da una grande quantità di foreste, ma hanno una viabilità forestale poco sviluppata che non garantisce l'accesso a gran parte dei boschi, basti notare che la Valle Vigezzo è allo stesso tempo l'area più boscosa e quella con i boschi meno serviti. Per questo motivo, le regioni che raggiungono la migliore combinazione tra superficie forestale e viabilità sono quelle al confine con la Liguria.

L'analisi a livello delle aree forestali serve per individuare le zone che possono soddisfare l'approvvigionamento dell'impianto entro i limiti della filiera corta. Per decidere più precisamente dove localizzazione una centrale bisogna passare al livello comunale e tenere conto di ulteriori criteri quali:

- Richiesta di potenza termica, cioè presenza di potenziali utenze per la rete di teleriscaldamento. Questo perché ad oggi non si può prescindere dalla

cogenerazione. I bilanci non trovano un punto di equilibrio se non si prevede anche la valorizzazione di quote significative di energia termica.

- Posizione centrata rispetto alle zone di raccolta della materia prima.

Inoltre è importante considerare anche le leggi regionali, a tal merito si veda la *D.G.R. 30 gennaio 2012 n. 6-3315: "Individuazione delle aree e dei siti non idonei all'installazione ed esercizio di impianti per la produzione di energia elettrica alimentati da biomasse, ai sensi del paragrafo 17.3. delle "Linee guida per l'autorizzazione degli impianti alimentati da fonti rinnovabili" di cui al decreto ministeriale del 10 settembre 2010".* Secondo il DM del 10 Settembre 2010 non sono idonei all'installazione e all'esercizio di impianti per la produzione di energia elettrica alimentati da biomasse i siti e le aree seguenti:

- aree sottoposte a tutela del paesaggio e del patrimonio storico, artistico e culturale, comprendenti siti inseriti nel patrimonio mondiale UNESCO, beni culturali, beni paesaggistici, vette e crinali montani e pedomontani, tenimenti dell'Ordine Mauriziano, beni culturali ambientali;
- territori dei Comuni ricadenti nella 'Zona di Piano' del Piano Regionale di Tutela e Risanamento della Qualità dell'Aria; (D.G.R. 29/12/2014, n. 41-855 "Aggiornamento della zonizzazione del territorio regionale piemontese relativa alla qualità dell'aria ambiente";
- aree agricole e specificamente i terreni agricoli e naturali ricadenti nella prima e seconda classe di capacità d'uso del suolo;
- aree forestali in dissesto idraulico e idrogeologico.

In accordo con quanto appena detto si è cercato di individuare alcuni comuni caratterizzati dalla vicinanza alla materia prima (appartenenza a un'area forestale con un buon potenziale di producibilità energetica) e allo stesso tempo caratterizzate dalla presenza di potenziali utenze, legate ad esempio alla densità di popolazione. Nella mappa in figura 31 è stata effettuata una suddivisione dei comuni in base alla densità di popolazione (dati Istat). A questa è stata sovrapposta la raffigurazione dei boschi accessibili precedentemente individuati. In tal modo è possibile notare come i comuni più popolosi si trovino in genere nei territori pianeggianti, distanti dalle zone più boscose. Viceversa i comuni delle aree montane sono in larga parte sotto i 1000 abitanti, i comuni di maggior interesse sono perciò quelli nella fascia prealpina.

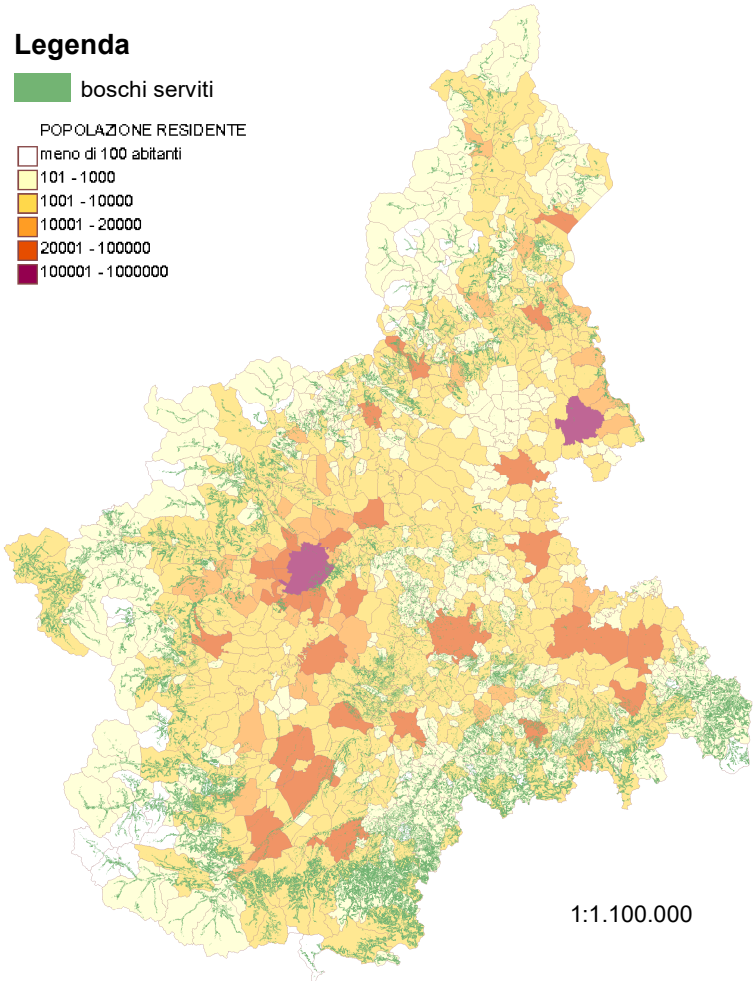


Figura 31: confronto tra boschi serviti e distribuzione della popolazione.

In un precedente studio condotto da Cugiani [24] sono elencati 45 comuni che rispondono ai criteri citati precedentemente. Nella tabella 8 sono stati selezionati i più significativi tra questi, indicando se rientrano o meno nel piano regionale di risanamento della qualità dell'aria e se sono già presenti impianti a biomassa di rilievo per la produzione di energia elettrica e termica. Una corretta analisi, infatti, deve tenere conto di questo fattore e, in presenza di impianti a biomassa preesistenti, occorre verificare se la risorsa locale può garantire l'approvvigionamento di più di un impianto e, inoltre, se esistono altre utenze oltre a quelle già servite. Naturalmente le località più interessanti per l'insediamento di nuove centrali saranno soprattutto le aree dove non è ancora presente alcun impianto del genere. Da questo punto di vista i comuni da tenere in maggiore considerazione risultano essere: Ovada, Ceva e Trivero.

Tabella 8: comuni ritenuti adatti all'insediamento di centrali a biomassa.

Comune	Area forestale	Popolazione	Zona di piano del PRQA[7]	Impianti rilevanti presenti in zona
Arquata Scrivia (AL)	02	6384	sì	-presente centrale termica (1MWt) con rete teleriscaldamento.
Serravalle Scrivia (AL)	02	6283	sì	- presente centrale termica a biomassa. *- centrale di Arquata Scrivia (4 km).*
Ovada (AL)	03	11484	no	- Non ci sono impianti a Ovada. *-centrale Arquata Scrivia (30 km).*
Barge (CN)	06	7694	no	- non ci sono impianti a Barge *-Centrale cogenerativa teleriscaldamento di Luserna (14 km)* *-Centrale cogenerativa con teleriscaldamento di Envie (25 km).*
Verzuolo (CN)	06	6507	sì	- presente centrale cogenerativa con teleriscaldamento. *- Centrale cogenerativa con teleriscaldamento di Envie (25 km).*
Mondovì (CN)	12	22730	sì	-ad oggi la città è teleriscaldata grazie a due linee alimentate da centrale a gas (18 MWe). *- impianto di pirogassificazione e cogenerazione (7km).*
Villanova Mondovì (CN)	12	5782	no	-presente impianto di pirogassificazione e cogenerazione
Ceva (CN)	13	5771	no	- non ci sono impianti a Ceva. *- Centrale cogenerativa con teleriscaldamento, Ormea (30 km).*
Luserna San Giovanni (TO)	25	7676	sì	-Centrale cogenerativa con teleriscaldamento *-Centrale cogenerativa con teleriscaldamento di Envie (25 km).*
Torre Pellice (TO)	25	5445	no	- non ci sono impianti a Torre Pellice. *-impianto di Luserna (3 km).*
Borgosesia (VC)	38	12675	no	-impianto di pirogassificazione e cogenerazione
Varallo (VC)	38	7344	no	-Impianto termico a biomassa
Trivero (BI)	41	6204	no	- non ci sono impianti a Trivero, esiste una rete di teleriscaldamento ma alimentata a gas.

[7] Per quanto riguarda l'idoneità relativa alla qualità dell'area, è stato verificato se il comune ricade o no nella 'Zona di Piano' del Piano Regionale di Tutela e Risanamento della Qualità dell'Aria (P.R.Q.A). http://www.sistemapiemonte.it/ambiente/srqa/dwd/zonizzazione_comuni.pdf
Il fatto che un comune ricada nella zona di piano non esclude automaticamente la possibilità che venga autorizzato l'insediamento dell'impianto. Sono però richieste in questi casi dalle documentazioni aggiuntive comprovanti la valorizzazione della risorsa termica, l'impiego delle migliori tecnologie disponibili e il perseguimento di un bilancio ambientale positivo.

4.3 Potenziale di producibilità energetica in Valle Pellice

Figura 32: l'area evidenziata corrisponde alla Valle Pellice.

In questo capitolo si riportano i risultati dell'analisi applicata alla sola Valle Pellice. Essa è stata condotta in modo analogo a quella effettuata nel capitolo precedente a livello regionale. È stata posta particolare attenzione alla Valle Pellice perché l'impianto studiato in questo elaborato sorge a Luserna San Giovanni, uno dei comuni principali di questa valle. L'area forestale individuata è la 25 ed è localizzata, come mostrato nella figura 32, nella zona del basso Piemonte, ma ancora in provincia di Torino.

4.3.1 Valutazione della biomassa disponibile in Valle Pellice

La figura 33 mostra più nel dettaglio la Valle Pellice indicando i confini degli otto comuni da cui è composta. L'estensione totale della valle è di 29300 ha e, secondo la carta forestale 2016, la superficie forestale è pari a 13810 ha. L'indice di boscosità è quindi del 47%.

Figura 33: comuni della Valle Pellice.

Per individuare la superficie forestale effettivamente disponibile per l'esbosco è stato effettuata un'analisi con l'utilizzo del software ArcGIS®. I dati di partenza, ricavati in parte dal sito della

regione [20] e in parte dal sito dell'ISTAT[21], sono i seguenti:

- Carta Forestale del 2016.
- Viabilità forestale della Valle Pellice.
- Viabilità ordinaria della Valle Pellice.
- Limiti amministrativi comunali della Valle Pellice.
- BDTRE-Base Cartografica di Riferimento 2015 - Raster 1:10.000.

Le figure seguenti illustrano la suddivisione del terreno ottenuta considerando 3 classi di pendenza (figura 34) e la situazione della viabilità ordinaria e forestale (figura 35).

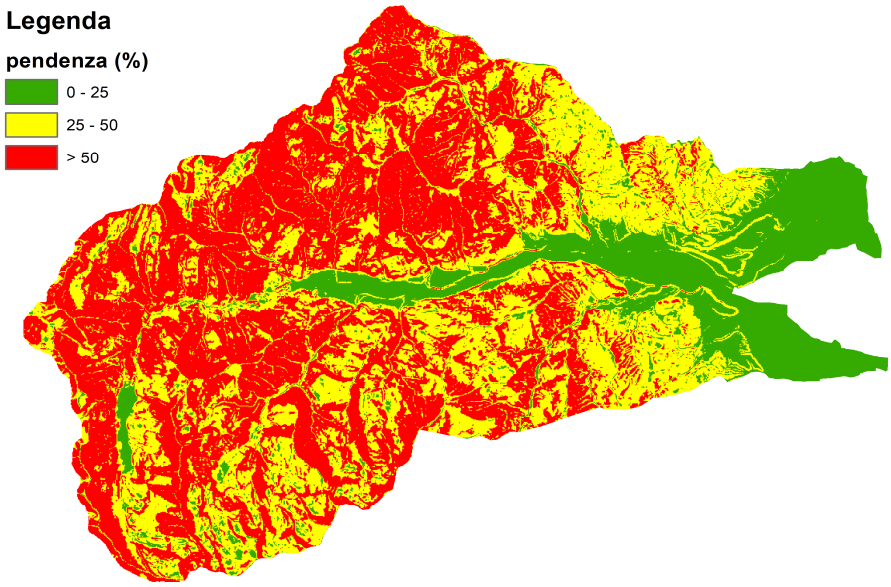


Figura 34: pendenza del terreno.

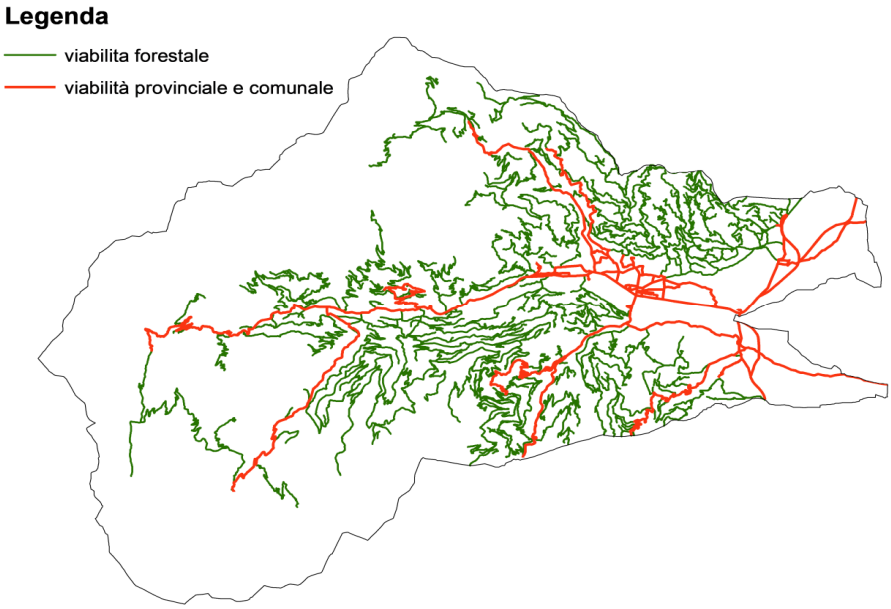


Figura 35: viabilità ordinaria e forestale.

In seguito, in funzione della classe di pendenza, sono state individuate le fasce di bosco servite ottenendo la mappa in figura 36. Essa mostra la superficie servita rispetto alla totalità dei boschi. Ne risulta che la superficie di foreste accessibile per attività di silvicoltura è pari a 6610 ha.

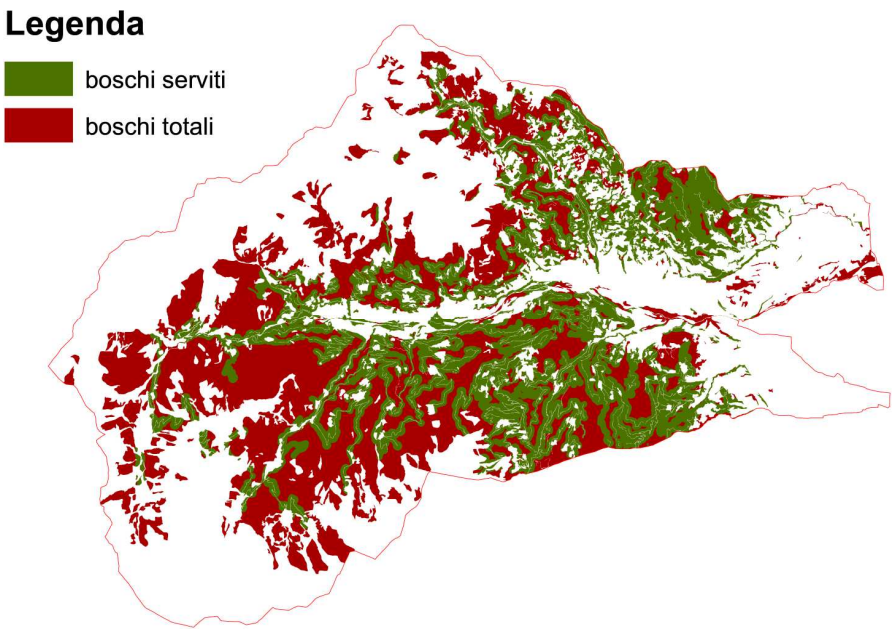


Figura 36: superficie dei boschi accessibili rispetto a quella totale.

Considerando poi l'intersezione tra l'area accessibile e i dati della carta forestale si ottiene l'estensione delle superfici sfruttabili ai fini del prelievo legnoso per ognuna delle categorie forestali presenti. Tale risultato è mostrato graficamente in figura 37.

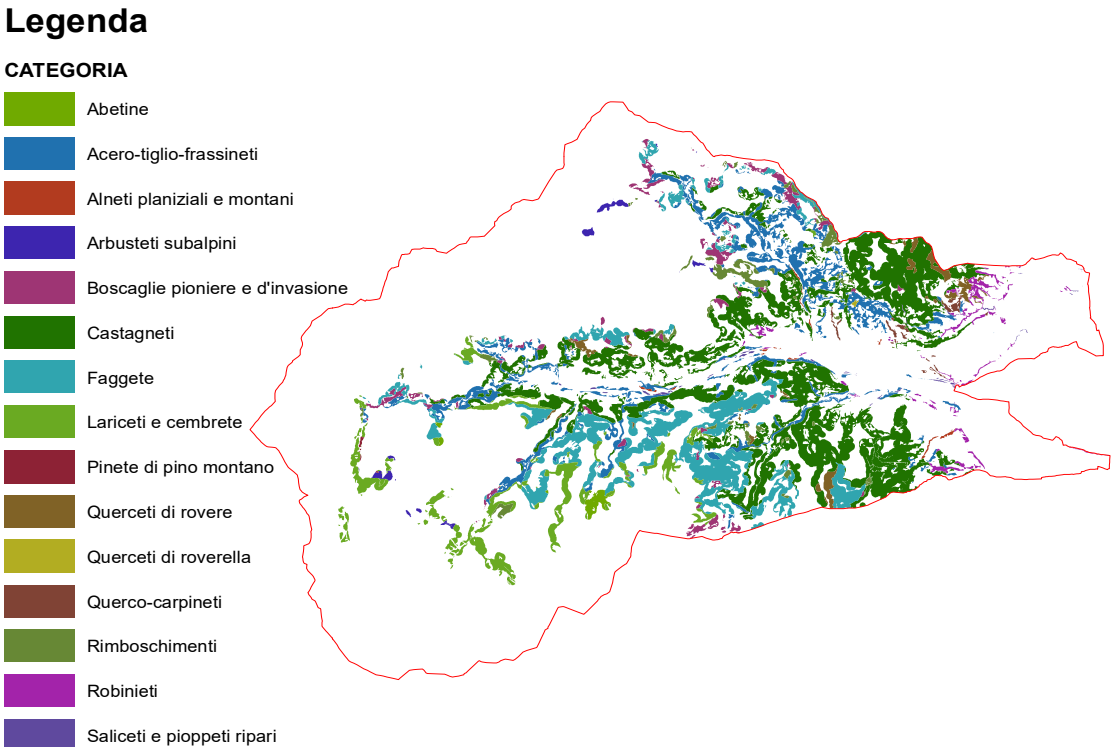


Figura 37: distribuzione delle categorie forestali nei boschi accessibili.

4.3.2 Valutazione dell'energia elettrica e termica producibile in Valle Pellice

Nei calcoli di producibilità del capitolo precedente sono stati utilizzati, gli stessi indici di prelievo in ogni area forestale. Questi indici sono però stati calcolati come valori medi a livello regionale. Perciò, per un'analisi più precisa riguardante la sola Valle Pellice, è stato ritenuto opportuno ricalcolare tali parametri. Essi sono stati calcolati partendo dai dati di disponibilità potenziale forniti dallo strumento di calcolo presente sul sito del SIFOR (Sistema Informatico Forestale della Regione Piemonte). Lo strumento fornisce, per una determinata zona, la quantità di prodotti legnosi ritraibili (in m_3 o ton) dagli interventi nelle aree boscose servite da viabilità nei prossimi 5, 10 o 15 anni. Poiché i dati si riferiscono alla biomassa tal quale, ipotizzando un'umidità media del 30 - 40 %, la producibilità annua di sostanza secca per ogni categoria (P) è stata ottenuta con la seguente formula:

$$p_i = \frac{m_{SIFOR_i}}{t \cdot A_i} \cdot \frac{\rho_{s,i}}{\rho_{u,i}} \qquad (17)$$

Dove: m_{SIFOR} è la massa, espressa in tonnellate, prelevabile per la categoria i secondo il SIFOR, t è il periodo a cui è riferita la massa calcolata (si è scelto 15 anni), A è la superficie in ettari occupata dalla categoria i, $\rho_{s,i}$ e $\rho_{s,i}$ sono rispettivamente la densità del legno secco e quella del legno umido[8].

Nella tabella 9 sono riportati i risultati dell'analisi riguardante l'intera valle suddivisi per categoria forestale, mentre nella tabella 10 sono riportati i risultati riguardanti i singoli comuni.

Tabella 9: massa prelevabile ed energia da producibile in Valle Pellice.

Categoria	A_{2016} [ha]	p $[\frac{ton}{anno \cdot ha}]$	m_c $[\frac{ton}{anno}]$	PCI $[\frac{kWh}{kg}]$	E_{th} [kWh]	E_{el} [kWh]
Abetine	46,9	2,21	103,7	5	518717,3	129679,3
Acero-tiglio-frassineti	996,7	0,33	328,9	4.1	1348530	337132,4
Alneti planiziali e montani	19,8	0,02	0,4	4.1	1623,81	405,9525
Arbusteti subalpini	53,4	0	0,0	4.1	0	0
Boscaglie pioniere e d'invasione	256,5	0,33	84,6	4.1	347064,2	86766,05
Castagneti	2907,6	3,08	8955,5	4	35822040	8955511

[8] I valori di densità del legno secco per le diverse specie sono stati presi da www.engineeringtoolbox.com, mentre quelli del legno con un certo quantitativo di umidità sono quelli utilizzati dal SIFOR.

Faggete	1286,8	0,84	1080,9	4	4323707	1080927
Lariceti e cembrete	550	0,57	313,5	4	1254091	313522,6
Pinete di pino montano	4	0,9	7,6	4	30273,03	7568,258
Querceti di rovere	140,4	0,74	103,9	4	446705,3	111676,3
Querceti di roverella	2,6	0,74	1,9	4.3	7814,522	1953,631
Querco-carpineti	37,8	0,74	28,0	4.1	125969,5	31492,37
Rimboschimenti	194,8	0,74	144,1	4.5	634136,2	158534
Robinieti	119,3	1,22	208,8	4.4	918788,9	229697,2
Saliceti e pioppeti ripari	21,4	1,48	31,7	4.4	139369	34842,26
TOTALE	**6610**	**-**	**11394**	**-**	**45918830**	**11479708**

Tabella 10: risultati per i comuni della Valle Pellice

Comune	Pop.	Superficie tot. [ha]	Superficie boschi [ha]	Indice boscosità [%]	Boschi serviti [ha]	m_c [ton/anno]	E_{el} [kWh_e]
Angrogna	717	3911	1965	50	920	1058	1065913
Bibiana	2700	1897	669	35,2	535	1242	1251526
Bobbio Pellice	608	**9470**	**3377**	35,6	806	856	862506
Bricherasio	3919	2280	828	36,3	627	1536	1555498
Luserna S. G.	**8057**	1777	942	53	637	1338	1343008
Lusernetta	491	726	530	**73**	344	995	995677
Rorà	261	1240	869	70	616	800	802155
Torre Pellice	4603	2110	1448	68,6	785	1670	1678866
Villar Pellice	1206	6083	3189	52,4	**1339**	**1849**	**1876988**

4.3.3 Conclusioni

In conclusione l'analisi condotta per la Valle Pellice ha rivelato che la massa estraibile ammonta a quasi 11400 ton da circa 6600 ha di superficie forestale. L'energia termica producibile è pari a 45,9 GWh/anno mentre quella elettrica ammonta a 11,48 GWh/anno. Il comune con più boschi è Bobbio Pellice con 9470 ha forestali, ma solo il 35,6% di questi è accessibile. Lusernetta è il comune con l'indice di boscosità maggiore (73%) mentre Villar Pellice è quello con la maggiore superficie forestale accessibile per l'esbosco (1339 ha). Di conseguenza anche la massa estraibile è il potenziale di producibilità energetica sono maggiori in questo comune. Generalmente si nota

che i boschi più a valle sono più accessibili e popolati da specie arboree che li rendono più produttivi di quelli in quota. Luserna San Giovanni costituisce una buona scelta per localizzare una centrale a biomassa di origine forestale perché è uno dei comuni con più alto valore di energia producibile (1343MWh/anno) e allo stesso tempo possiede la maggiore popolazione e diversi stabilimenti industriali. Anche Torre Pellice e Bricherasio sulla carta potrebbero essere dei buoni candidati, ma occorre verificare la presenza e la distribuzione della richiesta termica. Comuni come Bobbio, Angrogna e Rorà sono invece troppo poco popolati per pensare a una rete di teleriscaldamento alimentata a biomassa. Anche Villar Pellice con i suoi 1206 abitanti è un piccolo comune e per questo meno interessante rispetto ai primi che sono stati citati. La grande disponibilità di questi comuni montani potrebbe essere sfruttata per alimentare impianti posti più a valle, ad esempio a Luserna San Giovanni o Bricherasio.

4.4 Disponibilità di biomassa e fenomeno degli incendi boschivi.

Il 2017 è stato un anno disastroso per i boschi del Piemonte a causa degli incendi, spesso di natura dolosa, che hanno afflitto diverse vallate soprattutto nei mesi di agosto e ottobre. Il propagarsi delle fiamme è stato favorito dalle eccezionali condizioni di siccità che perduravano da diversi mesi. Al di là delle problematiche di sicurezza, inquinamento e distruzione di biodiversità che certamente gli incendi determinano, potrebbe sorgere spontaneo domandarsi se tali eventi comportino anche un rischio per l'approvvigionamento delle centrali a biomassa. Si può convintamente affermare che non sussiste un tale rischio e i motivi sono molteplici. Nell'immediato, infatti, vi è addirittura un consistente aumento della disponibilità di biomassa perché per legge i boschi toccati dalle fiamme vanno ripuliti. In tali operazioni si abbattono gli alberi anche solo anneriti e vengono effettuate operazioni di silvicoltura in zone normalmente non sfruttabili a tali scopi. Un secondo aspetto che si deve prendere in considerazione è l'entità effettiva del danno ai boschi considerati produttivi per usi energetici. Si stima che gli incendi abbiano distrutto da 1500 a 2000 ha di foreste. Tale quantità è innegabilmente preoccupante dal punto di vista ecologico, ma per il discorso legato alla disponibilità di biomassa per le centrali è una quantità irrisoria a livello regionale. Se si pensa che, come già visto, il Piemonte possiede 932.514 ha di bosco, gli incendi hanno interessato meno dello 0,2% della superficie forestale. A livello locale, se tutta la superficie bruciata fosse concentrata in una sola area forestale, per esempio in Valle Susa, la percentuale di bosco bruciato potrebbe raggiungere valori considerevoli (anche del 10 %), ma rimarrebbe comunque poco influente. Questo perché è ragionevole pensare

che a bruciare maggiormente siano le zone più difficili da raggiungere, dove quindi è più complicato riuscire a domare l'incendio. Al contrario, le zone dove i roghi vengono spenti con più facilità sono quelle accessibili con mezzi motorizzati e servite dalla viabilità forestale, ossia quelle effettivamente considerate nelle analisi effettuate in questo elaborato. In aggiunta, anche se si verificasse davvero una riduzione della producibilità dei boschi, l'approvvigionamento reale di questi impianti è molto diversificato e solo in parte dipende dalla biomassa forestale (si veda per esempio il capitolo 5.2 per quanto riguarda la centrale di Luserna San Giovanni). Infine bisogna considerare che uno dei motivi principali per cui gli incendi sulle nostre montagne sono così aggressivi e difficili da arginare è la mancata pulizia del sottobosco dovuta al generale stato di abbandono. La diffusione delle centrali a biomassa rientra nelle possibili strade per promuovere una riattivazione dell'indotto legato allo sfruttamento e alla gestione dei boschi, ciò quindi può avere ricadute positive anche nell'ambito della prevenzione degli incendi. Tutto questo a patto di combattere e prevenire possibili inneschi dolosi dovuti a logiche criminali e opportunistiche. Queste, infatti, potrebbero essere legate ai possibili guadagni derivanti dalle operazioni di pulizia in seguito agli incendi, ossia al fatto che dopo un incendio non c'è una reale diminuzione della biomassa sfruttabile, ma al contrario le aziende forestali possono prelevarne di più. La figura 38 riporta un' immagine satellitare elaborata dal Nucleo Sistema Informativo Geografico dell'Arpa riferita alla giornata del 25/10/2017. In essa sono visibili le anomalie termiche (in rosso) e i pennacchi di fumo degli incendi in Valle di Susa, Valle Orco, Val Chiusella e Val Varaita.

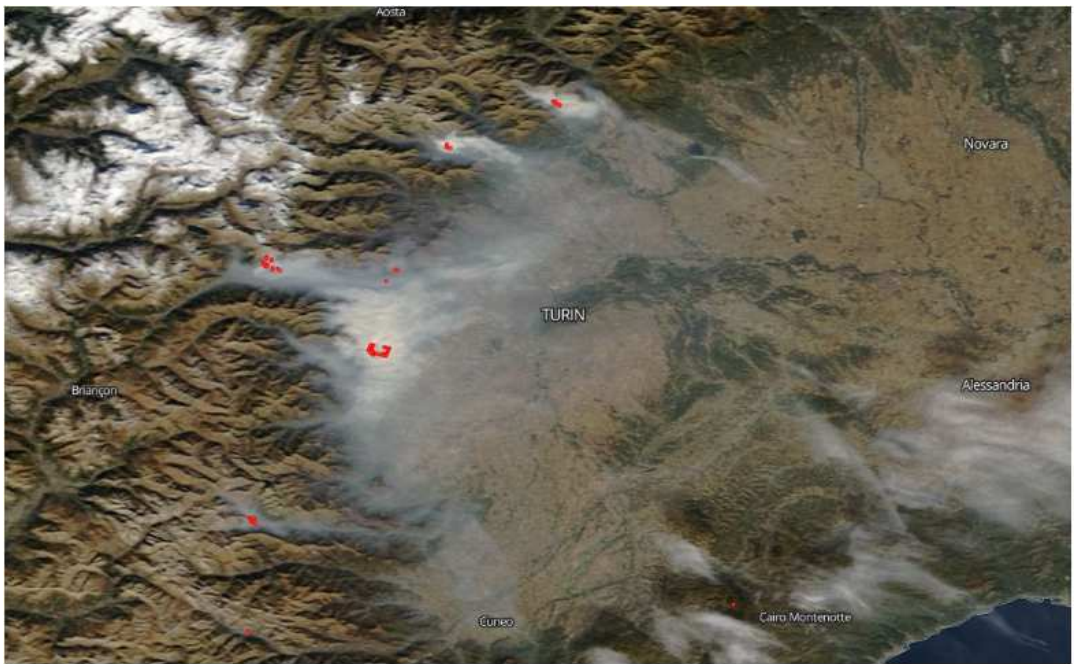


Figura 38: Immagine satellitare ottenuta dal satellite Terra/MODIS il 25/10/2017 con evidenziate in rosso le aree degli incendi.

5 IMPIANTO COGENERATIVO A CIPPATO DI LUSERNA SAN GIOVANNI

5.1 Descrizione impianto

5.1.1 Iter giudiziario e opposizioni al progetto

L'accensione dell'impianto studiato in questa tesi è avvenuta l'11 febbraio 2016 nonostante la prima presentazione del progetto risalga al 9 febbraio 2010. Il definitivo via libera alla costruzione da parte del Consiglio di Stato, infatti, è arrivato solo il 13 marzo 2014. Questo perché, come spesso accade per gli impianti a biomassa, anche la centrale di Luserna San Giovanni ha avuto una storia travagliata per ottenere l'autorizzazione. In questo paragrafo si ripercorrono brevemente l'iter giudiziario e le opposizioni che i proponenti hanno dovuto affrontare prima di poter realizzare definitivamente l'impianto. Gli eventi sono riassumibili come segue:

- *09/02/10: presentazione del progetto.*
- *23/12/10: la Provincia di Torino rilascia l'autorizzazione.*
- *01/03/11 e 16/03/11: Comune di Luserna e comitato Luserna Attiva rispettivamente propongono il ricorso contro l'autorizzazione.*
- *21/12/11: il Tar rigetta il secondo ricorso e per quanto riguarda il primo chiede al proponente delle integrazioni alla documentazione facendo ripartire l'iter procedurale.*
- *19/06/12: il nuovo iter si conclude positivamente con il rilascio di una nuova autorizzazione da parte della Provincia di Torino.*
- *17/07/12 e 03/08/12 nuovi ricorsi da parte del comitato e del Comune.*
- *21/03/13: il Tar respinge entrambi i ricorsi.*
- *12/06/13 e 18/06/13: Comune e comitato ricorrono in appello al Consiglio di Stato.*
- *13/03/14: il Consiglio di Stato rigetta entrambi i ricorsi.*

I rischi legati a questo tipo di centrali, secondo gli oppositori al progetto, sarebbero ad esempio: peggioramento della qualità dell'aria, emissione di grandi quantità di sostanze tossiche vicino alle case, aumento incontrollato del traffico pesante, insufficienza di biomassa locale e utilizzo di legname acquistato all'estero, incenerimento di RSU al posto del cippato. Alcuni di questi interrogativi sono legittimi e trovano risposta, oltre che in alcune parti di questo elaborato, nelle documentazioni e nelle successive integrazioni che l'azienda ha dovuto fornire durante la procedura di autorizzazione. Altre posizioni invece sono semplicemente frutto di disinformazione e volontà denigratoria. L'opposizione che si è creata verso il progetto, infatti, ha spesso assunto i

connotati di una protesta NIMBY[9], ossia una protesta non basata su ragioni oggettive, ma che ha trovato un largo sostegno dalla popolazione locale soprattutto perché la centrale paga il fatto di essere posizionata vicino alle abitazioni. Basti pensare che, a meno di 25 km di distanza, è sorto nello stesso periodo un impianto analogo ad Envie[10], posizionato però in aperta campagna, a 2 km dal centro abitato, che ha potuto entrare in funzione senza che sorgesse alcun comitato di opposizione. Bisogna però notare che, per un impianto appena fuori dal paese, gli effetti provocati dal camino sulla qualità dell'aria nella zona sono pressoché gli stessi, mentre le perdite termiche e di carico sulla rete del teleriscaldamento sono sicuramente superiori. Ciò si traduce in una minore efficienza e quindi globalmente in un minore beneficio ambientale. In conclusione, quindi, collocare una centrale cogenerativa lontano dalle utenze termiche rende sicuramente il progetto più accettabile socialmente, ma è deleterio, oltre che dal punto di vista economico, anche da quello ecologico.

5.1.2 Inquadramento territoriale

Luserna San Giovanni è un comune di 7700 abitanti della provincia di Torino, situato in Valle Pellice. L'altitudine media è di 474 m s.l.m. e, come già visto in altre parti di questo elaborato, è situato in una zona favorevole rispetto ai boschi della valle. Il clima è relativamente caldo e umido nei mesi estivi, mentre d'inverno può essere abbastanza rigido com'è tipico nelle zone alpine. Il comune ricade nella zona climatica F e perciò non ci sono limitazioni al periodo di riscaldamento, Analizzando i dati dell'ARPA risulta che la media dei gradi giorno degli ultimi 10 anni è pari a 3207. Nel territorio comunale hanno sede importanti stabilimenti industriali, tanto che l'80% dell'occupazione industriale della valle è concentrata qui. Le aziende più importanti sono la Caffarel (settore dolciario), l'ex Corcos ora di proprietà del gruppo tedesco Freudenberg (settore automotive), la Microtecnica (meccanica di precisione) e la Pontevecchio (settore acque minerali). Ci sono poi altre decine di piccole e medie imprese in svariati settori come per esempio l'estrazione della pietra o la lavorazione del legno.

La centrale a biomassa studiata in questo lavoro è di proprietà della Società Agricola *Pralafera Energia* e sorge sui terreni di proprietà dell'azienda agricola Merlo, in Via Pralafera 43, in una zona

---

[9]NIMBY: è l'acronimo di *Not In My Back Yard*, che significa letteralmente "Non nel mio cortile". Questa espressione indica un atteggiamento nel quale si riconoscono come necessari, o comunque possibili, gli oggetti del contendere ma, contemporaneamente, non li si vuole nel proprio territorio perché si teme possano avere controindicazioni sull'ambiente locale. In Italia il fenomeno del contrasto locale alla realizzazione delle infrastrutture ha assunto proporzioni oramai rilevanti. Secondo i dati della XII edizione del Ninmby Forum, nel 2016 il 56.7% dei progetti contestati riguardavano il settore energetico (e di questi ben il 75.4% riguardava progetti di energia da fonti rinnovabili, in particolare biomasse, compostaggio, parchi eolici).

[10] Centrale sita in Via Vecchia Barge, località Piagere, Envie (CN), di proprietà della *Società Mombracco Energy.*

molto vicina al centro di Luserna San Giovanni. Proprio in località Pralafera, quasi in prossimità dell'impianto, è posizionata una stazione meteorologica dell'ARPA Piemonte. Essa fornisce quindi dei dati meteorologici molto attendibili per valutazioni riguardanti la centrale. La tabella 11 riporta le medie mensili delle temperature e i valori di umidità registrati presso la stazione nell'ultimo anno. In seguito per le temperature è stato effettuato un confronto tra i valori medi degli ultimi 27 anni e la media climatica del ventennio precedente (tabella 12). Come si può notare gli inverni degli ultimi decenni il clima invernale è risultato più mite con un aumento medio mensile da 0,5 a 1,4 °C, mentre nelle medie riguardanti il periodo estivo si nota una leggera diminuzione delle temperature da 0,1 a 0,9 °C rispetto alle medie mensili del ventennio precedente.

Tabella 11: temperatura e umidità dell'aria misurate nell'ultimo anno.

	u.m.	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
2017	°C	0,4	4,7	10,2	12	16,3	21,8	22,8	22,6	16,1	13	5,7	0,4
	%	66	82	64	63	68	67	62	65	67	67	73	73

Tabella 12: media delle temperature mensili medie in due periodi differenti.

	u.m.	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
1970-1990	°C	-0,9	1,9	6,9	11,4	15,4	19,8	22,0	21,3	17,5	11,3	5,5	0,7
1991-2017	°C	1,3	2,8	7,4	11,0	15,2	19,4	21,4	20,8	16,6	11,4	5,8	1,8

La figura 39 mostra la localizzazione della centrale e alcuni riferimenti importanti.

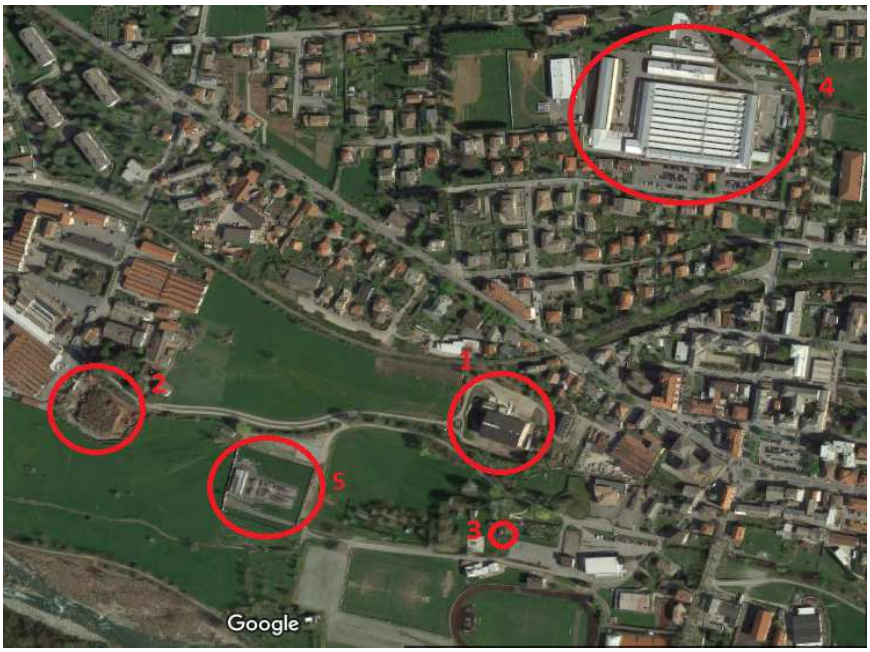


Figura 39: centrale (1), stoccaggio legname da cippare (2), stazione Arpa (3), centrale di smistamento dell'Enel e stabilimento Caffarel (4).

Il fatto che nella zona in cui è sorta la centrale era già presente una centrale di smistamento

dell'Enel ha facilitato l'allacciamento alla rete elettrica nazionale. Data la vicinanza della centrale rispetto alle abitazioni, in fase di costruzione, è stato necessario attuare una serie di accorgimenti per contenere l'impatto rumoroso e visivo dell'opera. La centrale è stata perciò parzialmente interrata in modo da nascondere alla vista delle abitazioni parte della costruzione e contenere i rumori sia dell'impianto che dei mezzi in movimento. Tale accorgimento ha comunque degli effetti positivi sul funzionamento della centrale perché rende più pratico lo scarico e la movimentazione del cippato da parte dei mezzi e agevola anche il funzionamento del sistema di alimentazione automatica e l'eventuale intervento di un operatore nel caso in cui questo si inceppi. Altre opere di mitigazione sono state la costruzione di un terrapieno divisorio tra le abitazioni e il sito e una piantumazione sullo stesso. Anche durante il funzionamento vengono attuati degli accorgimenti. Ad esempio, al fine di ridurre al minimo il rumore del sistema di alimentazione automatica del cippato, i meccanismi vengono mantenuti lubrificati tramite un sistema che nebulizza olio sulle parti interessate.

Per quanto riguarda il rischio idrogeologico, bisogna considerare che il comune di Luserna San Giovanni è attraversato da numerosi corsi d'acqua. Il più importante, in cui confluiscono vari torrenti minori come l'Angrogna o il Luserna, è il Pellice che scorre non lontano dal sito della centrale. Analizzando la "carta della pericolosità da alluvione" elaborata dalla Regione Piemonte e dall'Arpa, si vede che la centrale ricade nella zona "L", caratterizzata da "probabilità di alluvione scarsa". Il dettaglio di interesse di tale mappa è riportato in figura 40.

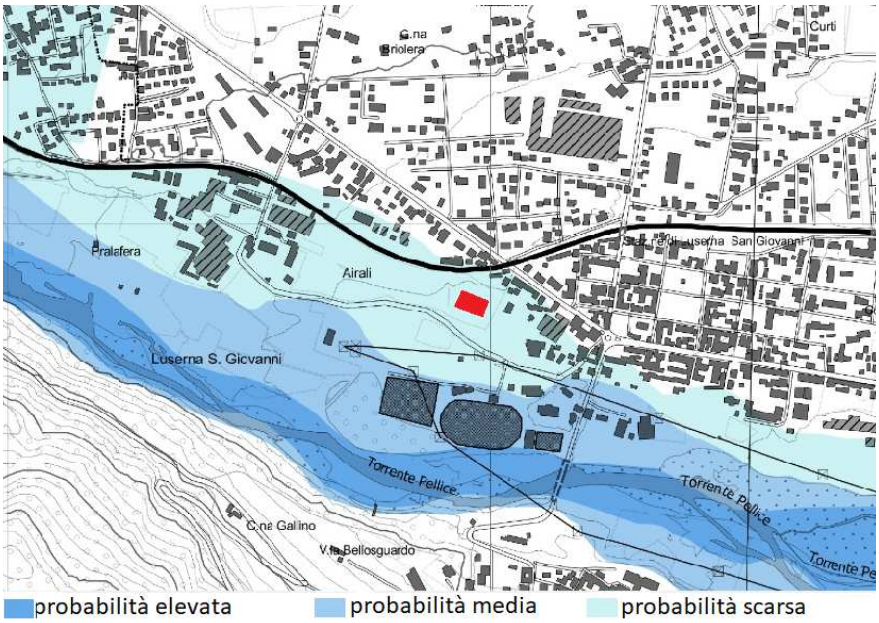


Figura 40: carta della pericolosità da alluvione, dettaglio della tavola 172 SE. La centrale è evidenziata in rosso.

5.1.3 Condizioni nominali di progetto

La tabella 13 riassume i principali parametri prestazionali dell'impianto nelle condizioni nominali. Tali valori sono riferiti a un grado di umidità medio nel cippato pari al 40%.

Tabella 13: dati nominali dell'impianto.

DESCRIZIONE	VALORE	U.M.
Consumo orario combustibile solido	2068	Kg/h
Ore annue di funzionamento	8000	h/anno
Consumo annuo di combustibile	16540	t/anno
Potenza termica in ingresso forno	5999	kW
Temperatura camera combustione	992,7	°C
Potenza termica in uscita dalla caldaia	5170	kW
Potenza in ingresso ciclo ORC	5140	kW
Potenza elettrica ciclo ORC	999	kW
Potenza termica in uscita ciclo ORC (ceduta al TLR)	4089	kW
Potenza elettrica di autoconsumo gruppo ORC	54	kW
Temperatura ingresso/uscita acqua condensatore ORC	60/90	°C
Rendimento gruppo forno-caldaia	86,2	%
Rendimento ciclo ORC (elettrico lordo)	19,4	%
Rendimento ciclo ORC (elettrico + termico)	99	%
Rendimento globale in assetto cogenerativo	84,8	%

Conoscendo la potenza del condensatore e il salto di temperatura nelle condizioni nominali è possibile determinare, per la rete del teleriscaldamento, la massima portata di acqua (G_{TR}) che l'impianto può riscaldare dalla temperatura di ritorno dalla rete (T_r) alla temperatura di mandata (T_m) in condizioni di progetto. Si ha quindi:

$$G_{TR} = \frac{P_{cond}}{c_{acqua} \cdot (T_m - T_r)} = \frac{4089}{4{,}186 \cdot (90 - 60)} \cdot 3600 = 117219\, m^3/h \qquad (18)$$

Nel calcolo le temperature del teleriscaldamento sono state assunte pari a quelle di ingresso e uscita dal condensatore in quanto non sono state considerate le perdite termiche sulla rete. Nella realtà occorre inoltre considerare che il range di temperature di funzionamento varia a seconda della stagione: nel periodo invernale è circa 90-70 °C, mentre in quello estivo è circa 85-65 °C.

5.1.4 Descrizione tecnica dell'impianto

Escluse le opere civili (come ad esempio la costruzione del capannone prefabbricato che contiene l'impianto oppure le opere di mitigazione) e il gruppo turbina fornito dalla Turboden®, tutto l'impianto è fornito "chiavi in mano" dall'azienda Uniconfort®.

Figura 41: capannone prefabbricato che contiene l'impianto con deposito del cippato.

Stoccaggio e sistema di alimentazione del cippato: La centrale dispone di due diversi stoccaggi: il primo, di tipo stagionale, dista circa 350 metri dall'impianto ed è adibito al deposito del legname in forma di tronchi da triturare. Esso può contenere il quantitativo sufficiente per alimentare la centrale per almeno sei mesi. È sempre preferibile questo stoccaggio piuttosto che la cippatura immediata e lo stoccaggio come cippato, infatti i tronchi offrono una superficie ridotta all'ingresso dei microrganismi e per questo il rischio di deterioramento è molto ridotto. Il secondo stoccaggio è posizionato in una zona coperta adiacente al capannone prefabbricato. Qui viene depositato il materiale cippato pronto per essere utilizzato. Quest'area può contenere fino a circa 2200 ton di materiale. Per motivi di sicurezza legati al pericolo di incendi il combustibile deve essere situato in un locale fisicamente separato da quello della caldaia. Il passaggio dal sito di stoccaggio al focolare della caldaia si realizza grazie ad un articolato sistema di alimentazione. Tramite pala meccanica l'operatore spinge periodicamente il cippato, opportunamente miscelato, in una fossa: il silos del cippato. La dimensione del silos garantisce solitamente un'autonomia di funzionamento pari a due giorni. Da qui il cippato è estratto grazie ad un sistema di movimentazione meccanico con rastrelli a cunei mobili azionati da pistoni oleodinamici. Il cippato cade così su un nastro trasportatore (mostrato in figura 42) che lo conduce al pozzetto di carico. Quindi, tramite un sistema a coclee si preleva dal canale di alimentazione il quantitativo da immettere in camera di combustione. Il sistema di regolazione della portata è controllato in maniera automatica. Una serranda tagliafuoco elimina il rischio di pericolosi ritorni di fiamma.

Figura 42: sistema di movimentazione del cippato verso la camera di combustione.

Camera di combustione: Nella parte iniziale della camera di combustione è posto un bruciatore che permette l'accensione dell'impianto. La camera è realizzata con un telaio di acciaio e, nella parte più vicina alla caldaia, dove le temperature sono maggiori, in materiale refrattario. Il focolare è del tipo "a griglia mobile" e l'aria comburente primaria e secondaria viene immessa nella camera di combustione tramite ventilatori a portata variabile. Esistono delle termocoppie e dei sensori che inviano segnali in base ai quali regolare l'immissione di aria per ottimizzare la combustione. Le bocchette di immissione inoltre sono disposte in modo da immettere l'aria in maniera centrifuga creando turbolenze garantendo una miscelazione omogenea aria-combustibile. Oltre all'aria di combustione nel forno entra anche una parte di fumi che viene ricircolata, di solito in una quota pari al 14%. La griglia mobile è inclinata e il materiale da bruciare scorre su di essa degradando in modo omogeneo fino ad arrivare, ormai in forma di cenere, al fondo della stessa dove viene convogliato da un nastro trasportatore verso il cassone delle ceneri. Nella prima parte del forno avviene la fase di essiccazione, durante questa fase si produce molto fumo (vapore) ma non c'è fiamma. Il calore di preriscaldamento di aria e combustibile è fornito tramite un recupero termico dai fumi diretti al camino. In seguito avvengono la gassificazione (liberazione delle componenti volatili) e l'ossidazione. Gli ausiliari necessari al funzionamento del combustore sono: un ventilatore dell'aria primaria a destra e uno a sinistra (entrambi da 7,5 kW), tre motori ventilatori per l'aria secondaria (7-5 kW), un ventilatore per l'aria terziaria (3 kW), un

Figura 43: vista esterna del sistema di alimentazione e del forno.

motore per l'estrazione delle ceneri e infine il motore da 7,5 kW della centralina idraulica della griglia mobile.

Caldaia ad olio diatermico: nella caldaia, posta immediatamente in coda alla camera di combustione, avviene lo scambio termico tra i fumi in uscita dal forno e l'olio diatermico. Quest'ultimo è un fluido termovettore alto-bollente che fa da intermediario tra il circuito dei fumi e quello del fluido ORC. Lo scambiatore di calore è formato da fasci tubieri contenenti il fluido e lambiti dai fumi di combustione. Per migliorare lo scambio occorre aumentare la permanenza dei fumi nello scambiatore. Ciò si realizza "allungando" il percorso che essi devono attraversare prima di uscire dal componente, per questo i fumi salgono e scendono più volte realizzando i cosiddetti "giri di fumo". La caldaia adotta il sistema detto "split" che consiste nel suddividere il circuito dell'olio diatermico in due circuiti: uno ad alta temperatura ("HT", High Temperature) in cui l'olio diatermico raggiunge circa i 310 °C e uno a bassa temperatura ("LT" Low Temperature) in cui l'olio raggiunge i 250°C. Nella parte inferiore della caldaia si trovano delle tramogge per la raccolta delle particelle solide che precipitano, queste sono convogliate insieme alle altre ceneri solide nel cassone di raccolta. Il sistema è dotato di un sistema di pulizia ad aria compressa in modo da mantenere sempre buoni livelli di scambio termico, in aggiunta, durante i periodi di fermo per ordinaria manutenzione, viene eseguita una pulizia manuale. L'ultimo scambiatore che i fumi attraversano è il preriscaldatore dell'aria comburente. La caldaia è totalmente esterna al forno per via della pericolosità d'incendio dell'olio diatermico in caso di fuoriuscita. Gli ausiliari necessari al funzionamento del componente sono: due elettropompe per la movimentazione dell'olio diatermico e una d'emergenza a gasolio in caso di mancanza di elettricità.

Figura 44: vista della caldaia adiacente al forno e delle tramogge per le ceneri.

Gruppo ORC: il gruppo turbina è fornito dall'azienda Turboden®, azienda leader nel settore.

Esso comprende il generatore di vapore, la turbina monostadio collegata all'alternatore, il condensatore, il rigeneratore e la pompa di circolazione del fluido termovettore. Il funzionamento è analogo a quello di un ciclo Rankine a vapore, qui però si utilizza un fluido organico, in questo caso olio siliconico. I vantaggi del ciclo ORC sono già stati descritti nel capitolo 1.3 insieme alle caratteristiche del fluido. Per motivi di sicurezza il locale in cui è posizionato il gruppo ORC è fisicamente separato da quello del gruppo forno-caldaia. L'energia elettrica è prodotta in condizioni di bassa tensione, deve quindi essere successivamente elevata per mezzo di un trasformatore posto esternamente alla centrale. L'energia termica prelevata a valle della turbina per opera del condensatore può essere ceduta alla rete di teleriscaldamento oppure, in caso di mancanza di richiesta, dissipata tramite gli aerotermi posti sul terrazzo dell'edificio. Il gruppo turbina può essere interamente bypassato e l'impianto può quindi funzionare anche solo in assetto termico grazie a uno scambiatore di calore collegato in parallelo al ciclo ORC. Tale scambiatore è utilizzato in caso di guasto alla turbina oppure nelle fasi di avviamento dell'impianto dato che la caldaia entra in funzione più rapidamente della turbina. Gli ausiliari interni del turbogeneratore ORC hanno una potenza installata pari a 90 kW, mentre la loro potenza media a regime, in condizioni nominali, è di 55 kW.

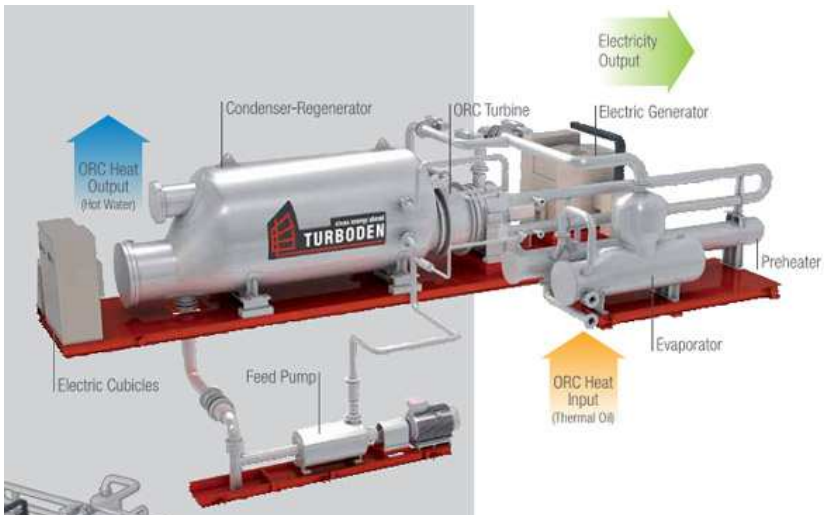


Figura 45: gruppo turbina marca "Turboden" per impianto ORC da 1MW$_e$.
Immagine tratta da www.turboden.com

<u>Trattameno fumi</u>: Per ridurre la quantità di incombusti e quindi migliorare la combustione si è già visto che parte dei fumi viene ricircolata verso l' ingresso del forno, ciò ha anche l'effetto di controllare la temperatura di combustione e diluire la concentrazione di ossigeno favorendo una diminuzione delle emissioni di NO_x. Quello descrittò è un esempio di tecnica "primaria" per il contenimento delle emissioni, dove cioè si riduce a monte la concentrazione dell'inquinante. Occorre poi un sistema di trattamento per i fumi prodotti (tecniche "secondarie" di abbattimento).

Per quanto riguarda l'abbattimento degli NO_x è previsto un sistema di trattamento SNCR (Selective Non Catalitic Reduction) con iniezione di una soluzione di urea in camera di combustione. Questa sostanza in pratica inverte la reazione di ossidazione dell'azoto, affinché ciò avvenga l'immissione del reagente deve avvenire con temperatura dei fumi intorno ai 900-1000°C. Se l'immissione non avviene nelle condizioni di temperatura ottimali si possono verificare degli inconvenienti. Nel caso in cui la temperatura dei fumi sia troppo alta l'emissione di NOx aumenta, nel caso in cui la temperatura di immissione sia troppo bassa si potrebbe incorrere in problemi legati a emissioni di ammoniaca. Un sistema elettronico regola il dosaggio dell'urea in base al segnale ricevuto da sensori di temperatura e sonde lambda nella camera di combustione.

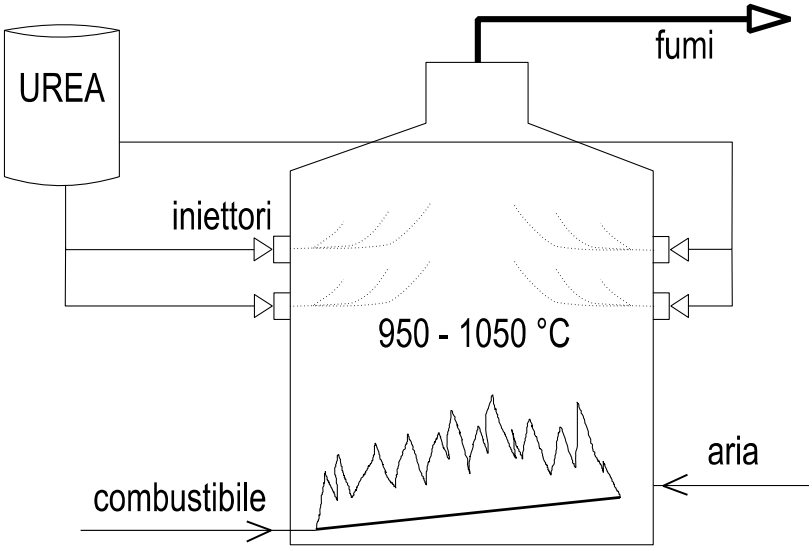


Figura 46 (a sinistra) e 47 (a destra): lancia di nebulizzazione dell'urea e schema del sistema SNCR.

Per l'abbattimento del particolato l'impianto è dotato di un multiciclone per le polveri più grandi e un filtro a maniche per quelle più fini. Queste fasi vengono separate poiché il prodotto finale deve essere trattato in modo diverso essendo le polveri uscenti dal precipitatore elettrostatico considerate rifiuti speciali. In seguito al passaggio nel multiciclone i fumi sono in parte ricircolati verso il focolare e in parte inviati al successivo sistema di abbattimento, cioè al filtro a maniche. Il funzionamento del ciclone è semplice e si basa sulla separazione per forza centrifuga: al gas in entrata è imposto un moto a spirale e le particelle solide, aventi maggiore inerzia rispetto al gas, sono portate a sbattere contro le pareti precipitando nella tramoggia per la raccolta posta in basso. Queste polveri pesanti sono convogliate verso il cassone di raccolta delle ceneri trattate come "rifiuto non pericoloso". Il filtro a maniche invece pulisce i fumi dalle ceneri volatili: esso è formato da una membrana che si lascia attraversare dai gas trattenendo le polveri fini. Il sistema di pulizia ad aria compressa impedisce che le maniche filtranti si intasino per via della polvere depositata. Infine, per quanto riguarda gli ossidi di zolfo (SO_x), la normativa non prevede alcun tipo

di trattamento data la scarsa quantità di emissioni prodotte dalla combustione delle biomasse. Ciononostante c'è l'intenzione da parte dei proprietari di aggiungere un sistema di misurazione degli SO_x emessi in quanto è previsto un incentivo per gli impianti in cui questo risulta installato.

Dry-cooler: Questi dissipatori, detti anche aerotermi, sono posti sul terrazzo dell'edificio e hanno il compito di dissipare in atmosfera l'energia termica rimossa dal condensatore del gruppo ORC e non utilizzata dal teleriscaldamento. Vengono definiti "dry", cioè a secco, perché sfruttano l'aria come fluido secondario. Naturalmente tutta questa energia dispersa è uno spreco dal punto di vista energetico e non è fonte di guadagno per i proprietari dell'impianto. L'obiettivo è quello di utilizzare il meno possibile questo componente ampliando e ottimizzando sempre di più il teleriscaldamento.

Figura 48: aerotermi posti sul terrazzo dell'edificio.

Organi di sicurezza, manutenzione e misure di emergenza: Questa tipologia di centrale è particolarmente affidabile e richiede normalmente solo 2 arresti per manutenzione ordinaria all'anno, ciascuna della durata di 15 giorni. Le ore di funzionamento annue sono così più di 8000. Un sistema elettronico collega tutti i sistemi di gestione e i parametri di funzionamento possono essere continuamente consultati su diversi monitor nella sala di controllo. Non è necessaria la presenza fissa di un operatore, poiché il gestore può effettuare il monitoraggio ed eventuali regolazioni in maniera remota. Anche per gli allarmi riguardanti i problemi più gravi (esempio blocco turbina) si può essere automaticamente avvertiti in maniera automatica via mail o tramite messaggio sul cellulare. In caso di improvviso arresto della turbina, esiste un sistema di raffreddamento di emergenza costituito da una cisterna d'acqua e da un camino per l'espulsione del vapore prodotto nell'asportazione del calore. Inoltre in caso di mancanza di energia elettrica le due elettropompe che garantiscono la circolazione dell'acqua di raffreddamento possono essere sostituite da una motopompa a gasolio. Il maggior rischio di questi impianti è dato dagli incendi, per questo la centrale dispone di un completo sistema anti incendio e rispetta tutta una serie di accorgimenti per limitare ogni possibile danno. Si può segnalare la presenza di un camino

d'emergenza per scaricare i fumi direttamente all'uscita del forno e una vasca di raccolta in cemento armato interrata e piena d'acqua in cui convogliare, tramite una serpentina, l'olio in caso d'emergenza per dissiparne l'energia termica.

rete di teleriscaldamento: la linea è costituita da tubazioni interrate e isolate termicamente che trasportano l'acqua calda alle utenze le quali prelevano l'energia termica per il riscaldamento di ambienti e per l'acqua calda sanitaria. L'acqua riscaldata dal condensatore del ciclo ORC non è lo stesso fluido che circola nella rete di teleriscaldamento, ma i due flussi sono interposti da due scambiatori di calore a piastre. L'acqua della rete è acqua tecnica, ossia demineralizzata. Il progetto di una linea di teleriscaldamento è un'operazione complessa che deve tenere conto di diversi fattori. Innanzitutto il diametro della tubazione non è costante lungo tutto il percorso; questo perché, in corrispondenza di ogni utenza, parte della portata esce dalla tubazione principale di mandata (a circa 85°C), scambia calore con la sottostazione di scambio ed entra nel condotto di ritorno (a circa 65-70°C). Un diametro costante della rete quindi provocherebbe, dopo ogni utenza, una diminuzione della velocità del fluido sul ramo principale (perché diminuisce la portata a sezione costante) e questo porterebbe ad un incremento delle perdite di temperatura lungo le tubazioni. Le tubazioni utilizzate per la rete di teleriscaldamento della centrale sono tubi preisolati con tubo interno in acciaio. Dall'interno verso l'esterno la stratigrafia dei tubi impiegati è la seguente:

- Tubo in acciaio al carbonio con temperatura massima ammissibile pari a 130°C.
- Isolamento termico in schiuma rigida di poliuretano.
- Guaina estrena in polietilene rigido ad alta densità.

Figura 49: tubo preisolato. Immagine da www.ecoline.it

Oltre a stabilire correttamente il diametro dei tubi sulla base delle utenze da servire, il progetto della rete consiste poi nella determinazione delle compensazioni per dilatazione termica (poiché le tubazioni non sono sottoposte sempre alla stessa temperatura) e nel dimensionamento della pompa di circolazione. Per l'impianto di Luserna, viste le temperature di esercizio della rete, il sistema di compensazione delle dilatazioni previsto per le tubazioni è quello naturale mediante l'utilizzo di materassi sintetici di ammortizzamento posti nei punti di curvatura e deviazione dei tronchi. Per quanto riguarda la potenza richiesta dalla pompa di circolazione essa è proporzionale alla portata circolante e alla perdita di carico (caduta di pressione per attrito lungo la rete e negli

scambiatori) che deve essere compensata. Attualmente la rete ha una lunghezza complessiva di circa 500 m e le utenze asservite, tutte private, sono 3:

- stabilimento Caffarel (da febbraio 2017).
- una piccola attività commerciale (da ottobre 2017).
- un condominio (da novembre 2017).

Quando sarà completata, la rete avrà una distribuzione ad albero con due linee principali che si diramano dalla centrale di produzione e un'estensione pari a 2.095 m. In tal modo l'energia termica prodotta potrà, almeno nel periodo invernale, essere totalmente impiegata nella rete di TLR. Tra gli allegati si può trovare il censimento delle utenze potenzialmente allacciabili che erano state individuate in fase di progetto (ALLEGATO A) e la rappresentazione dello sviluppo attuale e previsto della rete. (ALLEGATO B).

5.2 Monitoraggio

5.2.1 Motivazioni del monitoraggio

Eseguire il monitoraggio di un impianto, dal suo approvvigionamento al suo completo funzionamento, è importante per garantirne la produttività poiché permette di:

- Conoscerne realmente le prestazioni rispetto a quelle di progetto;
- Prevedere le prestazioni dell'impianto sulla base delle caratteristiche del combustibile;
- Verificare l'entità dell'impatto ambientale legato al suo funzionamento;
- Verificare il corretto dimensionamento dell'impianto e della rete di teleriscaldamento in base alle richieste delle utenze.
- Individuare le migliori e più favorevoli condizioni di funzionamento dell'impianto;
- Conoscere i fattori che determinano effetti negativi sul piano del funzionamento o su quello dell'inquinamento e, di conseguenza, intervenire sulle eventuali criticità apportando migliorie o compiendo regolazioni per ottimizzare i processi e migliorare l'efficienza;
- Fornire elementi di supporto agli operatori per prendere decisioni dal punto di vista economico - finanziario.

Nel seguito sono illustrate le modalità di monitoraggio dei diversi settori dell'impianto e i risultati

della campagna condotta nel periodo da febbraio 2017 a gennaio 2018.

Premessa all'interpretazione dei dati di monitoraggio: Prima di iniziare a descrivere le attività di monitoraggio condotte ed i risultati ad esse relativi è necessario fare alcune precisazioni. I rendimenti complessivi che si sono venuti a delineare nella stagione di monitoraggio sono stati talvolta inferiori rispetto ai dati teorici auspicabili, ma in linea con quelli attesi. Questo perché le reali condizioni di funzionamento sono molto difficili da prevedere in fase di progettazione, basti pensare all'estrema volubilità del combustibile utilizzato. Tale precisazione è necessaria come chiave di lettura dell'intero documento in oggetto per fare comprendere in modo inequivocabile al lettore che il funzionamento non sempre ottimale delle centrali non deriva da scelte progettuali errate, ma da inevitabili scostamenti delle condizioni reali rispetto a quelle ideali di progetto.

5.2.2 Descrizione dei sistemi e delle modalità di monitoraggio

La centrale di Luserna San Giovanni dispone di un sistema di monitoraggio e controllo ben strutturato essendo un impianto di ultima generazione. In base al settore monitorato cambiano strumenti e modalità delle operazioni. Le fasi in cui è stato suddiviso lo studio sono schematizzate in figura 50. Esse sono:

- monitoraggio del combustibile;
- monitoraggio dell'impianto e monitoraggio delle emissioni;
- monitoraggio della rete di teleriscaldamento;

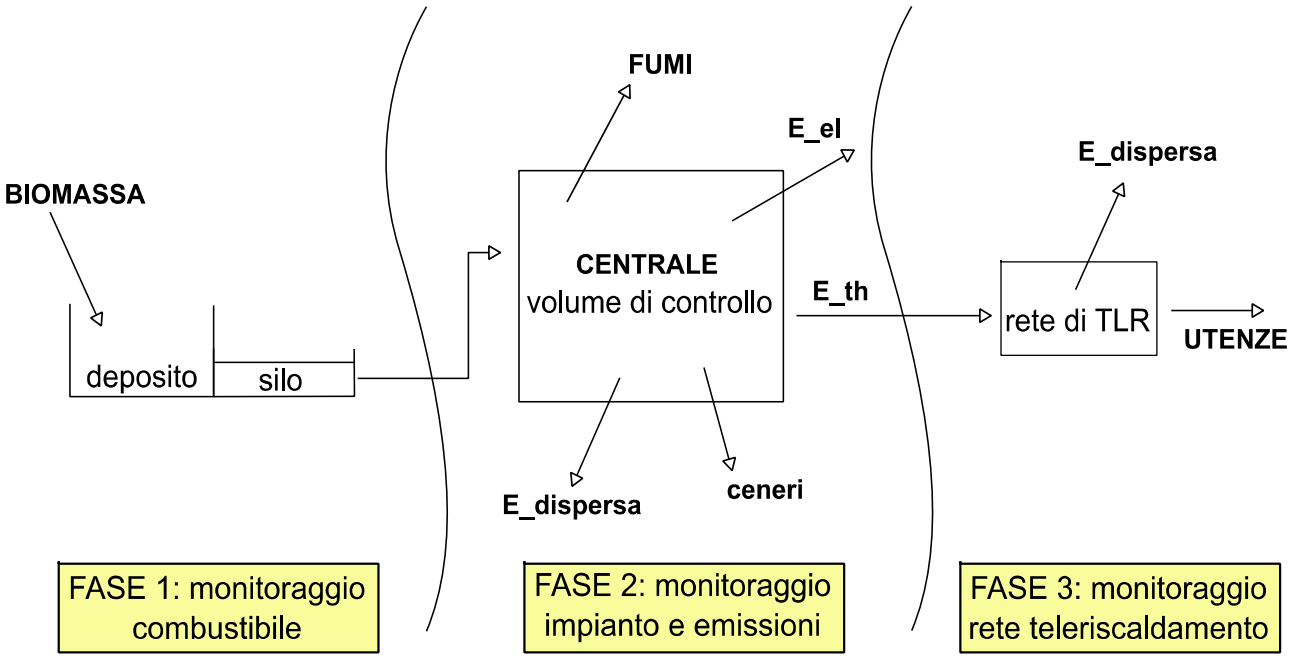


Figura 50: schema del piano di monitoraggio

Il periodo analizzato va da febbraio 2017 a gennaio 2018. Si è deciso di iniziare il monitoraggio nel mese di febbraio perché coincide con l'allacciamento della prima e più importante utenza per il teleriscaldamento, cioè la Caffarel.

Monitoraggio del combustibile. La conoscenza del combustibile è fondamentale perché le sue caratteristiche influiscono direttamente sul funzionamento dell'impianto. Si distinguono le misure fatte alla consegna del materiale, che servono per stabilirne il prezzo in base al contenuto di umidità, alla provenienza e alla forma in cui si presenta (legno già cippato oppure no), dalle misure fatte sulla biomassa stagionata, che sono utili per stimarne la resa energetica effettiva. Per monitorare la rete di approvvigionamento viene tenuto un registro dei fornitori e dei carichi consegnati. In tal modo si possono avere dei quadri generali sulle tipologie di fornitori (aziende forestali, aziende agricole, segherie e attività legate alla lavorazione del legno, imprese di manutenzione delle aree verdi, attività di pioppicoltura) e sui luoghi di provenienza degli approvvigionamenti. Sulla base di questi registri si possono suddividere le tipologie di fornitori ottenendo la ripartizione riportata in figura 51.

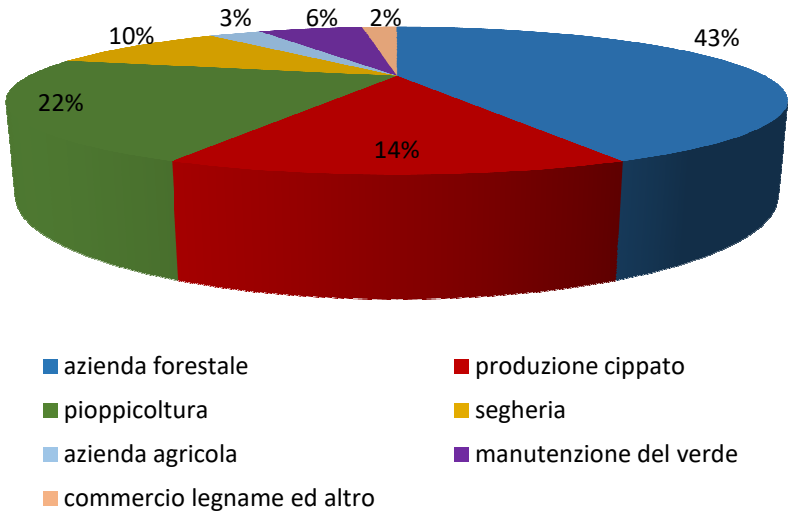


Figura 51: diverse provenienze della biomassa conferita alla centrale di Luserna San Giovanni in base al registro dei fornitori.

La tabella seguente illustra più in dettaglio le caratteristiche del combustibile utilizzato dalla centrale in basse alle diverse provenienze.

Tabella 14: caratteristiche delle diverse tipologie di combustibile di cui fa uso la centrale di Luserna San Giovanni in base al registro dei fornitori.

tipologia fornitore	quota	provenienza e composizione prodotto	PCI medio [11] (kWh/kg)	caratteristiche	periodo utilizzo
azienda forestale	43%	boschi della Val Pellice e zone limitrofe. Composizione media: 65% castagno, 15%strobus, 20% misto delle altre specie arboree (soprattutto faggio).	2,95	Legno in pianta intera, tronchi o ramaglie: conservazione nel deposito stagionale.	Consegna soprattutto in stagione invernale (norme periodi di taglio). Poi stagionatura per sei mesi estivi e quindi utilizzo nella stagione invernale.
Produzione cippato	14%	cippato prodotto da aziende della Val Pellice e zone limitrofe. Composizione media: 55% pioppo, 15% castagno, 30% altro misto.	2,70	Conservazione in deposito coperto per utilizzo a breve termine.	Acquisto e consumo prevalentemente nel periodo estivo.
Pioppi-coltura	22%	legname di pioppo proveniente della pianura cuneese e torinese.	2,50	Pianta intera, tronchi e ramaglie. Caratterizzato da qualità termiche inferiori alle altre categorie forestali, ma anche da forte convenienza economica.	Acquisto e consumo prevalentemente nel periodo estivo. Eventuale deposito stagionale e successiva cippatura per utilizzo a breve termine.
segheria	10%	misto	3,40	scarti di lavorazione in forma di ritagli di dimensione variabile. Tenore di umidità solitamente basso (15%).	Tutto l'anno ma più disponibilità in estate (d'inverno gli scarti li usano le segherie stesse).
azienda agricola	3%	misto	Variabile in base alla composizione	Materiale molto eterogeneo, solitamente composto in gran parte da ramaglie con foglie e parti verdi. Cippatura per utilizzo a breve termine	Soprattutto in estate-autunno
manutenzione del verde	6%	misto	Variabile in base alla composizione		
commercio legname ed altro	2%	misto	variabile in base alla composizione	Variabili in base alla composizione	Tutto l'anno

Per conoscere i parametri che descrivono la "qualità" del combustibile non esiste alcun sistema di monitoraggio in continuo. Sono necessarie delle analisi campionarie al fine di determinare la composizione per specie e i valori di umidità, densità e contenuto energetico. La soluzione adottata dai gestori dell'impianto per eseguire questo tipo di monitoraggio è quella di effettuare le misurazioni e valutazioni più semplici direttamente in centrale e affidarsi a laboratori esterni solo per il calcolo dei parametri più complessi.

[11] Potere Calorifero Inferiore riferito al materiale trasformato in cippato con il 45% di umidità.

Per la misurazione dell'umidità l'azienda agricola Merlo possiede il misuratore di umidità "Humimieter BM1" del produttore "Scholler". Esso restituisce la misura in maniera istantanea, ha un grado di precisione di +/- 1,5% e memorizza fino a 10000 prove di umidità. Il contenuto idrico massimo misurabile è pari al 60%. Il funzionamento è il seguente: si imposta una curva di calibrazione in base al peso del campione, si immette il campione nel contenitore da 13 litri dove viene attraversato da un debole campo elettro-magnetico. In base all'umidità del campione il campo viene influenzato in modo diverso e in base a ciò il computer mostra sul display il valore di umidità.

Anche per la determinazione della massa volumica la determinazione è sperimentale ed effettuata su un certo numero di campioni ritenuto soddisfacente. Per prima cosa si prende un contenitore di un certo volume noto (V), si determina tramite una bilancia il peso netto (P_{netto}) del cippato con cui il contenitore è stato riempito e infine si calcola la massa volumica (ρ) come:

$$\rho = \frac{P_{netto}}{V} \tag{19}$$

Il contenuto energetico del materiale, ossia il suo PCI, viene determinato sulla base dell'umidità e della quantità percentuale delle diverse specie legnose del campione. Per semplicità si può anche utilizzare un potere calorifico medio del cippato. Dal PCI moltiplicato per la massa di cippato consumato si può calcolare l'energia ingresso al focolare, utile per determinare il rendimento del sistema forno-caldaia.

<u>Monitoraggio dell'impianto.</u> La centrale dispone un sistema di monitoraggio in continuo dei principali parametri energetici misurati. I risultati sono raccolti su un server e si possono controllare i vari parametri a monitor in tempo reale oppure reperire i dati storici dall'archivio. Tramite tale strumento è quindi possibile conoscere l'andamento degli input ed output dei vari sottosistemi dell'impianto su base oraria, giornaliera, mensile o annuale e quindi calcolare le varie efficienze con bilanci massici ed energetici. Le principali grandezze misurate sono: *potenza elettrica lorda (in kW)*, *potenza termica dell'olio diatermico (in kW), potenza termica ceduta al TLR (in kW), ore di funzionamento (in h), portata di combustibile (in kg/h).* Sulla portata del combustibile occorre precisare che il sistema non misura direttamente la portata in massa, ma la ottiene dalla portata volumetrica a sua volta calcolata sulla base della lettura della velocità di rotazione dei rastrelli di alimentazione. Già da qui si può intuire che la misura fornita sarà affetta da un certo grado di incertezza. Si pensi per esempio al solo fatto che, se il sistema girasse a vuoto per un certo periodo, paradossalmente, lo strumento di misura continuerebbe a registrare una

certa portata entrante anche se nei fatti essa è nulla. Inoltre la forma irregolare del cippato fa sì che nei volumi caricati ci sia un certo grado di vuoto e la sua umidità altamente variabile rende la densità non costante. Perciò, a parità di volume calcolato dal sensore sulla base della velocità di rotazione, lo strumento restituirà sempre la stessa portata in massa, mentre nella realtà ciò non è quasi mai vero a causa della variabilità in termini di massa volumica sterica del materiale caricato. Per tutti questi motivi il valore della portata entrante è certamente sovrastimato e in base a precedenti osservazioni dei gestori della centrale si è concluso che occorre ridurre del 11% il valore misurato per avere una misura più vicina alla realtà. In prima battuta tale errore è stato assunto come sistematico e quindi equamente distribuito nei diversi mesi dell'anno. Successivamente, sulla base dei risultati ottenuti nel prossimo sottocapitolo, si vedrà che questa correzione non è sufficiente e sono necessarie ulteriori ipotesi correttive. Per la trattazione di tali osservazioni si rimanda quindi al *capitolo 5.2.3*.

Il grafico seguente mostra il sistema globale impianto con evidenziati input e output principali, suddivisi in: risorse in entrata, prodotti utili e prodotti di scarto.

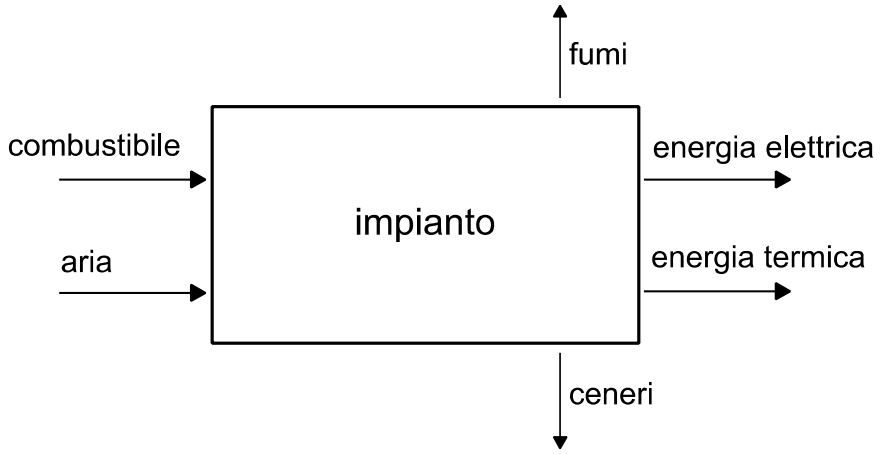


Figura 52: sistema globale impianto.

Tabella 15: classificazione dei parametri di sistema.

Combustibile	Input	Risorsa
Aria	Input	Risorsa
Ceneri	Output	Prodotto di scarto[12]
Fumi	Output	Prodotto di scarto
Energia elettrica	Output	Prodotto utile
Energia termica	Output	Prodotto utile

Monitoraggio delle emissioni. La normativa stabilisce dei limiti di emissione per quanto riguarda le polveri sottili (PM10), il carbonio organico totale (COT), il monossido di carbonio (CO),

[12] Attualmente costituiscono un prodotto di scarto, ma potrebbero essere recuperate e riutilizzate in futuro.

gli ossidi di azoto (NO_x), gli ossidi di zolfo (SO_x), l'acido cloridrico (HCl). Il camino principale, alto 22 metri dal piano di campagna, è dotato di un analizzatore dei fumi che preleva un campione ad un'altezza di 10,2 m. Le misure effettuate al camino vengono elaborate ed archiviate dal software di gestione dei dati SME (Sistema di Monitoraggio in continuo delle Emissioni). Il sistema elabora le informazioni e restituisce i dati alle condizioni di riferimento previste dalla normativa vigente (D. Lgs. n. 152/2006). I parametri misurati, riferiti ai fumi secchi, considerati in questo lavoro sono: *concentrazione di CO (in mg/Nm^3) e concentrazione di NO_x (in mg/Nm^3) (entrambe riferite ad un* contenuto volumetrico di ossigeno pari all'11%*), concentrazione di O_2 (in %), temperatura dei fumi al camino (°C) e portata volumetrica dei fumi al camino (in Nm^3/h con l'11% di O_2)*. Per quanto riguarda gli altri inquinanti soggetti a limitazioni e non monitorati in modo continuo sono previsti degli autocontrolli periodici con cadenza annuale nelle più gravose condizioni di esercizio degli impianti.

Monitoraggio della rete di teleriscaldamento. Il monitoraggio dei consumi energetici delle utenze è fondamentale perché fornisce elementi di supporto decisionali per la gestione ottimale dell'impianto e della sua manutenzione. Generalmente, il dimensionamento di progetto delle reti di teleriscaldamento delle centrali di cogenerazione di piccola taglia è un dimensionamento di massima, che tiene in conto dei dati di targa delle caldaie esistenti, installate presso le utenze da allacciare, oppure di stime previsionali in accordo con la normativa vigente. In realtà, è solo con il monitoraggio dei fabbisogni reali delle utenze che si verifica la potenza richiesta. Le sottostazioni delle utenze sono dotate di un sistema di contabilizzazione dell'energia consumata. La contabilizzazione del calore avviene puntualmente da apparecchi volumetrici certificati. Il dato rilevato può essere monitorato dal cliente nella propria centrale ed è anche trasmesso con rapida cadenza (ogni minuto o ogni 15 minuti) alla centrale mediante la rete dati. In particolare, ogni strumentazione è dotata di sensori di temperatura in grado di misurare la temperatura di entrata (Tin) e di uscita (Tout) dell'acqua della rete e calcolarne il salto termico (ΔT = Tin - Tout) e di un misuratore di flusso che calcola la portata di fluido circolante. Il sistema integra i valori misurati nell'intervallo di tempo e determina la quantità di calore ceduto ad ogni sottostazione. Tutti i dati in entrata e uscita sono trasmessi con rete M-Bus. I dati memorizzati e qui considerati sono: *potenza consumata (in kW), energia consumata (in kWh), temperatura di mandata (in °C), temperatura di ritorno (in °C), pressione di mandata (in bar), pressione di ritorno (in bar), portata in ingresso (in m^3/h), ore di funzionamento (in h).*

5.2.3 Risultati del monitoraggio dell'impianto

In questa sezione sono illustrati i risultati della campagna di monitoraggio riguardante l'impianto e le valutazioni effettuate sulla base dei dati ottenuti. Come prima cosa dalla tabella 16 è possibile vedere quanto effettivamente ha lavorato l'impianto nel periodo monitorato. Come si vede le ore operative sono state 7217 su 8016, ossia l'impianto ha funzionato per il 90% del tempo, in linea con gli standard previsti.

Tabella 16: ore e regime di funzionamento dell'impianto.

mese	Ore in funzione (t_f)	Ore totali (t_{tot})	t_f/t_{tot}	funzionamento
Febbraio	645	672	96,0%	A regime
Marzo	737	744	99,1%	A regime
Aprile	481	720	66,8%	Transitorio
Maggio	715	744	96,1%	A regime
Giugno	451	720	62,6%	Transitorio
Luglio	707	744	95,0%	A regime
Agosto	595	744	80,0%	Transitorio
Settembre	717	720	99,6%	A regime
Ottobre	735	744	98,8%	Transitorio[13]
Novembre	714	720	99,2%	A regime
Dicembre	720	744	96,8%	A regime
Gennaio	735	744	98,8%	A regime
TOTALE	**7217**	**8016**	**90%**	-

L'impianto è risultato spento dal 16 al 24 aprile e dal 14 al 18 agosto. Durante questi periodi di blocco vengono solitamente effettuate le opere di manutenzione come per esempio la pulizia della camera di combustione. Il fermi coincidono generalmente con i periodi di chiusura dello stabilimento Caffarel subito dopo Pasqua e nella settimana di Ferragosto. Anche in giugno la centrale è stata fermata per un certo periodo, precisamente dal 2/06 al 7/06 e dal 17/06 al 20/06. Per studiare dettagliatamente il comportamento dell'impianto mostrato in figura 52, esso è stato

[13] Il funzionamento è stato "quasi a regime" nel senso che non ci sono stati fermi della centrale per manutenzione o altri motivi. Si è registrato però dal 9 al 24 del mese un funzionamento impostato dai gestori al 75% del carico. La rete del teleriscaldamento è stata servita regolarmente, ma la produzione elettrica in quelle 2 settimane è stata pari al 75%.

suddiviso nelle varie sezioni che lo compongono analizzando separatamente i diversi volumi di controllo. Lo schema in figura 53 illustra in maniera più dettagliata gli input e output dei vari sottosistemi individuati. Come si vede il sistema forno-caldaia (1) è un sistema aperto che scambia massa con l'esterno mentre il gruppo ORC (2) e la rete del teleriscaldamento (3) sono stati trattati come sistemi chiusi. Il monitoraggio della centrale vera e propria è riportato secondo le tre parti illustrate di seguito: analisi del gruppo forno-caldaia, analisi del gruppo ORC e l'analisi delle emissioni. L'analisi del teleriscaldamento è invece l'oggetto del sottocapitolo successivo (*capitolo 5.2.4*).

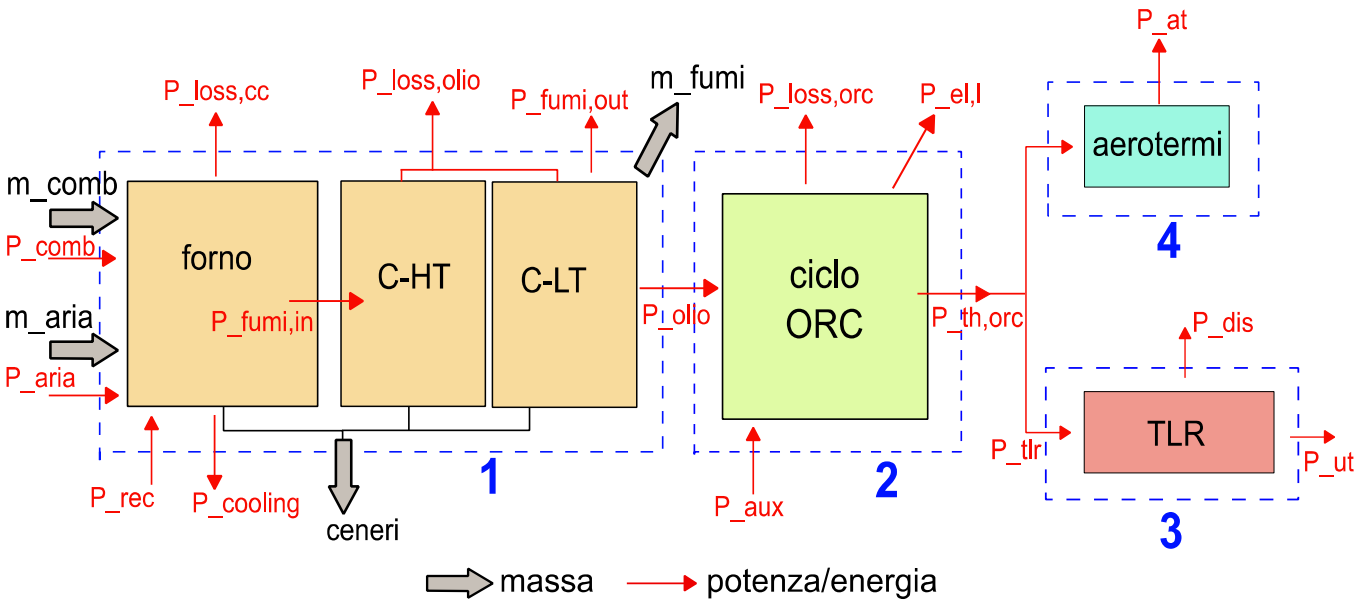


Figura 53: schema generale dell'impianto con input e output dei vari sottosistemi (tratteggi in blu: 1 = forno-caldaia alta e bassa temperatura, 2 = ciclo ORC, 3 = aerotermi, 4 = teleriscaldamento).

GRUPPO FORNO-CALDAIA

Nella tabella 17 sono mostrati i consumi di combustibile nei diversi mesi (in termini di portata media oraria ($\dot{m}_{comb}$) e tonnellate mensilmente bruciate (M_{comb}), e la potenza prodotta al focolare, calcolata conoscendo il potere calorifico inferiore medio del cippato. Poiché non è possibile misurare in continuo la densità, la composizione e l'umidità di ciò che entra in camera di combustione è stato stimato un valore annuale medio per il PCI. Un valore ritenuto ragionevole è 10,45 MJ/kg (ottenuto con la formula [7] del capitolo 3 per cippato costituito prevalentemente di latifoglie e contenuto idrico medio del 40%). In questo primo approccio, la misura della portata massica di combustibile è stata ridotta dell'11%, secondo quanto osservato nel capitolo precedente riguardo al funzionamento dello strumento di misurazione. I valori riportati nelle celle dell'ultima riga della tabella sono la media (per portate, potenze o rendimenti) o la somma (per masse ed energie) dei valori delle rispettive colonne.

Tabella 17: parametri principali del gruppo forno-caldaia nei mesi monitorati.

Mese	$\dot{m}_{comb}$ (kg/h)	M_{comb} (ton)	$\dot{m}_{aria}$ (kg/h)	P_{comb} (kW)	E_{comb} (MWh)	P_{olio} (kW)	E_{olio} (MWh)	η_{fc}
Febbraio	2001	1291	13384	5807	3745	4890	3154	**0,86**
Marzo	2031	1497	11922	5893	4343	4855	3578	0,84
Aprile[14]	2124	1022	15613	6164	2965	4853	2334	0,81
Maggio	2161	1545	19255	6269	4482	4803	3434	0,79
Giugno[15]	2246	1013	12931	6517	2939	4831	2179	0,76
Luglio	2382	**1684**	12139	6910	4885	4821	3409	0,72
Agosto[16]	2363	1406	11585	6857	4080	4624	2751	0,69
Settembre	2095	1502	12811	6079	4359	4889	3506	0,83
Ottobre	1878	1380	8621	5448	4004	4320	3175	0,81
Novembre	1957	1397	10241	5677	4053	**4929**	**3519**	0,89
Dicembre	1923	1385	11727	5579	4017	4540	3269	0,82
Gennaio	1901	1397	9197	5516	4054	4602	3382	0,83
TOT/MEDIA	**2089**	**16519**	**12748**	**5897**	**42363**	**4760**	**34308**	**0,81**

La potenza associata al combustibile (P_{comb}) è stata ottenuta nel seguente modo:

$$P_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \tag{20}$$

Dai dati di potenza media mensile, conoscendo le ore di funzionamento (t_f), sono state ricavate per ogni mese *i*, l'energia totale al focolare (E_{comb}) e quella acquisita dall'olio diatermico nello scambio termico in caldaia (E_{olio}):

$$E_{comb,i} = P_{comb,i} \cdot t_f \tag{21}$$

$$E_{olio,i} = P_{olio,i} \cdot t_f \tag{22}$$

Il rendimento termico utile del componente forno-caldaia (η_{fc}) è stato calcolato come:

$$\eta_{fc,i} = \frac{E_{olio,i}}{E_{comb,i}} = \frac{P_{olio,i}}{P_{comb,i}} \tag{23}$$

[14] Poiché il funzionamento nel mese non è stato continuo, per non escludere tutto il mese dall'analisi, la media è stata calcolata facendo riferimento ai soli giorni in cui l'impianto ha lavorato regolarmente.
[15] Vedi 10.
[16] Vedi 10.

Per quanto riguarda la portata di aria comburente, essa è stata ricavata dal bilancio di massa applicato al volume di controllo che racchiude il forno e la caldaia (volume di controllo "1" della figura 53). L'equazione utilizzata è perciò quella della conservazione della massa:

$$\dot{m}_{comb,i} + \dot{m}_{aria,i} + \cancel{\dot{m}_{ric,i}} = \dot{m}_{fumi,i} + \dot{m}_{ceneri,i} + \cancel{\dot{m}_{ric,i}} \tag{24}$$

Dove: $\dot{m}_{comb,i}$, $\dot{m}_{aria,i}$, $\dot{m}_{fumi,i}$, $\dot{m}_{ceneri,i}$, $\dot{m}_{ric,i}$ sono rispettivamente le portate in massa di combustibile, aria comburente, fumi al camino, ceneri e quota di fumi ricircolata nel mese iesimo. La portata in massa dei fumi è stata ottenuta dalla portata volumetrica ipotizzando una densità media come spiegato più avanti nel paragrafo dedicato alle emissioni. La portata di ceneri, pari a circa l'1 % della massa in ingresso, risulta trascurabile rispetto agli altri termini, quindi, semplificando l'espressione precedente, la portata di aria immessa in camera di combustione si ottiene come:

$$\dot{m}_{aria,i} = \dot{m}_{fumi,i} - \dot{m}_{comb,i} \tag{25}$$

Il mese in cui si è consumato più combustibile sembrerebbe essere stato luglio con 1684 ton di materiale bruciato. Sempre in questo mese si registra la più alta potenza al focolare pari a 6,91 MW, unita però ad un rendimento termico pari al 72%, un valore particolarmente basso per gli standard di queste macchine. Per quanto riguarda la caldaia la più alta potenza associata all'olio diatermico è quella di novembre, che ammonta a 4,93 MW. Il consumo annuo è di circa 16519 ton di biomassa legnosa. I grafici seguenti illustrano rispettivamente gli andamenti della portata oraria e della massa consumata (figura 54), delle potenze termiche (figura 55), e del rendimento del gruppo forno-caldaia (figura 56) nei diversi mesi del periodo monitorato.

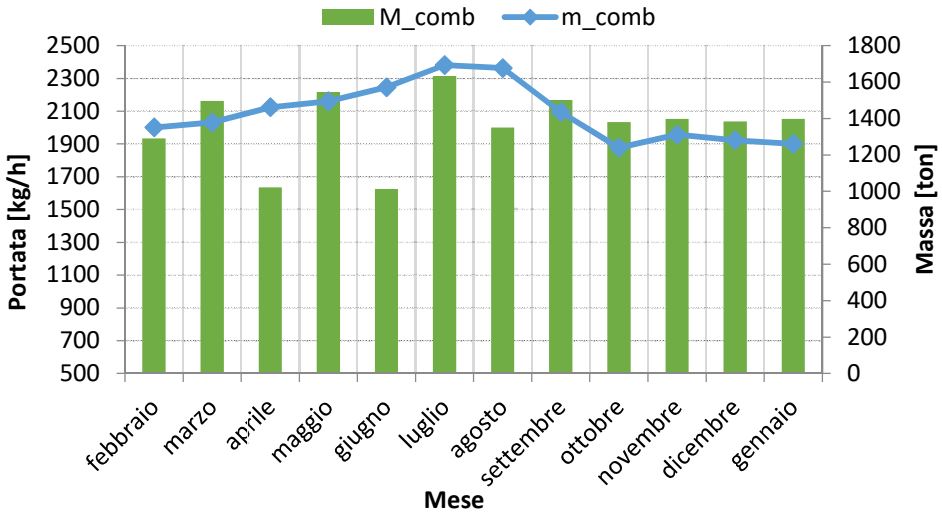


Figura 54: portata oraria di combustibile e massa totale consumata nei mesi monitorati.

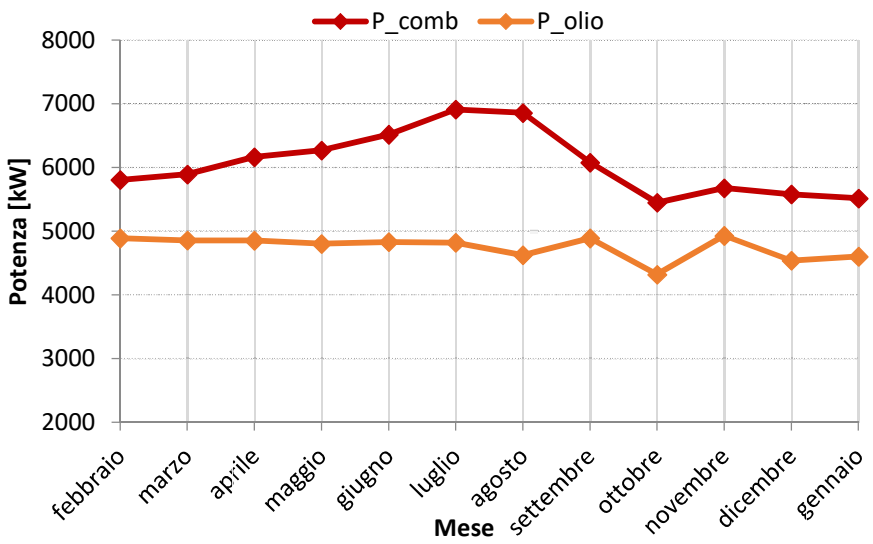


Figura 55: potenza al focolare e potenza dell'olio diatermico nei mesi monitorati.

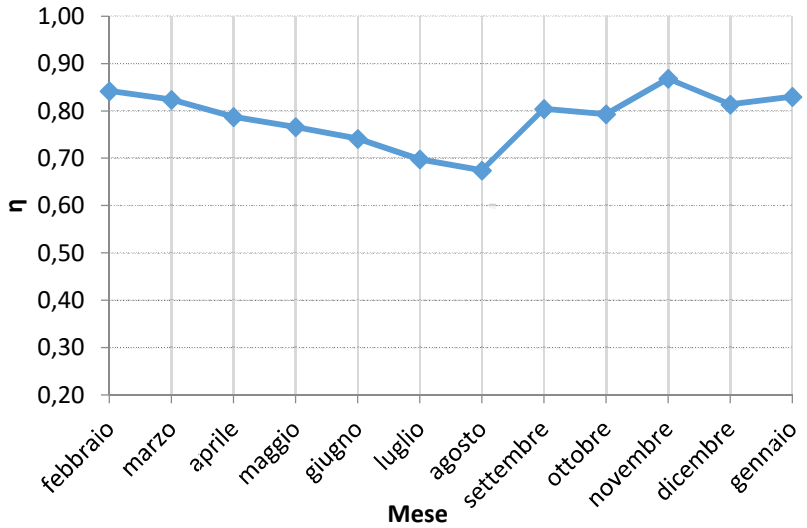


Figura 56: rendimento del gruppo forno-caldaia nei mesi monitorati.

I risultati appena mostrati non sono affatto convincenti e non sembrano del tutto verosimili. In particolare il risultato relativo al rendimento del componente analizzato nei mesi estivi è assurdo, non si spiega infatti perché si registri un crollo di efficienza così importante (20 punti percentuali tra novembre e agosto). Tali risultati sono sicuramente affetti da una notevole incertezza determinata dalla natura variabile del combustibile e delle sue caratteristiche, ma anche dall'esigenza di correggere i valori forniti dallo strumento di misura della portata in ingresso. Nel prossimo paragrafo vengono presentate delle opportune ipotesi correttive al fine di avere una rappresentazione più fedele della realtà e si effettuano nuovamente i calcoli svolti fino a questo punto. Una volta trovati risultati più attendibili vengono svolte ulteriori analisi, come la stima delle dispersioni termiche del componente.

GRUPPO FORNO-CALDAIA (IPOTESI CORRETTIVE)

Ragionando a ritroso, l'andamento poco convincente del rendimento in figura 56 deriva dal fatto che a fronte di una potenza ceduta all'olio diatermico pressoché costante si ha una potenza in ingresso che aumenta sensibilmente nei mesi estivi. Occorre inoltre notare che, per l'analisi così com'è stata svolta, la curva della potenza in ingresso al focolare (P_{comb}) ha lo stesso andamento della portata in ingresso (figure 54 e 55). Ciò è dovuto al fatto che, non essendo misurabile in continuo, il potere calorifico è stato assunto costante. Partendo quindi dal presupposto che ragionevolmente il rendimento del componente forno-caldaia non possa subire variazioni così grandi nel corso dell'anno, la criticità sta nel fatto che la precedente analisi sovrastima la potenza in ingresso al focolare in determinati mesi (cioè sovrastima il denominatore nella formula 23). Le cause di questo errore possono essere essenzialmente due:

- Portata (m_{comb}) troppo alta nei mesi estivi
- Potere calorifico (PCI) troppo alto nei mesi estivi

Nel primo caso si avrebbe un errore dovuto al sistema di misurazione della portata, nel secondo caso invece sarebbe sbagliata l'ipotesi iniziale di PCI costante. Per comprendere la realtà dei fatti occorre ragionare sul combustibile utilizzato. Tornando alla tabella 14 (capitolo 5.2.2) riguardante l'approvvigionamento della centrale, si può affermare che il materiale bruciato nei mesi invernali è costituito soprattutto da biomassa di origine forestale ($PCI \approx 2{,}95 \frac{kWh}{kg}$), mentre quello consumato man mano che si va verso i mesi estivi è costituito sempre più da cippato di pioppo ($PCI \approx 2{,}50 \frac{kWh}{kg}$). Il combustibile consumato a luglio o agosto avrà quindi, a parità di contenuto idrico, minore contenuto energetico di quello di gennaio o febbraio e si spiega così il maggiore consumo estivo per avere uguale energia all'olio diatermico. Occorre quindi correggere il valore di PCI, che non ha senso assumere costante per tutto l'anno.

Oltre a questa prima osservazione se ne può fare un'altra riguardante lo strumento di misura. Come già spiegato, esso calcola il valore della portata volumica sulla base della velocità di rotazione del sistema di carico ed esiste un certo margine di errore legato per esempio alla presenza di vuoti in base alla granulometria dei pezzi, oppure allo slittamento dei nastri trasportatori. Questo errore, come visto precedentemente, è stato conteggiato riducendo dell'11% la misura fornita dallo strumento. Successivamente, nel passaggio da portata volumica a massica, lo strumento utilizza un valore di peso specifico medio che è predefinito (pari a 250 $\frac{kg}{m^3}$). Il peso specifico reale del cippato dipende dalle specie che lo compongono e dal grado di umidità

(che al momento di utilizzo si suppone sia il 40% più una certa oscillazione in base all'umidità relativa dell'aria esterna). Solitamente in inverno si ha cippato di origine forestale (con molto castagno, strobus e faggio) e un contenuto di umidità abbastanza limitato. In estate invece il cippato è di pioppo (quindi più leggero), ma con grado di umidità leggermente più alto per via del clima più umido (supponendo lo stesso grado di stagionatura). Il 2017 è però stato un anno eccezionalmente secco e di conseguenza si è registrato un andamento costante dell'umidità relativa esterna (si veda la tabella 12 in 5.1.2). Si può quindi ipotizzare la stessa umidità del cippato per tutto il periodo monitorato e quindi un minore peso specifico d'estate. Di conseguenza, è lecito aspettarsi che il valore di portata massica fornito dallo strumento di misura in quei mesi sia maggiore rispetto alla realtà. Quindi:

- **Correzione 1**: la prima correzione consiste nell'assumere un potere calorifico variabile in funzione della diversa "qualità" del cippato nei vari mesi. La tabella 18 riporta i nuovi valori di PCI utilizzati per il ricalcolo delle prestazioni del gruppo forno-caldaia.

Tabella 18: correzione del potere calorifico in base alla tipologia prevalente di cippato nei vari mesi.

PCI costante analisi precedente		2,90	kWh/kg
PCI corretto nuova analisi	Gennaio	2,90	kWh/kg
	Febbraio	2,90	kWh/kg
	Marzo	2,90	kWh/kg
	Aprile	2,76	kWh/kg
	Maggio	2,76	kWh/kg
	Giugno	2,67	kWh/kg
	Luglio	2,52	kWh/kg
	Agosto	2,52	kWh/kg
	Settembre	2,76	kWh/kg
	Ottobre	2,76	kWh/kg
	Novembre	2,90	kWh/kg
	Dicembre	2,90	kWh/kg

- **Correzione 2:** la seconda correzione consiste nel mantenere per tutti i mesi la correzione dell'11% della portata misurata e ridurre di un ulteriore 5% il valore dei mesi di luglio e agosto, quando cioè il cippato consumato è costituito in larga parte da pioppo.

Utilizzando le stesse formule della prima analisi con queste correzioni, si ottengono i nuovi andamenti di portata, potenza ed energia del combustibile in ingresso al forno (figura 57), ed infine il nuovo andamento del rendimento termico del componente (figura 58). Come si può notare, la portata estiva entrante in camera di combustione è maggiore di quella del resto dell'anno, ma ad essa non corrisponde una maggiore potenza al focolare, infatti quest'ultima è funzione sia della portata corretta sia del potere calorifico, che non è più assunto costante.

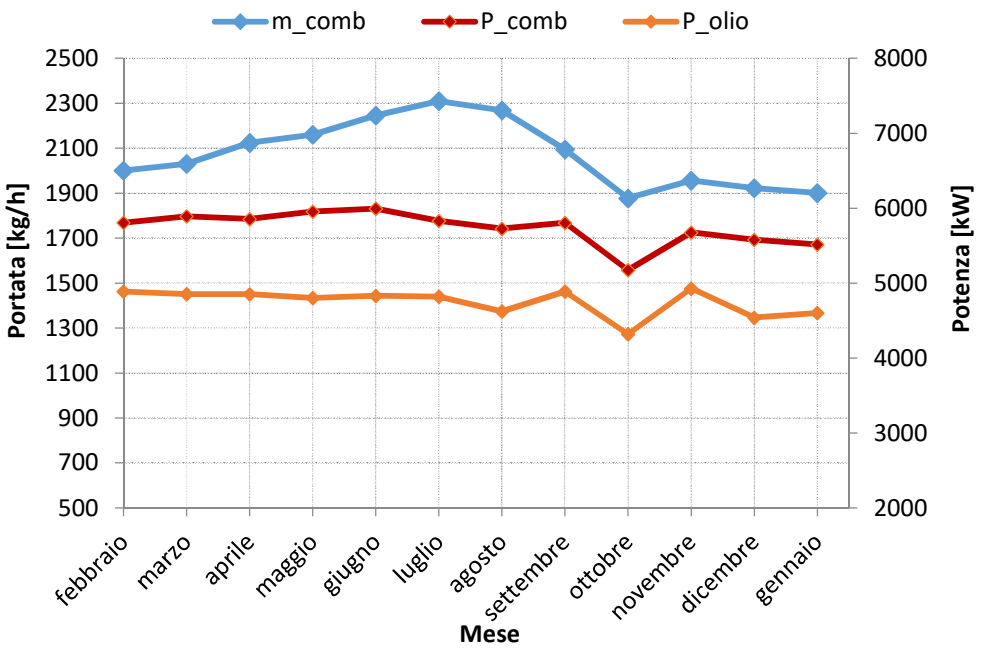


Figura 57: portata di combustibile, potenza in ingresso al forno e potenza dell'olio diatermico dopo la correzione dei parametri.

La tabella 19 riporta i risultati della nuova analisi di monitoraggio del gruppo forno-caldaia.

Tabella 19: parametri principali del gruppo forno-caldaia nei mesi monitorati.

Mese	m_{comb} (kg/h)	M_{comb} (ton)	m_{aria} (kg/h)	P_{comb} (kW)	E_{comb} (MWh)	P_{olio} (kW)	E_{olio} (MWh)	η_{fc}
Febbraio	2001	1291	13384	5807	3745	4890	3154	0,84
Marzo	2031	1497	11922	5893	4343	4855	3578	0,82
Aprile[17]	2124	1022	15613	5856	2817	4853	2334	0,83
Maggio	2161	1545	19255	5956	4258	4803	3434	0,81
Giugno[18]	2246	1013	12931	5996	2704	4831	2179	0,81
Luglio	2310	**1633**	12210	5831	4123	4821	3409	0,83
Agosto[19]	2269	1350	11680	5727	3408	4624	2751	0,81
Settembre	2095	1502	12811	5805	4162	4889	3506	0,84
Ottobre	1878	1380	8621	5175	3804	4320	3175	0,83
Novembre	1957	1397	10241	5677	4053	4929	3519	0,87
Dicembre	1923	1385	11727	5579	4017	4540	3269	0,81
Gennaio	1901	1397	9197	5516	4054	4602	3382	0,83
TOT/MEDIA	**2075**	**16412**	**12748**	**5735**	**47618**	**4746**	**37609**	**0,83**

[17] Poiché il funzionamento nel mese non è stato continuo, per non escludere tutto il mese dall'analisi, la media è stata calcolata facendo riferimento ai soli giorni in cui l'impianto ha lavorato regolarmente.
[18] Vedi 9.
[19] Vedi 9.

Il nuovo rendimento del componente forno-caldaia, mostrato nella figura seguente, appare maggiormente costante e non presenta più il calo anomalo nel periodo estivo sia perché è stato assunto un PCI più realistico per ogni mese, sia perché è stata corretta la misura della portata.

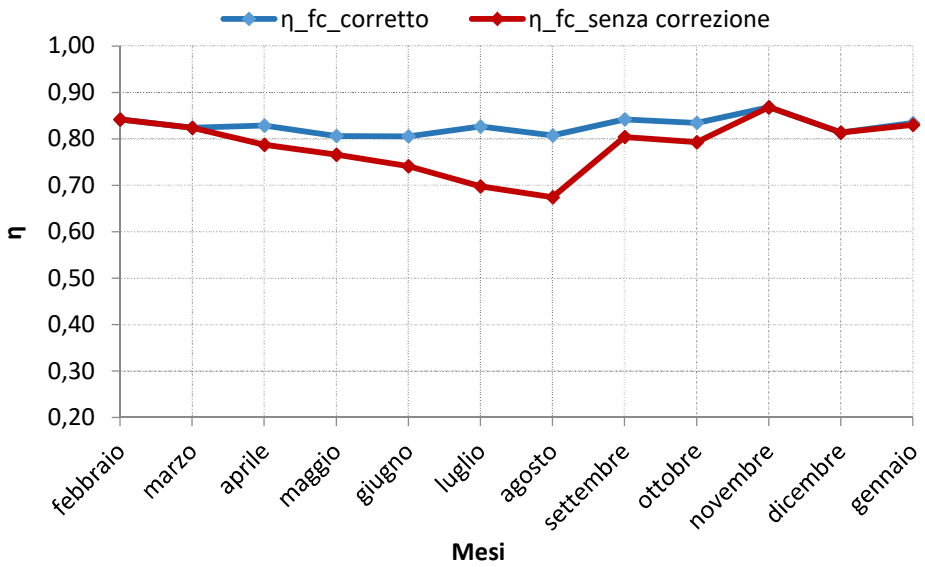


Figura 58: confronto tra il rendimento calcolato in prima analisi e quello ottenuto dopo la correzione dei parametri.

Visto che rispetto a quelli ottenuti in prima battuta i valori ottenuti con le ipotesi correttive appaiono decisamente più attendibili, nel resto della trattazione si farà riferimento a questi ultimi.

Il rendimento termico trovato varia tra poco meno di 0,80 e quasi 0,87 a seconda che ci siano più o meno dispersioni termiche. Il grafico seguente mostra il confronto tra il rendimento del forno-caldaia e le perdite al camino (Il calcolo dettagliato della potenza persa al camino è illustrato più avanti, nel paragrafo legato al monitoraggio delle emissioni).

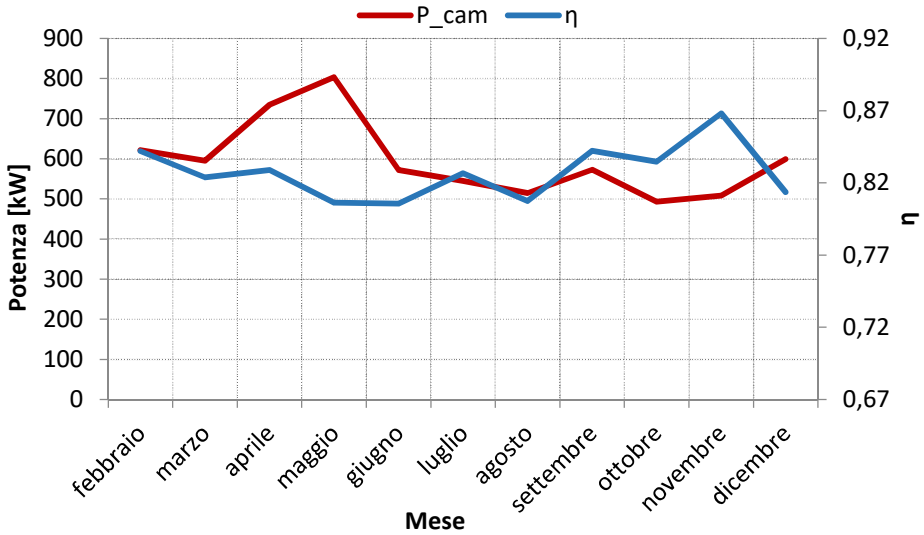


Figura 59: confronto tra perdite al camino e rendimento del gruppo forno-caldaia.

Come si vede in figura, a sensibili aumenti (o diminuzioni) di potenza persa al camino corrispondono solitamente diminuzioni (o aumenti) di rendimento termico. Si vede anche, però, che tale dipendenza non basta a spiegare l'andamento della curva di rendimento. Concorrono, infatti, molti altri fattori di perdita più difficili da quantificare.

Si vanno ora a determinare la dispersione termica per radiazione. Come mostrato nello schema impianto in figura 53, il bilancio energetico del componente include anche altri termini oltre a quelli fino ad ora citati. Essi sono: la potenza entrante associata all'aria preriscaldata (P_{aria}), la potenza legata ai fumi ricircolati in camera di combustione (pari al 14% della potenza persa al camino, cioè $P_{rec} \cong$ 83 kW), la potenza rimossa dal sistema di raffreddamento della griglia ($P_{cooling}$), le potenze disperse per radiazione dall'involucro del forno e dal circuito dell'olio diatermico (rispettivamente $P_{loss,cc}$ e $P_{loss,olio}$). Ipotizzando che la potenza rimossa dalla griglia sia pari a quella utilizzata per il preriscaldamento dell'aria comburente[20], è possibile determinare a quanto ammonta la somma delle dispersioni per radiazione:

$$P_{loss,cc} + P_{loss,olio} + \cancel{P_{cooling}} = P_{comb} + P_{rec} + \cancel{P_{aria}} - P_{olio} - P_{fumi_out} \tag{26}$$

Sostituendo i valori numerici dei vari termini che compaiono a destra dell'uguale (valori medi del periodo monitorato), si ottiene:

$$P_{loss,cc} + P_{loss,olio} = P_{loss_forno-caldaia} = \mathbf{492\ kW}$$

Nel sottosistema forno-caldaia si ha quindi una dispersione per radiazione pari all' **8,3%.**

<u>GRUPPO ORC</u>

Considerando il sottosistema comprendente il gruppo ORC (volume di controllo 2 in figura 53), i prodotti utili per il sistema cogenerativo sono l'energia elettrica generata dalla turbina e l'energia termica ottenuta al condensatore, mentre l'energia "spesa" è costituita dall'energia termica che l'olio diatermico fornisce all'olio siliconico nell'economizzatore e nell'evaporatore. Gli altri termini che compaiono nel bilancio energetico del componente sono l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari e le dispersioni termiche a livello dello scambiatore olio diatermico – olio siliconico e nel resto del gruppo ORC. La tabella 20 mostra i valori medi mensili di potenza elettrica lorda ($P_{el,l}$), potenza elettrica netta ($P_{el,n}$), potenza termica estratta dal condensatore (P_{cond}), rendimenti elettrico ($\eta_{el,ORC}$) e globale del componente ($\eta_{tot,ORC}$). La potenza netta si ottiene sommando alla potenza lorda il termine negativo relativo al consumo dei componenti ausiliari (P_{aux}):

[20] La potenza spesa per il pre-riscaldamento dell'aria comburente e che rientra in camera di combustione con essa è calcolabile come: $P_{aria} = m_a \cdot c_a \cdot (T_{in\ cc} - T_{amb}) = 12748 \frac{kg}{h} \cdot \frac{1}{3600} \frac{h}{s} \cdot 1{,}005 \frac{kJ}{kg \cdot °C} (51{,}5 - 12)°C = 141\ kW$.

$$P_{el,n} = P_{el,l} - P_{aux} \tag{27}$$

I valori di energia corrispondenti sono calcolabili in base alle ore di funzionamento, mentre i rendimenti sono così definiti:

$$\eta_{el,ORC} = \frac{E_{el,\,n}}{E_{olio}} \tag{28}$$

$$\eta_{tot,ORC} = \frac{E_{el,\,n} + E_{cond}}{E_{olio}} \tag{29}$$

Tabella 20: parametri principali del gruppo ORC nei mesi monitorati.

Mese	$P_{el,l}$ (kW)	$P_{el,n}$ (kW)	$E_{el,n}$ (kWh)	P_{cond} (kW)	E_{cond} (kWh)	$\eta_{el,ORC}$ (kW)	$\eta_{tot,ORC}$ (kW)
Febbraio	979	936	604	3781	2438	0,191	0,96
Marzo	977,8	939	692	3747	2761	0,193	0,97
Aprile	970,7	932	448	3753	1805	0,192	0,97
Maggio	954,7	917	656	3718	2658	0,191	0,97
Giugno	966,3	926	418	3735	1684	0,192	0,96
Luglio	951,4	913	645	3740	2644	0,189	0,97
Agosto	882,4	846	503	3612	2149	0,183	0,96
Settembre	974,1	935	670	3785	2714	0,191	0,97
Ottobre	845	811	596	3345	2458	0,188	0,96
Novembre	974,2	934	667	3825	2731	0,190	0,97
Dicembre	925,6	886	638	3485	2509	0,195	0,96
Gennaio	928	893	656	3544	2605	0,193	0,96
TOT/MEDIA	**946**	**904**	**594**	**3672**	**29157**	**0,191**	**0,96**

Il grafico in figura 60 mostra l'andamento della potenza elettrica lorda erogata nel periodo monitorato.

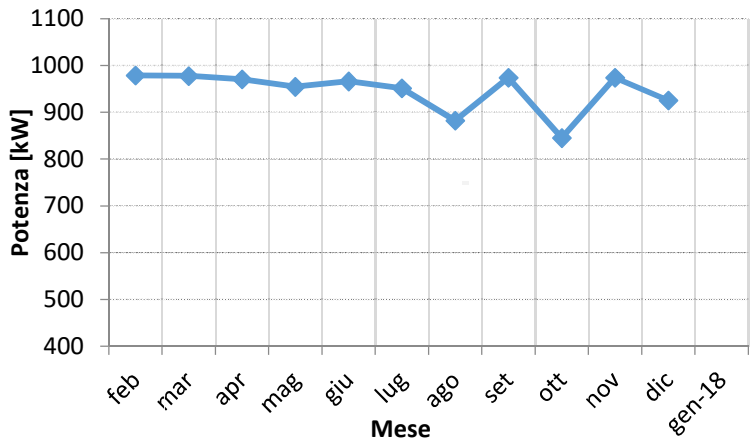


Figura 60: potenza elettrica erogata nei vari mesi monitorati.

Se si esclude il mese di agosto, il cui il valore inferiore alla media è dovuto al fatto che il

funzionamento è stato transitorio, si vede come la produzione elettrica sia abbastanza costante e generalmente di qualche decina di kW inferiore al valore nominale di 999 kW. Solo a ottobre l'impianto ha sofferto di un calo prestazionale, producendo in media soltanto 845 kW, a causa di alcuni problemi tecnici per cui si è fatto funzionare l'impianto al 75% del carico nominale. Nei mesi successivi la produzione è tornata ai valori standard. La stessa situazione traspare considerando il rendimento elettrico netto riportato in figura 61. Si è deciso di non si riportare il dato di agosto per via del funzionamento transitorio durante quel mese.

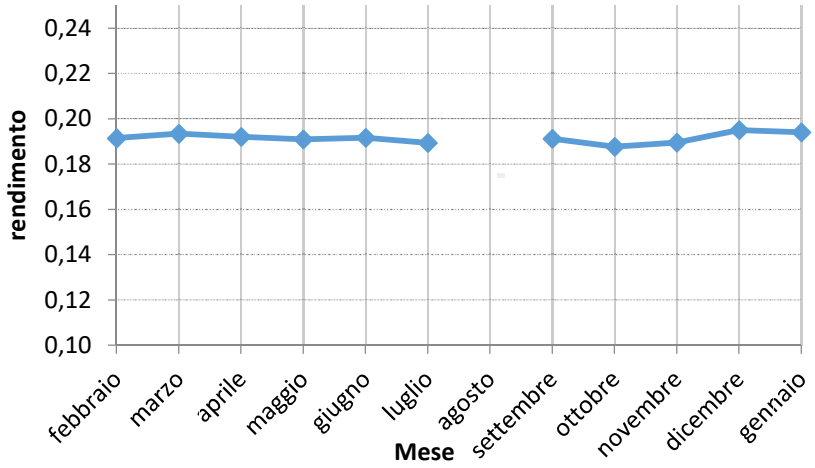


Figura 61: rendimento elettrico netto del gruppo ORC nei mesi monitorati.

La curva di rendimento ha il suo minimo ad ottobre perché per due settimane l'impianto ha funzionato a carico parziale, come già spiegato precedentemente. Negli altri periodi l'andamento non si discosta molto dal valore medio di 19,1 %. Considerando l'andamento dell'energia utile erogata dall'impianto, figura 62, si vede che, ad eccezione del mese di ottobre, l'energia elettrica erogata è dipendente per lo più dalle ore di funzionamento della turbina. Questo perché, come visto prima, la potenza media erogata è praticamente costante.

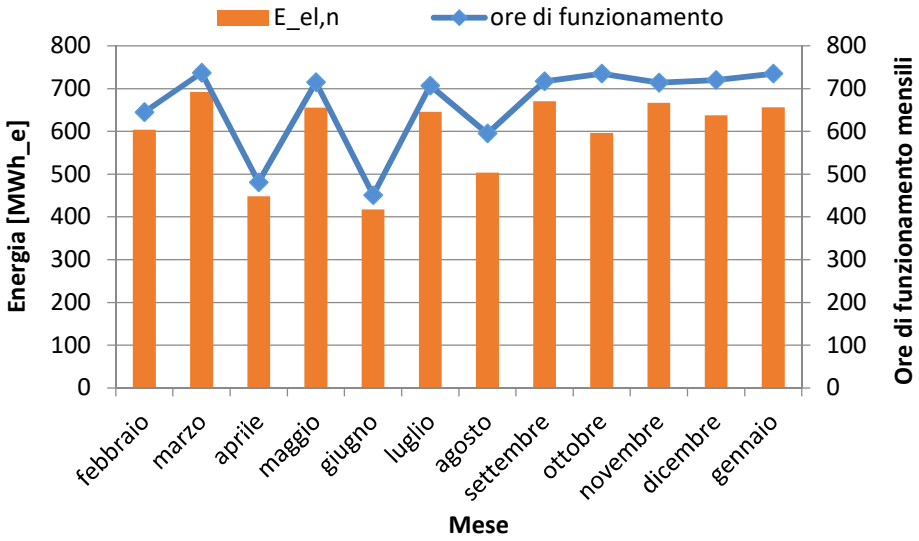


Figura 62: energia elettrica utile prodota e ore di funzionamento nei vari mesi monitorati.

EMISSIONI AL CAMINO

I dati riguardanti le emissioni nel periodo di monitoraggio sono raccolti in tabella 21. La portata dei fumi secchi al camino è misurata in Nm^3/h, è stato quindi calcolato il peso specifico medio dei fumi al fine di ricavare la portata in massa espressa in kg/h. Assumendo la seguente composizione volumetrica dei gas combusti: 9,7% di O_2; 78,4% di N_2, 10% di CO_2, 1,1% di CO e 0,8% di Ar; si ottiene un peso specifico dei fumi pari a 1,2548 kg/Nm^3. In seguito, conoscendo la portata massica dei fumi, è stata calcolata la potenza termica persa al camino (P_{fumi_out}) con la seguente formula:

$$P_{fumi_out} = \frac{\dot{m}_{fumi} \cdot c_f \cdot (T_f - T_{amb})}{3600} \qquad (30)$$

Dove: $\dot{m}_{fumi}$ è la portata massica dei fumi (in kg/h); c_f è il calore specifico dei fumi (assunto pari a 1,1 kJ/(kg·K)); T_f e T_{amb} indicano rispettivamente la temperatura dei fumi allo sbocco e la temperatura ambiente (in °C o K).

Tabella 21: parametri principali relativi ai fumi emessi nei mesi monitorati.

Mese	CO [mg/Nm³]	NO_x [mg/Nm³]	O_2 [%]	T_{fumi} [°C]	G_{fumi} [Nm³/h]	m_{fumi} [kg/h]	P_{fumi_out} [kW]
Febbraio	8,0	142,4	10,4	139,3	12260,6	15385	622
Marzo	9,0	123,0	10,3	149,9	11119,9	13953	596
Aprile	10,0	126,4	10,3	147,6	14135,9	17738	735
Maggio	21,7	128,6	9,9	139,1	17066,9	21416	804
Giugno	11,6	128,7	9,2	145,2	12095,6	15178	572
Luglio	7,1	137,6	9,4	145,6	11571,7	14520	545
Agosto	14,9	131,1	9,2	143,3	11116,2	13949	514
Settembre	14,7	127,1	9	142,0	11879,2	14906	573
Ottobre	14,0	125,1	9,7	166,6	8366,7	10499	493
Novembre	2,3	139,7	9,1	142,0	9721	12198	508
Dicembre	12,3	128,3	9,6	144,0	10879	13650	599
Gennaio	19,3	125,9	10,1	149	11098	13926	625
MEDIA	**11,4**	**130,7**	**9,7**	**146**	**11837**	**14854**	**596**

Come si vede la temperatura media dei fumi allo sbocco è di circa 146°C. Considerando che in media essi escono dalla camera di combustione ad una temperatura di circa 950°C, durante il passaggio nei successivi componenti, i fumi subiscono complessivamente un raffreddamento pari a circa 800 °C. In figura 63 sono riportati l'andamento della portata dei fumi nei mesi monitorati e

la relativa potenza persa al camino.

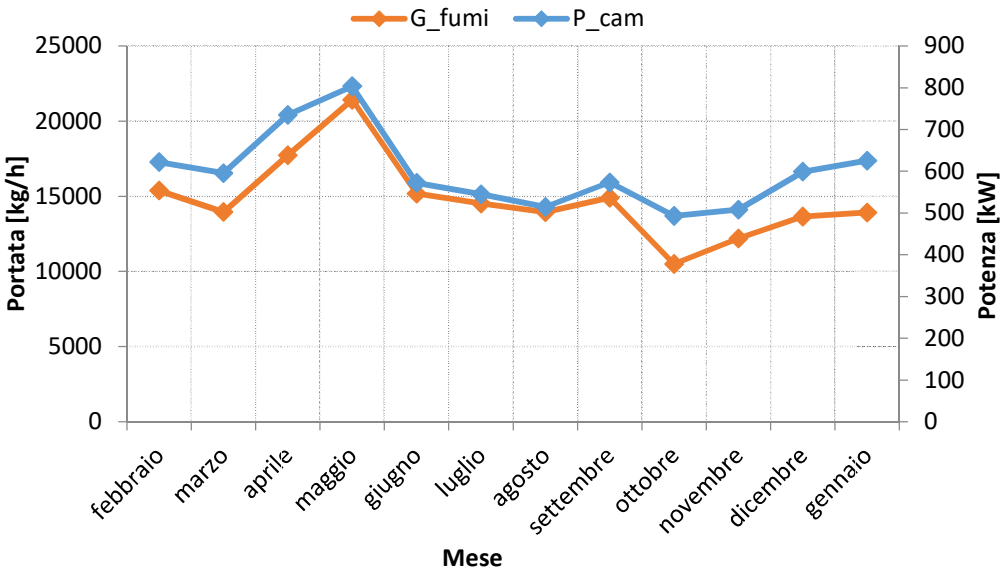


Figura 63: portata dei fumi e potenza persa al camino nei mesi monitorati.

In accordo con la [formula 30] la potenza persa al camino dipende sia dalla temperatura di rilascio che dalla portata, ma, come dimostra il grafico, è soprattutto quest'ultima che ne determina l'andamento. In generale è bene che la temperatura di uscita dei fumi sia più bassa possibile, infatti, se troppo alta potrebbe indicare un funzionamento non ottimale dell'impianto. Consideriamo a tal proposito il mese di dicembre 2017. Come si vede nel grafico in figura 64 nel periodo dal 7 al 14 dicembre la produzione elettrica e termica della centrale ha avuto un crollo temporaneo, parallelamente si è registrata una temperatura dei fumi in uscita più alta. Ciò indica che lo scambio termico olio-fumi in caldaia non è stato sufficientemente efficace e la potenza mancante al gruppo ORC la troviamo in forma di potenza dispersa al camino.

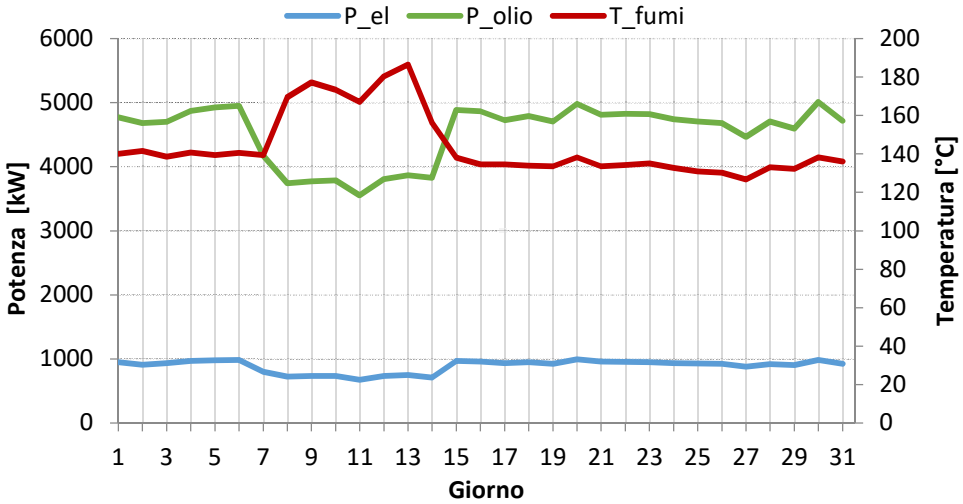


Figura 64: confronto tra potenza erogata e temperatura dei fumi nei giorni di dicembre.

In tabella 22 sono riassunti i valori limite di emissione in atmosfera di CO e di NO_x. Tali limiti si applicano solo nei periodi di funzionamento a regime dell'impianto, cioè fuori dai periodi di

avviamento, arresto e guasto dell'impianto.

Tabella 22: limiti emissivi secondo l'autorizzazione rilasciata dalla Provincia di Torino.

Tipo di sostanza inquinante	Limite di emissione [mg/Nm^3]
CO (orario)	200
CO (giornaliero)	100
NO_x (orario)	200
NO_x (giornaliero)	150

Talvolta, in caso di arresto dell'impianto o anomalie di funzionamento, può capitare che i limiti di legge vengano superati. In questi casi i gestori dell'impianto sono tenuti a informare la Provincia di Torino e l'ARPA entro le otto ore successive all'evento comunicando le ragioni tecniche e/o gestionali che ne hanno determinato l'insorgere, gli interventi occorrenti per la sua risoluzione e la relativa tempistica prevista. I grafici 65 e 66 riportano rispettivamente, per il mese di dicembre, gli andamenti di CO e NO_x rispetto al corrispondente limite giornaliero.

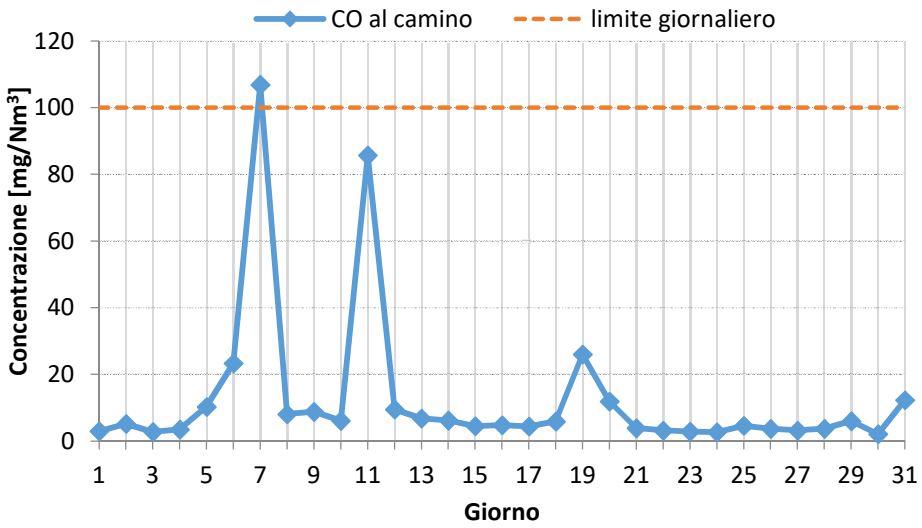


Figura 65: Concentrazione di CO al camino nei giorni di dicembre 2017.

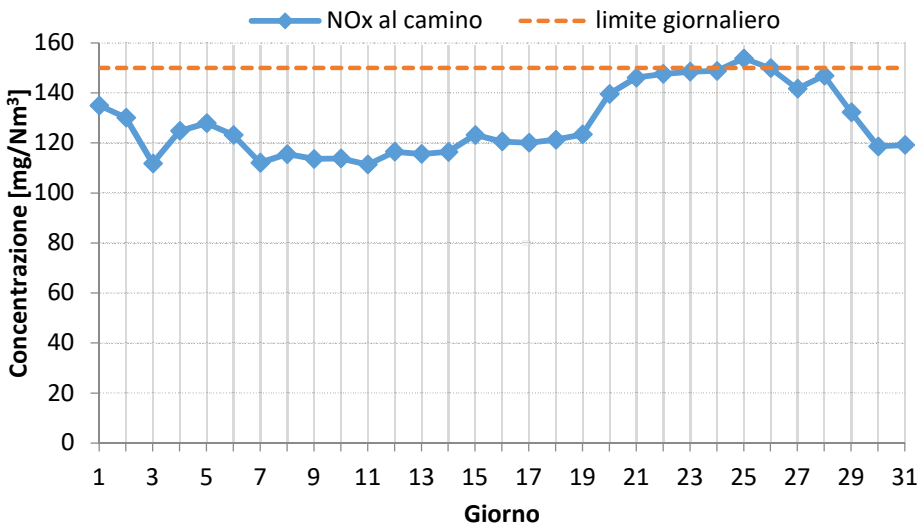


Figura 66: Concentrazione di NO_x al camino nei giorni di dicembre 2017.

L'analisi mostra che si è registrato un leggero superamento del limite riguardante il CO il giorno 7 dicembre (106,9 mg/Nm^3), mentre il limite riguardante gli NO_x è stato superato di poco il giorno 25 dicembre (153,8 mg/Nm^3).

Per interpretare l'andamento degli NO_x occorre tenere presenti i fattori che ne favoriscono la formazione, cioè la presenza di azoto nel combustibile (si parla in questo caso di "fuel NO_x") e le condizioni di combustione (si parla in questo caso di "thermal NO_x"). Il secondo fenomeno è il più rilevante e l'azoto coinvolto nelle reazioni è per lo più quello immesso tramite l'aria comburente. La formazione degli NO_x è favorita da temperature alte in camera di combustione. Questo perché alle basse temperature l'N_2 è inerte, ma se la temperatura sale esso si dissocia dando origine ad azoto atomico che è altamente reattivo con l'ossigeno. Considerando ancora il mese di dicembre, il grafico in figura 67 mostra come la temperatura in camera di combustione influisca sulla quantità di NOx che si generano.

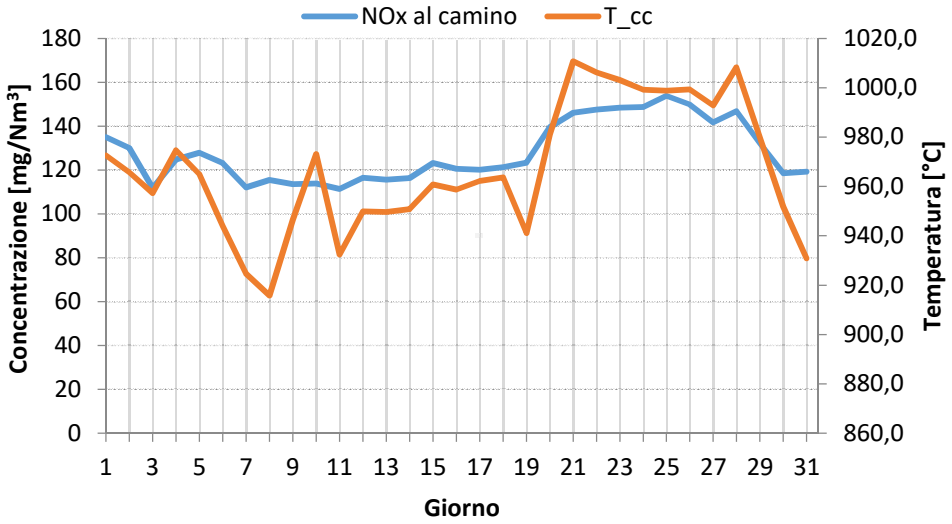


Figura 67: confronto tra emissioni di NO_x e temperatura di combustione nei giorni di dicembre 2017.

Inoltre, dalla figura 68, si può notare come i momenti in cui ho maggiori emissioni di NOx sono anche quelli in cui si registra un maggior utilizzo della pompa dell'urea (espresso tramite % di velocità). Ciò significa che, quando la T in camera di combustione aumenta fino anche a superare i 1000 °C, le emissioni rientrano nei limiti solo con un maggiore intervento del sistema SNCR.

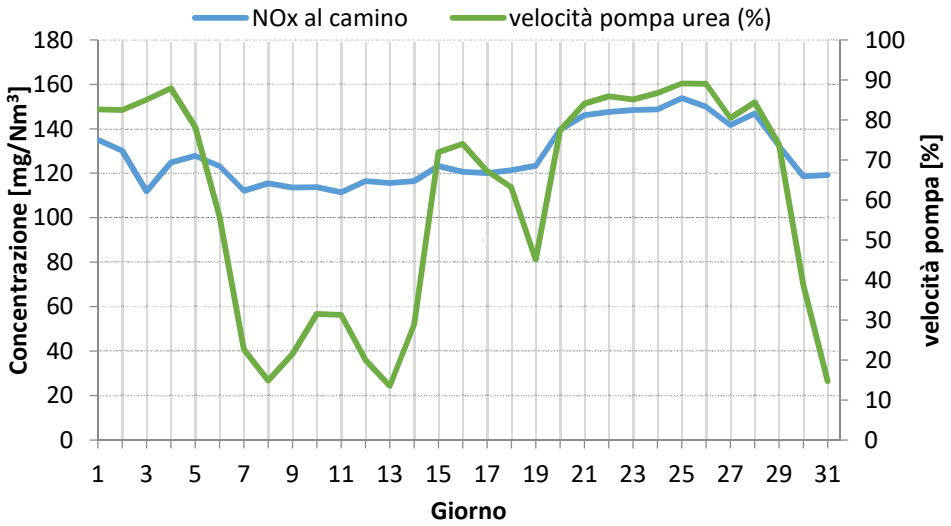


Figura 68: confronto tra emissioni di NO_x e utilizzo del sistema SNCR nei giorni di dicembre 2017.

Occorre infine notare che le condizioni che favoriscono la formazione degli NO_x sono opposte a quelle che favoriscono la formazione del monossido di carbonio. A tal proposito, sempre facendo riferimento al mese di dicembre, la figura 69 mostra la relazione che esiste tra la concentrazione di CO nei fumi e la temperatura in camera di combustione.

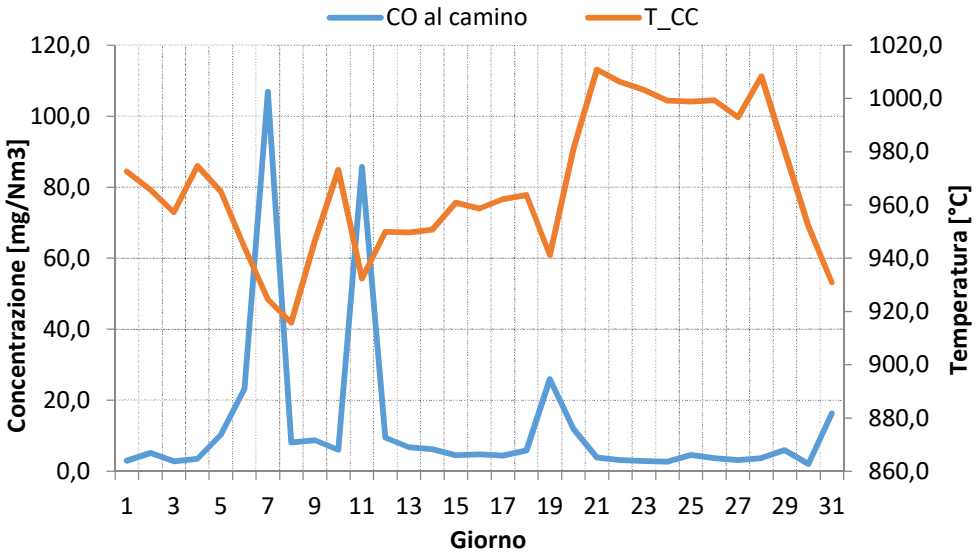


Figura 69: confronto tra emissioni di CO e temperatura di combustione durante dicembre 2017.

Come si vede, ogni volta che si verifica una sensibile diminuzione di temperatura in camera di combustione si ha un aumento della concentrazione di CO, sintomo di combustione non ottimale.

In conclusione, quindi, emerge che bisogna determinare nel forno delle condizioni che permettano di rispettare simultaneamente i limiti di emissione sia degli NO_x che di CO. Si deve, infatti, limitare la temperatura massima in camera di combustione e non avere un eccesso d'aria troppo elevato per contenere gli NO_x, ma dall'altra parte una combustione a temperature troppo basse o con un eccesso d'aria troppo limitato potrebbe determinare l'insorgenza di elevate concentrazioni di CO.

La temperatura media in camera di combustione nel periodo di monitoraggio è stata pari a 961°C, cioè una temperatura ideale per garantire la massima efficacia del sistema SNCR.

5.2.4 Risultati del monitoraggio del teleriscaldamento

MONITORAGGIO GENERALE DELLA RETE

Nel periodo monitorato l'impianto ha funzionato in assetto cogenerativo, ossia ha prodotto energia elettrica e parallelamente alimentato la rete di teleriscaldamento. Nella tabella 23 sono indicate la potenza e l'energia cedute dall'impianto alla rete di TLR nei mesi considerati. È riportata anche la potenza non indirizzata alla rete e inevitabilmente rigettata in ambiente tramite gli aerotermi.

Tabella 23: potenza ceduta alla rete e ai dry-cooler nei mesi monitorati.

mese	Potenza ceduta alla rete [kW]	Potenza dissipata ai dry cooler [kW]	Potenza termica alla rete [%]
Febbraio	416[21]	3122	12,1
Marzo	513	3234	13,7
Aprile	421	3332	11,2
Maggio	451	3267	12,1
Giugno	373	3362	10,0
Luglio	352	3387	9,4
Agosto	289	3322	8,0
Settembre	411	3374	10,9
Ottobre	472	2872	14,1
Novembre	611	3214	16,0
Dicembre	788	2710	22,2
Gennaio	687	2857	19,2
TOTALE/MEDIA	**462**	**3229**	**14,3**

Come si vede, ad oggi, la gran parte dell'energia termica viene dissipata dagli aerotermi. Nel periodo monitorato la potenza media ceduta alla rete è pari ad appena il 14% di quella disponibile. La situazione è mostrata chiaramente anche nel seguente diagramma (figura 70) in cui è raffigurata l'energia ceduta alla rete rispetto a quella prodotta. Lo scenario attuale raffigurato in figura, dal punto di vista energetico, è sicuramente inaccettabile perché mostra chiaramente quanta energia potenzialmente utile viene oggi totalmente sprecata. Solo il futuro ampliamento

[21] Il valore di febbraio è una media mensile, ma la rete ha funzionato in cogenerazione solo a partire dal 10/02.

della rete di TLR, magari con un aumento dell'utilizzo estivo grazie alla trigenerazione, può far sì che l'area rossa del grafico si riduca in favore di quella blu.

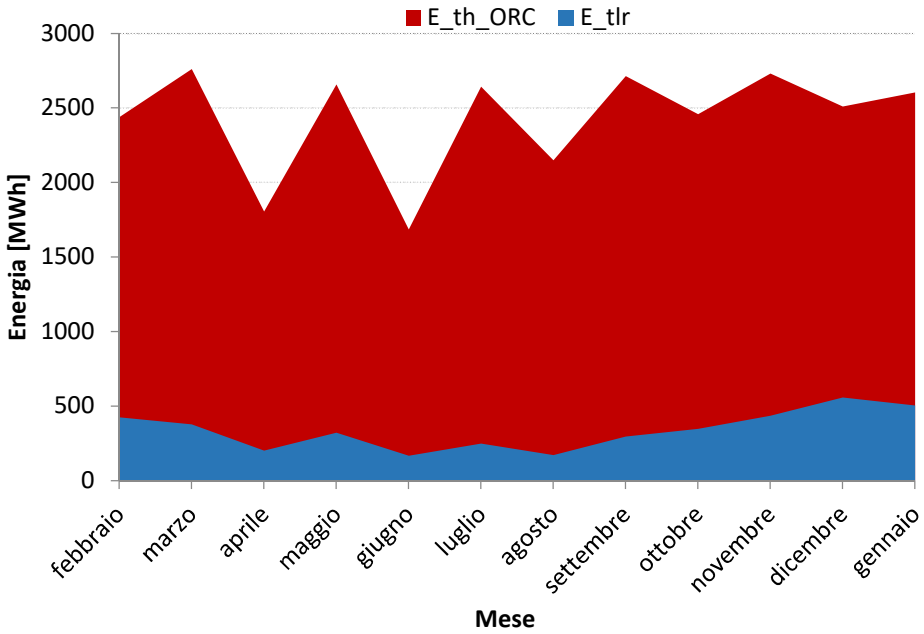


Figura 70: confronto tra energia ceduta alla rete ed energia estratta dal ciclo ORC.

Il variare dell'energia assorbita dalla rete di TLR che si nota nei vari mesi è dovuto a diversi motivi. I valori particolarmente bassi in aprile e agosto sono legati ai periodi di chiusura dello stabilimento della Caffarel, l'unica utenza allacciata in quel periodo. Negli altri mesi il fattore che influenza maggiormente il carico richiesto alla rete da parte delle utenze è la temperatura esterna, come risulta dalla figura 71. Si precisa che il valore su base mensile di febbraio è meno significativo perché nei primi giorni del mese non era attivo l'assetto cogenerativo, per questo quello riportato dal grafico è la media calcolata partendo da quando la rete ha cominciato a funzionare a regime.

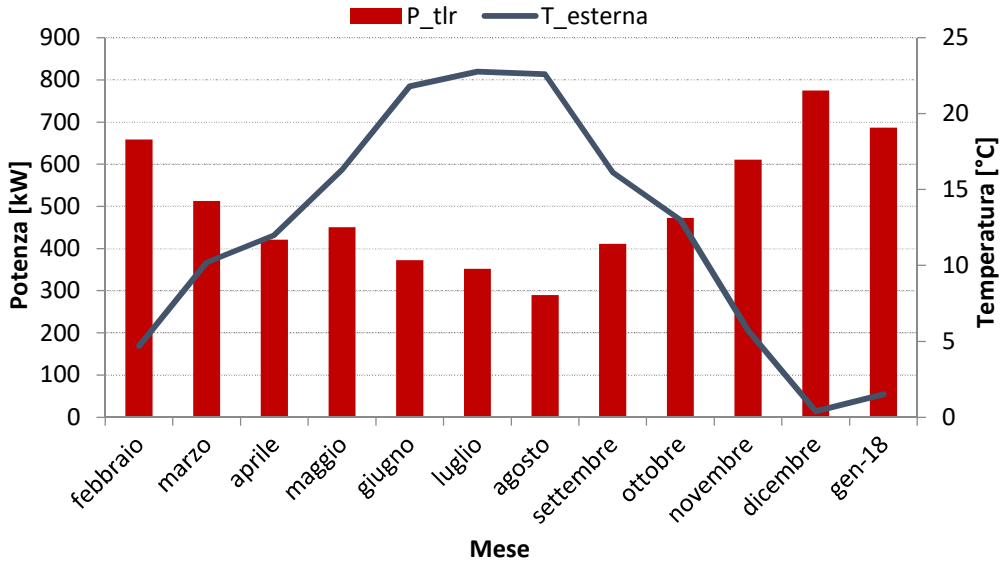


Figura 71: Potenza termica ceduta alla rete e temperatura esterna nei mesi monitorati.

Da febbraio a metà ottobre del 2017 la rete ha servito una sola utenza, ossia lo stabilimento dell'industria dolciaria Caffarel. Negli ultimi mesi sono state allacciate 2 utenze civili: un condominio e una attività commerciale. Il carico principale continua comunque ad essere costituito dall'utenza industriale, come chiaramente mostrato in tabella 24, dove sono riportati i consumi energetici misurati presso le sottostazioni delle utenze. Nei prossimi mesi saranno allacciate altre utenze, soprattutto quando entrerà in funzione la seconda linea del TLR. Sono previsti allacciamenti tali da garantire, nella stagione fredda, il completo esaurimento della potenza termica prodotta dall'impianto. Poiché gran parte delle utenze previste sono condomini residenziali, la richiesta futura sarà concentrata nei mesi invernali di riscaldamento e l'andamento rappresentato in figura 71 si modificherà di conseguenza, presentando una dipendenza dalla temperatura esterna molto più marcata di quella attuale. Ad oggi tale dipendenza esiste ed è visibile nel grafico, ma c'è comunque una discreta domanda anche nei mesi estivi dovuta al fatto che la Caffarel utilizza parte dell'energia termica prelevata anche per processi produttivi.

Tabella 24: energia termica richiesta nei vari mesi dalle utenze della rete di TLR.

Mese	Caffarel [kWh]	Condominio [kWh]	Altra utenza [kWh]	Totale utenze [MWh]
Febbraio	274189	-	-	274
Marzo	377751	-	-	378
Aprile	189400	-	-	189
Maggio	351600	-	-	352
Giugno	200700	-	-	201
Luglio	263600	-	-	264
Agosto	167000	-	-	167
Settembre	297590	-	-	298
Ottobre	339339	-	2200	341
Novembre	405987	10269	6067	422
Dicembre	534936	15869	9266	560
Gennaio	481220	15256	9358	506
TOTALE	**3989000**	**41394**	**26891**	**4058**

Durante il trasporto attraverso il fluido termovettore che scorre nel circuito primario della rete di TLR si possono avere delle perdite energetiche di due tipi: perdite di carico e perdite per dissipazione termica. Nei prossimi paragrafi sono quantificate queste dissipazioni energetiche.

DISSIPAZIONI TERMICHE

La potenza che viene dissipata durante il trasporto del calore dalla centrale termica all'utenza è la "perdita di rete". Questa potenza dispersa (P_{dis}), considerando un tubo di lunghezza L con fluido interno a temperatura interna T_i e temperatura esterna T_e, è ricavabile dalla formula:

$$P_{dis} = \frac{T_i - T_e}{\sum_{i=1}^{n} R_i} \cdot L \tag{31}$$

Al denominatore troviamo la sommatoria di tutte le resistenze termiche R (espresse in m·K/W) che riducono il passaggio di calore fra l'interno della condotta e l'ambiente esterno. Da questa formula è chiaro come le dissipazioni diminuiscono all'aumentare della coibentazione e aumentano all'aumentare della lunghezza della rete. La potenza dissipata è anche direttamente ottenibile come differenza tra i valori registrati dai contatori a monte e a valle della rete, se si dispone di entrambe le misure. Analogamente l'energia dissipata sarà la differenza tra il calore ceduto alla rete dalla centrale (E_{tlr}) e quello fornito all'utenza(E_{ut}). Dividendo il risultato per il calore ceduto alla rete, si ottiene invece la "perdita di rete relativa" ($P_{dis,R}$). Infine, il rendimento della rete sul tratto di mandata è inteso come rapporto tra l'energia ricevuta dall'utenza, divisa per l'energia ceduta alla rete dalla centrale. In formule:

$$\mathrm{E}_{dis} = \mathrm{E}_{\mathrm{tlr}} - \mathrm{E}_{\mathrm{ut}} \tag{32}$$

$$\mathrm{P}_{dis,\mathrm{R}} = \frac{\mathrm{E}_{\mathrm{tlr}} - \mathrm{E}_{\mathrm{ut}}}{\mathrm{E}_{\mathrm{tlr}}} \tag{33}$$

$$\eta_{rete} = \frac{\mathrm{E}_{\mathrm{ut}}}{\mathrm{E}_{\mathrm{tlr}}} \tag{34}$$

In tabella 25 si riportano i risultati relativi alla rete di Luserna San Giovanni. Il calcolo è stato effettuato sulla base dei dati di dicembre 2017. È stata fatta questa scelta perché in questo mese i dispositivi hanno registrato i dati in maniera corretta, senza rilevanti errori di lettura come in altri periodi. In alcuni casi, infatti, i sistemi di contabilizzazione a monte e a valle della rete danno risultati incongruenti, fornendo valori coincidenti che non tengono conto delle perdite della rete. Queste incertezze non sono tali da compromettere l'analisi sul rendimento globale dell'impianto, ma su una lunghezza così breve rendono difficile l'individuazione della reale entità delle dissipazioni sulla rete. Inoltre, l'analisi del mese di dicembre è significativa perché permette di conoscere il comportamento della rete in regime invernale allo stato attuale, ossia con le tre utenze allacciate.

Tabella 25: prestazioni della rete di teleriscaldamento nel mese di dicembre 2017.

P_{tlr} [kW]	P_{ut} [kW]	P_{dis} [kW]	$P_{dis,R}$ [%]	η_{rete}
788	752	36	4,6%	**0,95**

Con una dispersione relativa di circa il 5% e di conseguenza un valore di efficienza pari a 0,95, la rete dimostra allo stato attuale un ottimo comportamento. Un parametro molto importante che influenza l'entità delle dispersioni della rete è la "densità termica relativa". Essa è espressa in MWh/a·m ed è data dal rapporto tra la richiesta termica annua delle utenze servite e la lunghezza della rete. Per quanto riguarda il caso di Luserna San Giovanni, la linea in funzione, di lunghezza pari a circa 500 m, è caratterizzata da una densità termica lineare intorno a 7,5 MWh/a·m[22]. Tale valore è molto elevato, basti pensare che quello della rete del TLR di Torino è pari 3,5 MWh/a·m. Ciò è dovuto al fatto che al momento la linea serve in pratica soltanto l'utenza principale, che peraltro è molto vicina all'impianto stesso. Tale valore è destinato a scendere man mano che la rete si estenderà per servire un sempre maggior numero di utenze, ma di entità minore. Di conseguenza, tanto più calerà la densità termica lineare tanto più aumenteranno le perdite termiche relative.

PERDITE DI CARICO

Generalmente più una rete di teleriscaldamento è estesa maggiore saranno le perdite di carico dovute agli attriti. Queste possono essere di tipo distribuito o localizzato. Le perdite distribuite sono dovute all'attrito viscoso tra fluido e parete della tubazione, esse sono pertanto presenti lungo l'intera lunghezza del percorso e per questo sono anche chiamate perdite continue. Le perdite di carico localizzate invece sono dovute alle singolarità, per esempio dei cambi di direzione oppure delle variazioni nella sezione del condotto. L'entità delle perdite di carico della rete determinano il consumo elettrico per il pompaggio necessario a far circolare il fluido. Il dimensionamento della pompa di circolazione deve essere tale da poter compensare la maggiore perdita di carico possibile, ossia quella che si verifica con la massima portata circolante nelle tubazioni. Il calcolo effettuato per stimare la potenza consumata dalla pompa di circolazione (P_{pump}) della centrale di Luserna è il seguente:

$$P_{att} = G_{tlr} \cdot \Delta p = G_{tlr} \cdot (p_{mand} - p_{rit}) \tag{35}$$

$$P_{pump} = P_{att} \cdot \eta_{pump} \tag{36}$$

Dove: P_{att} indica la potenza persa per attrito (u.m.: kW); G_{tlr} è la portata volumetrica di acqua nella rete di tlr (u.m.: m^3/s); p_{mand} è la pressione di mandata della rete (u.m.: Pa); p_{rit} è la pressione di ritorno della rete; η_{pump}indica il rendimento della pompa, ipotizzato pari a 0,85. La

[22] Stima fatta a partire dai dati del monitoraggio fino a gennaio 2018, ipotizzando la parte di carico mancante a febbraio, ottenendo un carico di poco inferiore ai 4000 MWh/anno.

tabella seguente riassume i dati di partenza del calcolo (riferiti al giorno di maggior carico della rete nel periodo monitorato, ossia il 20 dicembre 2017) e i risultati.

Tabella 26: risultati calcolo potenza della pompa di circolazione della rete.

p_{mand} [bar]	p_{rit} [bar]	G_{tlr} [m^3/h]	Δp [bar]	P_{att} [kW]	η_{pump}	P_{pump} [kW]
7	5,5	101	1,5	4,21	0,85	**4,96**

Come si vede, data la limitata estensione della rete di TLR della centrale, la potenza consumata attualmente per il pompaggio non supera i 5 kW elettrici e non incide in maniera rilevante sul rendimento elettrico dell'impianto.

5.3 Conclusioni e riepilogo

In questa sezione è stata effettuata l'analisi globale dell'impianto nel suo assetto cogenerativo ricavando i rendimenti globali. In seguito sono stati confrontati i risultati del monitoraggio con i valori nominali di progetto e infine si sono calcolate le emissioni di CO_2 evitate durante i mesi monitorati.

5.3.1 Rendimenti globali

Le valutazioni che seguono considerano l'impianto nel suo complesso e permettono di evidenziarne le prestazioni globali. Occorre nuovamente ricordare, riguardo alle valutazioni che implicano un riferimento diretto all'energia entrante al focolare, che non è stato possibile tenere conto della probabile variazione del potere calorifico nei vari mesi monitorati. Perciò, assumendo un valore medio del PCI, l'energia primaria in ingresso all'impianto varia esclusivamente in funzione della portata di combustibile. La tabella 27 riporta i parametri che descrivono le prestazioni globali dell'impianto. Essi sono stati calcolati, con riferimento allo schema in figura 53, secondo le seguenti formule:

Rendimento gruppo ORC con teleriscaldamento attuale

$$\eta_{ORC+TLR} = \frac{E_{el} + E_{tlr}}{E_{olio}} \tag{37}$$

Rendimento elettrico globale

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{E_{comb}} \tag{38}$$

Rendimento termico globale

$$\eta_{th} = \frac{E_{tlr}}{E_{comb}} \tag{39}$$

Rendimento globale

$$\eta = \frac{E_{el} + E_{tlr}}{E_{comb}} \tag{40}$$

Consumo di combustibile per unità termica prodotta

$$cons_{th} = \frac{M_{comb}}{E_{cond}} \tag{41}$$

Consumo di combustibile per unità elettrica prodotta

$$cons_{el} = \frac{M_{comb}}{E_{el}} \tag{42}$$

Tabella 27: prestazioni globali dell'impianto nel periodo monitorato.

Mese	$\eta_{ORC+TLR}$	η_{el}	η_{th}	η	$cons_{th}$ [kg/kWh$_{th}$]	$cons_{el}$ [kg/kWh$_{el}$]
Febbraio	0,33	0,17	0,12	0,27	0,53	2,04
Marzo	0,30	0,16	0,09	0,25	0,54	2,08
Aprile	0,28	0,16	0,07	0,23	0,57	2,19
Maggio	0,28	0,15	0,07	0,23	0,58	2,26
Giugno	0,27	0,15	0,06	0,21	0,60	2,32
Luglio	0,26	0,14	0,05	0,19	0,62	2,43
Agosto	0,25	0,13	0,04	0,17	0,63	2,57
Settembre	0,28	0,16	0,07	0,23	0,55	2,15
Ottobre	0,30	0,15	0,09	0,24	0,56	2,22
Novembre	0,31	0,17	0,11	0,28	0,51	2,01
Dicembre	0,37	0,16	0,14	0,30	0,55	2,08
Gennaio	0,34	0,16	0,12	0,29	0,54	2,05
MEDIA	**0,30**	**0,16**	**0,09**	**0,24**	**0,57**	**2,20**

Il rendimento globale dell'impianto nel periodo monitorato risulta pari al 24%. L'incremento di rendimento dovuto alla cogenerazione è stato di 8 punti percentuali rispetto al solo assetto elettrico. Nei mesi invernali il vantaggio è maggiore, ad esempio in dicembre il rendimento passa dal 16% in assetto elettrico, al 30 % in cogenerazione. Naturalmente in futuro si prevede un rendimento globale sempre più elevato grazie al potenziamento della rete di TLR. Nelle ultime due colonne della tabella sono stati calcolati i consumi effettivi di cippato per unità energetica prodotta. Risulta che sono necessari 0,57 kg di combustibile per generare 1 kWh termico utile e 2,20 kg per 1 kWh elettrico utile.

Si riporta ora, in figura 72, l'andamento dei vari rendimenti durante il periodo monitorato, escludendo il mese di agosto. Nel grafico si vede chiaramente come, data la minore oscillazione del rendimento elettrico, quello complessivo raggiunga i valori più alti laddove è maggiore il rendimento termico. Quest'ultimo cresce in base alla quota di energia termica in uscita dal ciclo ORC indirizzata al teleriscaldamento. Proprio per questo il picco di rendimento è stato registrato nel mese di dicembre, quando l'aumento della richiesta termica ha fatto sì che si raggiungesse un rendimento complessivo del 30%.

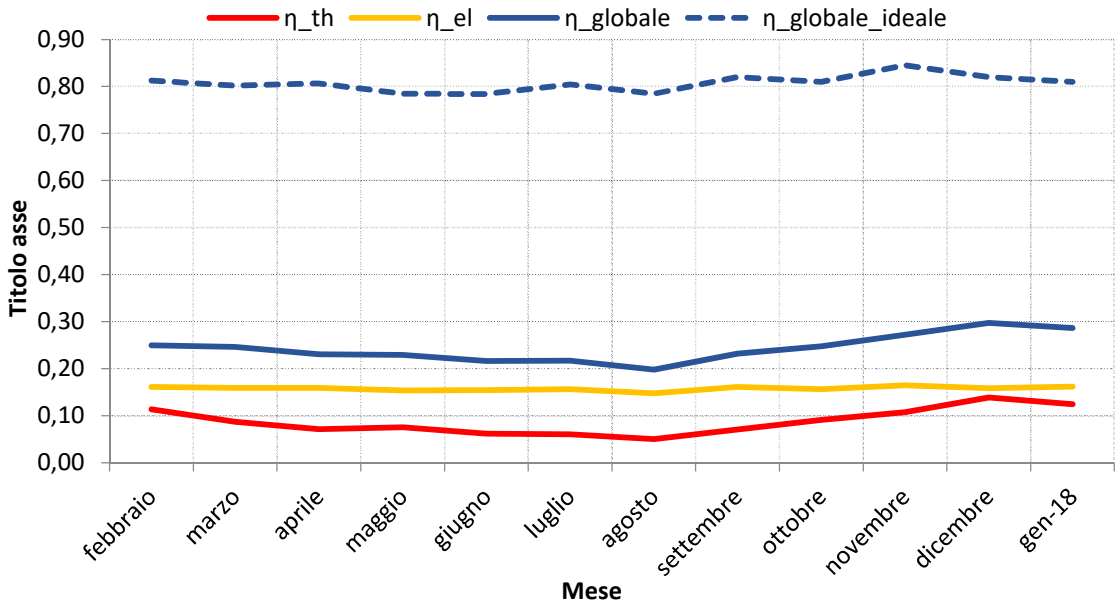


Figura 72: confronto tra rendimenti globali attuali e rendimento globale massimo.

La curva tratteggiata mostra quale sarebbe stato il rendimento se tutto il calore prodotto fosse stato utilizzato. Come si vede il rendimento medio annuale dell'impianto raggiungerebbe all'incirca l'80%. Questo risultato mette in luce la grande potenzialità della cogenerazione dal punto di vista teorico, ma occorre notare che sono molto rari i casi in cui si raggiungono effettivamente tali prestazioni. Generalmente, infatti, la richiesta termica è concentrata nei mesi invernali, mentre in estate crolla drasticamente. Così, anche quegli impianti in grado di raggiungere in inverno rendimenti tra dell'80% si trovano, nei mesi estivi, con efficienze del 20-30%. Una strada per incrementare il rendimento estivo può essere la trigenerazione, già descritta nel *capitolo 2.3*. A questo proposito si veda il *capitolo 6* che analizza proprio la fattibilità di tale soluzione applicata alla rete della centrale di Luserna San Giovanni per soddisfare il carico "freddo" dello stabilimento Caffarel.

5.3.2 Confronto tra parametri monitorati e condizioni nominali

Nella tabella 28 vengono riepilogati i risultati emersi dai dati ottenuti con il monitoraggio dell'impianto da febbraio 2017 a dicembre 2017 confrontandoli con i dati di progetto.

Tabella 28: confronto tra parametri monitorati e di progetto.

	Parametro	condizioni di progetto	condizioni di monitoraggio
COMBUSTIBILE	Consumo cippato [kg/h]	2068	2075
	Consumo annuo [ton/a]	16000	16412
GRUPPO FORNO - CALDAIA	Potenza in ingresso [kW]	5999	5735
	Potenza termica uscita [kW]	5140	4746
GRUPPO ORC	Potenza elettrica ORC	999	946

	Potenza termica ORC	4089	3672
RENDIMENTI	Rendimento forno-caldaia	86,2%	82,8%
	Rendimento elettrico ORC	19,4%	19,1%
	Rendimento ORC + TLR	99%	30%
	Rendimento elettrico globale	16,7%	15,8%
	Rendimento globale	84,8%	**24%**

Il diagramma in figura 73 evidenzia graficamente il confronto tra i rendimenti globali di progetto dell'impianto in assetto cogenerativo e i rendimenti effettivamente raggiunti allo stato attuale.

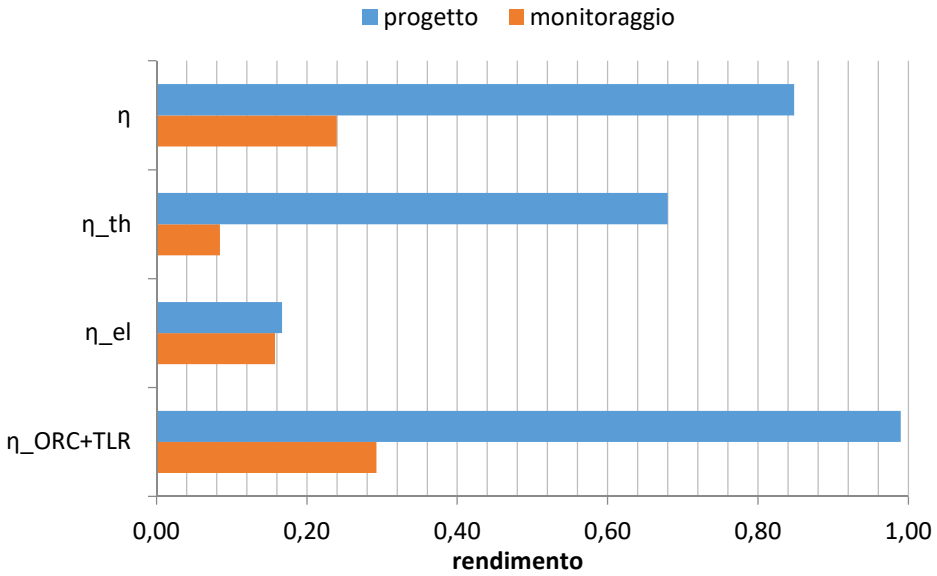


Figura 73: confronto tra rendimenti globali monitorati e rendimenti potenziali di progetto.

Dal confronto dei dati riportati nella tabella e nella figura precedenti si può concludere che:

- Il consumo di combustibile, pari a 2091 kg/h, è in linea con quanto atteso in base ai dati di progetto a patto di correggere la misura del rilevatore di portata come già spiegato precedentemente.
- La potenza in uscita dal gruppo forno-caldaia è in media di circa il 6% inferiore a quella preventivata in fase di progetto. Possibili cause di questo scostamento (comunque in linea con i risultati attesi) possono essere: una stima troppo elevata del rendimento del componente in fase di progetto, oppure, più probabilmente, l'estrema difficoltà di prevedere l'esatta energia in entrata al sistema in base alle caratteristiche di un combustibile che, come si è visto, è molto variabile.
- Il rendimento elettrico del gruppo turbina, pari al 19,1%, è molto vicino a quello nominale e perfettamente in linea con i risultati che ci si attende da un impianto a ciclo Rankine con fluido organico.
- Il rendimento totale del ciclo ORC, allo stato attuale di sviluppo della rete di TLR è pari ad

appena il 29%, mentre il valore di targa indica il 99%. Il motivo di questa differenza è legato alla gran parte di calore non sfruttato e dissipato in ambiente dagli aerotermi.

- Il rendimento globale è anch'esso molto sotto il valore potenziale dell'impianto. Il dato nominale si attesta all'84,4%. Come già detto tale valore è avvicinabile soltanto in inverno con l'allacciamento di un numero di utenze tale da saturare la disponibilità termica prodotta, e, più difficilmente, in estate con un'eventuale trigenerazione. Naturalmente un valore così alto si registrerebbe soltanto per brevi periodi, ossia nei momenti in cui la richiesta è tale da richiedere un funzionamento della rete a pieno carico.

5.3.3 Calcolo delle emissioni di CO_2 evitate

Come già detto più volte nel corso dell'elaborato, l'emissione di CO_2 degli impianti a biomassa rientra all'interno del ciclo chiuso di vita della pianta e non contribuisce all'aumento dell'effetto serra come invece fanno i combustibili fossili. Ciò vale a livello globale, mentre effettivamente a livello locale si verifica un aumento delle emissioni di CO_2 dovuto al funzionamento della centrale per produrre energia elettrica. Parallelamente però, attraverso il recupero termico attuato con il teleriscaldamento, si annullano le emissioni di tutti gli impianti alimentati con combustibili tradizionali sostituiti dalla rete. Si possono allora quantificare, sulla base dei dati del monitoraggio, le emissioni di CO_2 evitate grazie alla cogenerazione. I vecchi impianti della Caffarel e delle altre utenze erano costituiti da caldaie alimentate a gas naturale (metano). Partendo quindi dall'energia consumata dalle utenze (E_{ut}), e conoscendo il potere calorifico (PCI_{CH4}) e il fattore emissivo del metano (f_{CH4}), rispettivamente pari a 55,5 MJ/kg e 2,729 kg_{CO2}/kg_{fuel}[23], è stata calcolata la quantità di CO_2 non emessa nel seguente modo:

$$m_{CH4} = \frac{E_{ut}}{PCI_{CH4}} \cdot 3600 \tag{43}$$

$$m_{CO_2,evitata} = m_{CH4} \cdot f_{CH4} \tag{44}$$

Il risultato è quello mostrato nella seguente tabella:

Tabella 29: calcolo delle emissioni di CO_2 evitate.

E_{ut} [MWh]	PCI_{CH4} [MJ/kg]	m_{CH4} [kg]	f_{CH4} [kg_{CO2}/kg_{fuel}]	$m_{CO_2,evitata}$ [ton]
4058	55,5	263222	2,729	**718**

Si può concludere che grazie alla rete di teleriscaldamento nel periodo febbraio-dicembre 2017 è stata evitata l'emissione di circa 718 tonnellate di CO_2.

[23] Valore ricavato da: *"Tabella dei parametri standard nazionali definiti sulla base dei coefficienti utilizzati per l'inventario delle emissioni di CO2 nell'inventario nazionale UNFCCC (media dei valori degli anni 2013-2015)"*, pubblicata in data 17-01-2017 sul sito del Ministero dell'Ambiente www.minambiente.it.

5.3.4 Osservazioni finali

Giunti alla fine dello studio si possono fare alcune considerazioni finali:

- Si è visto che l'aspetto più critico nell'analisi di monitoraggio dell'impianto di Luserna San Giovanni risiede nella determinazione esatta della portata di combustibile in ingresso al focolare. Il sistema di misura commette essenzialmente due errori: uno nel passaggio dalla lettura della velocità del sistema di alimentazione alla portata volumetrica e uno nella conversione di questa in portata massica. Il primo errore può essere ridimensionato (ma non eliminato) con una ricalibratura del programma di calcolo del sistema di misura. Per il secondo errore servirebbe una misura in continuo dell'umidità del materiale, difficile da realizzare. Una soluzione più pratica per entrambi i problemi potrebbe essere quella di unire al rilevatore di velocità un misuratore del peso effettivo del materiale entrante. Ossia un sistema dotato di una "cella di carico", posta sotto il nastro trasportatore e sollecitata dal peso del materiale distribuito sulla porzione di nastro interessata. In questo modo il programma di calcolo, gestendo i dati di peso e velocità, potrebbe fornire un valore più preciso di portata in ingresso all'impianto.

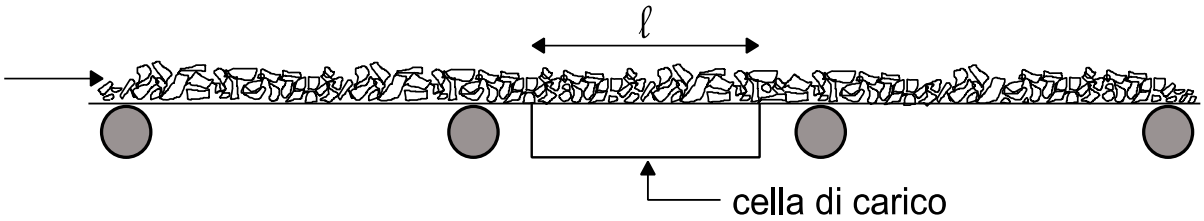


Figura 74: nuovo sistema di misura proposto basato su una cella di carico posta sotto il nastro trasportatore del cippato.

- Una volta che la rete sia stata estesa fino a completo esaurimento della potenza termica disponibile potrebbe diventare interessante l'installazione di un accumulo termico per gestire meglio i picchi di richiesta e migliorare l'efficienza della rete. A oggi, invece, il problema dei picchi non si pone poiché la rete funziona al di sotto delle proprie potenzialità e, come si è visto, le perdite termiche sono limitate per via dell'alta densità termica lineare.

- Dal punto di vista prettamente energetico una situazione come quella rappresentata nella figura 70 è inaccettabile perché si dissipa in ambiente una quantità enorme di energia. Tutto ciò è attualmente sostenibile dal punto di vista economico poiché gli incentivi sono previsti soprattutto sulla produzione elettrica che è però caratterizzata, anche nei casi migliori, da un rendimento limitato a valori non superiori al 20%. Dal lato energetico ed

ambientale invece sarebbe probabilmente più opportuno indirizzare le scelte politiche verso maggiori investimenti nello sviluppo del “termico” e nell’ “elettrico” solo a patto di avere rendimenti più elevati. L’uso della biomassa per scopi energetici è, infatti, tanto più razionale quanto più è sviluppata la cogenerazione, ossia la rete del teleriscaldamento.

- È interessante cercare di prevedere lo scenario al completamento della rete. Esso può essere determinato in base ai dati dello studio di fattibilità del teleriscaldamento che era stato realizzato in fase di progetto dell’impianto. In tale elaborato erano state individuate le utenze potenzialmente allacciabili e quantificati i relativi fabbisogni termici (si veda l’ALLEGATO A). Oltre alle utenze attuali il bacino di utenze future comprende edifici residenziali per un totale di 3596 MWh_{th} e edifici pubblici (piscina comunale, municipio, Inas e scuole elementari) per un totale di 3535 MWh_{th}. In base alla ripartizione di questo carico nelle quote mensili per ACS durante l’anno e per riscaldamento ambientale nei mesi invernali, si avrebbero nella stagione fredda rendimenti sensibilmente maggiori agli attuali. In particolare a dicembre e gennaio, sommando ai dati attuali di energia ceduta al TLR le quote aggiuntive trovate (cioè 1829 MWh_{th} per dicembre e 1918 MWh_{th} per gennaio), si raggiungerebbero rendimenti globali rispettivamente pari a 76,7% e 76,4%. Questi valori si avvicinano molto al rendimento potenziale massimo rappresentato in figura 72, ossia ci sarebbe un quasi totale recupero termico. Purtroppo tale situazione sarebbe comunque limitata ai periodi di massima richiesta.

- Come si è detto al completamento della rete buona parte dell’energia termica disponibile nei mesi invernali sarà recuperata. Resterà il problema di impiegare la grande quantità di potenza dissipata nel periodo estivo. L’idea dei gestori della centrale è quella di impiegarla per coprire fabbisogni di raffrescamento, ossia di trasformare l’impianto cogenerativo in uno trigenerativo. Questa soluzione permetterebbe di raggiungere alti gradi di efficienza tali da garantire una sopravvivenza economica dell’impianto anche una volta esaurito il beneficio degli incentivi pubblici. Nel capitolo 6 si tratta più nel dettaglio tale possibilità.

6 STUDIO DI FATTIBILITÀ DELLA TRIGENERAZIONE PRESSO LO STABILIMENTO CAFFAREL DI LUSERNA SAN GIOVANNI

6.1 Trigenerazione con cicli ORC e refrigerazione ad assorbimento nel settore industriale

Come già emerso più volte in questo elaborato, l'assetto cogenerativo è una caratteristica presente in quasi la totalità delle centrali a biomassa per la produzione di energia elettrica. Il concetto invece di trigenerazione è relativamente recente (ultimi 10 – 15 anni) ed è uno dei campi di maggiore interesse per cercare di sfruttare al meglio la potenza termica prodotta dall'impianto nel corso di tutto l'anno. È possibile notare il crescente interesse dei ricercatori per la trigenerazione, in particolare per quella da cicli ORC a biomassa, analizzando la letteratura scientifica sull'argomento. La figura 75 mostra, per ognuno degli ultimi anni, il numero di pubblicazioni scientifiche riguardanti la trigenerazione da cicli ORC a biomassa. Come si vede, nell'ultimo decennio, il numero di articoli pubblicati annualmente è andato sempre aumentando, specialmente nel 2016 e nel 2017.

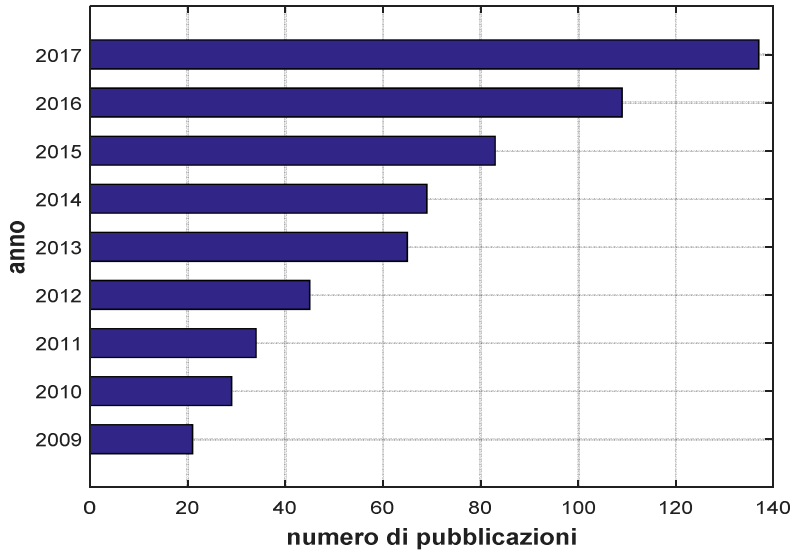


Figura 75: numero di pubblicazioni sulla trigenerazione a biomassa per ogni anno dal 2009. Fonte: analisi dell'archivio elettronico dell'editore scientifico Elsevier.

Nel capitolo 2.3 sono state descritte le tipologie di macchine frigorifere e si è mostrato come quelle ad assorbimento possono essere impiegate in impianti trigenerativi. Esistono vari studi in letteratura riguardanti il tema della trigenerazione, ma sono pochi quelli che lo trattano nell'ambito delle applicazioni industriali, e ancor meno in relazione alla biomassa. Questo perché,

così come per la cogenerazione e il teleriscaldamento, anche per la trigenerazione ed eventualmente il teleriscaldamento, le tecnologie più diffuse sono i motori a combustione interna e i cicli combinati. Considerando altre tecnologie più innovative è da notare come sia particolarmente numerosa la letteratura sulla trigenerazione con mini e microturbine a gas. Studi specifici su CCHP (Combined cooling, heat and power) e cicli ORC sono stati condotti recentemente da J.Navarro [25], riguardo all'applicazione in supermercati, e da M. Uri set al.[26] per quanto riguarda la ricerca del dimensionamento ottimale. Questi studi mostrano che l'assetto trigenerativo di impianti per una scala medio - piccola porta benefici dal punto di vista delle emissioni e può risultare conveniente, specialmente nelle aree in cui è particolarmente elevato sia il carico termico invernale, ma soprattutto quello estivo di refrigerazione ambienti. Baghernejad [27] ha confrontato la performance energetica di tre sistemi innovativi per alimentare impianti di trigenerazione: le SOFC (Solid Oxide Fuel Cell), le biomasse e il solare. Tra questi, gli impianti a biomassa risultano quelli con il minore costo per unità energetica prodotta. Per quanto riguarda l'adozione a livello industriale di impianti ad assorbimento per la refrigerazione Roskilly et al.[28] hanno analizzato la variazione del COP (o EER) a seconda delle diverse condizioni di temperatura della sorgente. Da questi studi si evince che, poiché la sorgente calda è acqua calda o surriscaldata con temperature tra 80 °C e 120 °C, si utilizzano macchine a semplice effetto (come quelle illustrate nel capitolo 2.3). Perciò, le macchine frigorifere ad assorbimento a doppio effetto non rientrano nell'interesse di questo elaborato.

Lo studio di fattibilità che si vuole realizzare in questo capitolo riguarda l'installazione di nuovi gruppi frigoriferi ad assorbimento presso lo stabilimento di Caffarel S.p.A. a Luserna San Giovanni, e la loro integrazione con la rete di teleriscaldamento che già serve lo stabilimento per quanto riguarda il carico termico. L'industria alimentare è un settore particolarmente energivoro, infatti, sia per i processi produttivi, sia per la necessità di mantenere gli ambienti ad una temperatura controllata, gli impianti necessitano di grandi quantità di energia elettrica e energia termica, sia calda che fredda. Mentre nel settore residenziale il fabbisogno dominante è tipicamente quello di riscaldamento, in quello industriale è il raffrescamento a essere predominante. Ciò è determinato soprattutto dall'importanza degli apporti termici gratuiti legati alla presenza di macchinari e alle caratteristiche stesse degli edifici (gli apporti solari sono rilevanti per i capannoni). Nel caso del settore alimentare poi si ha spesso la necessità di mantenere gli ambienti al di sotto di una temperatura di controllo. Negli ultimi anni, anche in Italia, molte industrie si sono dotate di sistemi di trigenerazione autonomi, ad esempio: Ferrari, ICAM [29], R&R IceCream [30], Luxottica [31],

L'Oreal [32], e Acqua San Benedetto [33]. Solitamente queste rigenerazioni sono basate su sistemi a gas naturale (ad esempio nello stabilimento Ferrari di Maranello), ma non mancano casi in cui sono utilizzate centrali a cippato di legna (ad esempio L'Oreal e Luxottica). In altri casi, invece, risulta conveniente l'allacciamento a reti di teleriscaldamento costruite per servire anche altre utenze nelle zone limitrofe. Un'altra industria in campo dolciario dotata di trigenerazione nella maggior parte dei suoi impianti è la Ferrero S.p.A. Per esempio, il suo impianto storico di Alba(CN) è collegato alla rete di teleriscaldamento di proprietà della AlbaPower S.p.A.[24]. Gli assorbitori comunemente impiegati sono quelli ad acqua e bromuro di litio. Questo talvolta limita l'applicazione della trigenerazione in campo industriale perché, come già detto, le temperature di raffreddamento non possono essere inferiori ai 4-5°C. Poiché la Caffarel è già servita per quanto riguarda l'energia termica dalla rete di teleriscaldamento della centrale della Pralafera Energia, potrebbe essere una buona opportunità per entrambe le parti sfruttare tale soluzione anche nel periodo di raffrescamento estivo. La motivazione del progetto alla base di questo studio di fattibilità, dal punto di vista dei proprietari della centrale, consiste nella volontà di rendere utilizzabile il calore in eccesso nel periodo estivo e di conseguenza limitare l'uso dei drycooler. Dal lato dello stabilimento, invece, si vuole valutare l'eventuale convenienza economica della sostituzione degli attuali gruppi a compressione con gruppi ad assorbimento alimentati con il teleriscaldamento. Ciò garantirebbe anche un importante ritorno d'immagine per l'azienda.

6.2 Descrizione dell'utenza

Al fine di selezionare la configurazione impiantistica migliore per la trigenerazione e procedere al suo dimensionamento, bisogna conoscere le esigenze e le caratteristiche dell'utenza. In questa sezione è illustrata la situazione attuale dello stabilimento Caffarel di Luserna San Giovanni.

6.2.1 Breve storia dell'azienda

La Caffarel S.p.A. è un'azienda specializzata nel settore della produzione e vendita di prodotti dolciari. Fu fondata da Pier Paul Caffarel che, nel 1826, acquistò una conceria situata in Via Balbis a Torino convertendola in una delle prime fabbriche di cioccolato d'Europa. Come gran parte delle altre industrie Torinesi dell'epoca, anche la Caffarel era situata lungo un corso d'acqua per motivi energetici. In particolare era alimentata tramite l'energia prodotta da una ruota idraulica posta sulle rive del canale Pellerina (derivato dalla Dora Riparia).

[24] AlbaPower S.p.A: società controllata interamente dal gruppo Ferrero a partire dal 2016.

Figura 76: la ruota idraulica originale che serviva la sede storica dell'azienda. Oggi è custodita nel giardino dello stabilimento di Luserna San Giovanni

Alla Caffarel si deve il Gianduiotto, primo cioccolatino incartato della storia, che fu inventato nel 1852 e venduto a partire dal 1865. Esso, ancora oggi, è il prodotto di punta dell'azienda. Fin dal 1937, a differenza di quanto avviene nelle altre aziende che producono il gianduiotto, il cioccolatino della Caffarel è ottenuto meccanicamente tramite estrusione, ossia senza l'ausilio di stampi. Questa tecnica di lavorazione, più in sintonia con il metodo artigianale originale, è reso possibile dall'alta percentuale di nocciole Piemonte nell'impasto (circa il 40%) che lo rende particolarmente denso.

Figura 77 (a sinistra): particolare del processo di estrusione dei gianduiotti. Figura 78 (a destra): confezione vintage in latta "pastiglie di cioccolata – tipo amarissimo" della Caffarel – Prochet risalente agli anni '70.

Nel 1968 avviene il trasferimento dello stabilimento dalla sede storica di Torino a quella, completamente nuova, situata nel paese natio del fondatore: Luserna San Giovanni. Il trasferimento, in Via G. Gianavello 41, ha permesso una modernizzazione delle linee produttive senza perdere l'impostazione artigianale caratteristica del marchio. Dal 1990 si è deciso di iniziare la produzione di caramelle e per questo è stata costruita una nuova porzione di stabilimento a fianco della parte già esistente. Nel 1998 l'azienda è entrata a far parte del gruppo Lindt & Sprungli, conservando però l'autonomia di marchio e prodotti. Oggi la Caffarel è una "eccellenza piemontese", come riportato nel logo stesso dell'azienda, ed impiega circa 450 dipendenti, esporta in 50 Paesi, e vanta complessivamente un catalogo di circa 1400 prodotti, tra cui tavolette di cioccolato, creme da spalmare, panettoni, caramelle e oltre 600 tipi di praline, per un totale di circa 4000 ton di prodotti.

Figura 79: vista dall'alto dello stabilimento della Caffarel a Luserna San Giovanni.

6.2.2 Esigenze frigorifere dello stabilimento e dei processi produttivi

La figura 80 mostra la planimetria dello stabilimento. Sono evidenziate le zone principali tra cui la cabina che contiene la sottostazione di scambio termico del teleriscaldamento e le varie zone climatizzate (uffici, zone produttive, magazzini, ristorante aziendale e sale riunioni).

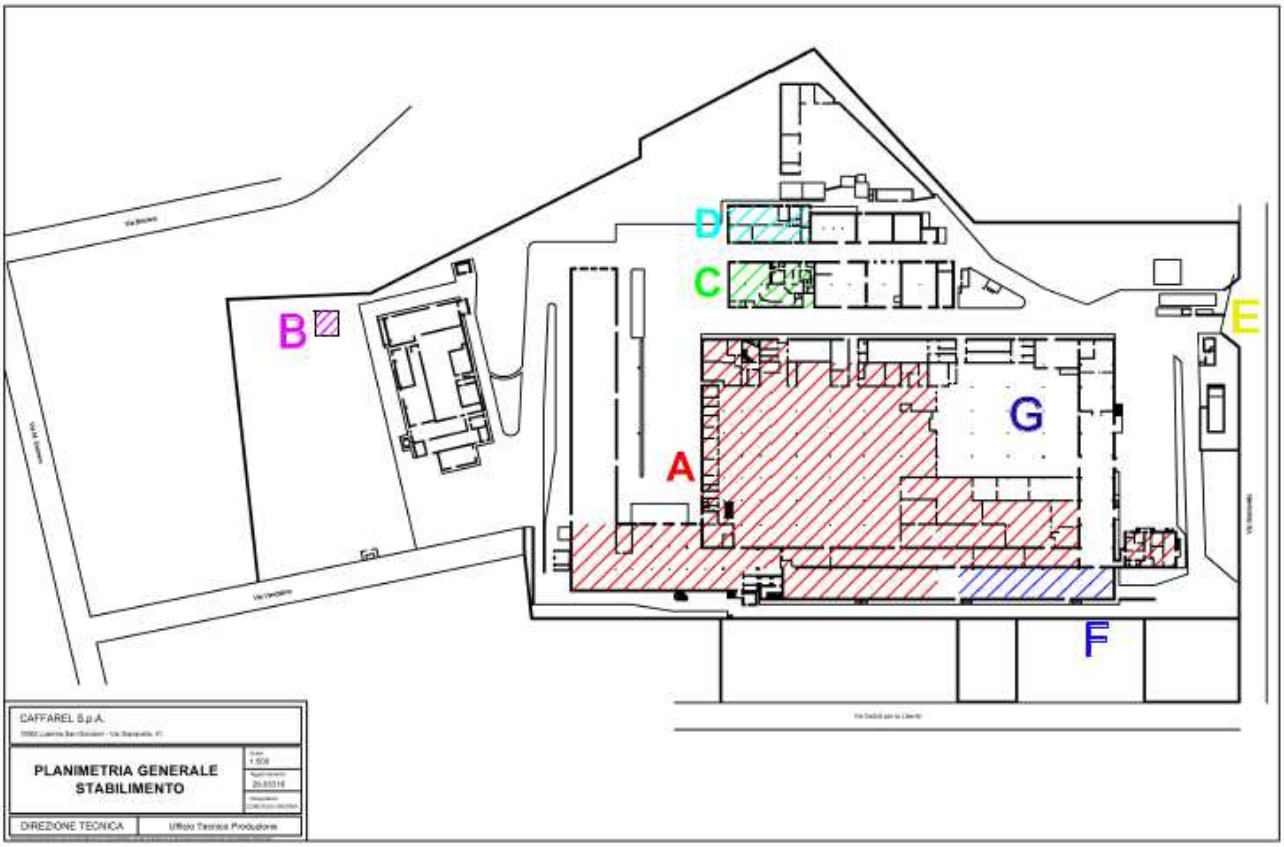


Figura 80: planimetria generale dello stabilimento. A: aree di produzione e magazzini; B: cabina contenente la sottostazione del teleriscaldamento; C: ristorante aziendale; D: sale riunioni; E: ingresso principale; F: negozio aziendale; G: uffici.

Gli uffici e le sale riunioni sono climatizzati da maggio a settembre, dalle 8:00 alle 18:00. Anche il ristorante è climatizzato nello stesso periodo, ma dalle 7:00 alle 22:00. Essi sono serviti da una

potenza frigorifera complessiva di circa 200 kWf distribuita da numerosi terminali (soltanto negli uffici risultano installati 80 ventilconvettori da 2 kW). Le condizioni ambiente mantenute in questi spazi nel periodo estivo sono: 24-25°C e non più del 50% di umidità relativa. I reparti produttivi e i magazzini hanno invece esigenze particolari e devono perciò essere mantenuti ad una temperatura controllata di 18°C e un'umidità relativa mai superiore al 45% per tutto i giorno e per tutti i giorni dell'anno. Il rispetto di queste condizioni è di vitale importanza per garantire la qualità dei prodotti. Una delle maggiori criticità che può verificarsi nell'industria dolciaria, infatti, è la presenza di un'umidità eccessiva. Il problema è per esempio dato dallo zucchero che assorbe l'umidità dell'aria cristallizzandosi e incollandosi. Inoltre la cioccolata, quando è esposta ad ambienti umidi, evidenzia delle efflorescenze di grasso poco piacevoli. Nello stabilimento quindi la deumidificazione dell'aria è estremamente importante per l'intera durata della catena di produzione, dall'arrivo delle materie prime ai magazzini di spedizione. Le fasi cruciali in termini di controllo delle condizioni termoigrometriche sono perciò:

- Movimentazione della materia prima da un reparto ad un altro.
- Stoccaggio delle materie prime (zucchero, cacao, aromi, polveri dei colori) nei vari sili.
- Temperaggio, modellazione, stampaggio o estrusione di praline, tavolette e caramelle.
- Raffreddamento ed essiccazione dei prodotti.
- Imballaggio e stoccaggio (il cartone degli imballaggi deve restare asciutto e resistente).

Spesso poi l'impianto di controllo dell'aria deve garantire dei veli di aria secca sopra alle diverse macchine, in particolare alle barilatrici e nei tunnel di essiccazione. Oltre a queste esigenze di condizionamento dell'aria vi è un'importante richiesta di freddo anche per motivi tecnologici a temperatura più o meno bassa. Parte di questa energia è assorbita per esempio dalle macchine per la produzione di prodotti di gelateria e dalla cella frigorifera, oppure dai circuiti di raffreddamento delle varie macchine che si surriscaldano per gli attriti delle loro parti in movimento, oppure ancora dalle macchine temperatrici. Il "temperaggio" è uno dei processi più importanti per garantire la qualità del prodotto finale. Esso permette di evitare la patinatura opaca che fa apparire il cioccolato meno invitante e ottenere invece una superficie lucente. Il motivo di questa diversa apparenza risiede nella modalità di lavorazione in cui si deve garantire un' ottimale pre-cristallizzazione del burro di cacao contenuto nel cioccolato. Il processo consiste nel fare percorrere al cioccolato la "curva di temperaggio", ossia prendere il cioccolato fuso stoccato a 45°C (o a 55°C se è cioccolato fondente), raffreddarlo fino a 27°C e infine riscaldarlo lentamente fino a 30°C. La figura 81 riporta una rappresentazione del processo e della curva di temperaggio.

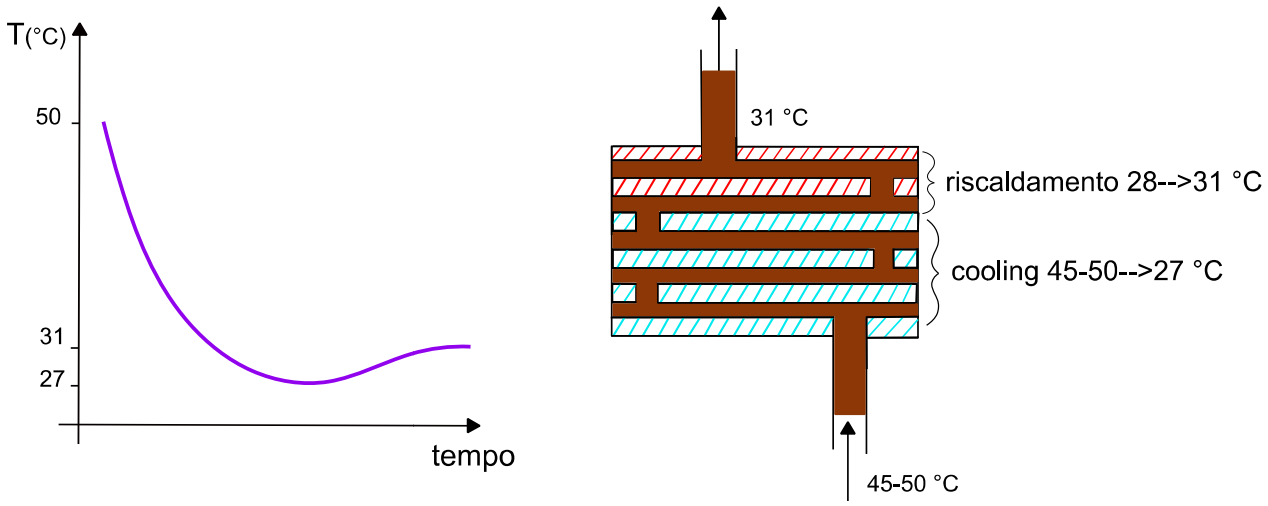


Figura 81:curva di temperaggio e schema della colonna di temperaggio del cioccolato.

6.3 Campagna di monitoraggio

6.3.1 Analisi del carico termico

Descrizione dell'attività di monitoraggio e premesse sull'elaborazione dei dati. L'allacciamento dello stabilimento Caffarel alla rete di teleriscaldamento coincide con l'entrata in funzione della rete stessa dato che l'azienda è stata la prima utenza a essere servita. La campagna di monitoraggio dell'utenza è riferita al periodo che va da febbraio 2017 a gennaio 2018, in modo da avere i dati di consumo per ogni mese (le valutazioni di questo capitolo partiranno dall'assunzione che il carico tipico dell'impianto per ogni mese sia il carico monitorato). I dati misurati in corrispondenza della sottostazione dell'utenza sono: potenza, energia, portata di acqua calda, temperatura di mandata e ore di funzionamento. La registrazione avviene con periodicità di 15 minuti. Poiché i dati riguardanti la misura diretta dell'energia consumata dall'utenza risultano talvolta eccessivamente arrotondati, si è preferito prima calcolare le medie orarie per la potenza in ingresso e da questi valori ricavare l'energia consumata sia su base oraria che giornaliera. Inoltre, in alcuni casi è stato necessario correggere i dati registrati dal sistema di monitoraggio eliminando valori ripetuti e integrando tramite un'interpolazione lineare quelli mancanti o palesemente errati. Tali correzioni si rendono necessarie per avere risultati non condizionati da momentanei malfunzionamenti del sistema di lettura. Occorre precisare che i dati di consumo analizzati sono quelli del misuratore a

Figura 82: scambiatori di calore presso la sottostazione del TLR della Caffarel.

monte dello scambiatore collocato presso la sottostazione dell'utenza. Questo perché è stata rilevata una discordanza tra i dati misurati a monte e valle dello scambiatore della sottostazione. I valori del misuratore a valle risultano eccessivamente bassi rispetto ai primi ed eventuali perdite dovute allo scambio termico non giustificano una differenza nelle misure nell'ordine del 7-8% come quella osservata. Come già detto, quindi, si utilizzano i dati del primo contatore, ritenuti più attendibili. A questi dati sono anche riferite le bollette che l'utenza paga ai gestori della centrale.

Risultati dell'analisi. Le figure 83 e 84 rappresentano i consumi di potenza ed energia termica dell'azienda nei vari mesi.

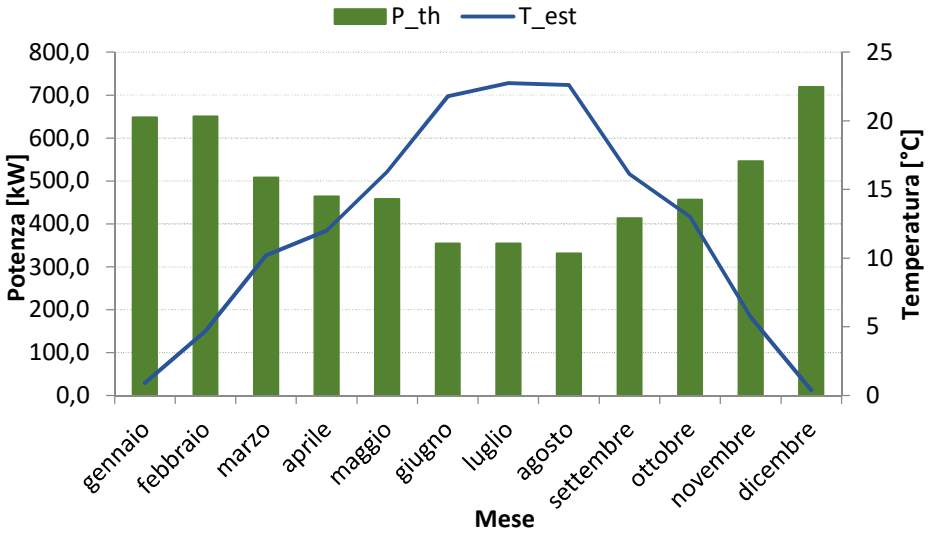


Figura 83: potenza termica richiesta alla rete di TLR dalla Caffarel.

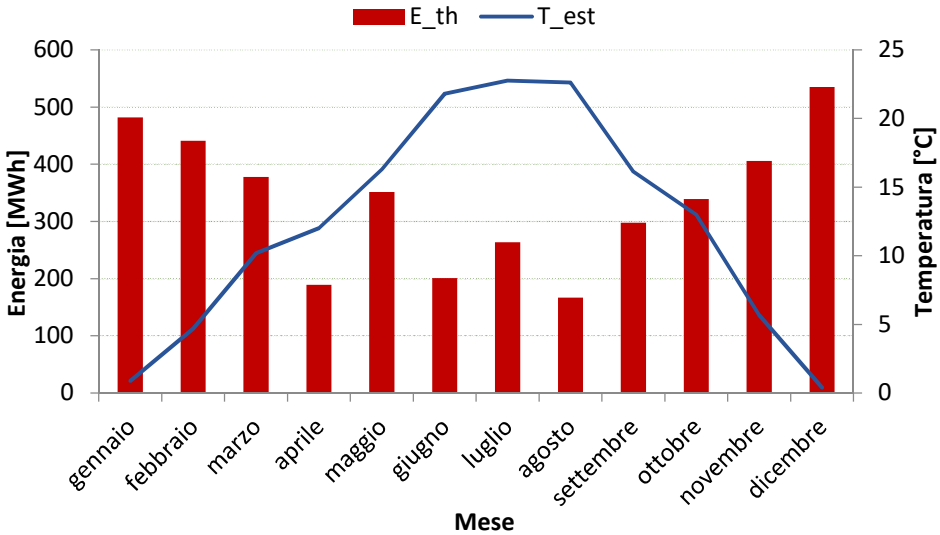


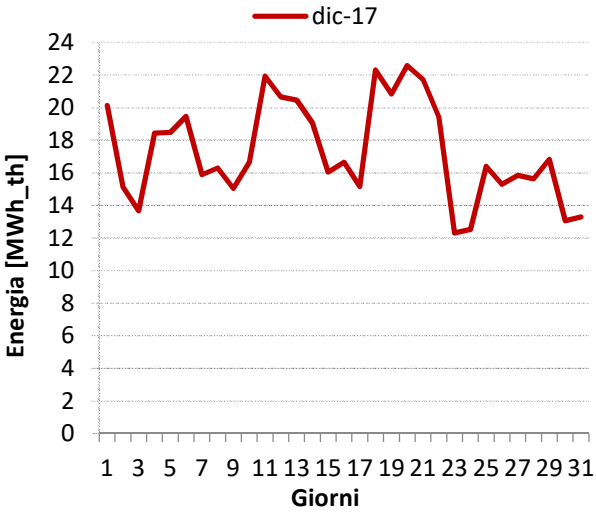
Figura 84: energia termica richiesta alla rete di TLR dalla Caffarel.

Come si vede il carico è ovviamente concentrato soprattutto nei mesi invernali ed è legato alle temperature esterne ma anche alla produttività dello stabilimento. E' da notare che per il mese di febbraio il prelievo di energia reale misurato è inferiore a quello riportato perché la rete di TLR ha

cominciato a funzionare con continuità solo dal giorno 10. Per stimare il carico mensile sono stati perciò aggiunti i nove giorni mancanti assumendo per questi un consumo giornaliero pari alla media degli altri giorni del mese. Nei mesi di aprile e agosto i giorni di fermo della produzione nel periodo immediatamente dopo Pasqua e per le ferie estive a cavallo di Ferragosto determinano un calo dei consumi. Nel periodo monitorato, il mese con maggior consumo è stato dicembre, quando la produzione è massima, pur subendo un calo nell'ultima settimana per le festività. Dalla tabella 12 (capitolo 5.1.2) si nota inoltre che il 2017 è stato segnato da un dicembre più freddo della media. Anche per questa ragione il carico di dicembre ha superato di molto quello del gennaio seguente. Una volta ipotizzato il carico medio giornaliero per i giorni mancanti di febbraio, si ottiene un carico annuale pari a circa 4050 MWh.

I grafici riportati di seguito (figure 85 e 86) illustrano l'andamento dell'energia termica consumata durante dicembre e gennaio. Ciò permette di fare alcune considerazioni generali:

- sono riconoscibili i giorni non lavorativi, infatti essi corrispondono ai punti di minimo dell'andamento;
- anche durante i giorni in cui lo stabilimento è chiuso c'è un dispendio significativo di energia termica, sebbene inferiore del 30 % rispetto a quello dei giorni lavorativi;
- il giorno in cui lo stabilimento ha consumato più energia è stato il 20/12/2017 con 22589 kWh;



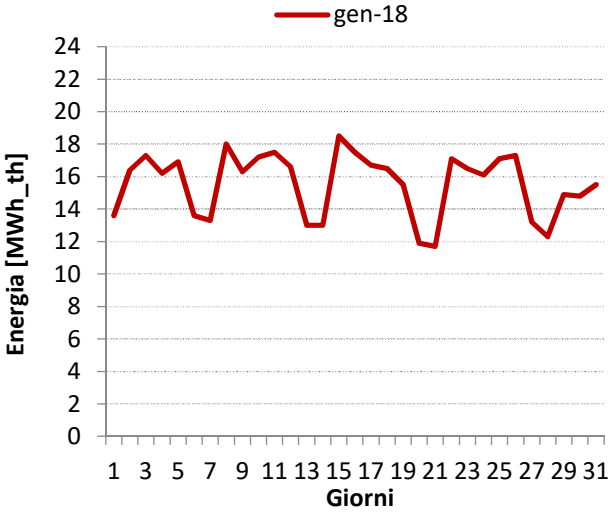


Figure 85 e 86: andamento dell'energia richiesta dalla Caffarel durante i mesi di dicembre 2017 (a sinistra) e gennaio 2018 (a destra).

Identificando tra i valori di potenza istantanei, registrati ogni 15 minuti, i più alti picchi per ogni mese, si nota che questi si verificano tutti nella prima parte della mattinata e quasi sempre il lunedì mattina o il giorno dopo un periodo di chiusura dell'impianto. La tabella 30 mostra a titolo di esempio i primi tre picchi per alcuni mesi.

Tabella 30: picchi giornalieri di potenza più alti nei mesi di maggiore carico.

Mese	Data	Ora del picco	Potenza (kW)
Marzo	02/03/2017 (giovedì)	07:30:00	1204
	27/03/2017 (lunedì)	08:30:00	1193
	29/03/2017 (mercoledì)	07:15:00	1164
Febbraio	20/02/2017 (lunedì)	07:45:00	**1808**
	24/02/2017 (venerdì)	08:50:00	1511
	27/02/2017 (lunedì)	07:30:00	1457
Novembre	27/11/2017 (lunedì)	09:00:00	1260
	20/11/2017 (lunedì)	07:15:00	1192
	29/11/2017 (giovedì)	08:15:00	1174
Dicembre	20/12/2017 (martedì)	09:15:00	1597
	19/12/2017 (mercoledì)	07:15:00	1509
	17/12/2017 (lunedì)	8:00:00	1429

Il picco più alto è stato registrato lunedì 20 febbraio alle ore 7:45 ed è stato pari a 1808 kW. Considerando le medie orarie, i picchi risultano più bassi ma continuano a registrarsi nella prima parte della mattinata. Ciò è visibile analizzando l'andamento del carico in un qualsiasi giorno lavorativo. Esso presenta solitamente il picco maggiore tra le 8 e le 10 del mattino, poi un calo nella successiva parte della giornata e generalmente un secondo picco solitamente tra le 18 e le 20. Il picco orario più alto risulta quello delle 8:00 di lunedì 20 febbraio, pari a 1334 kW. Nel grafico 86 seguente l'andamento giornaliero (invernale) tipico in caso di giorno lavorativo oppure festivo.

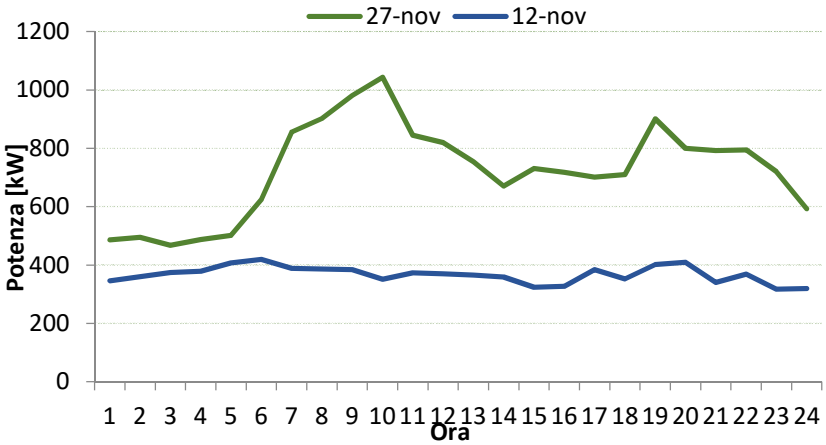


Figura 87: andamento della potenza nel periodo invernale in un giorno tipo festivo (12-11-2017) e uno feriale (27-11-2017).

Come si vede, il carico nei giorni festivi, in cui lo stabilimento è chiuso, è abbastanza costante. Nei giorni lavorativi invece il carico diventa più consistente e ha un andamento in cui è visibile la presenza di due picchi principali corrispondenti ai turni lavorativi dallo stabilimento.

6.3.2 Analisi del carico elettrico

Descrizione dell'attività di monitoraggio e premesse sull'elaborazione dei dati: Per effettuare lo studio di fattibilità legato alla sostituzione dell'attuale sistema di gruppi frigoriferi a compressione di vapore occorre conoscere gli attuali consumi elettrici dovuti a queste macchine. Essi saranno utilizzati sia per l'analisi economica, nel calcolo della differenza tra i costi operativi attuali e futuri, sia per stimare il fabbisogno frigorifero totale dell'azienda. La Caffarel ha recentemente installato un sistema di monitoraggio energetico molto completo. Tale sistema è dotato di un programma di gestione dei dati che permette una conoscenza accurata (su base oraria e in alcuni casi anche ogni 15 minuti) dell'andamento dei consumi nelle varie parti dell'impianto. Elaborando i dati relativi ai consumi elettrici dell'ultimo anno è stato possibile individuare quelli relativi alla sola lettura dei contatori legati alle macchine frigorifere. Sommando tra loro queste letture si ottiene il consumo elettrico effettivo per la refrigerazione su base oraria, giornaliera o mensile. I raffronti annuali non sono ancora possibili poiché il sistema è attivo da meno di un anno. Il monitoraggio è stato condotto per il periodo che va da maggio 2017 a gennaio 2018. Per i tre mesi restanti si sono dovute fare delle ipotesi che fossero il più possibili realistiche. La stima è stata fatta partendo dai dati reali degli altri mesi e dalle condizioni climatiche esterne. Sono state individuate, delle giornate tipo in condizioni simili, sia per i giorni lavorativi sia per i festivi, e si è provveduto a riportare questi carichi nei mesi mancanti considerando i giorni effettivi lavorati e i giorni festivi o di chiusura (ad esempio in aprile i giorni di stop dopo Pasqua).

Risultati dell'analisi. Il consumo elettrico annuo delle macchine frigorifere risulta pari a 1668 MWh. La figura 88 rappresenta la ripartizione mensile di questi consumi.

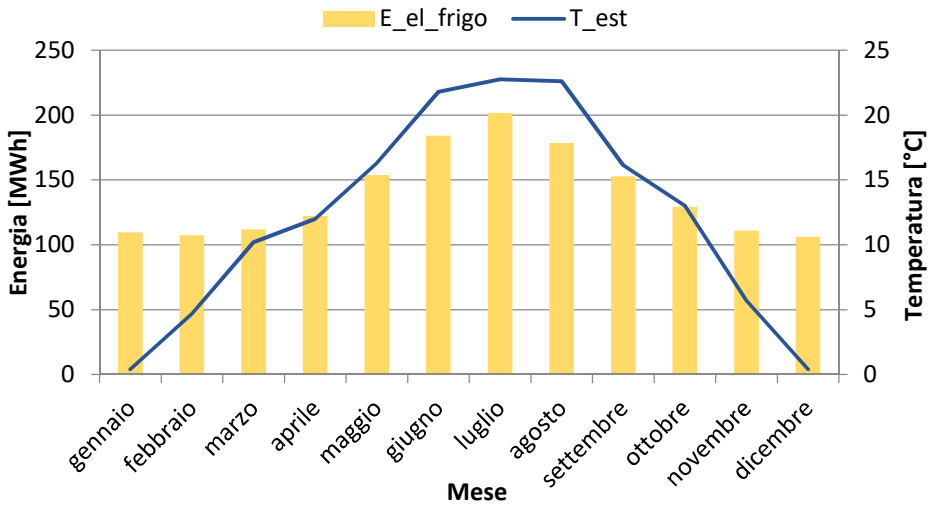


Figura 88: energia elettrica consumata dalla Caffarel per soddisfare il fabbisogno frigorifero.

Come si vede anche in inverno il carico frigorifero è molto rilevante ed è abbastanza costante (più

di 100MWh elettrici). Ciò è dovuto al fatto che molti processi che richiedono raffreddamenti sono attivi tutto l'anno e non dipendono dalle condizioni esterne. Nei mesi estivi, per effetto della maggiore temperatura esterna, il consumo elettrico aumenta rispetto a quello invernale, fino a raddoppiare in luglio. Questo si può vedere anche guardando più dettagliatamente gli andamenti giornalieri dei consumi riportati nelle figure 89 e 90, in cui si riporta a titolo di esempio il confronto tra i mesi di luglio e gennaio.

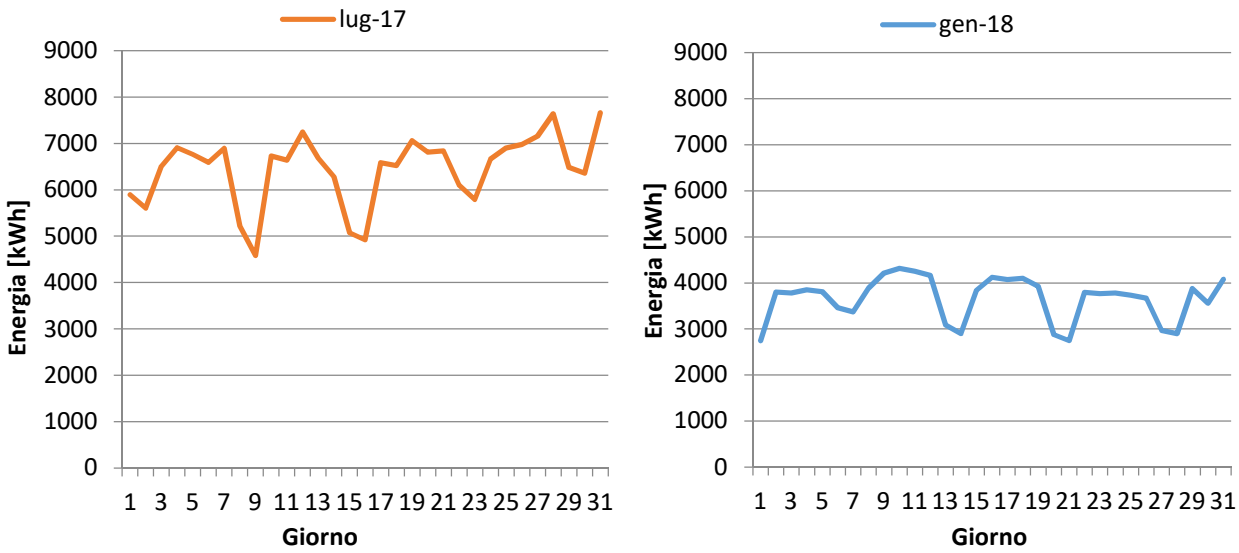


Figure 89 e 90: andamento del consumo di energia elettrica per la produzione frigorifera durante i mesi di dicembre 2017 (a sinistra) e gennaio 2018 (a destra).

Anche in questo caso, come per i consumi termici, si distinguono chiaramente i giorni lavorativi da quelli festivi. Sempre considerando i carichi giornalieri, il consumo massimo delle macchine frigorifere risulta pari a 8091 kWh (registrato il 30 agosto). Infine, considerando la potenza erogata, i picchi orari più elevati avvengono naturalmente nei mesi di luglio e agosto, superando spesso i 400 kW. Il valore massimo è stato pari a 467 kW (registrato lunedì 31 luglio). Tale dato sarà utilizzato più avanti in fase di dimensionamento del nuovo impianto frigorifero.

Dai dati del consumo elettrico (E_{el_frigo}), ipotizzando un opportuno EER per le macchine frigorifere[25], è possibile stimare l'energia frigorifera effettivamente erogata dai gruppi frigoriferi (E_{frigo}) nel seguente modo:

$$E_{frigo} = E_{el_frigo} \cdot EER \tag{45}$$

Ripetendo il calcolo per ogni mese e sommando si ottiene che l'energia frigorifera annua ammonta a poco più di 5000 MWh, il che significa che il fabbisogno di "freddo" dell'impianto supera quello

[25] L'EER (Energy Efficiency Ratio) è declassato ad un valore pari a 3 rispetto al dato di targa visto il campo di funzionamento a bassa temperatura con acqua glicolata.

di "caldo" soddisfatto con la rete di TLR[26]. In figura 91 è mostrato il confronto tra i consumi termici, i consumi elettrici e quelli di energia frigorifera prodotta dai chiller a compressione.

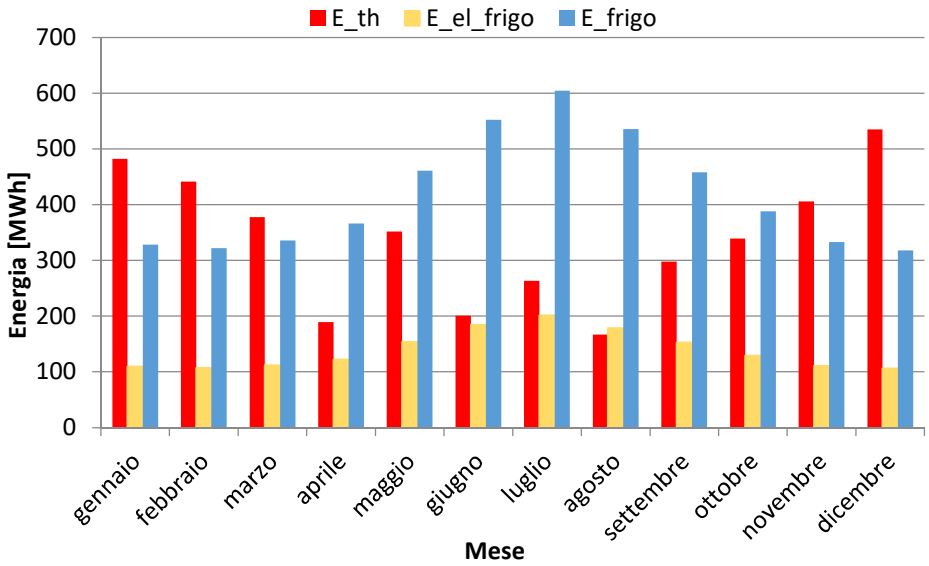


Figura 91: confronto tra consumi termici da TLR, consumi elettrici dalla rete nazionale ed energia frigorifera prodotta dai chiller a compressione.

Tutti i dati mostrati fino ad ora non indicano come sono suddivisi i carichi in base ai diversi utilizzi del freddo prodotto. Eppure questo è un fattore molto importante nel presente studio perché, come si vedrà, non tutto il carico mostrato può essere considerato per la trigenerazione. Per distinguere i vari utilizzi del freddo generato dall'attuale sistema frigorifero centralizzato (descritto nel successivo sottocapitolo) è stato necessario formulare diverse ipotesi. Per cominciare, il carico legato all'uso "tecnologico" è stato assunto costante durante l'anno poiché le macchine lavorano in un ambiente a temperatura controllata con prestazioni costanti. Il carico elettrico annuo associato al condizionamento degli ambienti è stato assunto pari al 59% del totale. Questo dato è una stima data dall'esperienza che è solitamente adottata anche da Caffarel stessa per le proprie valutazioni energetiche. Di questa parte, la quota di fabbisogno associata agli ambienti caratterizzati da normali esigenze di raffrescamento nel solo periodo estivo (zone G, C e D della planimetria in figura 80), è stata ottenuta partendo dalla potenza installata e dai profili di carico tipici per edifici adibiti a ufficio per la zona climatica in esame. Tra gli usi industriali è poi stato possibile individuare la quota di energia associata al processo di temperaggio, secondo le ipotesi e il calcolo descritti in dettaglio nel prossimo capitolo (si veda 6.3.2). La situazione che emerge è quella riportata tramite la figura 92 e riassunta nella tabella 31.

[26] In realtà bisogna precisare che questa ultima affermazione è valida perché qui si fa riferimento soltanto all'energia termica prelevata dal TLR, ma in realtà esiste per l'azienda una certa quota di fabbisogno termico soddisfatta ancora a gas poiché è legato ad attività che richiedono produzione di vapore surriscaldato.

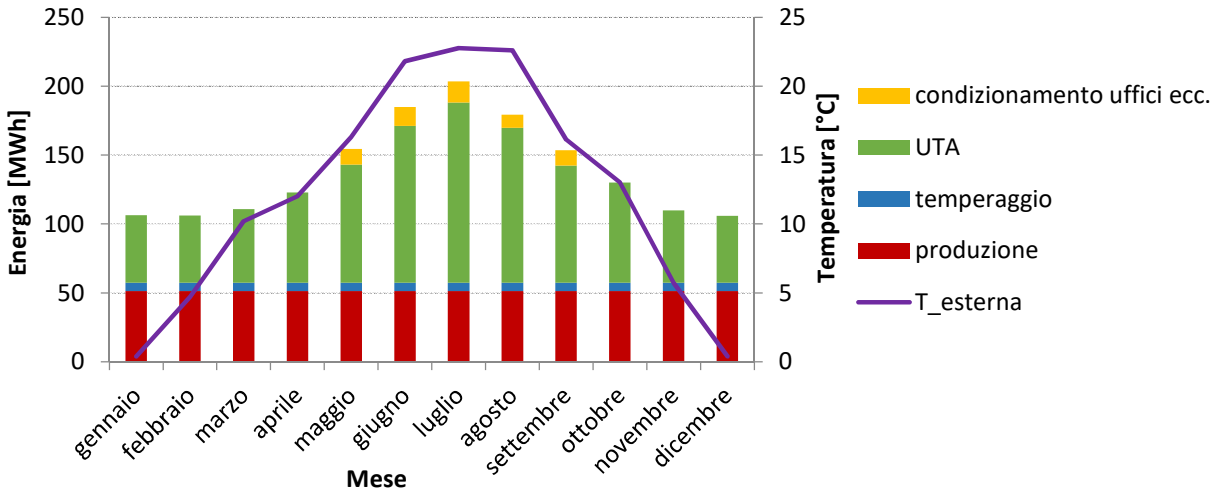


Figura 92: diagramma dei consumi elettrici secondo le varie esigenze frigorifere.

Tabella 31: riepilogo dei consumi energetici annui per le varie esigenze frigorifere.

	E_{el} (MWh)	E_{frigo} (MWh)	Quota del carico totale (%)
Temperaggio	72	215	4,2%
Altri usi industriali	617	1851	36,8%
Totale tecnologico	688	2064	41%
Condizionamento uffici ecc.	61	183	3,7%
Cond. Reparti e magazzini (UTA)	918	2755	55,3%
Totale condizionamento ambienti	979	2937	59%

6.4 Soluzioni impiantistiche attuali e ipotesi di intervento

6.4.1 Soluzioni impiantistiche attuali

In questa sezione si presenta l'impianto frigorifero primario che serve l'intero stabilimento. Esso è costituito da un gruppo di chiller elettrici collegati ad una rete di tubazioni ad acqua fredda. Questo circuito si dirama nelle varie parti dello stabilimento raggiungendo per esempio i ventilconvettori a servizio degli ambienti, oppure gli scambiatori delle unità di trattamento aria dei magazzini o dei laboratori, oppure i vari circuiti di raffreddamento delle macchine. I chiller installati sono quattro, tutti a compressione di vapore con R134a come fluido frigorifero, per una potenza complessiva nominale di 2206 kW. Di norma solo due macchine di quelle installate (una macchina per tipo) restano accese ed entrano in funzione durante tutto l'anno, le altre due servono per i picchi massimi e come back up in caso di guasto delle unità principali. Lo schema di funzionamento di queste macchine è già stato ampiamente descritto del capitolo 2.2 ed è rappresentato in figura 14. La tabella 32 riassume le caratteristiche principali dei modelli in dotazione (schede tecniche complete nell'ALLEGATO C).

Tabella 32: macchine frigorifere a compressione di vapore installate presso la Caffarel.

Marca, modello	n. unità	tipologia	P_{NOM}[27] (kWf)	EER_{NOM}[28]	P_{NOM}[29] (kWf)	EER_{NOM}[30]	Fluido frigo	Fluido refrigerato
CARRIER 30HXC 230	2	a compressione semiermetico irreversibile (solo freddo)	812	4,73	484	2,95	R134a	Acqua glicolata al 25%
CARRIER 30XW-P 1012	2	a compressione semiermetico reversibile (caldo - freddo)	1039	5,73	619	3,58	R134a	Acqua glicolata al 25%

È da notare che la potenza nominale di targa della macchina si riferisce al funzionamento in cui l'acqua da raffreddare entra all'evaporatore a 12°C ed esce a 5°C. In realtà, per esigenze tecniche chiarite più avanti, la macchina produce acqua refrigerata a -5°C. La temperatura inferiore a 0°C comporta l'inserimento di un additivo (glicole propilenico o etilenico) nel circuito idraulico. La concentrazione di tale additivo è determinata dalla temperatura che si vuole ottenere in uscita dall'evaporatore, nel caso di -5 °C la soluzione è al 25% di glicole etilenico. Ciò determina un peggioramento dello scambio termico per via della diminuzione del calore specifico a seconda del contenuto di glicole. In base ai manuali delle macchine vi è un declassamento considerevole delle potenze nominali di targa, come si può vedere da quanto riportato nella tabella precedente.

È importante analizzare adesso il principio di funzionamento del sistema di condizionamento delle aree mantenute a temperatura ed umidità controllata per capire la ragione principale per cui si debba produrre acqua a temperature sotto 0°C. L'Impianto attuale è basato su unità di trattamento aria (UTA) di tipo tradizionale che regolano durante tutto l'anno la temperatura dell'ambiente (batterie di scambio termico ad acqua fredda e calda), la qualità dell'aria (filtrazione e ricambio) e l'umidità relativa (umidificazione e deumidificazione). Lo schema di funzionamento è esemplificato in figura 93. A seconda delle esigenze e delle condizioni di funzionamento il flusso può attraversare o by-passare i vari componenti.

[27] condizioni standard di funzionamento secondo EN 14511-3.2013: ingresso/uscita del fluido all'evaporatore pari a 12/7°C.
[28] condizioni standard di funzionamento secondo EN 14511-3.2013: ingresso/uscita del fluido all'evaporatore pari a 12/7°C.
[29] condizioni di funzionamento a bassa temperatura: ingresso/uscita del fluido all'evaporatore pari a -2/-6 °C.
[30] condizioni di funzionamento a bassa temperatura: ingresso/uscita del fluido all'evaporatore pari a -2/-6 °C.

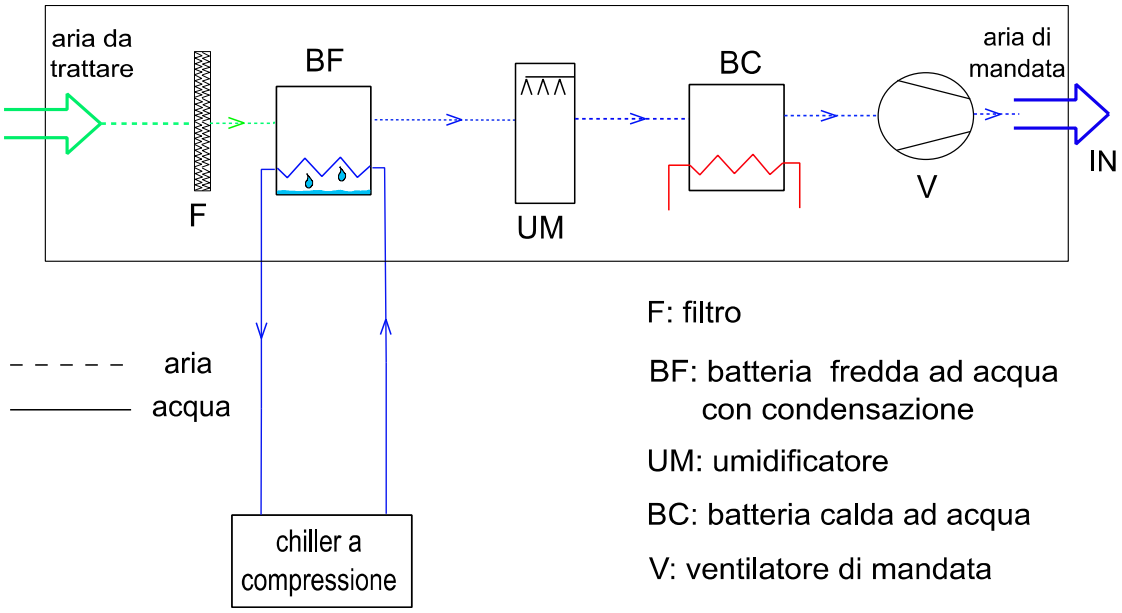


Figura 93: schema funzionale dell'UTA tradizionale con deumidificazione a condensazione.

Durante il raffreddamento con deumidificazione l'aria passa inizialmente nella batteria fredda dove si abbassa la sua temperatura fino al punto di rugiada perdendo umidità per condensazione del vapore acqueo. All'uscita dello scambiatore l'aria si trova in una condizione di sottoraffreddamento rispetto alle condizioni d'immissione in ambiente e deve perciò subire un post-riscaldamento. L'aria attraversa dunque anche la batteria calda prima di essere trascinata dal ventilatore di mandata alle bocchette d'immissione in ambiente. L'umidificatore viene in questo caso by-passato. La modalità descritta è quella di funzionamento standard "estivo", tale regime però in campo industriale si registra spesso anche in inverno. L'aria prelevata dai locali, infatti, si può presentare molto calda e umida anche in pieno inverno per via dei carichi termici sensibili e latenti dovuti a macchinari, processi di lavorazione e personale. Inoltre nella stagione fredda occorre prevenire la formazione di condensa in tutte le zone in cui può esserci contatto dell'aria ambiente con superfici più fredde e mantenere molto bassa l'umidità nei magazzini, dove ci sono materiali igroscopici come la carta degli scatoloni e delle confezioni che possono assorbire umidità e degradare il prodotto.

Secondo quanto descritto, per realizzare la deumidificazione per condensazione bisogna avere una batteria fredda in grado di abbattere la temperatura fino al valore di rugiada (T_R). Considerando un punto a 18°C e 45% di umidità relativa la T_R è circa 6°C. Se si considera poi che per mantenere un ambiente ad una data temperatura bisogna introdurre aria più fredda di quella ambiente, è chiaro che si parla ti temperature di rugiada molto basse. Per una temperatura di mandata pari a 11,5 °C la T_R è meno di 2°C. Questa è la ragione principale per cui il gruppo frigorifero lavora con acqua glicolata. Il trattamento può essere rappresentato graficamente su un diagramma psicrometrico.

Esso, nella versione dell'Ashrae, riporta sull'asse delle ascisse le temperature dell'aria (misurate con un termometro a bulbo secco) mentre le ordinate indicano l'umidità specifica (o contenuto igrometrico del vapor d'acqua nell'aria) espresso in g/ kg. Le altre informazioni leggibili nel diagramma sono l'entalpia (h), l'umidità relativa (UR) e il volume specifico (v). Nella versione di Mollier gli assi risultano invertiti e ribaltati rispetto al caso precedente, con la temperatura di bulbo secco (T_{BS}) sulle ordinate. La figura 94 mostra sul diagramma (nella versione Mollier) il processo di raffreddamento e deumidificazione dell'aria dalle condizioni della miscela di aria esterna con aria di ricircolo (punto M) alle condizioni di mandata in ambiente (punto I), nelle condizioni estive di progetto (punto E: T_{BS} =35°C e UR=55%).

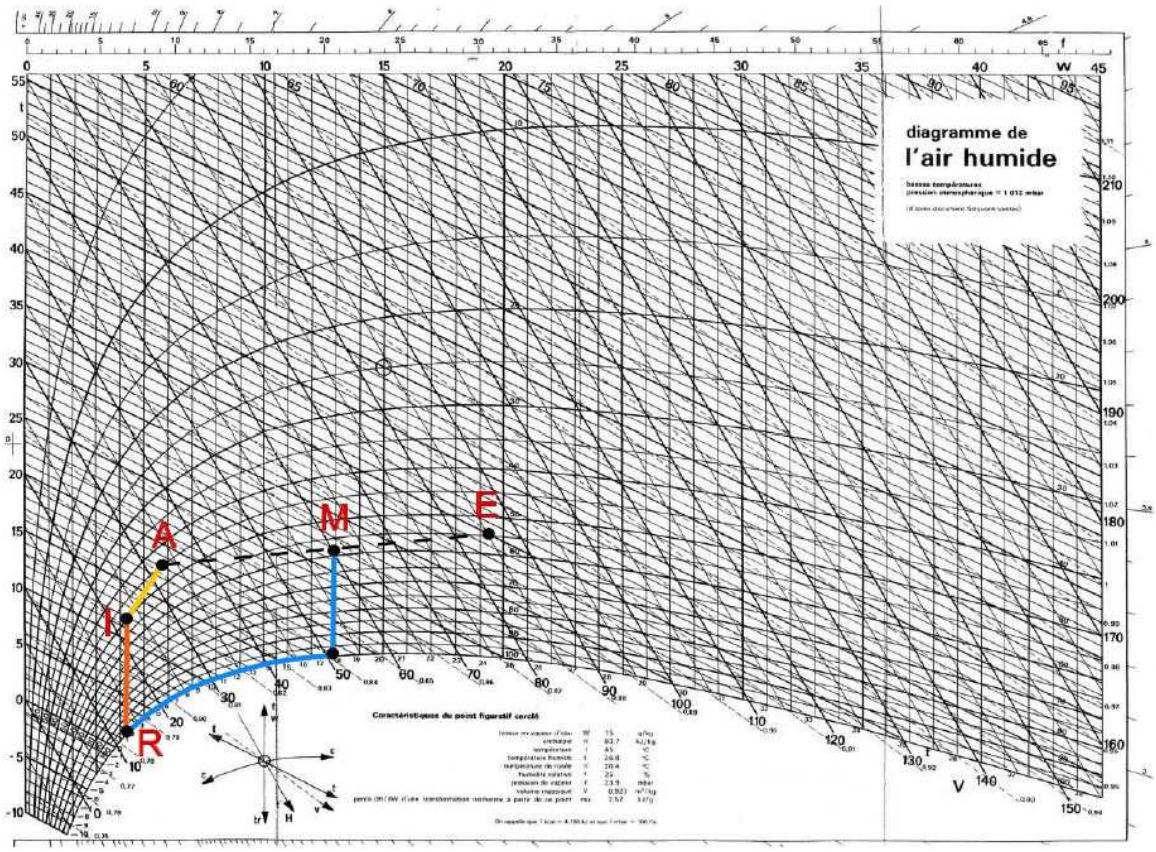


Figura 94: diagramma dell'aria umida (Mollier). Trasformazione "M-R": raffreddamento con deumidificazione; trasformazione "R-I": post-riscaldamento isotitolo fino alle condizioni di immissione in ambiente (I).

Queste osservazioni sono di estrema importanza nello studio di fattibilità della trigenerazione perché, come già descritto nel capitolo 2.3, nella generazione del freddo da energia termica del teleriscaldamento bisogna utilizzare macchine ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio a semplice effetto. Queste sono in grado di produrre acqua a non meno di 6-7°C e quindi apparentemente non sono adatte a sostituire l'attuale impianto. Nelle sezioni successive sono illustrate le soluzioni studiate per verificare se esiste effettivamente la possibilità tecnica di realizzare una trigenerazione.

6.4.2 Ipotesi di intervento

L'analisi è partita dal fatto che la soluzione ottimale per la trigenerazione potrebbe anche soddisfare solo parte dei fabbisogni frigoriferi dell'impianto, dato soprattutto il limite tecnologico legato alle macchine ad assorbimento. Essa deve essere comunque una soluzione vantaggiosa economicamente, perciò devono essere scartate quelle soluzioni fattibili tecnologicamente ma non dal punto d vista dei costi. Per prima cosa si è cercato di capire quali sono i campi di applicazione in cui si può intervenire dal punto di vista della fattibilità tecnologica. Per questo sono stati esclusi gli usi della refrigerazione legati ai processi produttivi dato che le macchine coinvolte richiedono temperature troppo basse rispetto a quelle garantite dai chiller ad assorbimento. L'unica applicazione fattibile in tale contesto riguarda le macchine temperatrici. L'alimentazione di queste macchine tramite un sistema ad assorbimento è una delle opzioni che vengono illustrate più avanti. Esclusi gran parte degli usi tecnologici restano le esigenze di condizionamento ambientale, sia dei locali con normali esigenze di raffrescamento estivo, sia delle zone mantenute perennemente in condizioni controllate. In queste ultime, come si vedrà, il problema maggiore da affrontare è dovuto alla forte esigenza di deumidificazione e al fatto che non è possibile realizzarla tramite condensazione usando dei chiller ad assorbimento. Sono state individuate 3 ipotesi teoricamente fattibili, almeno dal punto di vista tecnico. Esse sono quelle illustrate di seguito.

IPOTESI 1 *Raffrescamento degli uffici, del ristorante aziendale e delle sale riunioni.*

La prima ipotesi di realizzazione della trigenerazione consiste nell'installazione di una macchina frigorifera ad assorbimento che soddisfi il carico degli ambienti caratterizzati da normali esigenze di raffrescamento estivo. Essi sono gli uffici, il ristorante aziendale e le sale riunioni. In questo caso i ventilconvettori presenti negli ambienti da climatizzare possono operare con sorgente fredda a 7°C, poiché nell'eventuale controllo dell'umidità non sorgono problemi legati a T_R troppo basse. Dal diagramma psicrometrico per un punto a T=25°C e UR=50% la T_R è di 14°C. La tabella 33 riassume i dati relativi al fabbisogno interessato in questa prima ipotesi.

Tabella 33: dati relativi alla climatizzazione di uffici, ristorante aziendale e sale conferenze.

Zona mappa	Sup (m^2)	Periodo condiz.	Orario di condiz.	Ore di condiz. (h)	P_frigo installata (kWf)	Consumo elettrico annuo (MWh_e)	Fabbisogno frigo annuo (MWh_f)	% del carico totale
G: uffici	2000	mag-set	7:00-18:00	1353	-	45	135	2,7%
C: ristorante	380	mag-set	7:00-22:00	1845	-	13	40	0,9%
D: s. riunioni	310	mag-set	7:00-18:00	1353	-	3	8	0,2%
TOTALE	2700	mag-set	-	-	200	61	183	3,8%

IPOTESI 2: *processo di temperaggio del cioccolato.*

In alternativa (o in aggiunta) all'ipotesi 1 si può anche andare a soddisfare una parte di carico legata al tecnologico. L'applicazione possibile è quella che riguarda le macchine temperatrici, le uniche che non richiedono necessariamente temperature troppo basse. Esse funzionano tramite un circuito di raffreddamento in cui scorre acqua a circa 10°C. Quest'acqua di raffreddamento è prodotta tramite chiller acqua-acqua alimentati dal circuito principale a -5°C. L'ipotesi in oggetto consiste nel sostituire il circuito ad acqua glicolata con uno ad acqua raffreddata a 7°C. Per abbattere la temperatura del cioccolato le temperatrici si possono adattare facilmente al funzionamento con un circuito di raffreddamento a temperature anche superiori agli attuali 10°C (devono raffreddare il cioccolato a 27°C). Occorre però non esagerare per non incorrere in problemi legati alla formazione di condensa. Per calcolare la potenza frigorifera associata al temperaggio si considera lo scambio termico necessario affinché il cioccolato passi dalla temperatura di stoccaggio allo stato fuso ai 27 °C della curva temperaggio, in formule:

$$P_{temp} = P_{temp_ut} \cdot \eta = m_{cioc} \cdot c_{cioc} \cdot (T_{stoc} - T_{temp}) \qquad (46)$$

Dove: P_{temp} è la potenza frigorifera fornita per il temperaggio; P_{temp_ut} è la potenza effettiva utile per il temperaggio; η è l'efficienza dello scambio; c_{cioc}è il calore specifico medio del cioccolato, m_{cioc} è la portata di cioccolato; T_{stoc} è la temperatura iniziale del processo; T_{temp}è la temperatura finale del raffreddamento di temperaggio. Il dato fondamentale di partenza è la portata media oraria di cioccolato processata dalle macchine, pari a circa 700 kg/h. In tabella 34 sono riportati i dati per lo studio della seconda ipotesi. Come si vede la potenza specifica associata al temperaggio non è eccessivamente elevata, ma il consumo annuo è comunque una fetta considerevole del totale (circa il 4,2%) perché queste macchine sono attive in modo continuo durante tutto l'anno, non solo nel periodo estivo.

Tabella 34: dati relativi al fabbisogno frigorifero del processo di temperaggio del cioccolato.

m_{cioc} (kg/h)	T_{stoc} (°C)	T_{temp} (°C)	c_{cioc} (kJ/kg·K)	P_{temp} (kW)	Consumo elettrico annuo (MWh_e)	Fabbisogno frigo annuo (MWh_f)	% del carico totale
722	50	27	3,9	24	72	215	4,2

IPOTESI 3: *condizionamento di tutte le zone a temperatura ed umidità controllata.*

Le precedenti ipotesi permettono di non affrontare il problema della deumidificazione a bassa temperatura, ma coinvolgono solo l'8% del carico frigorifero globale. Affinché la trigenerazione possa essere ritenuta interessante per i gestori della centrale a biomassa e per la Caffarel occorre

soddisfare una quota maggiore del carico. La terza ipotesi d'intervento prevede, per il condizionamento dei magazzini e dei reparti produttivi, la sostituzione (o la modifica parziale) degli attuali sistemi di trattamento aria con un nuovo sistema. In 6.3.1 si è visto il principio di funzionamento della deumidificazione per condensazione. Il sistema proposto prevede invece l'installazione di un nuovo sistema ibrido di UTA, in cui il carico sensibile (cioè il controllo della temperatura) avviene grazie ad energia frigorifera prodotta da chiller ad assorbimento, mentre il carico latente (cioè il controllo dell'umidità) è basato sul principio della deumidificazione chimica ad adsorbimento, ossia con sostanze igroscopiche ("desiccant systems"). Le tecnologie disponibili per effettuare la deumidificazione con "desiccants" sono molteplici, ma la più comune è quella che prevede l'uso delle ruote essiccanti con gel di silice (metodo "Munters"). Questi dispositivi sono costituiti da rotori in grado di catturare il vapore acqueo contenuto nel flusso d'aria che li attraversa. I principali vantaggi sono costituiti dalla capacità di garantire livelli di umidità molto bassi e dal fatto che non è necessario ridurre la temperatura fino al punto di rugiada. Per queste ragioni i sistemi con rotori sono già usati in molte applicazioni tra cui: magazzini, stadi del ghiaccio, supermercati [34], depositi militari, piscine e centri benessere, sale operatorie [35], industrie alimentari e chimiche. Il dispendio energetico è dovuto alla rigenerazione continua del materiale essiccante e, in minima parte, al motore che fa girare il rotore. La rigenerazione consiste in un flusso di aria calda e secca che investe una parte della ruota e rimuove l'umidità raccolta nell'altra parte di rotore attraversata dall' aria umida.

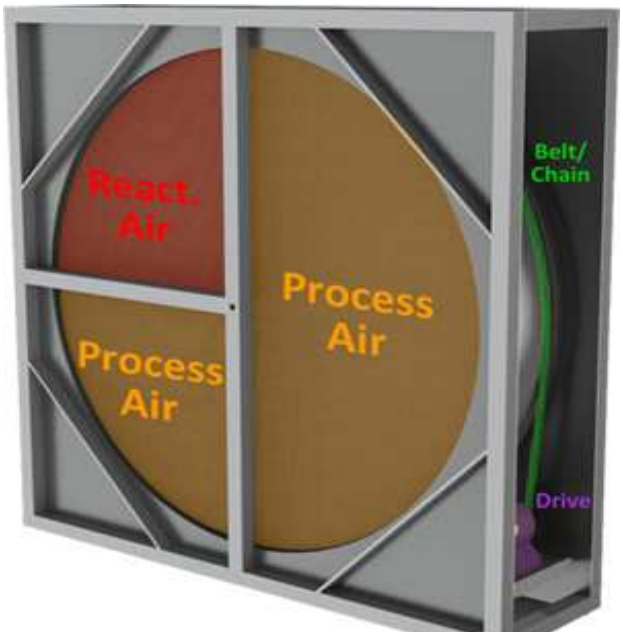


Figura 95: rotore essiccante per deumidificazione dell'aria.

La deumidificazione ad adsorbimento è interessante quando si dispone di energia termica di recupero o a basso costo. I nuovi materiali, infatti, permettono una rigenerazione anche con sorgente a bassa temperatura (60-90 °C) come ad esempio l'acqua calda a 80-85°C del teleriscaldamento (si veda ad esempio l'ALLEGATO E). Il costo d'investimento dipende dalla possibilità d'integrazione del nuovo sistema con la UTA esistente. Nella maggior parte dei casi è necessario sostituirla, ma esistono anche rotori in grado di adattarsi all'impianto esistente.

Il sistema con deumidificazione tramite rotore consente di non sovradimensionare la batteria di raffreddamento e di evitare il post-riscaldamento dell'aria trattata rispetto ad un sistema con unità di trattamento dell'aria convenzionale. Lo schema impiantistico semplificato del nuovo impianto è mostrato nelle figure 96 e 97. Esse mostrano la doppia alimentazione prevista per la batteria fredda, resa necessaria dal fatto che d'inverno il costo dell'energia termica potrebbe non rendere conveniente l'uso degli assorbitori (si vedano i risultati riportati nel prossimo capitolo).

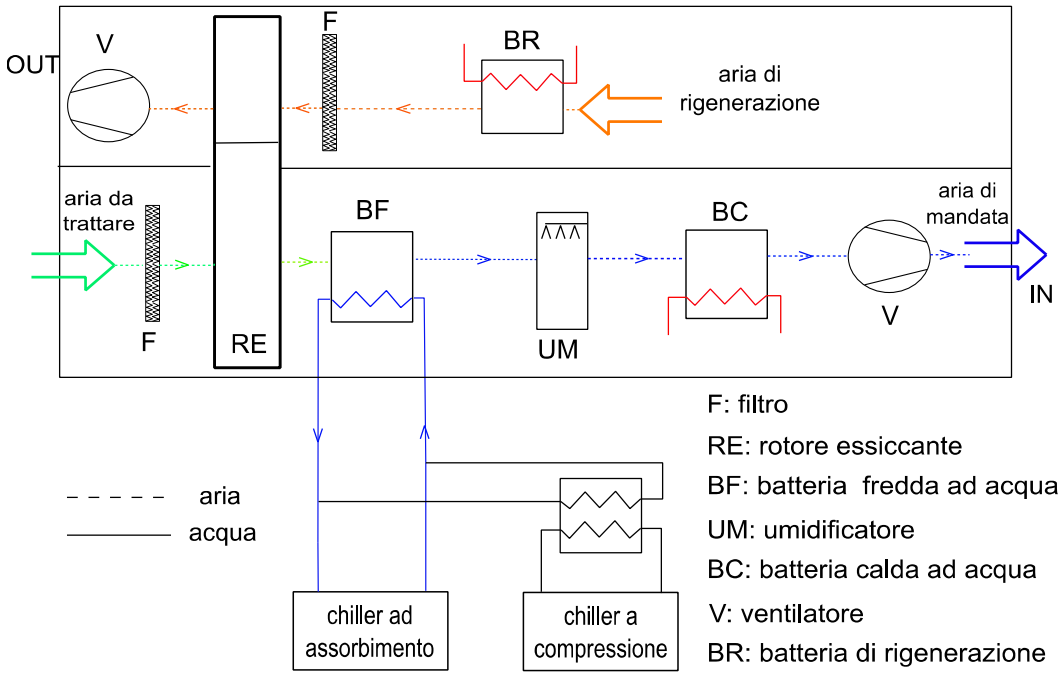


Figura 96: schema funzionale della UTA ibrida quando la batteria fredda è alimentata dal gruppo frigorifero ad assorbimento.

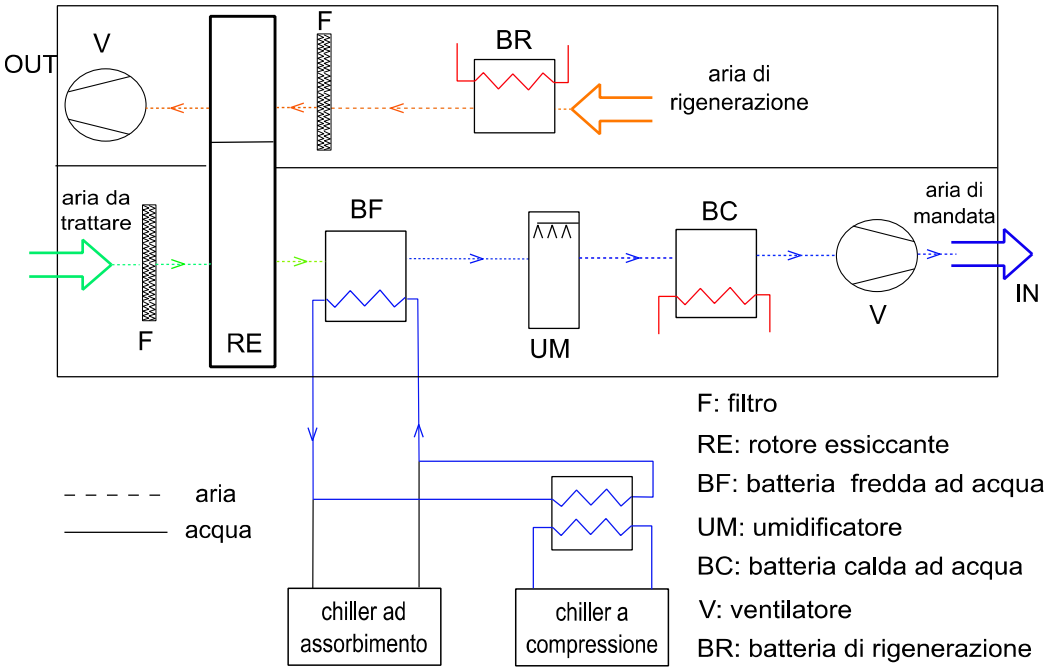


Figura 97: schema funzionale della UTA ibrida quando la batteria fredda alimentata dal gruppo frigorifero a compressione.

Funzionamento. Nel funzionamento per raffreddare e deumidificare i componenti che sono coinvolti sono F, RE, BF e V, mentre i componenti UM e la BC vengono by-passati. Il mix di aria esterna e di ricircolo è filtrato e poi deumidificato passando attraverso il rotore essiccante. Durante questa fase l'aria subisce un riscaldamento dovuto al moto attraverso il materiale adsorbente. In seguito la batteria fredda abbatte la temperatura senza più bisogno di deumidificare (solo carico sensibile). Parallelamente un flusso di aria viene riscaldata dalla batteria di rigenerazione alimentata con il TLR e attraversa una porzione di rotore rigenerandolo (cioè asciugandolo). La batteria fredda è uno scambiatore acqua-aria in cui l'acqua è raffreddata a 7°C tramite il chiller ad assorbimento quando è disponibile l'energia termica del TLR a basso costo. Quando invece è più conveniente continuare a utilizzare i chiller a compressione l'acqua fredda della batteria (sempre a 7°C) è prodotta con uno scambiatore acqua-acqua glicolata a -5°C, quest'ultima prodotta attraverso il gruppo a compressione di vapore.

Il processo descritto può essere rappresentato nel diagramma di Mollier come riportato in figura 98, dove si confrontano i due metodi per raffreddare e deumidificare l'aria di processo dalle condizioni "M" alle condizioni di immissione in ambiente "I".

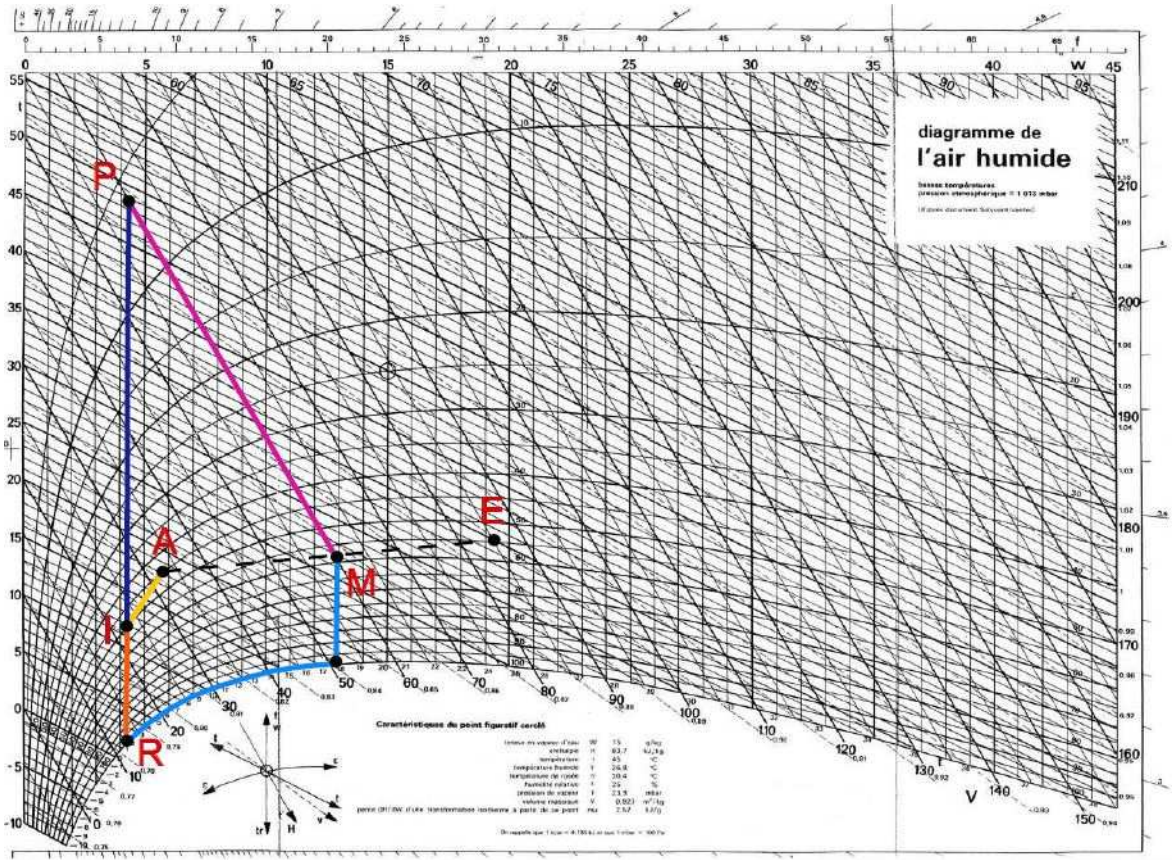


Figura 98: rappresentazione sul diagramma dell'aria umida (Mollier) dei punti e delle trasformazioni nella climatizzazione dell'aria. Trasformazione M-R-I : raffreddamento con deumidificazione per condensazione e post-riscaldamento. Trasformazione M-P-I: deumidificazione isoentalpica e raffreddamento isotitolo.

Tutte le caratteristiche dei punti notevoli leggibili sul diagramma sono riportate nella prossima tabella, in cui: "T_{bs}" è la temperatura di bulbo secco, "T_{bu}" è la temperatura di bulbo umido e "x" indica l'umidità assoluta.

Tabella 35: caratteristiche dei punti notevoli nel diagramma di Mollier.

Punto del diagramma	T_bs (°C)	T_bu (°C)	T_rugiada (°C)	U.R. (%)	x (g/kg)	h (kJ/kg·K)
E: aria esterna	35	27	24,6	55%	19,5	85
A: cond ambiente	18	11,4	6	45%	6	33
M: mix aria da trattare	26,5	21	18	58%	12,5	60
I: immissione	11,5	7	2	50%	4,5	22
R: fine deum. con cond.	2	2	2	99%	4,3	13
P: fine deum. rotore	48,5	21	2	7%	4,5	60

La trasformazione M-P è un'isoentalpica e corrisponde alla deumidificazione che avviene nel rotore. Come si vede si ha un aumento abbastanza importante della temperatura da 27°C a 48,5°C. Il successivo raffreddamento è effettuato tramite la batteria fredda, senza però alcuna condensazione poiché l'aria si trova già al valore di umidità assoluta del punto I. Il punto R (UR=100%) è raggiunto solo in condizioni ideali, in realtà c'è un certo fattore di by-pass che fa sì che non si raggiunga mai la curva di saturazione, l'umidità relativa massima è il 99%. È interessante adesso andare a calcolare la riduzione del carico richiesto dato dal processo con adsorbimento. Il carico latente soddisfatto nei due casi è lo stesso (il salto di umidità specifica Δx è uguale), quindi le variazioni sono da attribuire al carico sensibile. Il carico globale (sensibile + latente) da fornire nel sistema tradizionale è la somma del carico frigorifero da "M" a "R" e da quello di post-riscalamento da "R" a "I", e si calcola nel modo seguente:

$$P_{tradizionale} = P_{MR} + P_{RI} = \dot{m}_{aria} \cdot (h_M - h_R) + \dot{m}_{aria} \cdot (h_I - h_R) \qquad (47)$$

Dove: $P_{MR} + P_{RI}$ è la somma delle potenze richieste nelle trasformazioni M-R e R-I in kW; $\dot{m}_{aria}$ è la portata di aria di processo in kg/h; *h* è l'entalpia in kJ/kg·K.

Il carico da fornire nel caso del sistema ibrido sarà solo sensibile perché nella deumidificazione non c'è salto entalpico, infatti $h_M = h_P$. Esso inoltre sarà certamente minore perché non devo né sotto-raffreddare né post-riscaldare. Tale carico si calcola come:

$$P_{ibrido} = \dot{m}_{aria} \cdot (h_M - h_I) = \dot{m}_{aria} \cdot (h_P - h_I) \qquad (48)$$

Posso a questo punto calcolare il rapporto tra le due potenze e quindi la diminuzione relativa con l'adozione del sistema ibrido:

$$\frac{P_{ibrido}}{P_{tradizionale}} = \frac{\cancel{m_{aria}} \cdot (h_P - h_I)}{\cancel{m_{aria}} \cdot (h_M - h_R) + \cancel{m_{aria}} \cdot (h_I - h_R)} = \frac{(60-22)}{(60-13)+(22-13)} \approx 0{,}68 \qquad (49)$$

Cioè il carico del sistema ibrido è 0,68 volte quello tradizionale, quindi si ha una riduzione del 32%. In particolare si ha un -16% per il mancato sotto-raffreddamento e un -16% per l'assenza del post-riscaldamento.

Quella rappresentata è una situazione utile per spiegare il principio fisico della soluzione proposta ma è poco realistica. Infatti, riguardo al punto P, in realtà non è consigliato che esso sia davvero a una temperatura di 48,5°C e umidità del 7%. Conviene invece avere un preraffreddamento per aumentare l'UR a monte del rotore e migliorare l'efficienza della ruota. In effetti, quindi l'impianto ha delle variazioni rispetto allo schema semplificato proposto, e la "batteria fredda" dello schema in figura 96 in realtà si divide in una batteria di pre-raffreddamento e una di post-raffreddamento. Infine, per ridurre i costi di investimento dovuti a rotori di dimensioni eccessive, si potrebbe far avvenire parte della deumidificazione a livello della batteria fredda, fino a che la temperatura di 7°C lo permette. Queste possibili variazioni sono rappresentate graficamente in figura 99.

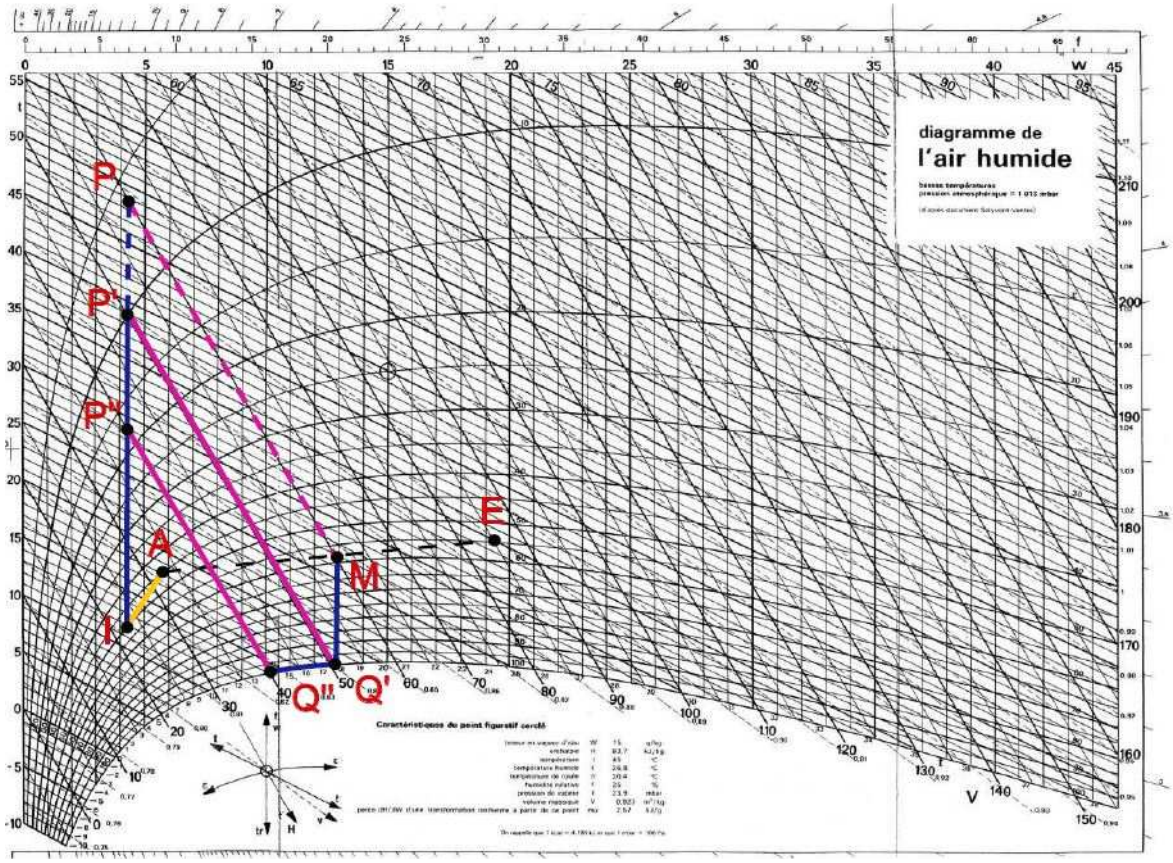


Figura 99: rappresentazione sul diagramma dell'aria umida (Mollier) della deumidificazione con sistema ibrido. Trasformazione M-P-I: deumidificazione isoentalpica e raffreddamento isotitolo. Trasformazione M-Q'-P'-I: pre-raffreddamento isotitolo, deumidificazione isoentalpica e post-raffreddamento isotitolo. Trasformazione M-Q''-P''-I: pre-raffreddamento con deumidificazione per condensazione, deumidificazione isoentalpica e post-raffreddamento isotitolo.

Nella trasformazione M-Q'-P'-I continua ad esserci una netta separazione dei carichi tra rotore e batteria fredda. Nella trasformazione M-Q''-P''-I invece il carico latente della ruota si riduce e avviene un preraffreddamento con deumidificazione per condensazione. La differenza con l'impianto attuale è che essa avviene con una temperatura di rugiada molto superiore (ad esempio 14°C come in figura). Ai fini dei calcoli del carico latente e sensibile però non cambia nulla e per semplicità si potrà fare riferimento alla situazione ideale con prima tutta la deumidificazione a carico della ruota essiccante e poi tutto il controllo sul carico sensibile.

Ricapitolando i principali vantaggi del sistema ibrido ad adsorbimento presentato sono:

- non dover raffreddare fino a bassi punti di rugiada per deumidificare a basse temperature;
- possibilità di alimentare la batteria fredda con macchine ad assorbimento;
- riduzione della taglia della batteria fredda (no sottoraffreddamento);
- possibilità di gestire separatamente l' umidità e la temperatura (attualmente impossibile);
- riduzione sensibile del consumo di energia elettrica a favore di energia termica da TLR;

6.5 Dimensionamento e analisi di fattibilità delle soluzioni proposte

PREMESSA: Le soluzioni descritte precedentemente sono state studiate prima singolarmente, anche con alcune varianti, e poi combinate tra loro per selezionare la migliore proposta finale. In questa fase, al fine di effettuare un'analisi preliminare, si è stimata la fattibilità economica partendo dai dati e dalle ipotesi riportate in tabella 36. In questo caso il prezzo dell'energia termica nel periodo estivo è volutamente e cautelativamente sovrastimato perché non tiene conto di alcuna agevolazione aggiuntiva derivante da incentivi pubblici o altre condizioni speciali (a differenza di quanto fatto più avanti nel capitolo 6.5). Questo perché l'obiettivo principale è quello di capire quale sia la soluzione più interessante su cui in seguito fare analisi più accurate. Il prezzo dell'energia termica invernale è invece quello effettivo previsto nelle bollette (cioè tariffa di contratto al netto di agevolazioni, incentivi e iva).

Tabella 36: dati fondamentali di partenza per i calcoli energetici ed economici.

EER chiller compressione	3	[-]
EER chiller assorbimento	0,65*	[-]
$C_{E_th_est}$	0,020	[€/kWh]
$C_{E_th_inv}$	0,039	[€/kWh]
C_{E_el}	0,14	[€/kWh]
C_{ass}	160-400**	[€/kW]

*riduzione cautelativa del 10% rispetto ai dati nominali leggermente superiori a 0,7.

**variabile per economia di scala, più è grande l'impianto più diminuisce costo specifico.

$C_{E_th_est}$ e $C_{E_th_inv}$ sono i costi specifici dell'energia termica rispettivamente nel periodo estivo e invernale; C_{E_el} è il costo dell'energia elettrica; C_{ass} è il costo specifico del chiller ad assorbimento.

Per ognuno dei casi studiati è stata seguita la stessa metodologia. Essa consiste nel determinare i seguenti parametri:

- fabbisogno frigorifero da soddisfare (fabbisogno frigorifero netto);
- dimensionamento impianto;
- costo d'investimento (C_{inv});
- fabbisogno elettrico attuale annuo;
- costo attuale annuo di esercizio ($C_{\mathrm{es,att}}$);
- fabbisogno energetico futuro;
- costo previsto annuo di esercizio ($C_{\mathrm{es,f}}$);
- risparmio annuo (R);
- Pay Back Time (PBT);

Il risparmio annuo è la differenza tra il costo di esercizio attuale e quello futuro, cioè:

$$R = C_{\mathrm{es,att}} - C_{\mathrm{es,f}} \tag{50}$$

Il tempo di rientro dell'investimento è quello per rientrare dell'intero investimento iniziale. Esso è chiamato "Symple Pay Back Time" e si ottiene con la formula:

$$PBT = \frac{C_{\mathrm{inv}}}{\mathrm{R}} \tag{51}$$

Bisogna ammortizzare tutto il costo della nuova installazione perché la Caffarel ha già un impianto funzionante e non è nella condizione di doverne per forza installare uno nuovo. Ben diversa sarebbe la situazione in cui si dovesse in ogni caso installare un nuovo impianto (ad esempio se si presentasse la necessità di sostituire i gruppi frigo perché troppo vecchi). In questo caso la convenienza o meno tra un gruppo a compressione e uno ad assorbimento sarebbe legata al tempo in cui, con il risparmio annuo dato dal gruppo ad assorbimento, si rientrerebbe della differenza di costo tra le due macchine. Quello che viene valutato è allora il "Differential Pay Back Time" che si ottiene con la seguente formula:

$$PBT_d = \frac{C_{\mathrm{ass}} - C_{comp}}{\mathrm{R}}$$

Sulla base del PBT semplice le diverse soluzioni sono state suddivise in "fattibili" (se si rientra dell'investimento entro la vita tecnica dell'impianto), "poco fattibili" (se il tempo di rientro e minore di poco rispetto alla vita tecnica dell'impianto) e "non fattibili" (se il tempo di rientro supera la vita tecnica dell'impianto o addirittura non c'è risparmio annuo). Di seguito, per ognuna

delle ipotesi, si riportano i dati di partenza, le considerazioni più importanti e i relativi risultati.

6.5.1 Ipotesi 1

Per la prima ipotesi, cioè la climatizzazione delle zone "G", "C" e "D" della mappa in figura 80, partendo dai dati delle tabelle 33 e 36, si sono ottenuti i risultati riportati di seguito.

Tabella 37: risultati IPOTESI 1 (condizionamento uffici, ristorante aziendale e sale conferenze).

Fabbisogno frigorifero netto	[MWh/anno]	183
% del carico elettrico attuale	[%]	3,7%
Potenza gruppo frigo ad assorbimento	[kW]	200
Energia richiesta al TLR	[MWh/anno]	281
C_{inv}	[euro]	€ 68.000
$C_{es,att}$	[euro/anno]	€ 8.535
$C_{es,f}$	[€/anno]	€ 5.628
R	[euro/anno]	€ 2.908
CO_2 non emessa	[ton/anno]	30
Emissioni evitate	[tep/anno]	11
PBT	[anni]	**23,4**
Vita tecnica	[anni]	15
Fattibilità economica	[-]	**NON FATTIBILE**

Il risultato trovato è dovuto al fatto che occorrerebbe installare una macchina da 200 kW per un utilizzo esclusivamente estivo e limitato alle sole ore diurne di raffrescamento. Il numero troppo limitato di ore di utilizzo non garantisce quindi un risparmio adeguato. Per mostrare come cambierebbe lo scenario in caso in cui l'utenza dovesse per forza rinnovare il suo impianto, si calcola il PBT differenziale, cioè calcolato sulla base della differenza di costo tra una macchina tradizionale (con costo specifico di 200 €/kW) ed una ad assorbimento. Il risultato è il seguente:

Tabella 38: risultati relativi alla IPOTESI 1 con PBT differenziale.

C_{inv}	[euro]	€ 68.000
C_{comp}	[euro/kW]	€ 200
R	[euro/anno]	€ 2.908
PBT differenziale	[anni]	**9,6**
Vita tecnica	[anni]	15
Fattibilità economica	[-]	**FATTIBILE (ma non realistico)**

6.5.2 Ipotesi 2

Per la seconda ipotesi, ossia quella che prevede di soddisfare il carico frigorifero del processo di temperaggio del cioccolato, si parte dai dati ottenuti in tabella 34 e si ottengono i risultati riportati di seguito in tabella 39. La differenza maggiore rispetto al caso precedente è che la potenza da installare è sensibilmente minore, ma il suo funzionamento è richiesto tutto l'anno. Le colonne della tabella indicano le diverse varianti della soluzione progettata:

- Ipotesi 2A: analisi poco realistica, si copre il carico di temperaggio di tutto l'anno ma con prezzo fisso a quello estivo.
- Ipotesi 2B: si considerano tariffe differenziate durante l'anno. Lo scenario cambia radicalmente, al punto che l'investimento porterebbe ad una spesa annua maggiore di quella attuale.
- Ipotesi 2C: si ipotizza di coprire il solo fabbisogno per 6 mesi estivi, quando cioè l'energia termica costa poco. D'inverno i chiller che producono l'acqua a 10 °C per le temperatrici continuano ad essere alimentati dall'acqua refrigerata prodotta dall'impianto tradizionale.

Tabella 39: risultati IPOTESI 2 (condizionamento uffici, ristorante aziendale e sale conferenze).

		IPOTESI 2A	IPOTESI 2B	IPOTESI 2C	IPOTESI 1 + IPOTESI 2C
Fabbisogno frigorifero netto	[MWh/anno]	215	215	107	290
% del carico elettrico attuale	[%]	4,2%	4,2%	2,1%	5,8%
Potenza gruppo frigo ad assorbimento	[kW]	25	25	25	225
Energia richiesta al TLR	[MWh/anno]	331	331	165	447
C_{inv}	[euro]	€ 12.128	€ 12.128	€ 12.128	€ 76.250
$C_{es,att}$	[euro/anno]	€ 10.029	€ 10.736	€ 5.368	€ 14.119
$C_{es,f}$	[€/anno]	€ 6.613	€ 10.925	€ 3.306	€ 8.934
R	[euro/anno]	€ 3.417	- € 895	€ 1.708	€ 4.616
CO_2 non emessa	[ton/anno]	35	35	18	48
Emissioni evitate	[tep/anno]	13	13	7	18
PBT	[anni]	**3,5**	**MAI**	**7,1**	**16,5**
Vita tecnica	[anni]	15	15	15	15
Fattibilità economica	[-]	**FATTIBILE (ma non realistico)**	**NON FATTIBILE**	**FATTIBILE**	**NON FATTIBILE**

Per la soluzione "2C" si avrebbe un ritorno dell'investimento in tempi accettabili, ma i volumi economici in gioco non sono molto elevati e l'investimento sarebbe comunque poco interessante.

Si potrebbero allora unire questa soluzione a quella precedente, ma come si vede il PBT diventa insostenibile.

6.5.3 Ipotesi 3

La terza ipotesi prevede di soddisfare il carico di condizionamento delle zone a temperatura ed umidità controllata (reparti produttivi e magazzini). In questo caso bisogna dimensionare, oltre all'assorbitore che alimenterà la batteria fredda dell'UTA, anche il rotore adsorbente.

- Dimensionamento UTA: il sistema di trattamento dell'aria nei grandi spazi è solitamente soddisfatto tramite delle unità di trattamento dell'aria. In questo caso è stata dimensionata la potenza complessiva del sistema come se venisse servita da una singola unità, nella realtà potrebbe essere più pratico (anche per motivi di regolazione, spazi, esigenze diverse nelle varie zone) installate unità di potenza singola minore. Per gli edifici la norma stabilisce, in base al numero di occupanti, alla natura del fabbricato e all'attività che vi si svolge, dei ricambi d'aria minimi necessari per motivi igienici e di purezza dell'ambiente interno. Nel caso in esame si hanno i reparti di produzione, che sono più affollati, e i magazzini in cui i ricambi richiesti sono minori. Seguendo la norma UNI 8852, cioè quella che stabilisce i ricambi minimi di aria per edifici della categoria *E8: edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili,* si considera un valore di ricambio pari a 0,55 vol/h. Con un ricircolo del 50% si ha che il sistema dovrà trattare una portata complessiva di 1,1 vol/h, quindi 14,7 m^3/s. In base alla volumetria del capannone, l'aria di rinnovo è quindi pari a 25000 m3/h di aria. Questo valore verifica ampiamente anche il secondo vincolo della norma, ossia che devono anche essere garantiti almeno 40 m3/h per persona. Con quella portata si potrebbero avere circa 600 persone, mentre l'occupazione è sempre molto minore dato che l'azienda ha in totale circa 450 dipendenti e non tutti lavorano nei reparti interessati.

- Dimensionamento assorbitore: il gruppo frigo deve essere in grado di soddisfare il carico legato alla batteria fredda (intesa come una sola unità, ma nella realtà divisa in batteria di pre-raffreddamento e post-raffreddamento). Le condizioni di riferimento sono quelle illustrate in figura 98, con condizioni esterne estive e preraffreddamento con condensazione dell'aria fino a titolo di circa 9 g/kg (13-14 °C). A prescindere comunque dalle quote di carico della batterie poste prima o dopo il rotore, la potenza complessivamente richiesta dall'assorbitore non cambia e, come già visto, dovrà essere del 20% inferiore rispetto al raffreddamento attuale (no sottoraffreddamento rispetto alla temperatura di immissione). In base alla portata trattata

determinata precedentemente e al salto entalpico di punti "M" e "I", con la formula [47] si possono calcolare le potenze delle batterie di raffreddamento e post riscaldamento attuali (P_{bf_att} e P_{bc_att}) e quella della batteria dell'impianto ibrido (P_{bf_ibr}). I risultati sono riportati in tabella 40. Per confermare la verosimiglianza della potenza trovata associata all'impianto attuale, si è individuato il picco di carico estivo dell'impianto (P_{max_UTA}) in modo da confrontarlo almeno come ordine di grandezza con il dato trovato. Per prima cosa è stato individuato il picco massimo richiesto alla centrale frigorifera nel periodo monitorato (P_{max}). Esso è pari a 467 kWe (registrato il 31-07-2017). In base all'efficienza dei chiller a compressione a tale carico elettrico corrisponde una potenza frigorifera pari a 1401 kW_f. A questo si è cercato di scalare la parte di potenza mediamente richiesta dal tecnologico quando l'impianto è in produzione, cioè circa 135 kW[31]. Inoltre, si è sottratto ancora l'80% della potenza di picco di uffici, sala riunioni e ristorante, sicuramente attivi a valori elevati al momento della registrazione di quel picco.

Tabella 40: dimensionamento del gruppo frigorifero ad assorbimento.

Volumetria ambienti	m^3	48000
Portata di mandata	m^3/s	14,7
P_{bf_att}	[kW]	848
P_{bc_att}	[kW]	162
$P_{sottoraf}$	[kW]	162
P_{bf_ibr}	[kW]	685
Riduzione della batteria fredda	%	19%
$P_{el,max}$	[kW]	467
$P_{el,altri\ usi}$	[kW]	190
$P_{el,UTA}$	[kW]	277
$P_{frigo,UTA}$	[kW]	831

Come si vede dai risultati in tabella il valore di $P_{frigo,UTA}$ non è troppo distante da quello calcolato prima con le condizioni riportate sul diagramma psicrometrico ($P_{bf_attuale}$). I risultati precedenti appaiono quindi verosimili. Contando che si ha una riduzione di circa il 19 % nella situazione senza sottoraffreddamento, si avrebbe una potenza della nuova batteria fredda che dovrebbe garantire circa 673 kW. Quindi, anche in questo caso, il dimensionamento porta a una potenza di circa 700 kW. Contando poi un sovradimensionamento cautelativo dovuto alle eventuali perdite pari al 10%, si può assumere una potenza da fornire con gruppo assorbitore attraverso la batteria fredda pari a 750 kW. Nell'ALLEGATO D sono riportati dei modelli di macchine frigorifere ad assorbimento a

[31] Esso è stato stimato nel seguente modo: prima si è fatta la media della differenza tra le potenze (nelle ore diurne) di un "giorno tipo invernale lavorativo" e un "giorno tipo festivo invernale". A questo va aggiunta la parte di tecnologico presente tutto il giorno tutti i giorni (ritenuta pari al 60% del carico base notturno festivo).

singolo stadio del tipo ad H_2O-LiBr. In accordo con la soluzione impiantistica scelta in base ai risultati che sono riportati successivamente, il modello scelto è il "*YORK YIA-HW-3B3*" della Jhonson Controls®. Il costo di questa macchina si aggira sui 180.000 €.

- Dimensionamento ruota essiccante: Il dimensionamento del rotore ad adsorbimento avviene considerando la portata trattata, il contenuto idrico dell'aria in ingresso e il contenuto idrico dell'aria nelle condizioni di immissione. Con questi dati si calcola la massima rimozione di acqua richiesta al componente. In conformità a questa i cataloghi suddividono i vari modelli. Per i rotori presenti sul mercato le caratteristiche dimensionali delle ruote sono funzione della portata d'aria da trattare, in particolare gli spessori variano tra 10.2 e 20.4 cm, il massimo diametro è di circa 4 m e il limite di portata volumetrica per singola unità è di 109000 m^3/h. Per quanto riguarda il costo, esso varia in base a diversi fattori quali capacità specifica di rimozione, i volumi trattati e la tipologia di rigenerazione. In questo studio è stato assunto un costo d'investimento, per il rotore e i vari accessori ausiliari, pari a 3,5 euro/m^3·h (come in studi simili [34]) e per la valutazione dei costi operativi un consumo di 1,4 kWh_{th} per ogni kg di vapore rimosso. Nell' ALLEGATO E sono riportati i dati di alcune unità con rotore presenti in commercio. Come si vede, nell'ipotesi di avere un'unica unità che tratti interamente i volumi in gioco, essa potrebbe avere dimensioni intorno ai 2,4 m di altezza e larghezza della cassetta con diametro del rotore di circa 2,2 m. Il carico latente (Q_{lat}) di progetto legato al rotore si può calcolare con la seguente formula:

$$Q_{lat} = \dot{V}_{mand} \cdot \rho_{aria} \cdot c_{vap} \cdot \left(\frac{x_{in}}{1000} - \frac{x_{out}}{1000}\right) \qquad (52)$$

Dove $\dot{V}_{mand}$è la portata volumetrica in m^3/s; ρ_{aria}è la densità dell'aria in kg/m^3; c_{vap} è il calore di vaporizzazione dell'acqua in kJ/kg; x_{in} e x_{in} indicano il titolo in ingresso e uscita dal rotore in g/kg.

I dati e i risultati dei calcoli sono riportati nella seguente tabella:

Tabella 41: parametri del rotore per la deumidificazione ad adsorbimento.

Volumetria ambienti	m^3	48000
$\dot{V}_{mand}$	m^3/s	14,7
x_{in}	[g/kg]	9
x_{out}	[g/kg]	4,5
Capacità di rimozione	[g/kg]	4,5
Consumo per rigenerazione	[$kWh_{th}/kg_{rimosso}$]	1,4
ρ_{aria}	[kg/m^3]	1,2
c_{vap}	[kJ/kg]	$2{,}5 \cdot 10^3$
Q_{lat}	[kW]	191
C_{rotore}	[€/m^3·h]	€ 3,50

Le diverse varianti di questa terza ipotesi sono le seguenti:

- ipotesi 3A: impianto che copre il carico frigorifero di condizionamento dei reparti e magazzini di tutto l'anno ma con prezzo dell'energia termica differenziato per la stagione. Non è un investimento conveniente per via del costo operativo invernale troppo elevato.
- ipotesi 3B: si ipotizza di coprire con il gruppo frigorifero ad assorbimento il solo fabbisogno per 6 mesi estivi, quando cioè l'energia termica costa poco. Il resto dell'anno la batteria fredda continua a funzionare allo stesso modo, con acqua a 7°C, prodotta però tramite scambio acqua-acqua glicolata a -5°C del circuito alimentato con gruppo frigo a compressione (ci sarà quindi un certo consumo elettrico nei mesi invernali). Il rotore essiccante invece provvede al carico latente di tutto l'anno (e quindi si consuma energia termica per la rigenerazione anche in inverno).

Tabella 42: risultati IPOTESI 3 (condizionamento ambienti tenuti a temperatura e umidità controllata).

		IPOTESI 3A	IPOTESI 3B	IPOTESI 1 + IPOTESI 2C + IPOTESI 3B
Fabbisogno frigorifero soddisfatto[32]	[MWh/anno]	2755	2150	2440
riduzione carico elettrico attuale	[%]	55,1%	40,8%	46,5%
Potenza gruppo frigo ad assorbimento	[kW]	750	750	990
E_{th} richiesta al TLR	[MWh/anno]	4567	3399	3653
E_{th} da TLR gruppo frigo assorbimento	[MWh_th]	3169	2306	2561
E_{th} da TLR per rotore deumidificante	[MWh_th]	1273	1273	1273
E_{el} gruppo frigo a compressione	[MWh_el]	0	230	230
C_{inv}	[euro]	€ 321.000	€321.000	€ 346.800
$C_{es,att}$	[euro/anno]	€ 128.565	€ 128.565	€ 153.585
$C_{es,f}$	[€/anno]	€ 121.003	€ 104.576	€ 113.082
R	[euro/anno]	€ 7.563	28.220	40.504
CO_2 non emessa	[ton/anno]	454	354	420
Emissioni evitate	[tep/anno]	172	125	159
PBT	[anni]	**42,4**	**13,4**	**8,5**
Vita tecnica	[anni]	15	15	15
Fattibilità economica	[-]	**NON FATTIBILE**	**POCO FATTIBILE**	**FATTIBILE**

[32] Fabbisogno frigorifero che viene soddisfatto utilizzando energia termica come sorgente primaria (è esclusa la parte di carico coperta con la nuova soluzione, ma tramite energia elettrica per gruppi frigo a compressione).

La soluzione “3B” ha un tempo di ritorno senza incentivi pari a 13,4 anni, che rende l’opzione fattibile ma non molto vantaggiosa (seppur al risparmio annuo qui calcolato si potrà ancora aggiungere la parte derivante da incentivi). In ogni caso uno scenario più interessante si ottiene aggiungendo a questa anche le soluzioni denominate “ipotesi 2C” e “ipotesi 1”. In tal caso il PBT semplice si riduce a 8,5 anni. Risultato interessante soprattutto anche perché non è ancora stata considerata alcuna agevolazione economica. La soluzione ottimale è quindi quest’ultima opzione.

6.6 Valutazioni economiche ed ambientali per la soluzione scelta

6.6.1 Valutazioni economiche

Come visto nella sezione precedente la soluzione impiantistica ritenuta più valida è quella che prevede di utilizzare la rete del teleriscaldamento per soddisfare il carico degli uffici, delle sale riunioni, del ristorante aziendale, delle macchine temperatrici (ma soltanto nel periodo estivo) e di tutte le zone a temperatura e umidità controllata (con soluzione ibrida che utilizza il nuovo gruppo ad assorbimento, il vecchio gruppo elettrico a compressione e un sistema deumidificante ad adsorbimento). Di seguito è riportata una nuova analisi economica, più completa e realistica, per la soluzione prescelta.

L’analisi precedente considera un prezzo puramente indicativo dell’energia termica da TLR nel periodo estivo pari a 20 euro/MWh. In realtà esistono delle agevolazioni previste dalla legge che permettono di ridurre notevolmente questo costo. Unitamente a queste agevolazioni i gestori della centrale cogenerativa sono disposti a mantenere una tariffa assai ridotta fino a quando l’utenza non sia completamente rientrata dell’investimento iniziale. Ad ammoratamento avvenuto la tariffa verrebbe incrementata garantendo comunque che i costi operativi del nuovo sistema siano inferiori del 30% rispetto agli attuali.

L’*ART. 8* della *LEGGE N. 448 del 23 dicembre 1998* regola le misure in materia di incentivi e agevolazioni fiscali per attività legate alla riduzione delle emissioni inquinanti. In particolare al COMMA 10 si legge:

> *“Le maggiori entrate derivanti per effetto delle disposizioni di cui ai commi precedenti sono destinate: […] a misure compensative di settore con incentivi per la riduzione delle emissioni inquinanti, per l'efficienza energetica e le fonti rinnovabili nonché per la gestione di reti di teleriscaldamento alimentato con biomassa quale fonte energetica nei comuni ricadenti nelle predette zone climatiche E ed F, con la concessione di un'agevolazione fiscale con credito d'imposta pari a lire 20 per ogni chilovattora (Kwh) di calore fornito, da traslare sul prezzo di cessione*

all'utente finale."

Dal 1 gennaio 2009 questo "credito d'imposta" è stato aumentato di 0,015 €/kWh$_{th}$. Questo significa per l'utenza della rete di TLR una riduzione sulla bolletta per un importo pari a 0,02582 €/kWh. Di recente tale credito è stato nuovamente modificato. L'ART 1 del d.p.c.m. del 20 febbraio 2014 "*Disposizioni attuative su taglio di vari crediti d'imposta - teleriscaldamento alimentato a biomassa, acquisto di veicoli elettrici a metano o gpl - legge 147/2013*" prevede una riduzione del 15%. Pertanto il credito attuale che l'utenza si ritrova sulle fatture è di 0,02195 €/kWh$_{th}$, ossia 21,95 €/MWh$_{th}$.

Fino a completo ammortamento dell'investimento il prezzo proposto dalla Pralafera Energia per l'energia termica è di € 23 per ogni MWh. Ciò significherebbe che la Caffarel si troverebbe una tariffa effettiva pari a:

$$23 - 21{,}95 = \mathbf{1{,}05}\,\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}$$

Un prezzo sicuramente inferiore a qualsiasi altra fonte energetica. Con tale premessa il tempo di ritorno dell'investimento per la trigenerazione si ridurrebbe da 8,5 a 3,3 anni. Dopo il periodo corrispondente al PBT si avrebbe un incremento della tariffa. La proposta dei fornitori è quella di stabilire il prezzo in modo da garantire comunque un risparmio del 30% rispetto ai costi attuali. Partendo dal costo di esercizio attuale ($C_{es,att}$) riportato nella tabella 42 si calcola il costo di esercizio che si dovrebbe avere con la nuova tariffa ($C_{es,new}$):

$$C_{es,new} = C_{es,att} - 0{,}3 \cdot C_{es,att} = 107.500\,\frac{€}{anno} \qquad (53)$$

Questo valore si ottiene ponendo un costo netto di acquisto dell'energia termica da parte della Caffarel pari a 18,40 €/MWh. Aggiungendo il credito d'imposta, il prezzo lordo fatturato è:

$$C_{Eth_new,L} = C_{Eth_new,N} + 21{,}95 = 18{,}40 + 21{,}95 = \mathbf{40{,}35}\,\frac{€}{\boldsymbol{MWh}} = \mathbf{0{,}404}\,\frac{€}{\boldsymbol{kWh}} \qquad (54)$$

Dove $C_{Eth_new,L}$ e $C_{Eth_new,N}$ sono rispettivamente costo lordo e netto dell'energia termica da TLR. La tabella riassume ciò che è stato appena detto:

$\boldsymbol{C_{Eth_new,L}}$ (fino ad ammortamento)	[€/MWh]	23
$\boldsymbol{C_{Eth_new,N}}$ (fino ad ammortamento)	[€/MWh]	1,05
PBT_new	anni	3,3
$\boldsymbol{C_{Eth_new,L}}$ (ad ammortamento avvenuto)	[€/MWh]	0,35
$\boldsymbol{C_{Eth_new,N}}$ (ad ammortamento avvenuto)	[€/MWh]	18,40

Le motivazioni che spingono la Pralafera Energia ad offrire condizioni così vantaggiose sono portate dai molteplici benefici che deriverebbero dalla realizzazione della trigenerazione, cioè:

- incrementare la quantità di calore cogenerato e accedere ai premi CAR ("Cogenerazione ad Alto Rendimento");
- migliorare il rendimento energetico dell' impianto;
- Ridurre l'uso dei dissipatori riducendo il consumo elettrico associato a questi dispositivi;

Nelle valutazioni economiche condotte finora l'unico parametro considerato è stato il PBT (Pay back time, tempo di ritorno dell'investimento). Ora vengono introdotti altri due indici molto comuni nell'ingegneria economica: il VAN (valore attuale netto) e il TIR (Tasso Interno di Rendimento). Essi fanno parte della "metodologia dei flussi di cassa scontati" (in inglese DFC o "Discounted Cash Flow") e uniti al PBT permettono di valutare più accuratamente la bontà o meno di un investimento per la soluzione impiantistica considerata. Il VAN (in inglese NPV o "Net Present Value") è definito come:

$$VAN = \sum_{k=1}^{n} DCF_k = \sum_{k=1}^{n} \frac{NCF_k}{(1+i)^k} \tag{55}$$

Dove "DCF_k" indica i flussi di cassa scontati relativi all'anno k-esimo; "NCF_k" indica i flussi di cassa nominali relativi al k-esimo anno; "n" è la vita tecnica dell'impianto espressa in anni; "i" è il tasso di sconto, o anche detto tasso di attualizzazione. Il flusso di cassa dell'anno zero è pari all'esborso relativo all'investimento complessivo, mentre i flussi di cassa degli anni seguenti sono pari al risparmio ottenuto grazie alla soluzione trigenerativa rispetto alla soluzione impiantistica tradizionale. Affinché l'indice sancisca la convenienza dell'investimento occorre che risulti maggiore di zero. È importante precisare che il VAN non serve a misurare il valore contabile del progetto, quanto invece a valutare se un certo investimento debba essere realizzato o no dall'impresa. Per questo è il segno algebrico del VAN che bisogna considerare con la massima attenzione, non tanto il suo valore assoluto. Di seguito si riportano i risultati del calcolo del VAN assumendo n=15 anni e i=10%.

Tabella 43: dati fondamentali di partenza per il calcolo del VAN.

i	10%	[%]
n	15	[anni]
Risparmio annuo*	€ 104.108,32	[€]
Risparmio annuo**	€ 46.179,60	[€]

*flusso di cassa nominale relativo agli anni precedenti l'ammortamento dell'investimento.
**flusso di cassa nominale ad ammortamento avvenuto.

Tabella 44: calcolo del VAN

ANNO	FLUSSI DI CASSA NOMINALI (NFC)	FLUSSI DI CASSA SCONTATI (DFC)
0	- 346.000	- 346.000
1	104.108	94.644
2	104.108	86.040
3	104.108	78.218
4	46.180	31.541
5	46.180	28.674
6	46.180	26.067
7	46.180	23.697
8	46.180	21.543
9	46.180	19.585
10	46.180	17.804
11	46.180	16.186
12	46.180	14.714
13	46.180	13.377
14	46.180	12.161
15	46.180	11.055
TOTALE	520.480	**149.306**

Il valore trovato indica che l'investimento è conveniente per l'impresa. Il Tasso Interno di Rendimento TIR (in inglese IRR, o "Internal Rate of Return") è definito come quel valore del tasso di attualizzazione che rende nullo il VAN. In termini matematici si ha:

$$VAN = \sum_{k=1}^{n} DCF_k = \sum_{k=1}^{n} \frac{NCF_k}{(1+TIR)^k} = 0 \qquad (56)$$

Affinché l'indice sia favorevole per la scelta occorre che assuma un valore sia maggiore del tasso di attualizzazione *i*. Risolvendo l'equazione precedente si ottiene un TIR pari al **18,5%.**

<u>Riassumendo:</u> l'indagine condotta con il metodo del PBT semplice dell'investimento ha prodotto come risultato 3,3 anni, mentre l'utilizzo del VAN ha evidenziato un valore attuale netto del capitale impiegato pari a 149.306 € e ha sancito la convenienza economica dell'investimento. Il TIR ha confermato, poi, che i risparmi economici conseguibili nei 15 anni di vita utile dell'impianto si traducono in un apprezzabile tasso di rendimento dell'investimento iniziale pari al 18,5%.

In conclusione è stata effettuata una analisi di sensitività sul PBT al variare dei principali parametri dello studio. È stata considerata una variazione di $\pm 20\%$ delle seguenti grandezze: costo dell'energia termica estiva, costo dell'energia elettrica, EER del gruppo frigorifero ad assorbimento, costo specifico dell'assorbitore, costo specifico dell'impianto con rotore ad

adsorbimento.

Lo "spider diagram" in figura 100 mostra i risultati ottenuti. Dall'immagine si vede che il parametro che maggiormente influenza il PBT è il costo dell'energia elettrica. La variazione del costo specifico netto dell'energia termica invece non provoca grandi cambiamenti essendo il valore di partenza già molto basso (appena 1,05 €/MWh fino ad ammortamento avvenuto). Lo stesso discorso vale per l'efficienza dell'assorbitore che fa variare il consumo termico e quindi i costi di esercizio ad assorbitore in funzione. Essi però, poiché il prezzo dell'energia termica è basso fino a completo ammortamento, risultano poco influenti sul PBT anche con consumi più elevati.

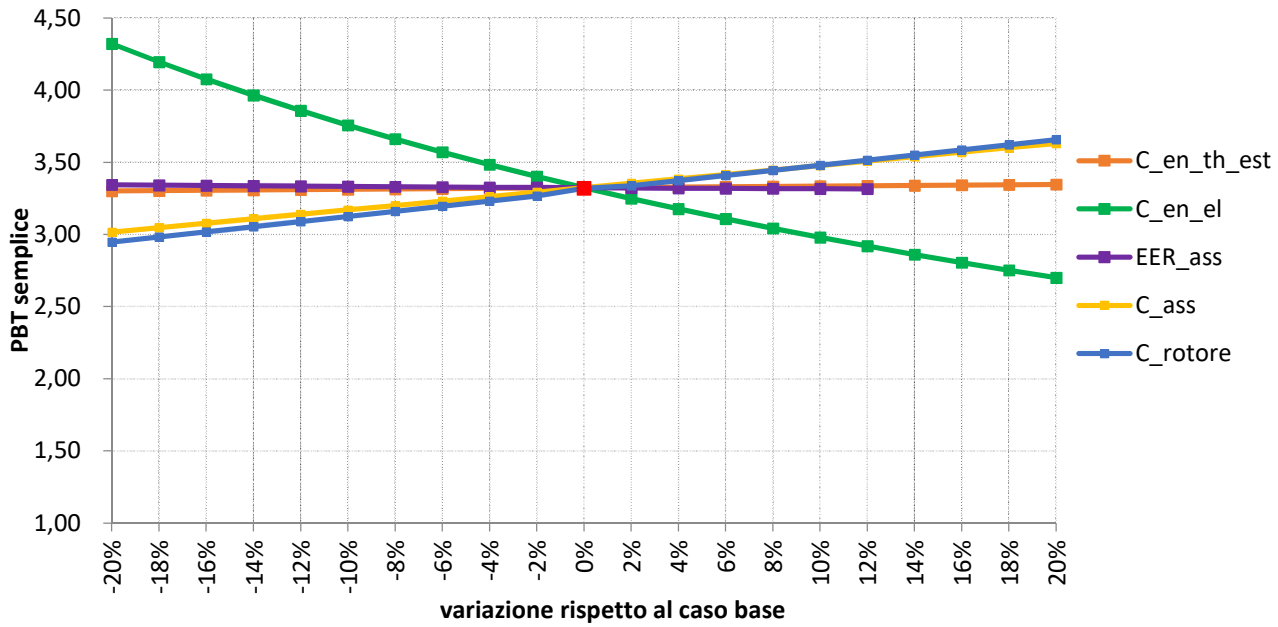


Figura 100: "spider diagram" con i risultati dell'analisi di sensitività.

6.6.2 Valutazioni ambientali

Con la trigenerazione si va ad utilizzare dell'energia termica che sarebbe comunque prodotta e dispersa in ambiente. Il recupero di questa energia permette di sostituire un'altra fonte energetica con conseguente riduzione delle emissioni globali. È stata calcolata la riduzione dell'emissione di CO_2 derivante dalla riduzione dei consumi elettrici dell'azienda con la soluzione proposta. Il fattore "$f_{el,CO2}$" di emissione legato alla produzione dell'energia elettrica secondo il mix energetico nazionale è di 137,22 g_{CO2}/MJ, cioè circa 0,49 ton/MWh. Le tonnellate di CO_2 non emesse si calcolano moltiplicando l'energia elettrica risparmiata ($E_{el,ris}$) per il fattore di emissione:

$$m_{CO_2,evitata} = E_{el,ris} \cdot f_{el,CO2} \tag{57}$$

Si possono esprimere i benefici ambientali anche in termini di tonnellate equivalenti di petrolio risparmiate (tep). Il fattore stabilito dall' Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas di conversione dell'energia elettrica in tep ($f_{el,tep}$) è di 0,187 tep/MWh,. Perciò si avrà:

$$m_{tep} = E_{el,ris} \cdot f_{el,tep} \quad (58)$$

I risultati sono riportati nella tabella seguente.

Tabella 45:calcolo dei benefici ambientali.

$E_{el,ris}$ [MWh/anno]	$f_{el,CO4}$ [ton/MWh]	$f_{el,tep}$ [tep/MWh]	$m_{CO_2,evitata}$ [ton/anno]	m_{tep} [tep/anno]
849	0,49	O,187	**420**	**159**

6.7 Conclusioni

In conclusione si va a vedere come cambiano i consumi energetici dell'utenza e della centrale.

6.7.1 Situazione Caffarel post-intervento

In base ai risultati riportati in 6.4, si è visto che con l'adozione dell'ultima soluzione tecnica proposta si avrebbe una riduzione del fabbisogno elettrico di quasi il 47%. Il consumo elettrico annuo scenderebbe così a 884 MWh_e/anno e allo stesso tempo si avrebbe un considerevole aumento del consumo termico a carico del TLR. Si passerebbe, infatti, dagli attuali circa 4050 MWh_{th}/anno ad un consumo di 7653 MWh_{th}. Nei grafici in figura 101 e 102 è rappresentata, con suddivisione dei carichi per utilizzo, l'evoluzione della richiesta con o senza l'intervento proposto.

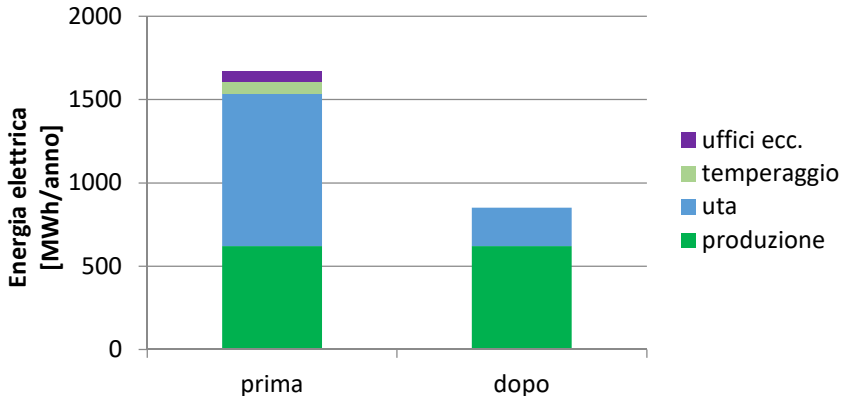


Figura 101: consumo elettrico annuo della Caffarel prima e dopo l'intervento proposto.

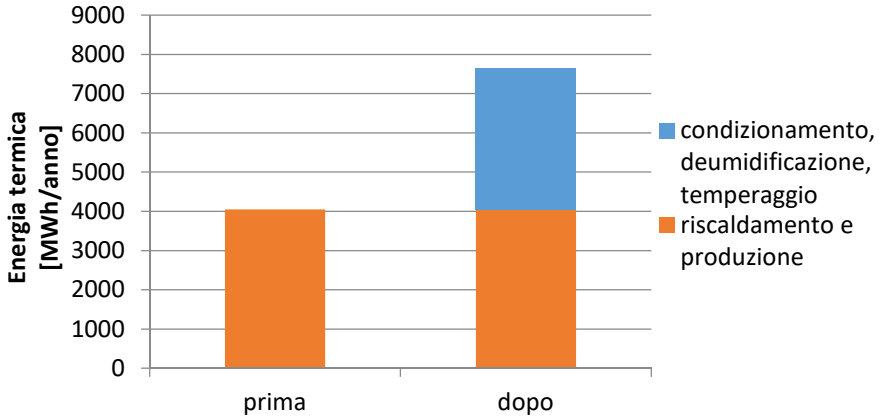


Figura 102: consumo termico annuo della Caffarel prima e dopo l'intervento proposto.

Applicando gli opportuni fattori di energia primaria[33] (f_{EP}) ai consumi di energia elettrica (E_{el} e E_{th}) e

[33] Fattori stabiliti secondo il progetto di norma europeo prEN 15315. Per il vettore energetico elettricità si ha f_{EP}

termica appena mostrati si può attuare la conversione secondo la seguente formula:

$$E_{primaria} = E_{el} \cdot f_{EPel} + E_{th} \cdot f_{EPth} \tag{59}$$

Per lo scenario attuale si ottiene $E_{primaria} = 8408\ MWh$, mentre per lo scenario futuro si ottiene $E_{primaria} = 8418\ MW$. Dal punto di vista prettamente energetico la soluzione non parrebbe per nulla conveniente in quanto si ha un valore di energia primaria consumata nei due casi pressoché identico. La questione è che potenziando l'uso della rete di teleriscaldamento si utilizza energia che sarebbe comunque prodotta e dissipata in ambiente. Complessivamente quindi, anche se c'è un aumento specifico per l'utenza nei consumi di energia primaria, questo non provoca un incremento dei consumi globali, ma bensì una diminuzione. Di seguito sono riportati i confronti tra i consumi mensili attuali e quelli che si avrebbero dopo l'intervento.

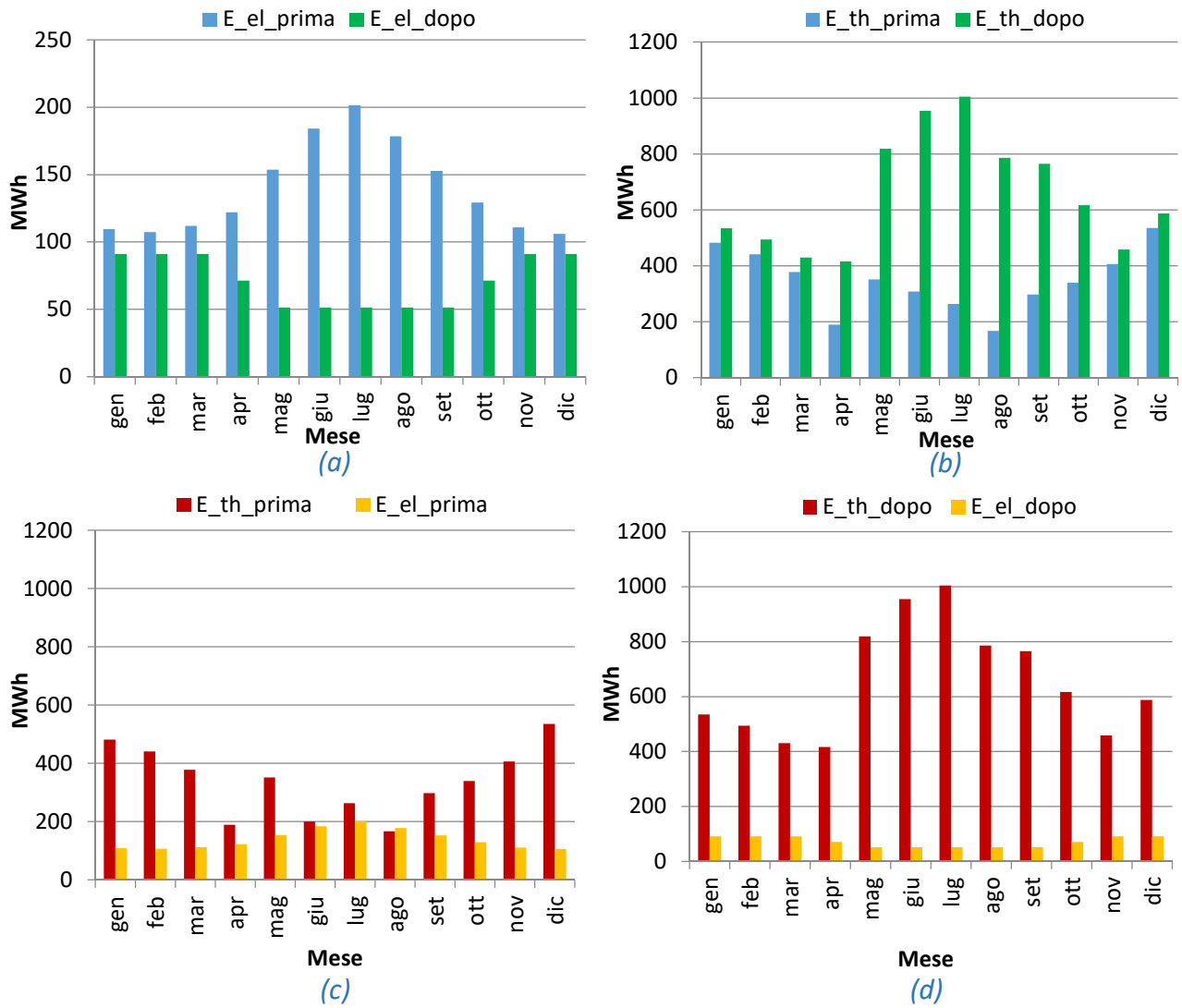


Figura 103: confronto dei consumi mensili di energia elettrica e termica prima e dopo l'intervento proposto. a) confronto energia elettrica; b) confronto energia termica; c) consumi attuali; d) consumi post intervento.

pari a 2,37.

La realizzazione della trigenerazione potrebbe generare per la Caffarel, oltre al ritorno economico, anche un positivo ritorno d'immagine. Con essa, infatti, si confermerebbe agli occhi dell'opinione pubblica l'impegno dell'azienda verso la sostenibilità aziendale. Queste motivazioni sono ormai tutt'altro che secondarie nelle scelte aziendali perché l'adozione di "strategie green" sta diventando una necessità imposta dal mercato. Chi si dimostra virtuoso dal punto di vista ambientale è maggiormente premiato dai consumatori. Negli ultimi anni la Caffarel si sta muovendo proprio in tal senso, per esempio certificando la provenienza delle materie prime e attuando politiche di miglioramento nella gestione degli scarichi idrici, dei rifiuti organici e del materiale di scarto da produzione[34]. Il rinnovamento più importante è però sicuramente quello determinato dall'allacciamento al teleriscaldamento. Prima del 2017, infatti, lo stabilimento aveva un fabbisogno pari a 575000 m^3 di gas naturale, ora ridotto a soli 160000 m^3/anno. Il consumo residuo di gas è dovuto alla produzione di vapore surriscaldato richiesto dai processi di produzione delle caramelle e per la torrefazione delle nocciole. Entro il 2018 si prevede di coprire anche questa richiesta con una fonte rinnovabile, grazie alla fornitura di biogas locale prodotto dall'ACEA Pinerolese. Se a tutte queste misure si aggiungesse l'adozione di una trigenerazione con i benefici ambientali già visti in 6.6.2, migliorerebbe ulteriormente la reputazione ecologica del marchio Caffarel.

Come ultima cosa si nota che, per quanto riguarda la sottostazione di scambio termico, è installata una potenza di 1870 kW grazie a due scambiatori "*Alfa Laval*" a piastre saldo brasate, ciascuno di potenza pari a 935 kW. Nelle condizioni attuali la potenza di picco si registra in inverno e non supera mai la potenza massima di scambio. È molto probabile, invece, che in seguito alla realizzazione della soluzione qui proposta, si possano verificare in estate picchi di richiesta superiori a questo valore, specialmente in caso di contemporaneità di richiesta alle varie utenze frigorifere e termiche. Con l'assorbitore e il sistema di deumidificazione entrambi alla massima potenza si hanno circa 1200kW_f che a una richiesta di energia termica alla rete di circa 2050 kW_{th}. A questa bisogna aggiungere la potenza legata alle esigenze termiche, che in luglio è in media 350 kW_{th}, ma può raggiungere anche i 900 kW_{th}. Si ha quindi una potenza di picco richiesta alla rete di circa 2950 kW_{th}. Allo stato attuale durante questi picchi bisognerebbe attivare i sistemi di back up (caldaie a gas per il termico oppure macchine a compressione per il frigorifero). Unitamente all'intervento proposto si dovrà perciò intervenire sulla sottostazione di scambio, aggiungendo

[34] Dal 2004 la Caffarel ha ottenuto per il proprio Sistema di Gestione Ambientale la certificazione EN ISO 14001:2015, uno dei riconoscimenti principali in materia ambientale.

un'unità alle due già presenti in modo da raggiungere la potenza di scambio richiesta. Oppure si potrebbe installare un accumulo termico presso l'utenza, in modo da gestire meglio i picchi e non ridurre la dimensione dello scambiatore supplementare.

6.7.2 Situazione centrale post-intervento

Considerando ora la centrale a biomassa, si vuole calcolare di quanto diminuirebbe l'utilizzo annuo degli aerotermi per dissipare il calore in esubero. Tenendo conto delle dissipazioni termiche della rete individuate nel capitolo 5.2.4, l'incremento di energia ceduta al teleriscaldamento per soddisfare il nuovo fabbisogno della Caffarel è di circa 3800 MWh. Questa energia equivale ad una riduzione dell'energia dissipata dagli aerotermi del 15%. Considerando invece l'energia utile che arriva alle utenze, si può ricalcolare il rendimento termico globale, quello del ciclo ORC e rete di TLR e quello globale dell'impianto. Essi si modificano come riportato in tabella:

Tabella 46: confronto dei rendimenti prima e dopo l'intervento proposto

	PRIMA	DOPO
η_{th}	8,8%	16,5%
$\eta_{ORC+TLR}$	29,7%	39,9%
η	24,2%	**31,6%**

Raffigurando nuovamente, come già fatto nel capitolo 5.2.4, la potenza ceduta alla rete rispetto a tutta quella mensilmente prodotta dalla centrale[35], si ottiene il grafico in figura 104:

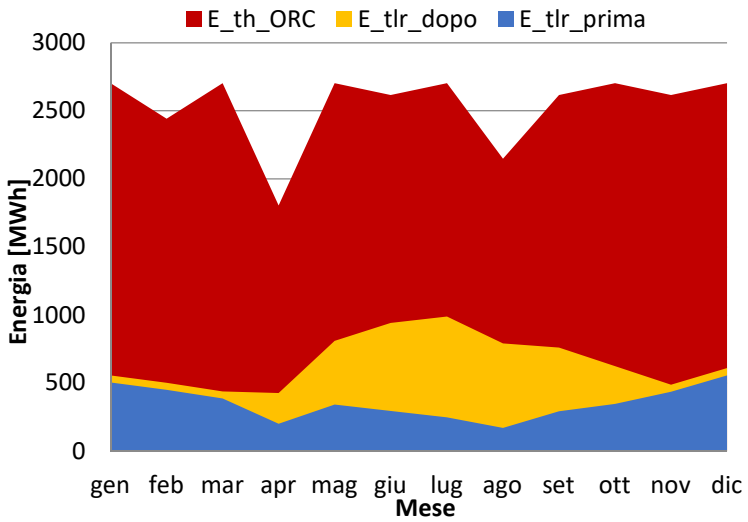


Figura 104: confronto tra energia ceduta alla rete ed energia prodotta dall'impianto.

Come si vede, anche in questo scenario la gran parte dell'energia in uscita dal condensatore del

[35] I dati di partenza per stabilire i valori mensili di $E_{th,ORC}$ sono quelli del monitoraggio, ma senza conteggiare i periodi di funzionamento anomalo e mantenendo solo gli stop per manutenzione in aprile e agosto. Si è calcolato il valore medio di energia termica giornaliera prodotta dal ciclo ORC come media dei valori registrati nei giorni di funzionamento continuo. In seguito sono stati costruiti i valori mensili moltiplicando la media giornaliera per il numero di giorni di funzionamento effettivi per ogni mese.

ciclo ORC ($E_{th,ORC}$) è ancora dissipata in ambiente (zona rossa), ma l'incremento nei mesi estivi è notevole. Naturalmente anche il fabbisogno nei mesi invernali è destinato ad aumentare una volta che saranno allacciate tutte le utenze servite dalla linea in fase di realizzazione. Già la soluzione proposta però potrebbe essere sufficiente per raggiungere i requisiti per la classificazione come "cogenerazione ad alto rendimento" (CAR). A tal proposito occorre calcolare il parametro di "Primary Energy Saving", o PES. Esso è definito dalla *direttiva 2004/8/CE* e indica il risparmio di energia primaria conseguente alla realizzazione di un impianto di cogenerazione rispetto ad un impianto tradizionale per la produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica. La formula è la seguente:

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_{el,n}}{E_{comb} \cdot \eta_{el,rif}} + \frac{E_{tlr}}{E_{comb} \cdot \eta_{th,rif}}} \cdot 100 \qquad (60)$$

Dove $\eta_{el,rif}$ e $\eta_{th,rif}$sono rendimenti di riferimento stabiliti in funzione del combustibile utilizzato con riferimento alle BAT (Best Available Techniques). I valori da assumere per tali rendimenti sono indicati nella *Decisione della Commissione Europea 2007/74/CE del 21 Dicembre 2006.* La norma prescrive per la CAR un risparmio minimo di energia primaria almeno pari al 10%, eccetto che per la piccola cogenerazione (capacità installata <1MW_e) e la micro cogenerazione (capacità installata <50kW_e) per cui è sufficiente un risparmio di energia primaria maggiore di zero, cioè PES>0. Svolgendo il calcolo si ottiene PES=2,82%, quindi l'impianto rientra nella classificazione. Questa certificazione è molto importante perché dà diritto a diverse agevolazioni economiche (premio CAR). Tra queste la principale è l'accesso ai titoli di efficienza energetica (TEE), denominati anche "certificati bianchi".

7 CONCLUSIONI

7.1 Osservazioni finali

Lo studio degli Inventari Forestali Nazionali e Regionali ha permesso di illustrare la reale situazione dei boschi italiani e piemontesi. Partendo dalle carte forestali e dalle cartografie di pendenza e di viabilità del territorio, in base ai risultati dell'elaborazione tramite il software ArcGIS®, si può affermare che il Piemonte ha una superficie forestale pari a 931.510 ha, di cui il 38,8% è accessibile e sfruttabile per fini energetici. La quantità estraibile da tali boschi è di 567.830 ton/anno, il che equivale a un potenziale di producibilità elettrica di circa 580 GWh_e. Questo valore è pari ad appena lo 0,25% del fabbisogno elettrico nazionale. La risorsa quindi potrebbe non sembrare una valida soluzione nel processo di passaggio dalle fonti fossili a quelle rinnovabili, ma non è così. Il ruolo della biomassa,infatti, è essenziale per il raggiungimento degli obiettivi fissati dal programma europeo 20-20-20, obiettivi che l'Italia sta raggiungendo grazie ai contributi parziali di tutte le varie fonti che compongono il mix energetico rinnovabile, comprese le biomasse. L'analisi concentrata sulla sola Valle Pellice ha poi evidenziato una producibilità di 11.400 ton/anno di materiale per la produzione di cippato, equivalenti ad un potenziale di circa 11,5 GWh_e. Il monitoraggio della centrale di Luserna San Giovanni ha mostrato che il consumo annuo di biomassa per un impianto da 1MW_e è di circa 16.500 ton/anno. Ciò vuol dire che circa il 70% dell'approvvigionamento potrebbe essere soddisfatto senza uscire dai confini della valle.

La centrale di Luserna San Giovanni si è rivelata un esempio ben riuscito di impianto di cogenerazione alimentato a biomassa. I benefici della generazione combinata di energia termica ed elettrica non sono ancora pienamente visibili rispetto al potenziale dell'impianto perché la rete del TLR non è ancora stata ultimata. Allo stato attuale solo il 14% dell'energia prodotta annualmente è ceduta alle utenze. Già ora, comunque, la centrale è sostenibile sotto ogni punto di vista: economico, ambientale e sociale. La produzione elettrica (principale aspetto per la sostenibilità economica) è in linea con quanto atteso e il rendimento del ciclo ORC si attesta intorno al 19,1%. Dal punto di vista ambientale le emissioni dell'impianto a regime non sforano i limiti prescritti dalla normativa e con la cogenerazione si risparmiano circa 718 ton/anno di CO_2. Infine, dal punto di vista sociale la centrale si inserisce tra le iniziative che portano alla rivalorizzazione e al recupero di patrimoni locali, come i molti boschi abbandonati. Un aspetto cruciale del monitoraggio è la corretta valutazione dell'energia in ingresso al focolare, parametro fondamentale nei bilanci energetici e nel calcolo dei rendimenti dell'impianto. Si è visto che, per

avere una stima corretta, occorre in primo luogo tenere conto degli errori nella misura della portata in ingresso (errore 1: errore sistematico di sovrastima della portata volumica in ingresso dovuto al non completo riempimento del volume di carico; errore 2: errore di sovrastima nella conversione in portata massica dovuto alla densità non costante del materiale entrante). In secondo luogo occorre valutare correttamente il potere calorifico in base alla natura del cippato bruciato in ognuno dei mesi monitorati. Il rendimento medio del componente forno-caldaia è di poco inferiore al rendimento di targa (circa 83% rispetto a circa 86%), e le variazioni durante l'anno sono riconducibili soprattutto alla qualità del combustibile in ingresso. Nei mesi estivi il rendimento scende di qualche punto perché si brucia soprattutto cippato da pioppo e serve più combustibile per avere la stessa potenza al focolare. L'analisi della rete del teleriscaldamento ha rivelato che, allo stato attuale, essa presenta un'elevata densità termica che si traduce in contenute perdite di carico (inferiori a 5 kW) e limitate perdite termiche (inferiori al 5% in regime invernale). Oltre a due utenze minori, l'allacciamento principale è quello della Caffarel, cui la centrale cede circa 4.000 MWh_{th}/anno sia per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento, sia per processi di produzione. Per questo anche d'estate c'è un consumo termico non trascurabile, anche se ridotto rispetto alla stagione fredda. Fino a che la rete del teleriscaldamento non sarà potenziata, continuerà a essere necessario mantenere in funzione gli aerotermi per dissipare la potenza termica inutilizzata. Nel solo periodo monitorato l'energia termica sprecata ammonta a circa 25.000 MWh_{th} dei circa 29.000 MWh_{th} disponibili. Tutto ciò è attualmente sostenibile dal punto di vista economico poiché gli incentivi sono previsti soprattutto sulla produzione elettrica, ma è evidente che l'uso della biomassa come risorsa a scopi energetici è tanto più razionale quanto più è sviluppata la cogenerazione. Al completamento della rete buona parte dell'energia termica disponibile nei mesi invernali sarà recuperata per soddisfare le nuove utenze. Resterà il problema di impiegare la grande quantità di potenza dissipata nel periodo estivo. Per questo i gestori hanno preso in considerazione l'idea di realizzare trigenerazione, con l'intenzione di soddisfare il carico frigorifero della Caffarel attraverso il calore della rete di TLR.

Lo studio dei consumi energetici dello stabilimento della Caffarel ha evidenziato che i consumi elettrici legati all'attività dei gruppi frigoriferi sono presenti tutto l'anno. Questo perché il carico è legato non solo al condizionamento di ambienti nel periodo estivo, ma anche a processi produttivi e al mantenimento di alcune zone a temperatura e umidità controllate per tutti i giorni dell'anno. Dato il diverso funzionamento delle macchine frigorifere ad assorbimento necessarie per convertire l'energia termica della rete in energia frigorifera, e date le esigenze particolari

dell'utenza industriale in oggetto, non tutto il carico frigorifero potrà essere soddisfatto escludendo l'uso degli attuali gruppi frigoriferi a compressione di vapore. La generazione di acqua raffreddata a 7°C tramite un gruppo assorbitore permette di soddisfare, oltre il carico per il condizionamento degli uffici e quello per il processo di temperaggio del cioccolato, anche il carico frigorifero legato al controllo della temperatura e dell'umidità dei reparti produttivi e dei magazzini, a patto di passare dall'attuale sistema di deumidificazione a condensazione a uno ibrido con deumidificazione principale ad adsorbimento. Tra le varie soluzioni ipotizzate, quella che è risultata maggiormente interessante prevede di soddisfare circa il 47 % del carico totale con energia termica proveniente dal TLR e vede l'installazione di un gruppo frigorifero ad assorbimento del tipo H_2O-LiBr a singolo stadio di potenza pari a circa 1MW. Inoltre, è fondamentale l'installazione di un nuovo sistema di UTA di tipo ibrido con batterie fredde alimentate da un circuito freddo a 7°C e un rotore adsorbente con gel di silicio, rigenerabile con calore a basse temperature come quello del TLR. Lo studio di fattibilità ha mostrato:

- la fattibilità economica dell'intervento, con un PBT di 3,3 anni e un VAN positivo.
- Il beneficio ambientale, quantificato nel risparmio annuo di 420 di CO_2 e di 159 tep.
- La modifica per la Caffarel dei carichi della centrale termica (sottostazione del TLR) e della centrale frigorifera (tutti i gruppi frigoriferi) nel modo seguente:

	PRIMA	DOPO
Consumi termici (MWh_{th})	4050	7653
Consumi elettrici (MWh_e)	1668	884

- La modifica dei rendimenti della centrale nel modo seguente:

	PRIMA	DOPO
$\boldsymbol{\eta_{th}}$ (rendimentoo termico globale)	8,8%	16,5%
$\boldsymbol{\eta_{ORC+TLR}}$ (rendimento ciclo ORC)	29,7%	39,9%
$\boldsymbol{\eta}$ (rendimento globale)	24,2%	31,6%

- Il riconoscimento di cogenerazione ad alto rendimento (CAR) per la centrale a biomassa.

<u>Osservazione sulla validità dei risultati</u>. Riguardo allo studio di fattibilità della trigenerazione si sottolinea che i risultati ottenuti in questo elaborato non vanno presi come definitivi. Si tratta, infatti, di uno studio che cerca di dare indicazioni di massima e stabilire se esistono i presupposti per investire su studi più approfonditi che portino a una effettiva realizzazione. Nonostante si sia cercato di partire da assunzioni il più possibile vicino alla realtà, esistono vari inevitabili motivi d'incertezza per cui le stime usate nei calcoli energetici potrebbero risultare errate. Per esempio le tariffe elettriche, la suddivisione dei carichi interni e i modi di occupazione supposti nell'analisi

potrebbero cambiare nel tempo (i valori usati in questo elaborato sono derivati dal monitoraggio di un solo anno). Le assunzioni sui tassi d'inflazione oppure i costi degli impianti hanno anch'essi una forte incertezza dato che spesso le case costruttrici adattano le soluzioni in base alle specifiche esigenze del cliente e non esistono quindi dei prezzi standard. Inoltre il costo d'investimento potrebbe variare di molto per eventuali problematiche relative alle variazioni di dimensioni, pesi, portate d'acqua minime nella rete di distribuzione, raccordi delle tubazioni, ecc. che potrebbero richiedere una riorganizzazione degli spazi dello stabilimento. Detto questo, stando ai risultati ottenuti sembra emergere una chiara convenienza sia economica che ambientale se si realizzasse la trigenerazione. Questo studio avvalora quindi l'ipotesi che entrambe le parti (centrale e azienda) trarrebbero dei benefici dalla realizzazione dell'opera e ci sono i presupposti per realizzare un progetto più definito.

7.2 Sostenibilità e comunità energetiche

La crescente diffusione di piccole centrali a fonti rinnovabili come quella di Luserna San Giovanni è importante per avere una generazione distribuita tale da permettere alle utenze civili, ma soprattutto a quelle industriali, l'uso di energia prodotta localmente. Le "politiche di sostenibilità" promosse dalla Regione Piemonte in questi anni stanno puntando molto su questo aspetto e l'area del Pinerolese (che comprende anche la bassa Val Pellice) è al centro di molti progetti interessanti. Già nel 1986 ha preso il via il "Consorzio Pinerolese Energia Ambiente", cui parteciparono inizialmente 18 comuni. Negli anni seguenti hanno aderito al consorzio tutti i 47 comuni del Pinerolese e nel 1991 la denominazione è diventata "Consorzio ACEA[36]". Esso gestisce in maniera integrata una pluralità di servizi: dal comparto idrico, alla raccolta e smaltimento dei rifiuti, al settore energetico, con la distribuzione di gas e calore. Attualmente l'ACEA Pinerolese Industriale è capofila del consorzio CPE (Consorzio Pinerolese Energia), una realtà di respirò ancora più ampio che comprende decine di piccole o grandi aziende del territorio, tra cui anche la Caffarel e il Politecnico di Torino. Questa aggregazione si inserisce nella logica di perseguimento di una sempre maggiore condivisione e integrazione tra le diverse entità (comuni, aziende o cittadini), soprattutto in campo energetico. A tal proposito, un'integrazione ancora più forte tra le imprese, sia pubbliche che private, di una determinata zona è quella che si vuole realizzare con l'istituzione delle *"comunità energetiche*". Esse sono enti associativi tra pubblici e privati (singoli o aziende) che possono, tra le altre cose, scambiarsi energia. Ad oggi non esiste una normativa in tal senso e ogni

[36] ACEA: " Azienda Comunale Energia Ambiente"

produttore elettrico immette sulla rete nazionale, o al più autoconsuma. Il primo passo legislativo a livello nazionale è stata la *legge 221 del 28 dicembre 2015* che ha istituito le "Oil Free Zone", ossia delle aree in cui gli enti pubblici possono attuare delle misure per la progressiva sostituzione del petrolio e dei suoi derivati con energie prodotte da fonti rinnovabili. A livello regionale, invece, è stata presentata il 24 luglio 2017 la *proposta di legge 271.* Questa legge, attualmente in fase di consultazione (tra le consultazioni vi è anche quella del Politecnico di Torino), si ricollega direttamente alla legge sulle Oil Free Zone perché riporta nel suo ART.1:

"*La regione […] promuove l'istituzione di aree territoriali omogenee denominate "comunità energetiche" che, al fine di superare l'utilizzo del petrolio e dei suoi derivarti, sperimentano la produzione e lo scambio di energie generate da fonti rinnovabili, nonché forme di efficientamento e di riduzione dei consumi energetici ".*

Come progetto pilota si vuole istituire in fase sperimentale una comunità energetica proprio nel Pinerolese e sarà centrale sia il ruolo dell'ACEA che del Politecnico di Torino. In questi giorni[37], stanno iniziando delle opere di raccolta dati presso le aziende potenzialmente inseribili nel progetto e tra queste c'è anche la Caffarel. Anche alla luce di quanto emerso in questo lavoro per il solo territorio della Valle Pellice, il potenziale di un'iniziativa del genere in tutta la zona del Pinerolese è indubbio vista la densità di aziende includibili nel progetto e la quantità di risorse rinnovabili, costituite non solo da biomasse[38]. L'obiettivo di questa comunità sarà quello di gestire l'insieme degli impianti in maniera integrata in modo da razionalizzare i consumi, ottimizzare le efficienze energetiche degli edifici, minimizzare gli impatti di ogni attività, e garantire rapporti vantaggiosi con i produttori energetici privilegiando la produzione locale. Il ruolo della biomassa nel garantire la riuscita del piano di transizione da fonti fossili a rinnovabili sarà fondamentale per regioni montane o pedemontane come la Valle Pellice o il Pinerolese, ma non sufficiente. La strada deve essere quella che punta su un mix energetico rinnovabile e, per la zona in esame, esso sarà sicuramente basato su idroelettrico, fotovoltaico e biomassa. Lo studio effettuato in questa tesi, sia nella sua parte riferita al calcolo della disponibilità di biomassa, sia nella parte dedicata alla centrale di cogenerazione di Luserna San Giovanni, sia nell'ultima parte sulla fattibilità della trigenerazione, si inserisce pienamente in quest'ottica di ricerca e sviluppo per una sempre maggiore sostenibilità energetica del territorio.

[37] Marzo 2018

[38] Basti pensare che nel comune di Luserna San Giovanni gli stessi proprietari della centrale a biomasse hanno inaugurato nel 2018 un nuovo impianto, sempre in località Pralafera, ma questa volta di tipo idroelettrico.

BIBLIGRAFIA E SITOGRAFIA

[1] IEA International Energy Agency, "World Energy Outlook 2017," *Int. Energy Agency*, 2017.
[2] GSE, "Rapporto Statistico 2016." 2017.
[3] Ministero dello sviluppo economico, "Strategia energetica nazionale," 2017.
[4] Ministero dello sviluppo Economico, "Piano di azione nazionale per le energie rinnovabili dell ' Italia," pp. 0–32, 2010.
[5] I. Arashnia, G. Najafi, B. Ghobadian, T. Yusaf, R. Mamat, and M. Kettner, "Development of Micro-scale Biomass-fuelled CHP System Using Stirling Engine," *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 1108–1113, 2015.
[6] L. Dong, H. Liu, and S. Riffat, "Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems - A literature review," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2119–2126, 2009.
[7] "www.turboden.com." .
[8] F. Fantozzi, L. Crisostomi, and C. Buratti, "Misura della produttività di biogas da diversi substrati mediante un digestore anaerobico da laboratorio," *CRB - Cent. di Ric. sulle Biomasse - Perugia*, pp. 1–6, 2007.
[9] F. Micheli, P. Pinamonti, M. Reini, and R. Taccani, "Performance Analysis and Working Fluid Optimization of a Cogenerative Organic Rankine Cycle Plant," *J. Energy Resour. Technol.*, 2013.
[10] Ministero dello Sviluppo Economico and Direzione generale per il mercato elettrico le rinnovabili e l'efficienza energetica, "RELAZIONE ANNUALE SULLA COGENERAZIONE IN ITALIA." pp. 1–6, 2015.
[11] A. Sosa, M. Acuna, K. McDonnell, and G. Devlin, "Managing the moisture content of wood biomass for the optimisation of Ireland's transport supply strategy to bioenergy markets and competing industries," *Energy*, vol. 86, pp. 354–368, 2015.
[12] European Commitee For Standardization, "Solid Biofuels - Method for the determination of calorific value Biocombustibles," 2006.
[13] H. Lenz, C. Idler, E. Hartung, and R. Pecenka, "Open-air storage of fine and coarse wood chips of poplar from short rotation coppice in covered piles," *Biomass and Bioenergy*, vol. 83, pp. 269–277, Dec. 2015.
[14] R. Jirjis, "Effects of particle size and pile height on storage and fuel quality of comminuted Salix viminalis," in *Biomass and Bioenergy*, 2005, vol. 28, no. 2, pp. 193–201.
[15] L. Pari *et al.*, "Long term storage of poplar chips in Mediterranean environment," *Biomass and Bioenergy*, vol. 107, pp. 1–7, Dec. 2017.
[16] ARCA, "Inventario dell'agricoltura italiana 2014," 2015.
[17] Ministero dell'Agricoltura e delle Foreste, "'MAF/ISAFA, 1988 - IFN 1985 - Sintesi metodologica e risultati.'" Trento, 1988.
[18] Ministero delle Politiche Agricole Alimentari e Forestali Ispettorato Generale - Corpo Forestale dello Stato. CRA - Unità di ricerca per il Monitoraggio e la Pianificazione forestale, "INFC 2005 - Inventario Nazionale delle Foreste e dei Serbatoi Forestali di Carbonio." 2008.
[19] Settore foreste della regione Piemonte, "TIPI FORESTALI DEL PIEMONTE, metodologia e guida per l'identificazione." 2008.
[20] "www.geoportale.piemonte.it." .
[21] "www.istat.it." .
[22] P. C. F.Gottero, A. Ebone, P. Terzulo, "I boschi del Piemonte, conoscenze e indirizzi gestionali," *Reg. Piemonte, Blu Ed.*, p. 240, 2007.
[23] Terna SpA e Gruppo Terna, "Analisi dei dati elettrici 2016," 2017.
[24] A. Cugiani, "Tesi di Laurea Specialistica in Ingegneria Energetica e Nucleare," Politecnico di Torino, 2016.

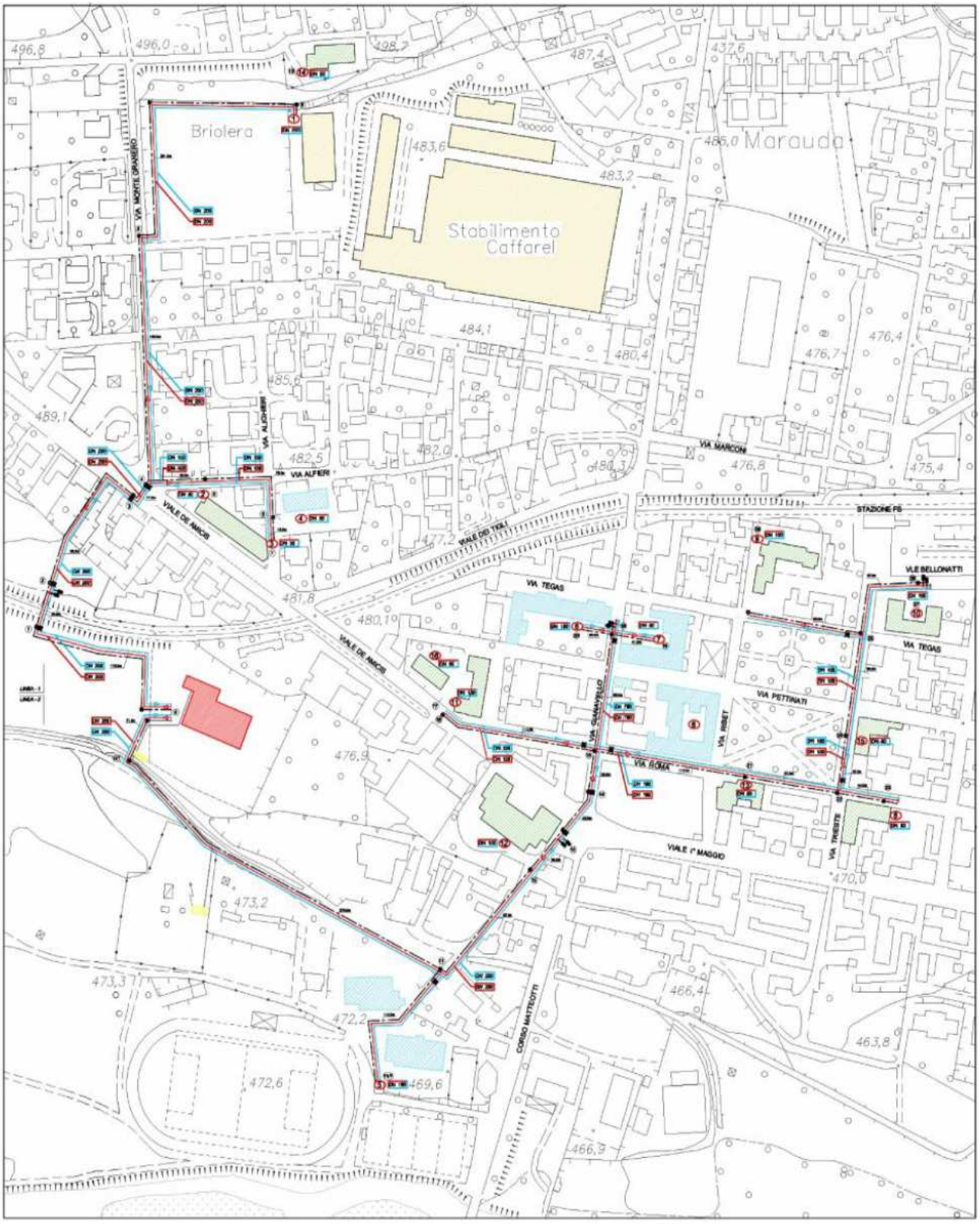
[25] J. Navarro-Esbrí *et al.*, "Combined cold, heat and power system, based on an organic Rankine cycle, using biomass as renewable heat source for energy saving and emissions reduction in a supermarket," *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 652–659, 2017.
[26] M. Uris, J. I. Linares, and E. Arenas, "Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant CHP/CCHP (Combined heat and power/Combined heat, cooling and power) based on Organic Rankine Cycle for a district network in Spain," *Energy*, vol. 88, pp. 935–945, 2015.
[27] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, and K. Jafarpur, "Exergoeconomic comparison of three novel trigeneration systems using SOFC, biomass and solar energies," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 104, pp. 534–555, 2016.
[28] Y. Lu, A. P. Roskilly, and C. Ma, "A techno-economic case study using heat driven absorption refrigeration technology in UK industry," *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 173–179, 2017.
[29] CogenerationChannel, "ICAM: una produzione del cioccolato più efficiente grazie alla trigenerazione," 2013. Url: http://www.cogenerationchannel.com/it/video/category/applicazioni-industriali-e-commerciali/68/icam-una-produzione-del-cioccolato-piu-efficiente-/. [visitato 27-Nov-2017].
[30] La Stampa, "Trigenerazione, impianti Grastim JV per stabilimenti di R&R Ice Cream.". Url: http://www.lastampa.it/2016/08/06/scienza/ambiente/attualita/trigenerazione-impianti-grastim-jv-per-stabilimenti-di-rr-ice-cream-jlICS4e4BonJDAJpmhyk1I/pagina.html. [Visitato: 27-Nov-2017].
[31] Corriere delle Alpi, "Calore, fresco e corrente: Luxottica punta sul legno," 2017. .
[32] L'Oreal, "L'ORÉAL INAUGURATES NEW BIOMASS PLANT IN BURGOS," 2014. Url: http://www.loreal.com/media/press-releases/2014/sep/l'oréal-inaugurates-new-biomass-plant-in-burgos. [Visitato: 27-Nov-2017].
[33] Corriere della Sera, "Alleanza Acqua San Benedetto-E.On Al via l'impianto di trigenerazione," 2016. Url: http://www.corriere.it/economia/16_ottobre_11/alleanza-acqua-san-benedetto-eon-c52da498-8fc6-11e6-a48d-80f1fedf0a64.shtml. [Visitato: 27-Nov-2017].
[34] Daniele Palma, "Deumidificazione per adsorbimento. valutazione delle prestazioni di impianti ibridi con ruota essiccante," Università degli Studi di Napoli Federico II, 2008.
[35] R. Moffitt, "Hospital Operating-Room Dehumidification," *HPAC Eng.*, 2016.
[36] G. Comini, G. Croce, S.Savino "Energetica Generale"SGEditoriali, 2011.
[37] G. Mutani, materiale del corso di "Sostenibilità Energetica e Ambientale del territorio" 2017.
[38] A. Merlo, "Centrale di cogenerazione alimentata a biomassa legnosa a Luserna San Giovanni (TO)" Politecnico di Torino, 2014.
[39] Cataloghi della Carrier United Technologies, https://www.carrier.com/carrier/en/us/products-and-services.
[40] Cataloghi della Jhonson Controls, http://www.johnsoncontrols.com/buildings/hvac-equipment/chillers.
[41] Sito web della Caffarel: http://www.caffarel.com.

APPENDICE

Allegato A: censimento delle utenze allacciabili al TLR.

	utenza	P install. kW	P eff.edificio kW	ore/anno	Energia kWh	combustibile	Q rete l/h	dotazione
1	Caffarel spa	3500	2.000,00	2.500,00	5.000.000,00	metano	86.000,00	c.n.
2	cond vle De Amicis 32	134	61,00	2.000,00	122.000,00	metano	2.623,00	c.n.
3	cond vle De Amicis 28	215	107,00	2.000,00	214.000,00	metano	4.601,00	c.v.
4	Carabinieri	93	75,00	2.000,00	150.000,00	metano	3.225,00	*
5	palestra+piscina	960	960,00	2.000,00	995.000,00	metano	41.280,00	c.n.
6	municipio+inas+scuole elementari	1160	1.045,00	2.000,00	2.090.000,00	metano	44.935,00	c.n.
7	istituto tecnico Alberti	180	150,00	2.000,00	300.000,00	metano	6.450,00	c.v.
8	cond Palazzo del Sole	185	111,00	2.000,00	222.000,00	gasolio	4.773,00	c.v.
9	cond Lusernese	214	178,00	2.000,00	356.000,00	gasolio	7.654,00	c.v.
10	cond Lucerna	342	250,00	2.000,00	500.000,00	metano	10.750,00	c.v.
11	cond Bassotto	381	295,00	2.000,00	590.000,00	metano	12.685,00	c.n.
12	cond Vittoria	381	279,00	2.000,00	558.000,00	metano	11.997,00	c.n.
13	cond Alpi	287	130,00	2.000,00	260.000,00	gasolio	5.590,00	c.v.
14	cond Briolera	105	75,00	2.000,00	150.000,00	metano	3.225,00	c.n.
15	cond Giardini	277	166,00	2.000,00	332.000,00	metano	7.138,00	c.v.
16	cond Airali	244	146,00	2.000,00	292.000,00	metano	6.278,00	c.v.
	TOTALE	**8.658,00**	**6.028,00**		**12.131.000,00**		**259.204,00**	
	perdite termiche di rete 11%				1.334.410,00			
	TOTALE GENERALE				**13.465.410,00**			
	PARZIALI	**industriale**	**2.000,00**		**5.000.000,00**			
		resindeziale	**1.798,00**		**3.596.000,00**			
		pubblico	**2.230,00**		**3.535.000,00**			
	dati ACEA							
c.n.	caldaia nuova							
c.v.	caldaia vecchia							

Allegato B: planimetria della rete di TLR secondo progetto



ROSSO: centrale termica GIALLO: utenze industriali VERDE: utenze private AZZURRO: utenze pubbliche

Allegato C: schede tecniche delle macchine frigorifere a compressione

MACCHINE TIPO 1: "CARRIER 30HXC 230"

Physical data

30HXC standard unit		080	090	100	110	120	130	140	155	175	190	200	230	260	285	310	345	375
Air conditioning application as per EN14511-3:2011*																		
Nominal cooling capacity	kW	287	312	349	375	413	450	510	542	599	652	701	814	899	986	1109	1207	1302
EER	kW/kW	5.04	4.80	4.85	4.57	4.86	4.69	4.72	4.55	4.68	4.72	4.74	4.73	4.45	4.76	4.76	4.55	4.65
Eurovent class, cooling	-	B	B	B	C	B	B	B	C	B	B	B	B	C	B	B	C	B
ESEER	kW/kW	5.56	5.41	5.31	5.28	5.23	5.21	5.17	4.85	5.03	4.97	5.08	5.06	5.01	5.11	5.49	5.39	5.34
Air conditioning application**																		
Nominal cooling capacity	kW	288	314	350	376	414	452	512	545	602	655	704	817	902	991	1113	1212	1308
EER	kW/kW	5.24	4.98	5.07	4.82	5.11	4.97	4.97	4.78	4.89	4.96	4.96	4.92	4.65	5.01	4.97	4.77	4.90
ESEER	-	6.20	6.11	5.97	5.94	5.85	5.92	5.84	5.48	5.61	5.59	5.71	5.54	5.55	5.75	6.19	6.12	6.15
30HXC unit with option 150		**080**	**090**	**100**	**110**	**120**	**130**	**140**	**155**	**175**	**190**	**200**	**230**	**260**	**285**	**310**	**345**	**375**
Air conditioning application as per EN14511-3:2011*																		
Nominal cooling capacity	kW	286	313	345	379	410	460	505	543	583	641	727	800	875	965	1087	1166	1285
EER	kW/kW	4.47	4.35	4.37	4.36	4.46	4.34	4.28	4.11	4.08	4.08	4.35	4.21	4.03	4.04	4.13	4.03	4.04
Eurovent class, cooling	-	C	C	C	C	C	C	C	D	D	D	C	D	D	D	D	D	D
Air conditioning application**																		
Nominal cooling capacity	kW	287	315	347	381	412	462	507	545	585	644	730	803	878	970	1092	1170	1290
EER	kW/kW	4.63	4.57	4.57	4.54	4.68	4.57	4.49	4.33	4.24	4.29	4.56	4.36	4.18	4.22	4.32	4.21	4.24
Heating application as per EN14511-3:2011**																		
Heating capacity	kW	327	359	394	434	468	530	583	634	683	781	834	929	1026	1178	1269	1369	1570
COP	kW/kW	4.30	4.23	4.20	4.22	4.34	4.24	4.25	4.12	4.12	4.13	4.23	4.20	4.07	4.09	4.13	4.09	4.11
Eurovent class, heating	-	C	D	D	D	C	D	C	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D
Heating application**																		
Heating capacity	kW	326	358	393	433	466	528	580	631	681	778	831	927	1023	1174	1264	1364	1562
COP	kW/kW	4.52	4.48	4.47	4.46	4.62	4.51	4.50	4.36	4.34	4.42	4.51	4.41	4.28	4.36	4.36	4.32	4.39
30HXC, all units		**080**	**090**	**100**	**110**	**120**	**130**	**140**	**155**	**175**	**190**	**200**	**230**	**260**	**285**	**310**	**345**	**375**
Operating weight***	kg	2274	2279	2302	2343	2615	2617	2702	2712	3083	3179	3873	4602	4656	4776	5477	5553	5721
Sound levels****																		
Sound power level	dB(A)	94	94	94	94	94	97	98	100	101	101	99	101	102	102	103	104	104
Sound pressure level at 1 m	dB(A)	77	77	77	77	76	79	80	82	83	83	80	82	83	83	84	85	85
Dimensions, standard unit																		
Depth	mm	2558	2558	2558	2565	3275	3275	3275	3275	3275	3275	3903	3924	3924	3924	4533	4533	4533
Length	mm	980	980	980	980	980	980	980	980	980	980	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015
Height	mm	1800	1800	1800	1850	1816	1816	1816	1816	1940	1940	1980	2060	2060	2060	2112	2112	2112
Compressor		06 N semi-hermetic twin-screw compressor																
Circuit A		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2
Circuit B		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
Refrigerant***		HFC-134a																
Circuit A	kg	33	33	32	31	49	51	48	54	54	70	92	115	117	132	109	96	119
Circuit B	kg	34	34	30	35	52	47	48	57	50	70	68	63	75	80	106	109	137
Control type		Pro-Dialog Plus																
No. of capacity stages		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	8	8	8	8	10	10	10
Minimum capacity	%	19	19	21	19	21	19	17	19	21	21	14	14	14	14	10	10	10
Evaporator		Shell-and tube evaporator with internally finned copper tubes																
Net water volume	l	50	50	58	69	65	65	75	75	88	88	126	155	170	170	191	208	208
Water connection		Victaulic connections																
Inlet and outlet	in	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8
Water drain and air purge (NPT)	in	3/8																
Max. water-side service pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Condenser		Shell-and tube condenser with internally finned copper tubes																
Net water volume	l	48	48	48	48	78	78	90	90	108	108	141	190	190	190	255	255	255
Water connection		Victaulic connectionsC																
Inlet and outlet	in	5	5	5	5	5	5	5	5	6	6	6	8	8	8	8	8	8
Water drain and air purge (NPT)	in	3/8																
Max. water-side operating pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

* Eurovent-certified performances in accordance with standard EN14511-3:2011.

** Gross performances, not in accordance with EN14511-3:2011. These performances do not take into account the correction for the proportional heating capacity and power input generated by the water pump to overcome the internal pressure drop in the heat exchanger.
Conditions in cooling mode: evaporator-condenser entering/leaving water temperature 12°C/7°C, condenser entering/leaving water temperature 30°C/35°C, evaporator fouling factor = 0 m^2 K/W.
Conditions in heating mode: evaporator entering/leaving water temperature10°C/7°C. condenser entering/leaving water temperature 40°C/45°C, evaporator fouling factor = 0 m^2 K/W.

*** Weights are guidelines only. The refrigerant charge is given on the unit nameplate.

**** 10^{-12} W in accordance with ISO 9614-1- in a free field
The sound levels only apply for units without options.

MACCHINE TIPO 2: "CARRIER 30XW-P/30WHP 1012"

Physical data, standard units

High-efficiency units

30XW-P/30XWHP		512	562	712	812	862	1012	1162	1314	1464	1612	1762
Air conditioning application as per EN14511-3:2013† - standard unit												
Condition 1												
Nominal cooling capacity	kW	509	577	737	786	861	1039	1157	1323	1452	1626	1756
ESEER	kW/kW	6.09	6.14	6.41	6.24	6.17	6.74	6.83	6.65	6.36	6.80	6.60
EER	kW/kW	5.71	5.64	5.83	5.62	5.65	5.73	5.78	5.80	5.58	5.87	5.79
Eurovent class cooling	-	A	A	A	A	A	A	A	A	A	-	-
Air conditioning application †† - standard unit												
Condition 1												
Nominal cooling capacity	kW	510	578	739	788	863	1042	1161	1329	1459	1632	1764
ESEER	kW/kW	6.61	6.77	6.94	6.83	6.84	7.47	7.89	7.70	7.48	7.65	7.52
EER	kW/kW	5.94	5.89	6.04	5.85	5.92	5.95	6.07	6.13	5.93	6.13	6.08
Heating application as per EN14511-3:2013† - standard unit												
Condition 2												
Nominal heating capacity	kW	583	662	842	904	982	1191	1320	1509	1663	1846	1989
COP	kW/kW	4.91	4.84	4.97	4.80	4.85	4.90	4.86	4.89	4.71	4.89	4.87
Eurovent class heating	-	A	A	A	A	A	A	A	-	-	-	-
Heating application ††												
Condition 2												
Nominal heating capacity	kW	581	660	840	901	978	1188	1316	1503	1657	1841	1983
COP	kW/kW	5.12	5.07	5.17	5.01	5.10	5.14	5.19	5.23	5.07	5.18	5.19
Sound levels - standard unit												
Sound power level*	dB(A)	99	99	99	99	99	102	102	102	102	102	102
Sound pressure level at 1 m**	dB(A)	82	82	81	81	81	83	83	83	83	83	83
Sound levels - standard unit + option 257* **												
Sound power level*	dB(A)	96	96	96	96	96	99	99	99	99	99	99
Sound pressure level at 1 m**	dB(A)	78	78	78	78	78	80	80	80	80	80	80
Dimensions - standard unit												
Length	mm	3059	3059	3290	3290	3290	4730	4730	4730	4730	4832	4832
Width	mm	936	936	1069	1069	1069	1039	1039	1162	1162	2129	2129
Height	mm	1743	1743	1950	1950	1950	1997	1997	2051	2051	1562	1562
Operating weight** **	kg	2981	3020	3912	3947	3965	6872	6950	7542	7752	10910	10946
Compressors		Semi-hermetic 06T screw compressors, 50 r/s										
Circuit A	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Circuit B	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	1	1
Refrigerant** ** - standard unit**		R-134a										
Circuit A	kg	130	130	180	175	170	120	120	130	130	240	250
Circuit B	kg	-	-	-	-	-	120	120	150	130	240	250
Global Warming Potential (GWP)												
Tonnes of equivalent CO_2 of greatest circuit	tonnes	186	186	257	250	243	172	172	215	186	343	358
Capacity control		Touch Pilot, electronic expansion valves (EXV)										
Minimum capcity	%	15	15	15	15	15	10	10	10	10	10	10
Evaporator		Multi-pipe flooded type										
Water volume	l	101	101	154	154	154	293	293	321	321	473	473
Water connections (Victaulic)	in	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10
Drain and vent connections (NPT)	in	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Max. water-side operating pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Condenser		Multi-pipe flooded type										
Water volume	l	103	103	148	148	148	316	316	340	340	623	623
Water connections (Victaulic)	in	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10
Drain and vent connections (NPT)	in	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Max. water-side operating pressure	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

† Eurovent-certified performances in accordance with standard EN14511-3:2013.

†† Gross performances, not in accordance with EN14511-3:2013. These performances do not take into account the correction for the proportional heating capacity and power input generated by the water pump to overcome the internal pressure drop in the heat exchanger.
Condition 1 : Cooling mode conditions, evaporator water entering/leaving temperature 12°C/7°C, condenser water entering/leaving temperature 30°C/35°C, evaporator fouling factor 0 m^2.K/W.
Condition 2: Cooling mode conditions, condenser water entering/leaving temperature 40°C/45°C, evaporator water entering/leaving temperature 10°C/7°C, evaporator fouling factor 0 m^2.K/W.

* In dB ref=10^{-12} W, (A) weighting. Declared dualnumber noise emission values in accordance with ISO 4871 (with an associated uncertainty of +/-3dB(A)). Measured in accordance with ISO 9614-1 and certified by Eurovent.

** In dB ref 20µPa, (A) weighting. Declared dualnumber noise emission values in accordance with ISO 4871 (with an associated uncertainty of +/-3dB(A)). For information, calculated from the sound power level Lw(A).

*** Option 257 = Low noise level.

**** Weight shown is guideline only. Please refer to the unit nameplate.

Eurovent certified values

Allegato D: schede tecniche delle macchine frigorifere ad assorbimento

MACCHINA 1: "YORK YIA-HW-3B3" by JHONSON CONTROLS

FORM 155.16-EG3 (1010)

Ratings

TABLE 10 – NOMINAL RATINGS, STEAM MACHINES – ENGLISH

MODEL YIA-ST	CAPACITY (TONS)	CONSUMPTION (LBS/HR)	EVAPORATOR					ABSORBER/CONDENSER				
			INLET (°F)	OUTLET (°F)	FLOW (GPM)	# OF PASSES	PRESSURE DROP (FT.)	INLET (°F)	OUTLET (°F)	FLOW (GPM)	# OF PASSES	PRESSURE DROP (FT.)
1A1	120	2140.2	54	44	288.0	3	14.2	85	101.2	432.0	3	14.1
1A2	155	2774.0	54	44	372.0	3	26.6	85	101.2	558.0	2	13.6
2A3	172	3084.4	54	44	412.8	2	11.7	85	101.2	620.0	2	12.5
2A4	205	3654.0	54	44	492.0	2	18.1	85	101.2	740.0	2	19.5
2B1	235	4182.0	54	44	564.0	2	11.9	85	101.2	846.0	2	17.3
3B2	273	4889.0	54	44	655.2	2	17.7	85	101.3	980.0	1	17.7
3B3	311	5518.5	54	44	746.4	2	25.0	85	101.1	1120.0	1	10.4
4B4	334	5978.3	54	44	801.6	1	4.4	85	101.2	1200.0	1	12.9
4C1	363	6488.7	54	44	871.2	2	15.2	85	101.2	1308.0	2	20.8
5C2	410	7368.2	54	44	984.0	2	21.1	85	101.3	1475.0	1	8.0
5C3	446	7942.0	54	44	1070.4	2	27.2	85	101.3	1600.0	1	10.2
6C4	518	9239.5	54	44	1243.2	2	39.9	85	101.2	1870.0	1	15.1
7D1	565	10138.4	54	44	1356.0	2	21.2	85	101.3	2030.0	2	20.6
7D2	617	11035.2	54	44	1480.8	2	27.5	85	101.2	2220.0	1	10.4
8D3	704	12608.0	54	44	1689.6	2	39.1	85	101.3	2530.0	1	14.7
8E1	794	14080.2	54	44	1905.6	2	27.5	85	101.1	2860.0	1	9.0
9E2	908	16121.9	54	44	2179.2	1	5.5	85	101.2	3270.0	2	36.1
10E3	960	17148.9	54	44	2304.0	1	6.7	85	101.3	3450.0	1	15.6
12F1	1148	20327.8	54	44	2755.2	2	38.6	85	101.1	4140.0	1	12.3
13F2	1235	21875.8	54	44	2964.0	1	6.8	85	101.1	4450.0	1	15.4
14F3	1377	24535.6	54	44	3304.8	1	9.1	85	101.2	4960.0	1	20.6

TABLE 11 – NOMINAL RATINGS, STEAM MACHINES – METRIC

MODEL YIA-ST	CAPACITY (KW)	CONSUMPTION (KG/H)	EVAPORATOR					ABSORBER/CONDENSER				
			INLET (°C)	OUTLET (°C)	FLOW (L/SEC)	# OF PASSES	PRESSURE DROP (KPA)	INLET (°C)	OUTLET (°C)	FLOW (L/SEC)	# OF PASSES	PRESSURE DROP (KPA)
1A1	420	970.8	12.2	6.7	18.17	3	42.3	29.4	38.5	27.25	3	42.1
1A2	545	1258.3	12.2	6.7	23.47	3	79.4	29.4	38.5	35.20	2	40.5
2A3	605	1399.1	12.2	6.7	26.04	2	34.8	29.4	38.5	39.11	2	37.3
2A4	721	1657.4	12.2	6.7	31.04	2	54.1	29.4	38.4	29.40	2	58.2
2B1	826	1896.9	12.2	6.7	35.58	2	35.6	29.4	38.4	53.37	2	51.7
3B2	960	2217.7	12.2	6.7	41.34	2	52.8	29.4	38.5	61.83	1	21.8
3B3	1094	2503.2	12.2	6.7	47.09	2	74.7	29.4	38.4	70.66	1	30.9
4B4	1174	2711.7	12.2	6.7	50.27	1	13.2	29.4	38.5	75.71	1	38.5
4C1	1276	2943.3	12.2	6.7	54.96	2	45.3	29.4	38.5	82.52	2	62.2
5C2	1442	3342.2	12.2	6.7	62.08	2	63.1	29.4	38.5	93.06	1	23.8
5C3	1568	3602.5	12.2	6.7	67.53	2	81.1	29.4	38.5	100.94	1	30.3
6C4	1821	4191.0	12.2	6.7	78.43	2	119.3	29.4	38.4	117.98	1	45.1
7D1	1987	4598.8	12.2	6.7	85.55	2	63.4	29.4	38.5	128.07	2	61.6
7D2	2170	5005.6	12.2	6.7	93.42	2	82.1	29.4	38.5	140.06	1	82.1
8D3	2475	5719.0	12.2	6.7	106.59	2	116.7	29.4	38.5	159.61	1	43.9
8E1	2792	6386.8	12.2	6.7	120.22	2	82.1	29.4	38.4	180.43	1	27.0
9E2	3193	7312.9	12.2	6.7	137.48	1	16.5	29.4	38.4	206.30	2	107.7
10E3	3376	7778.8	12.2	6.7	145.36	1	20.1	29.4	38.5	217.65	1	46.7
12F1	4037	9220.7	12.2	6.7	173.82	2	115.4	29.4	38.4	261.19	1	36.6
13F2	4343	9922.9	12.2	6.7	186.99	1	20.4	29.4	38.4	280.74	1	46.0
14F3	4842	11129.4	12.2	6.7	208.49	1	27.2	29.4	38.4	312.92	1	61.4

NOTES:

1. All IsoFlow Chillers are rated according to ARI 560-2000. Ratings in Tables above represent unit performance at nominal conditions. For full and part load conditions at specific conditions, contact your local Johnson Controls office.

Allegato E: schede tecniche dei rotori essiccanti con sostanze adsorbenti

Caratteristiche dimensionali: dal costruttore ROTORSOURCE (https://www.rotorsource.com)

Product Range

DESICCANT DEHUMIDIFICATION

ROTOR DIAMETER (MM)	ROTOR DEPTHS (MM)			NOMINAL FLOW (SCFM)	STANDARD WIDTH (IN)	STANDARD HEIGHT (IN)	STANDARD DEPTH (IN)	WEIGHT (LBS)	HP
220	100			75	13.5	13.5	9.5	36	1/400
320	100	200		150	17	17	9.5	42	1/400
440	100	200		300	22	22	9.5	48	1/400
550	100	200	400	1500	27	27	12	143	1/50
660	100	200	400	2200	30	30	12	188	1/50
770	100	200	400	3000	36	36	12	234	1/50
985	100	200	400	4500	43	43	12	319	1/50
1070	100	200	400	5800	48	48	12.5	397	1/50
1220	100	200	400	7500	54	54	12.5	520	1/30
1525	100	200	400	11800	67	67	12.5	806	1/30
1730	100	200	400	15200	76	76	13.5	1034	1/20
1940	100	200	400	19000	84	84	13.5	1300	1/20
2190	200	400		24300	94	94	13.5	1658	1/20
2438	200	400		30150	106	106	15.5	1989	1/20
2743	200	400		38100	118	118	15.5	2600	1/20
2896	200	400		42500	124	124	15.5	2860	1/20
3050	200	400		47200	130	130	15.5	3218	1/20
3300	200	400		55200	140	140	15.5	3776	1/20

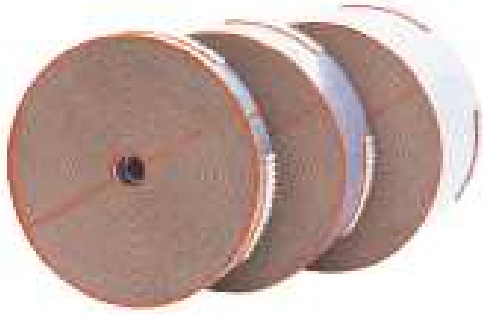
Flow, dimensions, weights & HP will vary from the above for >550 diameter at 100 and 400 depth

ROTORI MITSUBISHI: MODELLO "AQSOA Z01"

AQSOA™ Honeycomb Wheel

Recommended Regeneration Temperature

Example of regeneration temperature range



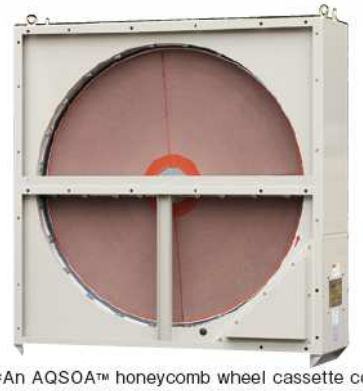
Applied Locations of AQSOA™ Honeycomb Wheel Cassette

Applications

- For Humidity Conditioning AQSOA™Desiccant Air-Conditioners
- For low dew point AQSOA™Desiccant Air-Conditioners

Applied Locations

- Office Buildings
- Humidity Controlled Plants
- Cold Storage Rooms
- Hospitals
- Nursing Homes
- Supermarkets
- Household Humidity Conditioners



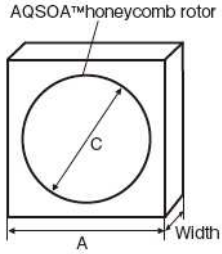
*An AQSOA™ honeycomb wheel cassette consists of an AQSOA™ honeycomb wheel, a support a seal and a wheel drive.

Typical Dimensions (Cassette)

Model	Supplied Air Flow [m³/h]	Energy Consumption [kW] 3φ/200V 50Hz/60Hz	Approximate Weight [kg]	Dimensions [mm]		
				A	Width	C
AQSOA®–0965H20	2,600~~3,900	0.04	220	1,200	440	965
AQSOA®–1060H20	3,100~~4,700	0.06	250	1,300	440	1,060
AQSOA®–1220H20	4,200~~6,300	0.09	300	1,450	440	1,220
AQSOA®–1525H20	6,500~~9,800	0.09	380	1,750	440	1,525
AQSOA®–1730H20	8,400~~12,600	0.10	450	1,950	440	1,730
AQSOA®–1940H20	10,600~~15,900	0.10	600	2,150	520	1,940

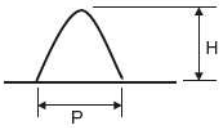
※Zone ratio1:1。

*Feel free to ask us to custom build a honeycomb wheel with different dimensions.



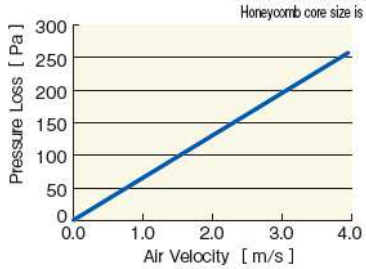
Dimensions of Honeycomb Core

Designation		HC320	HC190
P	[mm]	2.6	3.4
H	[mm]	1.5	1.8
Surface Area	[m²/m³]	3,500	2,400
Number of Cells	[cells / inch²]	About 320	About190



- Pressure Loss

※Condition : Measured temperature is 20 ℃. Width of wheel is 200mm. Honeycomb core size is HC190

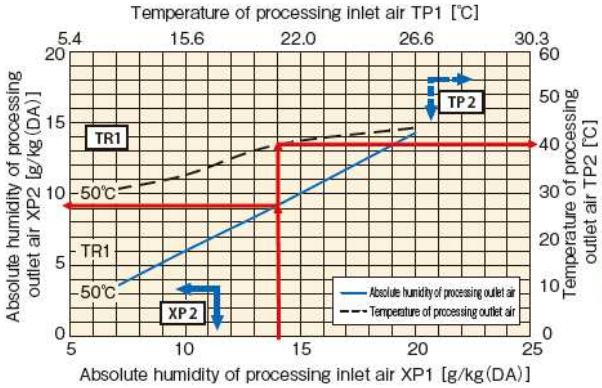


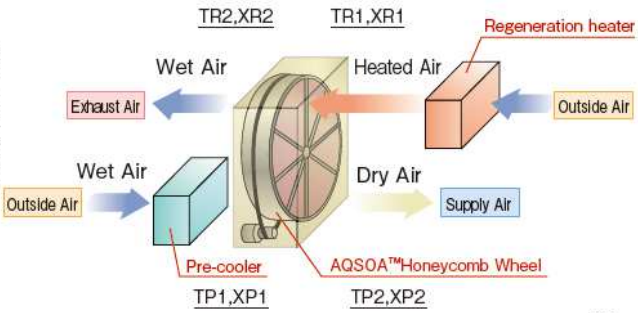
*The values are for reference, not guaranteed.

Performance of Dehumidification (AQSOA™–Z01)

- Correlations of absolute humidity of inlet air and absolute humidity and temperature of outlet air

※Condition : Regeneration temperature 50℃／Zone ratio 1:1／Air flow ratio 1:1／wheel thickness 200mm／Wind speed(20℃) 2m/s
Absolute humidity of processing inlet air 90RH%／Absolute humidity of regeneration processing inlet air XR1 20g/kg(DA)



※The performance is not a guaranteed value.

After the precooler, the latent heat is processed with the AQSOA™ Honeycomb Wheel. It is regenerated by heating the outlet air using the air conditioning machine of the forced system of ventilation.