



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,  
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

# Monitoraggio del sistema di poligenerazione ed analisi di casi di studio

Giovanni Puglisi, Lorena Giordano, Antonio Cancellara

Monitoraggio del sistema di poligenerazione ed analisi di casi di studio

Giovanni Puglisi, Lorena Giordano, Antonio Cancellara

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: Sistema Elettrico

Progetto: Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti

Work package: Componenti e impianti innovativi per incrementare l'efficienza energetica e l'uso delle fonti rinnovabili negli edifici

Linea di attività: Monitoraggio del sistema di poligenerazione ed analisi di casi di studio

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Responsabile del Work package: Biagio Di Pietra, ENEA

# Indice

SOMMARIO .....	4
INTRODUZIONE .....	5
1 COMPLETAMENTO DELL'IMPIANTO PILOTA DI SISTEMA DI POLIGENERAZIONE.....	6
1.1 REALIZZAZIONE DEL SISTEMA DI CONTROLLO E MONITORAGGIO.....	6
1.2 GESTIONE DEI COMPONENTI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE ATTRAVERSO IL SISTEMA DI MONITORAGGIO .....	7
2 MESSA A PUNTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO .....	13
3 VALIDAZIONE DEI MODELLI DI SIMULAZIONE PER ULTERIORI CONFIGURAZIONI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE .....	15
3.1 CONFIGURAZIONE C2: IMPIANTO SOLARE TERMICO AFFIANCATO DA POMPA DI CALORE GEOTERMICA REVERSIBILE .....	15
4 ANALISI ECONOMICA DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE AL SERVIZIO DI UNA SERRA AGRICOLA .....	22
4.1 ANALISI DI SENSITIVITÀ DEGLI INDICI DI PRESTAZIONE ECONOMICI ALLE VARIAZIONI DEI PARAMETRI ECONOMICI.....	28
5 APPLICAZIONE DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE IN AMBITO INDUSTRIALE .....	33
5.1 CONSUMI ENERGETICI NEL SETTORE INDUSTRIALE.....	33
5.2 SETTORI INDUSTRIALI IDONEI ALL'IMPIEGO DI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE .....	35
5.1.1 <i>Industria casearia</i> .....	36
5.1.2 <i>Altri settori dell'industria alimentare</i> .....	38
5.2 STIMA DEI PROFILI DI CARICO DI UTENZE INDUSTRIALI IDONEE ALL'IMPIEGO DI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE.....	40
5.2.1 CASO STUDIO 1: INDUSTRIA CASEARIA.....	40
5.2.2 CASO STUDIO 2: INDUSTRIA DELLA CARNE .....	43
5.3 ANALISI DELLE PRESTAZIONI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE AL SERVIZIO DI UN'UTENZA NEL SETTORE CASEARIO .....	43
5.3.1 CONFIGURAZIONE C1: IMPIANTO DI SOLAR HEATING AND COOLING ASSISTITO DA CALDAIA A BIOMASSA .....	44
5.3.2 CONFIGURAZIONE C2: IMPIANTO SOLARE TERMICO AFFIANCATO DA POMPA DI CALORE GEOTERMICA REVERSIBILE .....	54
5.3.3 CONFRONTO TRA LE PRESTAZIONI ENERGETICHE ED ECONOMICHE DELLE CONFIGURAZIONI C1 E C2 .....	61
6 CONCLUSIONI.....	65
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	65
8 APPENDICE I: RELAZIONE TECNICA SISTEMA DI CONTROLLO .....	67

## Sommario

Il presente rapporto descrive le attività svolte da ENEA nell'ambito della terza annualità di un progetto riguardante lo studio e l'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili, tra cui l'energia solare, geotermica e da biomasse. Il progetto, svolto in stretta collaborazione con il Dipartimento di Scienze Agro-Ambientali e Territoriali dell'Università degli Studi di Bari, si propone la realizzazione e messa in funzione di un impianto pilota, che consenta lo studio di sistemi di poligenerazione di energia aventi differenti configurazioni e tipologie di utenze finali. Il prototipo è stato realizzato presso il centro didattico-sperimentale di Valenzano (Ba), già sede di un impianto di solar heating and cooling.

Il progetto prevede, inoltre, lo sviluppo e la validazione di modelli di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione, in grado di mettere a confronto differenti strategie di controllo dell'impianto e di valutarne le corrispondenti prestazioni energetiche, nonché di modelli per la valutazione delle prestazioni economiche al variare delle caratteristiche del sistema di poligenerazione e dei principali parametri economici.

L'attività condotta nel corso della terza annualità del progetto ha risentito della pandemia da Covid-19, che ha rallentato le fasi di completamento del sistema di poligenerazione e di implementazione del sistema di controllo, a causa della difficoltà di potersi recare sul sito dell'impianto nei primi mesi dell'anno e dei ritardi nella consegna della strumentazione di misura e degli altri dispositivi necessari per realizzare il sistema stesso, ultimato solamente negli ultimi mesi dell'anno. Un'ulteriore criticità ha riguardato l'affidabilità del sistema di controllo, che è risultata più bassa di quanto atteso, presumibilmente per la complessità dell'impianto.

Il ridotto tempo utile per le campagne sperimentali ha avuto ripercussioni sull'attività di monitoraggio delle configurazioni del sistema di poligenerazione, che ha riguardato la sola configurazione comprendente l'impianto di solare termico e la pompa di calore geotermica (C2), nella sua versione base. Il confronto tra i dati sperimentali e i dati calcolati ha messo in evidenza un errore abbastanza elevato che non ha consentito di validare pienamente il modello di simulazione dinamica, presumibilmente a causa delle criticità del sistema di controllo che non si è riusciti a risolvere in tempi compatibili con la scadenza del progetto.

Parallelamente all'attività di sperimentazione sull'impianto pilota, sono state analizzate le prestazioni economiche delle tre configurazioni (C1, C2 e C3) del sistema di poligenerazione al servizio di una serra per orticoltura, le cui prestazioni energetiche sono state esaminate in funzione della strategia di controllo ("base" ed "ottimizzata") nel corso della LA 3.32. Con riferimento alle medesime configurazioni, è stata condotta anche un'analisi di sensitività degli indici di prestazione economici, assumendo scenari economici basati su differenti costi dei vettori energetici (costo del gas naturale, dell'energia elettrica e della biomassa) e del tasso di interesse. Infine, è stato condotto lo studio e l'ottimizzazione di due configurazioni del sistema di poligenerazione (C1, C2) al servizio di un'azienda casearia con consumi di energia termica e frigorifera e la successiva valutazione degli indici di prestazione economici.

## Introduzione

Il presente rapporto riguarda la realizzazione di un impianto pilota di sistema di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili e la validazione del corrispondente modello di simulazione dinamica.

Il progetto prevede la realizzazione e messa in funzione di un prototipo di sistema di poligenerazione presso il centro didattico-sperimentale P. Martucci di Valenzano (Ba) a partire dal preesistente impianto di solar heating and cooling. Nella sua configurazione ultima, l'impianto sperimentale sarà costituito da 3 sottosistemi principali, ovvero:

- un sistema di generazione di energia termica, costituito da un campo di collettori solari a tubi sottovuoto, una pompa di calore geotermica, una macchina ad assorbimento ed una caldaia a biomasse;
- un sistema di generazione di energia elettrica, comprendente un campo di moduli fotovoltaici;
- un sistema di accumulo termico ed elettrico, comprendente serbatoi di accumulo dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata ed un banco di batterie.

L'attività condotta da ENEA nell'ambito del presente progetto è stata suddivisa nelle seguenti tre linee di attività:

- LA 3.31 - Sistemi di poligenerazione da fonti energetiche rinnovabili: stato dell'arte e sviluppo di modelli di simulazione dinamica;
- LA 3.32 - Realizzazione di un prototipo di sistema di poligenerazione e validazione del modello di simulazione dinamica;
- LA 3.33 - Monitoraggio del sistema di poligenerazione ed analisi di casi di studio.

La terza annualità del presente progetto si propone, in particolare, i seguenti obiettivi principali:

- il monitoraggio sperimentale delle configurazioni del sistema di poligenerazione e la successiva ottimizzazione delle relative strategie di controllo e regolazione;
- la validazione dei modelli di simulazione dinamica relativi ad ulteriori configurazioni del sistema di poligenerazione rispetto a quelle previste nella seconda annualità;
- la valutazione delle possibilità di applicazione delle differenti configurazioni del sistema di poligenerazione ad utenze nel settore agro-industriale e l'analisi delle relative prestazioni energetiche, economiche ed ambientali;
- l'analisi di sensitività degli indici di prestazione economici alle variazioni di parametri di natura economica e finanziaria.

# 1 Completamento dell'impianto pilota di sistema di poligenerazione

Nel corso della terza annualità del progetto sono stati messi a punto i sistemi di collegamento tra i vari componenti dell'impianto pilota e installati gli strumenti di misura. Contestualmente è stato implementato un sistema di controllo e monitoraggio in grado di gestire il funzionamento del sistema di poligenerazione e di consentire lo studio di configurazioni differenti in termini di componenti e strategie di controllo.

## 1.1 Realizzazione del sistema di controllo e monitoraggio

Il sistema di controllo e monitoraggio del sistema di poligenerazione consente di controllare da remoto il funzionamento dei vari componenti dell'impianto, permettendo così:

- la definizione del tipo di configurazione, ovvero le tecnologie di generazione dell'energia termica e frigorifera;
- la definizione della strategia di controllo ovvero le modalità operative dei singoli componenti dell'impianto;
- la misurazione dei parametri meteorologici, ovvero la radiazione solare su superficie orizzontale, l'umidità relativa la temperatura ambiente;
- la misurazione dei valori di temperatura, portata e potenza termica nei diversi punti dell'impianto.

La gestione dell'impianto da parte dell'utente è resa possibile grazie ad un'apposita interfaccia grafica. A questo proposito, le Figura 1 e Figura 2 riportano uno screenshot del software per la gestione del sistema di controllo e monitoraggio, rispettivamente in corrispondenza dei sistemi di generazione e stoccaggio dell'energia termica e frigorifera e della zona della serra. La rappresentazione schematica consente di avere un quadro completo dei dispositivi di misura e del tipo di grandezze misurate in corrispondenza dei diversi punti dell'impianto.

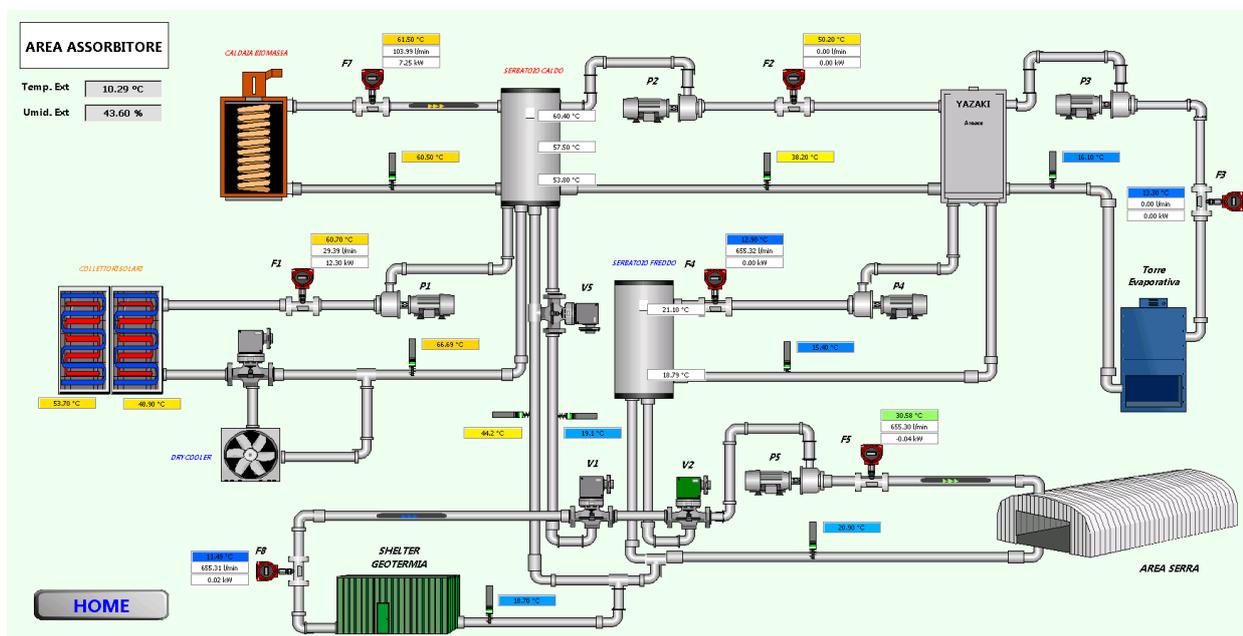


Figura 1. Screenshot del software per la gestione del sistema di controllo e monitoraggio: area dei sistemi di generazione e stoccaggio dell'energia termica e frigorifera

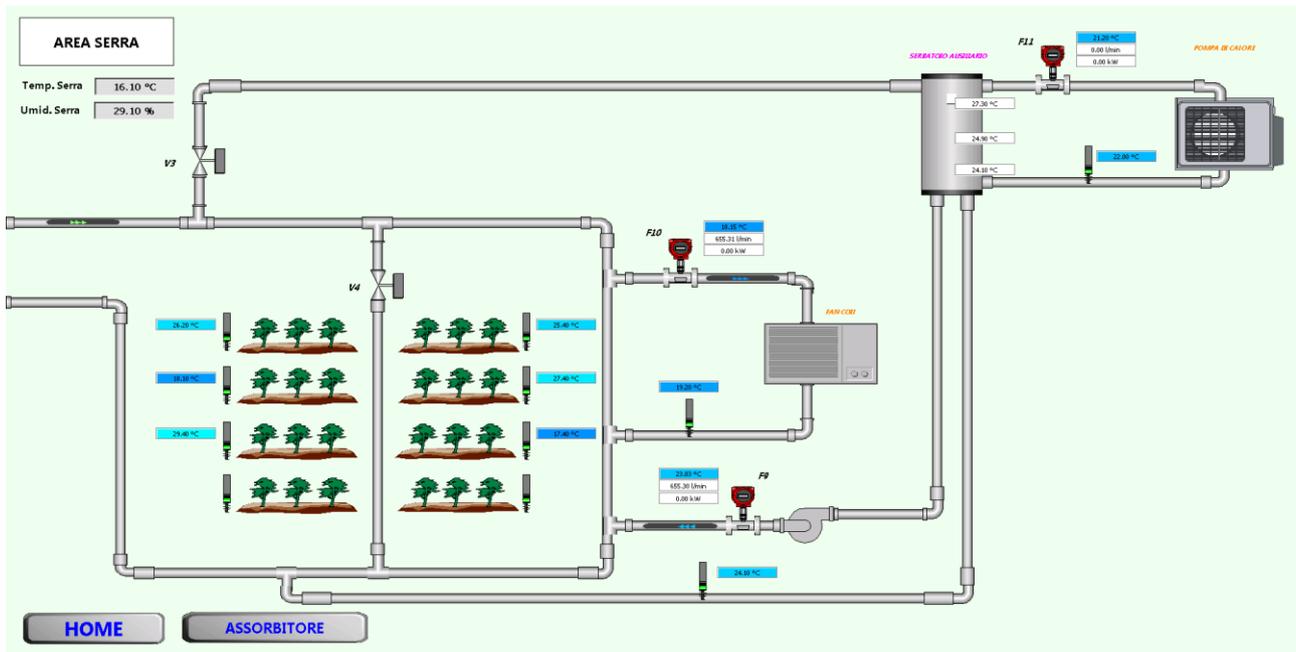


Figura 2. Screenshot del software per la gestione del sistema di controllo e monitoraggio: area serra

Una descrizione completa dell'interfaccia grafica è riportata nell'Appendice I del presente rapporto.

### 1.2 Gestione dei componenti del sistema di poligenerazione attraverso il sistema di monitoraggio

La gestione dei componenti dell'impianto del sistema di poligenerazione è resa possibile grazie alla stessa interfaccia grafica di cui al paragrafo precedente.

In particolare, per quanto riguarda la caldaia a biomassa, l'interfaccia consente l'impostazione dei seguenti dati (Figura 3):

- l'orario avvio, ovvero l'orario di accensione della caldaia;
- il timer, ovvero l'intervallo di tempo (in ore) di funzionamento della caldaia;
- il tempo di campionamento, corrispondente all'intervallo di tempo per il controllo della temperatura nel punto più alto del serbatoio di accumulo caldo;
- la temperatura di set-point per l'accensione della caldaia;
- la banda di isteresi.

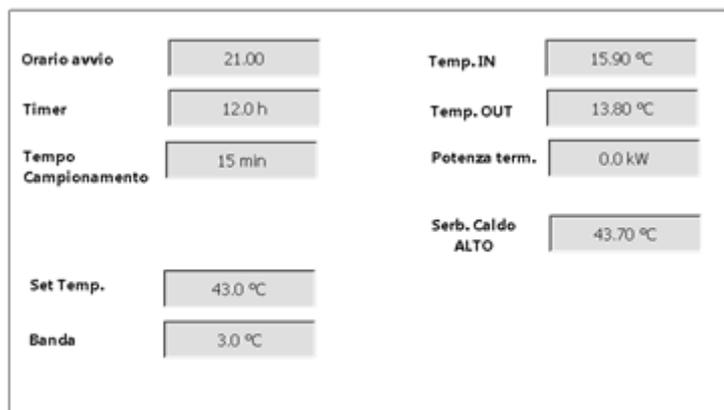


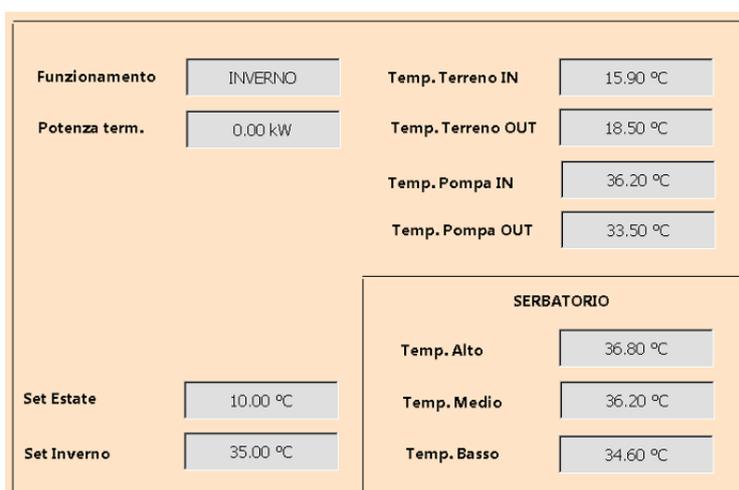
Figura 3. Gestione dei parametri operativi della caldaia a biomassa da parte del sistema di controllo

In base alla lettura della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo e della banda di isteresi, il software accende o spegne la caldaia a biomassa. In particolare:

- la caldaia viene accesa quando la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo è inferiore alla temperatura di set point;
- la caldaia viene spenta quando la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo è superiore alla temperatura di set point maggiorata della banda di isteresi.

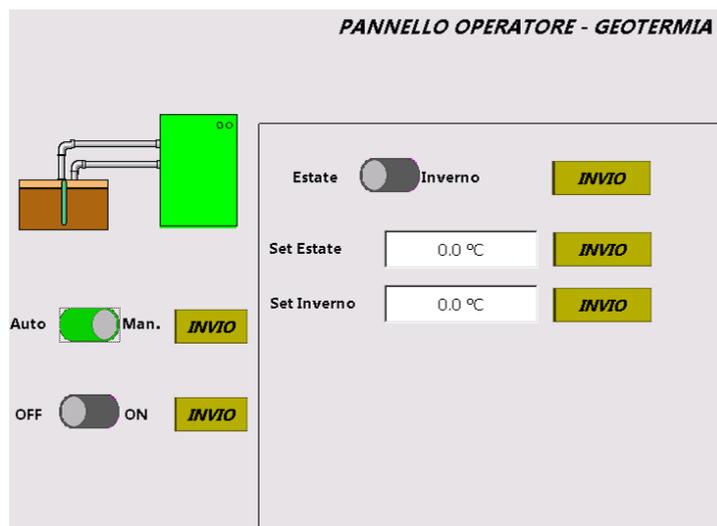
Per quanto riguarda la pompa di calore geotermica, il software consente di gestire tutti i parametri operativi, tra cui in particolare le seguenti temperature (Figura 4):

- temperature rilevate dalle sonde geotermiche in entrata ed in uscita dal terreno;
- temperature rilevate da sonde PT100 in entrata ed in uscita dalla pompa geotermica;
- temperature rilevate da sonde PT100 inserite nelle 3 posizioni del serbatoio volano da 180 litri (alto, medio e basso).



**Figura 4. Gestione da parte del sistema di controllo delle temperature di interesse della pompa di calore geotermica**

Il software permette, inoltre, di definire il tipo di funzionamento, che può essere estivo (produzione di acqua refrigerata) o invernale (produzione di acqua calda), e la temperatura di set point dell'acqua in regime invernale ed estivo (Figura 5).



**Figura 5. Gestione della modalità di funzionamento della pompa di calore geotermica (estiva o invernale) e della temperatura di set-point dell'acqua**

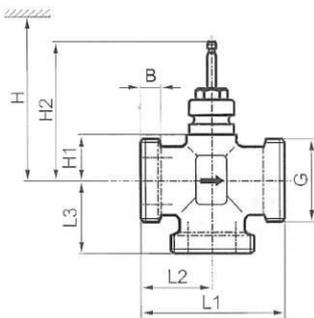
Infine, il software consente di gestire l'alimentazione dell'acqua calda (regime invernale) o fredda (regime estivo) alla serra intervenendo sulle valvole collocate lungo le tubazioni di collegamento tra i sistemi di generazione-accumulo e l'utenza.

In regime invernale, a seconda del lato sorgente desiderato (caldaia biomassa, campo solare, geotermia), l'acqua calda viene veicolata sulla mandata a servizio della serra da due valvole deviatrici miscelatrici, di seguito indicate con V1 e V2 (Figura 6). La Tabella 1 riassume le principali specifiche di tali valvole, corrispondenti al modello VXG41 della Siemens. La valvola è chiusa con segnale di ingresso pari a 0 V, mentre è aperta con segnale di ingresso corrispondente a 10 V.

**Tabella 1. Principali specifiche tecniche delle valvole Siemens modello VGX41**

Tensione d'alimentazione	Potenza assorbita	Segnale di comando	Tempo di corsa
AC 24 V	13 VA	DC 0-10 V; 4-20 mA; 0-1000 Ohm	Apertura: 30 s; Chiusura: 15 s

VXG41



Type	DN	B [mm]	G [inch]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	H1 [mm]	H2 [mm]	SAX..	SQX..	H SKD..	SKB..	[kg]
VXG41.40   VXG41.4001	40	15	G 2 1/4 B	130	65	65	46	142.5	> 488	> 471	> 546	> 621	2.60
VXG41.50   VXG41.5001	50	16	G 2 1/2 B	150	75	75							3.80

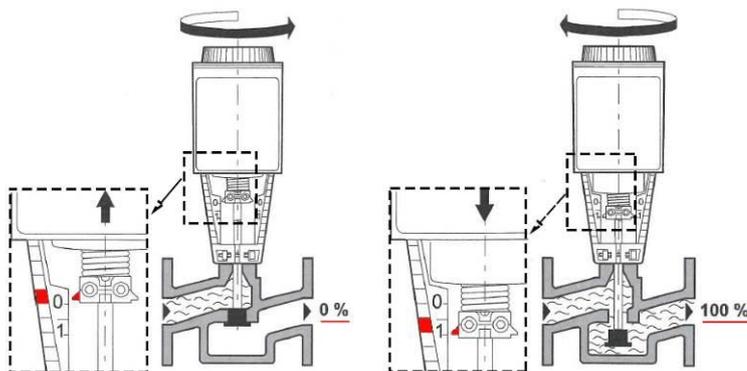
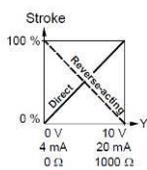
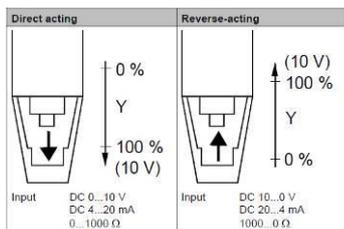


Figura 6. Schemi di funzionamento della valvola Siemens modello VGX41

La scelta dell'apertura e la chiusura delle due valvole V1 e V2 è regolata dalle logiche sulla temperatura dei serbatoi:

- serbatoio di accumulo caldo;
- volano termico da 150 l, affiancato alla pompa geotermica.

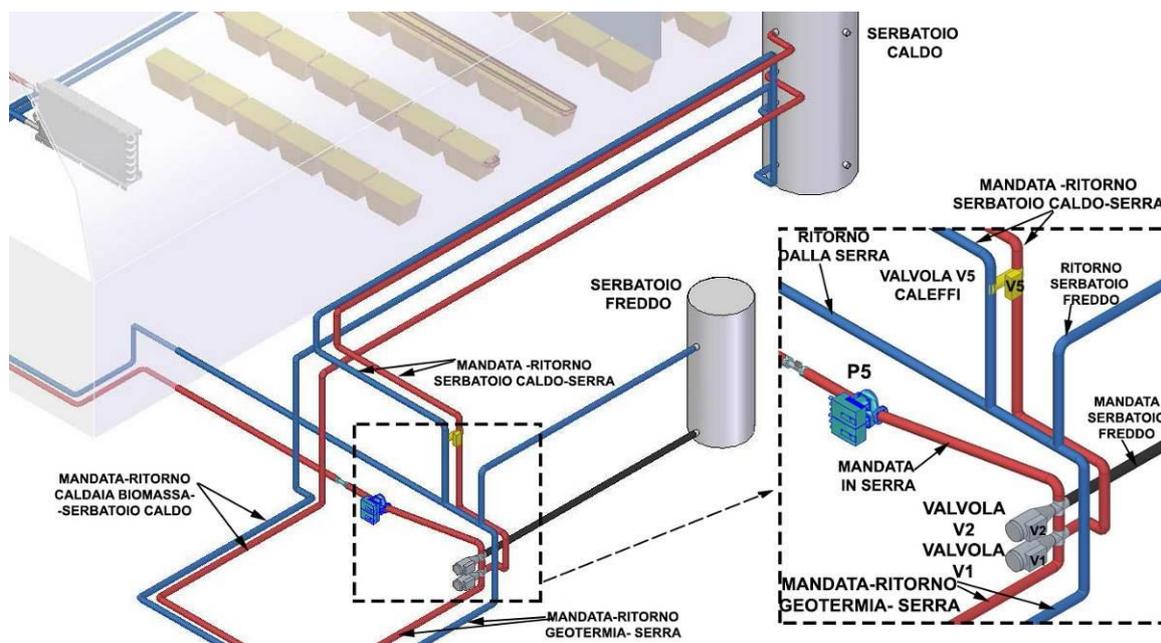


Figura 7. Modalità di collegamento del serbatoio di accumulo e del volano termico (associato alla pompa di calore geotermica) all'utenza serra

La valvola V1 apre o chiude il lato di mandata della pompa geotermica e il lato della mandata del serbatoio caldo. In particolare se:

- la temperatura all'interno del serbatoio caldo è maggiore uguale a 38° C, la valvola fa sì che il serbatoio alimenti la serra (apertura al 100% verso il serbatoio di accumulo caldo);
- la temperatura all'interno del serbatoio caldo è minore di 38°C, la valvola fa sì che il volano termico alimenti la serra (apertura al 100% verso il volano termico).

Si è deciso di inserire un set superiore a 40°C per evitare di inviare acqua troppo calda in serra.

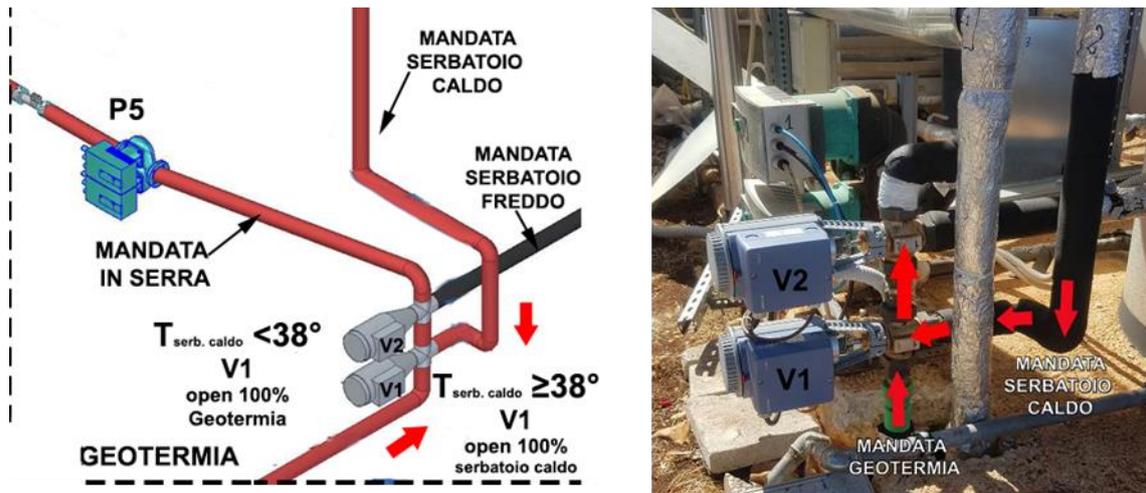


Figura 8. Modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime invernale

La valvola V2 invece è sempre aperta sul lato di mandata della pompa geotermica e chiusa sul lato mandata serbatoio freddo. La Tabella 2 riassume le modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime invernale.

Tabella 2. Modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime invernale

FASE INVERNALE						
VALVOLA V1						
		T < 38°C del serbatoio CALDO			40°C > T > 38°C del serbatoio CALDO	
SORGENTE		COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	POSIZIONE VALVOLA
A	GEOTERMIA	1	100%	APERTA	0	CHIUSA
B	SERBATOIO CALDO		0%	CHIUSA		100%
VALVOLA V2						
		T < 38°C del serbatoio CALDO			40°C > T > 38°C del serbatoio CALDO	
SORGENTE		COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	POSIZIONE VALVOLA
A	GEOTERMIA-SERBATOIO CALDO	1	100%	APERTA	1	APERTA
B	SERBATOIO FREDDO		0%	CHIUSA		0%

In regime estivo, invece, la valvola V2 apre o chiude il lato di mandata della pompa geotermica e il lato della mandata del serbatoio freddo (Figura 9). In particolare se:

- la temperatura serbatoio freddo è minore uguale di 12°C, la valvola V2 fa sì che la serra sia alimentata dal serbatoio di accumulo freddo (apertura al 100% verso il serbatoio freddo);
- la temperatura serbatoio freddo è maggiore di 12°C, la valvola V2 fa sì che la serra sia alimentata dal volano termico (apertura al 100% verso il volano termico).

La valvola V1 invece è sempre aperta sul lato di mandata della pompa geotermica e chiusa sul lato mandata serbatoio caldo. La Tabella 3 riassume le modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime estivo.

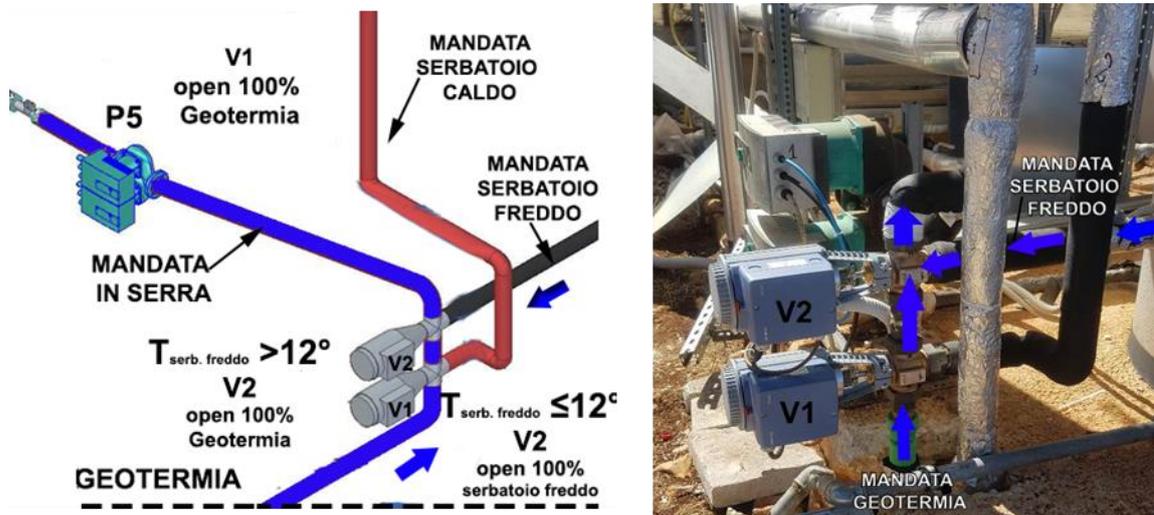


Figura 9. Modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime estivo

Tabella 3. Modalità di funzionamento delle valvole V1 e V2 in regime estivo

FASE ESTIVA							
VALVOLA V1							
		T ≤ 12°C del serbatoio freddo			T > 12°C del serbatoio freddo		
SORGENTE	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	
A	GEOTERMIA	1	100%	APERTA	1	100%	APERTA
B	SERBATOIO CALDO		0%	CHIUSA		0%	CHIUSA
VALVOLA V2							
		T ≤ 12°C del serbatoio freddo			T > 12°C del serbatoio freddo		
SORGENTE	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	COMANDO POSIZIONE VALVOLA	% APERTURA	POSIZIONE VALVOLA	
A	GEOTERMIA	0	0%	CHIUSA	1	100%	APERTA
B	SERBATOIO FREDDO		100%	APERTA		0%	CHIUSA

## 2 Messa a punto del sistema di controllo

Terminata l'installazione dei componenti del sistema di poligenerazione, è stato necessario effettuare una messa a punto del sistema di controllo, al fine di risolvere diversi problemi relativi ai settaggi dei sistemi di azionamento e di misura.

Per quanto riguarda i flussimetri dislocati nei vari punti dell'impianto, è stato necessario correggere opportunamente le formule implementate nel software di gestione del sistema di controllo per il calcolo dei valori di temperatura e portata, per tenere conto delle differenze tra flussimetri di tipo Vortex e flussimetri di tipo IO-Link.

Per quanto riguarda i sensori, è stato necessario modificare come segue la formula impiegata dal piranometro, al fine di ottenere la radiazione solare incidente su superficie orizzontale in  $W/m^2$ :

$$R_{inc} = 0.71(V - 500) \quad (1)$$

essendo  $V$  è la tensione misura in mV.

Sono state inoltre oggetto di manutenzione due pompe di tipo gemellare:

- la pompa P1, che garantisce la circolazione dell'acqua tra il campo solare ed il serbatoio di accumulo caldo;
- la pompa P4, che gestisce la circolazione dell'acqua tra il serbatoio di accumulo freddo e la macchina frigorifera ad assorbimento Yazaki.

Infatti, nel corso delle prove condotte si è riscontrato che per entrambe le pompe era funzionante solo il circolatore principale, mentre l'attivazione del circolatore gemellare creava un corto che arrestava la pompa. Per quanto riguarda la pompa P1, l'assenza di corrente ha creato un surriscaldamento dell'acqua proveniente dal campo solare, con probabile danno della girante (essendo in materiale polimerico, non sopporta temperature superiori ai  $100^{\circ}C$ ).

Il fermo della pompa P1 ha comportato, inoltre, una sopraelevata temperatura dell'acqua nei tubi dei collettori solari, con conseguente rottura dei tubi medesimi.

Pertanto, è stato necessario sostituire complessivamente 36 tubi evacuati all'interno del campo solare. In Figura 10 e Figura 11 è riportato lo schema con l'indicazione della posizione (fila, lettera del pannello, numero tubo) dei tubi sostituiti.

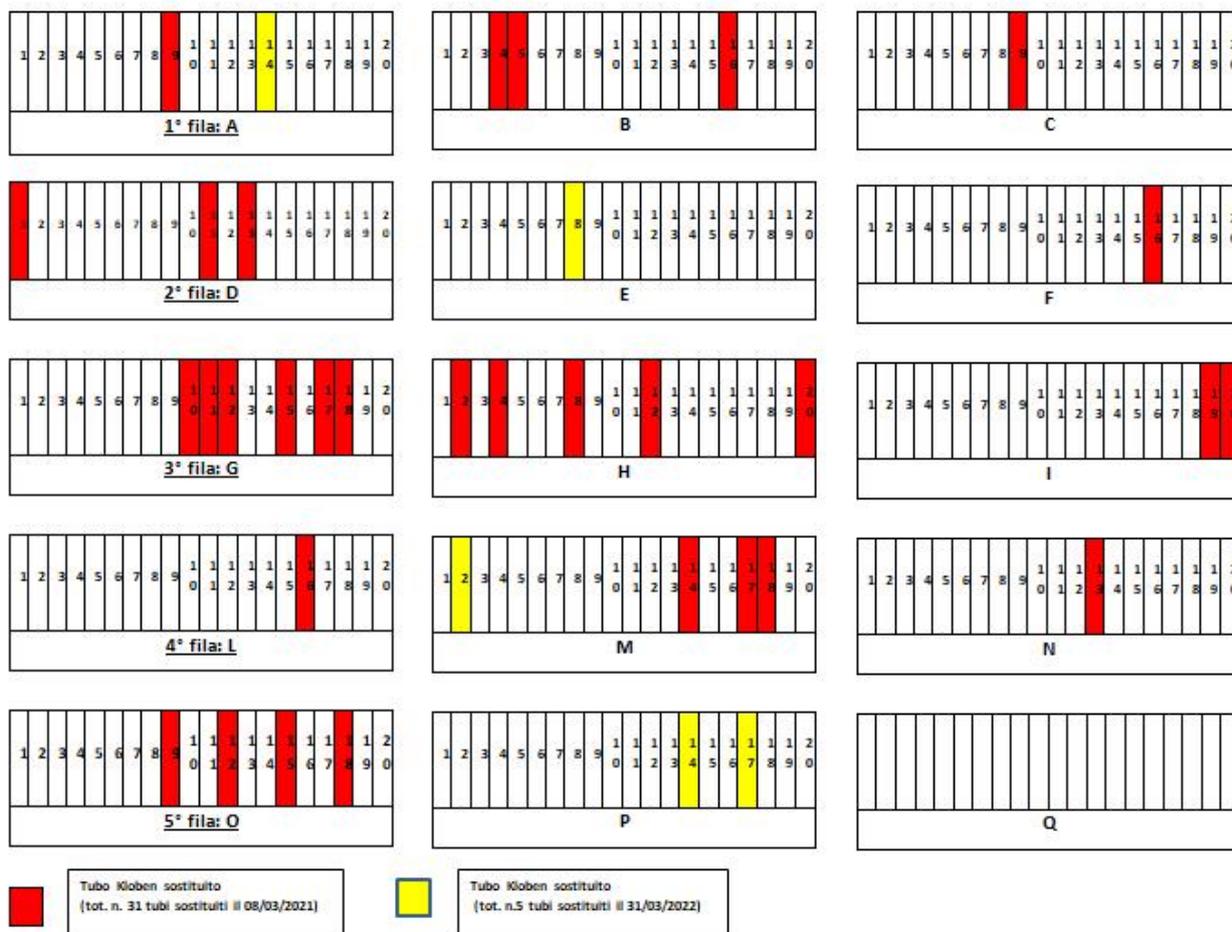


Figura 10. Rappresentazione in pianta del campo solare con indicazione dei tubi evacuati sostituiti

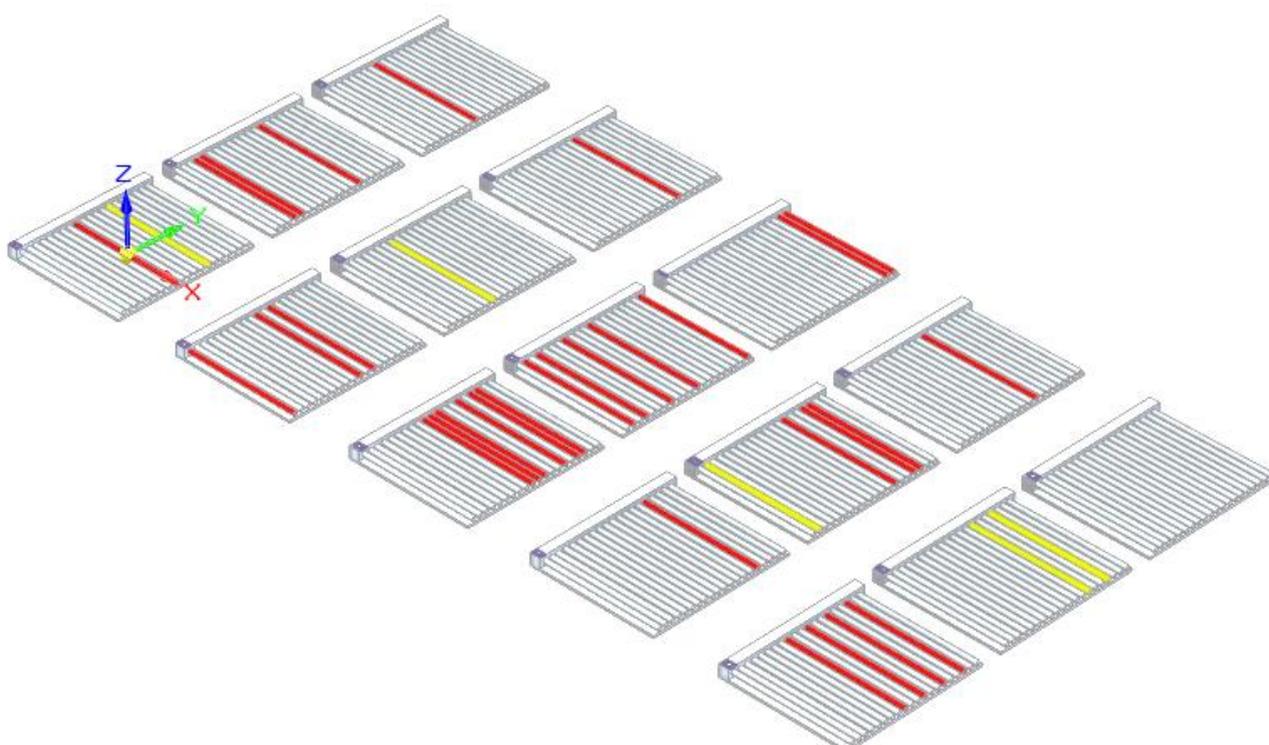


Figura 11. Rappresentazione 3D del campo solare con indicazione dei tubi evacuati sostituiti

### 3 Validazione dei modelli di simulazione per ulteriori configurazioni del sistema di poligenerazione

L'attività della terza annualità del progetto è stata fortemente condizionata da fattori esterni, quali la pandemia da Covid-19, che ha causato un ritardo negli approvvigionamenti dei materiali necessari al completamento dell'impianto e alla loro posa in opera, e i numerosi problemi di messa a punto del sistema di controllo e regolazione, che si è rivelato particolarmente instabile. Tali fattori hanno quindi rallentato l'indagine sperimentale delle ulteriori configurazioni del sistema di poligenerazione, che sono state individuate e descritte nel report della seconda annualità del progetto [1]. In particolare, l'attività di monitoraggio ha riguardato la sola configurazione C2, corrispondente ad un impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile. I ritardi accumulati e le criticità del sistema di controllo emerse non hanno consentito di giungere ad una piena validazione del modello di simulazione dinamica, in quanto non è stato possibile acquisire correttamente tutti i dati di funzionamento necessari a completare il processo di confronto. Per le stesse motivazioni, non è stato possibile testare la configurazione C3 che, essendo una combinazione delle configurazioni C1 e C2, sarà esaminata solo dopo aver messo a punto anche la configurazione C2.

Poiché già dal secondo anno l'emergenza Covid ha ritardato notevolmente la pianificazione delle attività di completamento dell'impianto e le conseguenti campagne di prova, dalla seconda annualità è stato approfondito lo studio delle configurazioni C1, C2 e C3, con un grado di dettaglio più elevato rispetto a quanto preventivato, allo scopo di rendere più efficiente la successiva fase di validazione. I risultati di tale studio sono stati inseriti per maggiore coerenza con il capitolato del progetto, nel rapporto tecnico della seconda annualità (Report RdS/PTR2021/142), il cui termine è stato prorogato al 31/12/21. Ciascuna configurazione è stata esaminata da un punto di vista energetico, assumendo in via preliminare una strategia di controllo di "base" [1], che replicasse in modo fedele i collegamenti e le configurazioni che via via venivano realizzate nell'impianto. Quindi, è stato condotto uno studio, che ha permesso di identificare la strategia di controllo "ottimale", ovvero basata su un set di parametri operativi in grado di massimizzare le prestazioni energetiche, garantendo il pieno soddisfacimento dei fabbisogni dell'utenza.

A causa delle problematiche prima discusse, non è stato ugualmente possibile effettuare un'analisi sperimentale su configurazioni del sistema di poligenerazione al servizio di utenze del settore agro-industriale emulate attraverso l'impiego del sistema ausiliario (pompa di calore aria-acqua/serbatoio).

#### 3.1 Configurazione C2: impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile

Nel corso della terza annualità del progetto la campagna di monitoraggio ha riguardato la configurazione C2 del sistema di poligenerazione, corrispondente ad un impianto solare termico affiancato da una pompa di calore geotermica reversibile. Come utenza del sistema di poligenerazione è stata considerata la serra per orticoltura annessa all'impianto pilota, che presenta richieste di energia termica e frigorifera a seconda della stagione esaminata. In particolare, l'analisi sperimentale è stata condotta nel periodo invernale e per un periodo di tempo (10 giorni) ritenuto significativo per evidenziare le potenzialità e le prestazioni a regime dell'impianto.

La logica di funzionamento implementata dal sistema di controllo prevede che i carichi termici siano soddisfatti dando priorità all'energia termica prodotta dal campo solare rispetto a quella prodotta dalla pompa di calore geotermica. Pertanto, il sistema di controllo effettua una verifica sulla temperatura presente all'interno del serbatoio di accumulo caldo nel punto più alto ( $T_{HT,h,m}$ ):

- se  $T_{HT,h,m} \geq 38^\circ\text{C}$ , il carico termico è soddisfatto prelevando acqua calda direttamente dal serbatoio di accumulo caldo annesso all'impianto solare termico;
- se  $T_{HT,h,m} < 38^\circ\text{C}$ , il carico termico è soddisfatto prelevando acqua calda dal volano termico annesso alla pompa di calore geotermica.

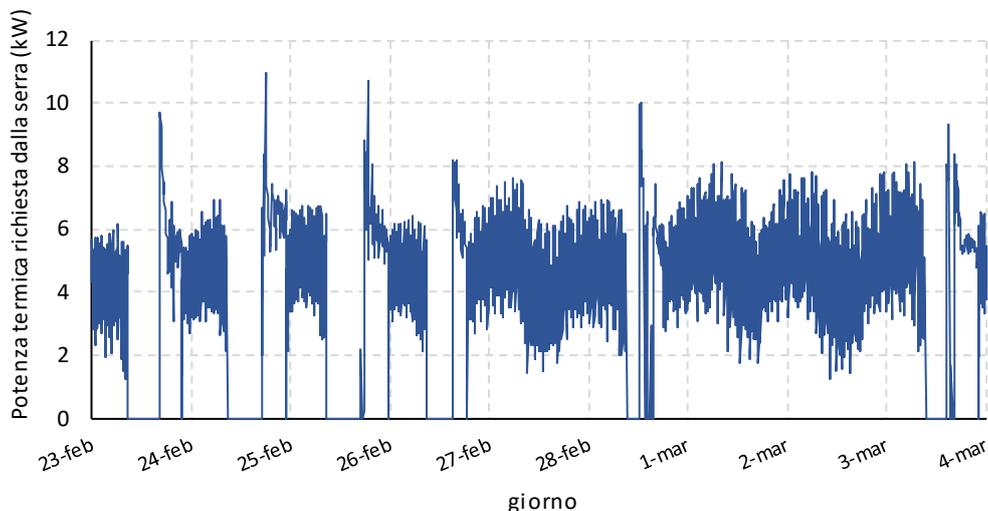
Utilizzando il sistema di controllo e regolazione del sistema di poligenerazione, è stato quindi possibile acquisire (con una frequenza di 5 minuti) i dati relativi alle seguenti grandezze:

- i parametri meteorologici, tra cui la radiazione solare incidente su superficie orizzontale ( $R_{inc}$ ), la temperatura dell'aria esterna ( $T_{air,ext}$ ) e l'umidità relativa ( $UR$ );
- le temperature all'ingresso ( $T_{SC,in,m}$ ) e all'uscita ( $T_{SC,out,m}$ ) dei collettori solari;
- la temperatura nel serbatoio di accumulo caldo registrata dalle sonde poste rispettivamente nel punto più alto ( $T_{HT,h,m}$ ), intermedio ( $T_{HT,i,m}$ ) e nel punto più basso ( $T_{HT,l,m}$ );
- la potenza termica fornita dalla pompa di calore geotermica a valle del volano termico ( $P_{th,VT,m}$ );
- la temperatura nel volano termico registrata dalle sonde poste rispettivamente nel punto più alto ( $T_{VT,h,m}$ ), intermedio ( $T_{VT,i,m}$ ) e nel punto più basso ( $T_{VT,l,m}$ );
- le temperature dell'acqua all'ingresso ( $T_{GH,in,m}$ ) e all'uscita ( $T_{GH,out,m}$ ) della serra.

Note  $T_{GH,in,m}$  e  $T_{GH,out,m}$  e la portata dell'acqua calda inviata all'interno del sistema di distribuzione dell'energia termica destinata alle colture presenti all'interno della serra, è stato quindi valutato il carico termico nel periodo oggetto di studio, secondo la seguente relazione:

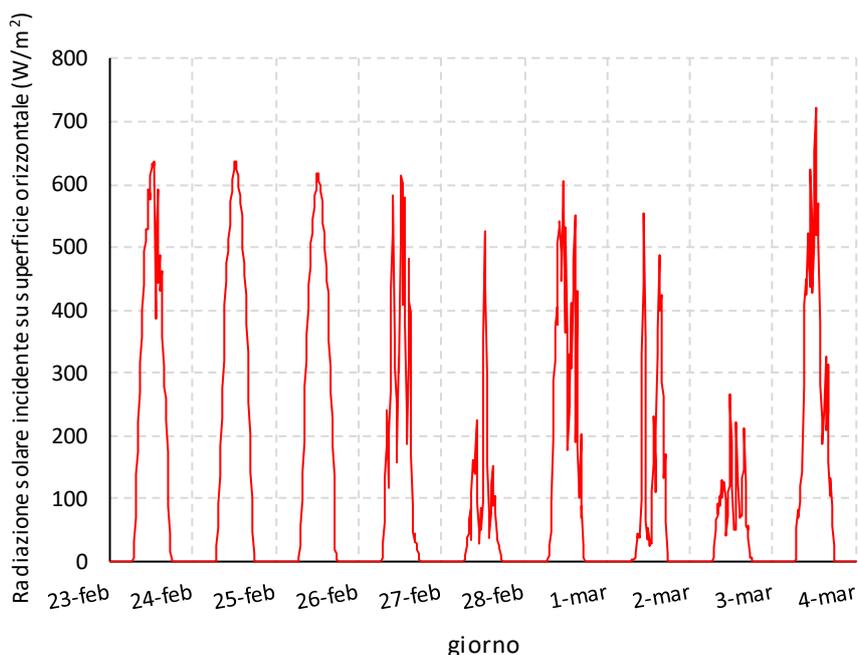
$$L_{th,m} = m_{GH,in} c_{p,H2O} (T_{GH,in,m} - T_{GH,out,m}) \quad (2)$$

La Figura 12 mostra l'andamento di  $L_{th,m}$  nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso a riferimento per la validazione del modello della configurazione C2 del sistema di poligenerazione.



**Figura 12. Andamento della potenza termica richiesta dalla serra ( $L_{th,m}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame**

Utilizzando quindi i dati sperimentali relativi alla radiazione solare incidente ( $R_{inc}$ ) (Figura 13) ed il profilo di carico termico valutato secondo l'equazione (2), è stata condotta una simulazione del funzionamento del sistema di poligenerazione nella configurazione C2, attraverso il modello sviluppato in ambiente Matlab/Simulink nel corso della seconda annualità del progetto.



**Figura 13. Andamento sperimentale della radiazione solare incidente su superficie orizzontale ( $R_{inc}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame**

In particolare, il modello della configurazione C2 ha permesso di simulare, con un passo temporale di 900 s, il comportamento dei diversi componenti del sistema di poligenerazione in risposta all'applicazione del carico termico richiesto dalla serra. Al fine di verificare la capacità del modello di riprodurre il comportamento dell'impianto pilota, è stato effettuato un preliminare confronto tra le grandezze misurate e le corrispondenti grandezze calcolate, che ha interessato principalmente i parametri caratteristici del campo solare, del serbatoio di accumulo caldo, della pompa di calore geotermica e del volano ad esso associato, ovvero:

- le temperature all'ingresso e all'uscita dei collettori e la potenza prodotta dal campo solare;
- la temperatura media del serbatoio di accumulo caldo;
- la potenza termica prodotta dalla pompa di calore geotermica;
- la temperatura media del volano termico.

Per quanto riguarda le grandezze relative ai collettori solari (Figura 14, Figura 15 e Figura 16) e all'accumulo caldo (Figura 17), a livello qualitativo l'accordo tra le grandezze misurate sperimentalmente e le corrispondenti grandezze calcolate dal modello risulta piuttosto soddisfacente, specie nelle giornate caratterizzate da un buon livello di irraggiamento, mentre si nota un maggiore scostamento nelle giornate parzialmente nuvolose ovvero con radiazione solare intermittente. Da un punto di vista energetico, ciò significa che il modello è in grado di riprodurre più fedelmente il funzionamento reale dell'impianto nelle condizioni più critiche per il modello, ovvero in quelle in cui la produzione energetica è più elevata.

Allo scopo di valutare da un punto di vista quantitativo lo scostamento tra l'impianto pilota ed il modello, si è fatto riferimento all'errore relativo assoluto, definito come segue:

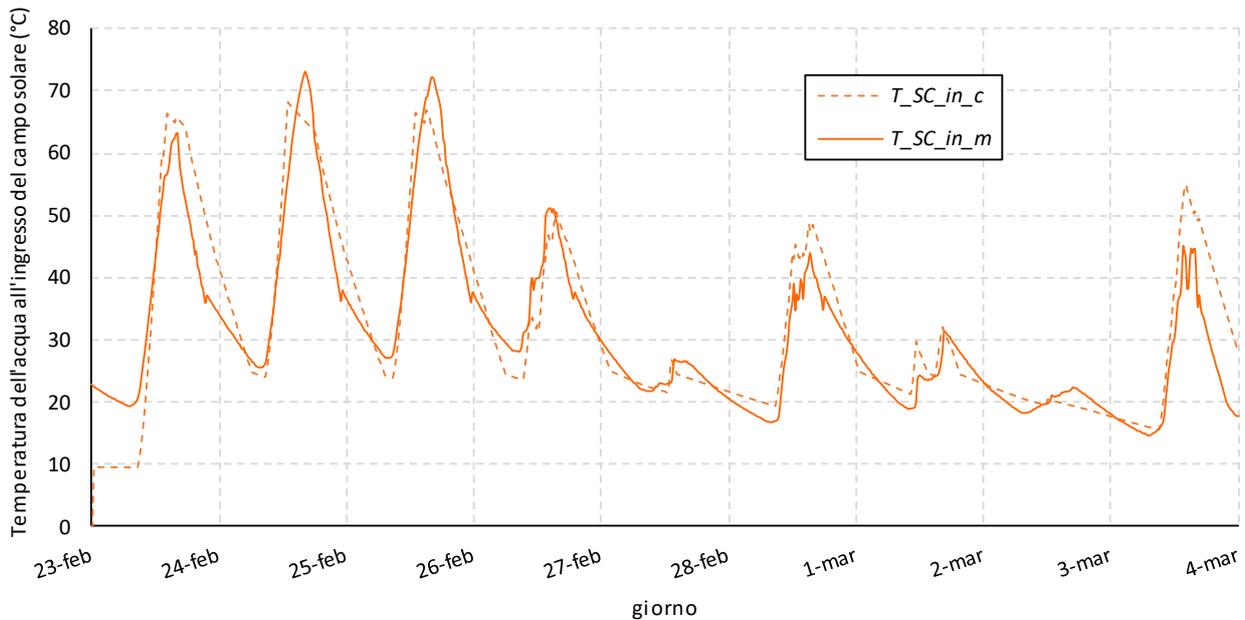
$$\varepsilon_x = |x_c - x_m| / x_m \cdot 100 \quad (3)$$

dove  $x_c$  ed  $x_m$  rappresentano i valori calcolati e misurati della generica grandezza  $x$ .

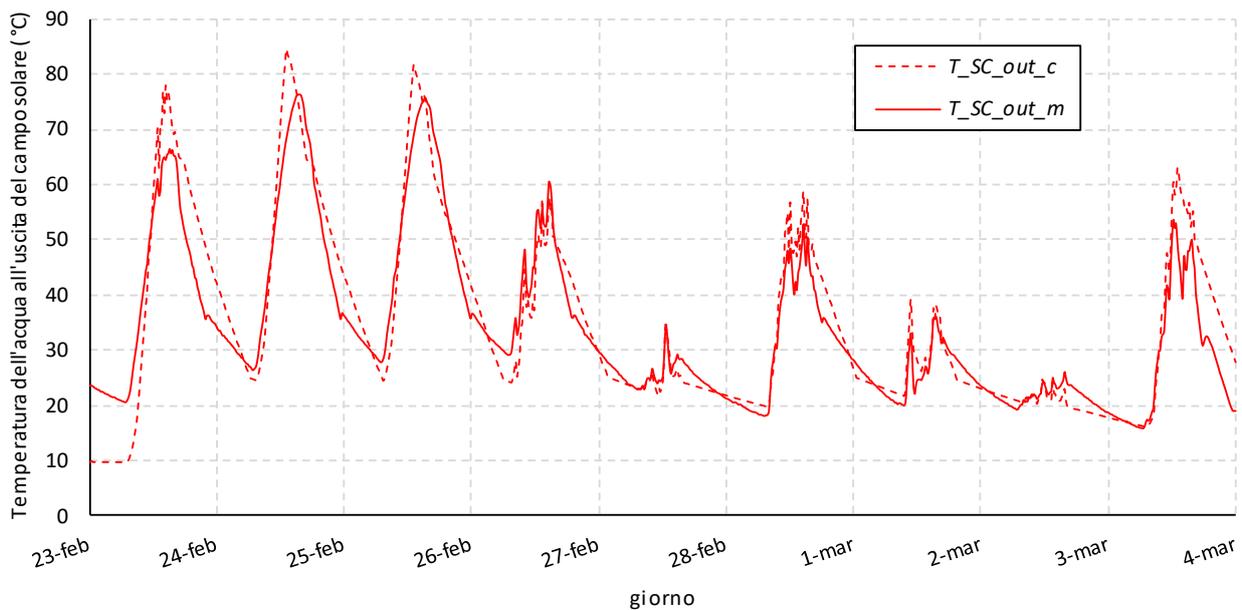
A questo proposito la Figura 18 mostra la distribuzione statistica dell'errore relativo assoluto tra dati misurati e calcolati per grandezze quali la temperatura all'ingresso e all'uscita del campo solare, la potenza prodotta dal campo solare e la temperatura media nel serbatoio di accumulo caldo. Per tutte le grandezze esaminate, ad eccezione della potenza prodotta dal campo solare, si nota che l'errore relativo assoluto risulta inferiore al 20% per almeno l'80% dei dati analizzati. Nel caso della potenza prodotta dal campo solare, invece, l'errore

risulta mediamente più elevato, in quanto nel modello del collettore solare la portata dell'acqua in alimento è stata assunta costante e pari al valore medio dei dati sperimentali.

Il confronto della temperatura media all'interno del serbatoio di accumulo caldo (Figura 17) mette in evidenza una buona capacità del modello di riprodurre l'andamento della temperatura reale, nonostante la complessità dei fenomeni di miscelamento che caratterizzano l'accumulo reale; poiché il funzionamento dell'intero impianto si basa sulla gestione dei vari accumuli presenti, ciò rappresenta un risultato ottimale del modello di simulazione nell'ottica di rappresentare uno strumento da utilizzare per valutare la fattibilità degli impianti di poligenerazione per varie tipologie di utenze e taglie.



**Figura 14. Confronto tra l'andamento della temperatura all'ingresso del campo solare misurata ( $T_{SC,in,m}$ ) e calcolata ( $T_{SC,in,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame**



**Figura 15. Confronto tra l'andamento della temperatura all'uscita del campo solare misurata ( $T_{SC,out,m}$ ) e calcolata ( $T_{SC,out,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame**

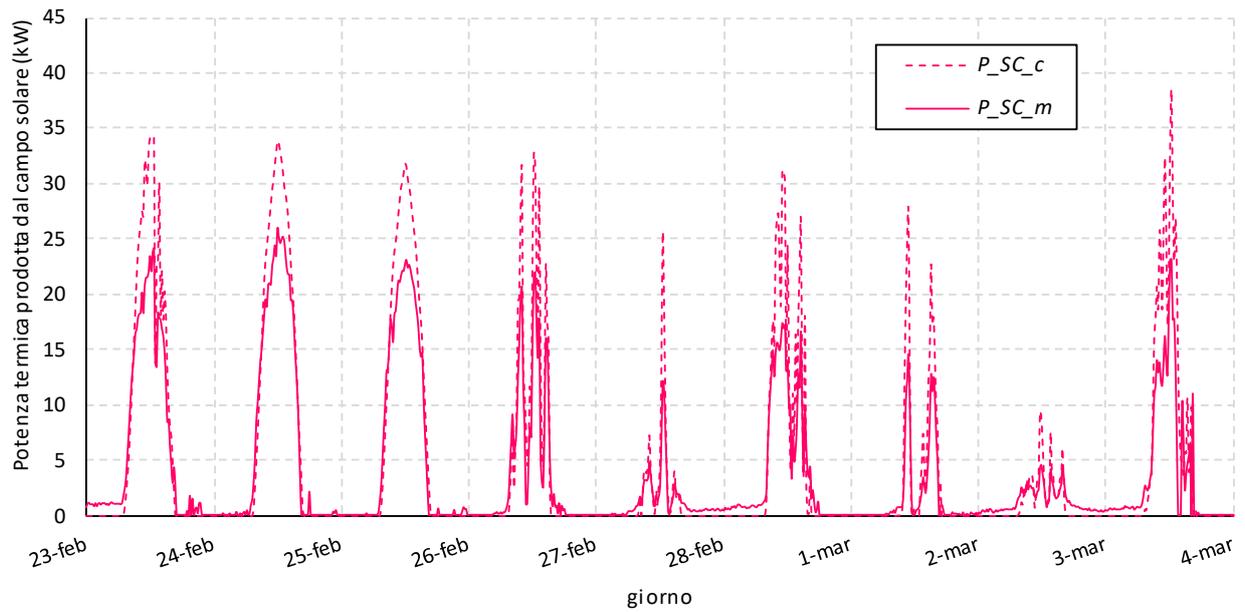


Figura 16. Confronto tra l'andamento della potenza fornita dal campo solare misurata ( $P_{SC,m}$ ) e calcolata ( $P_{SC,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame

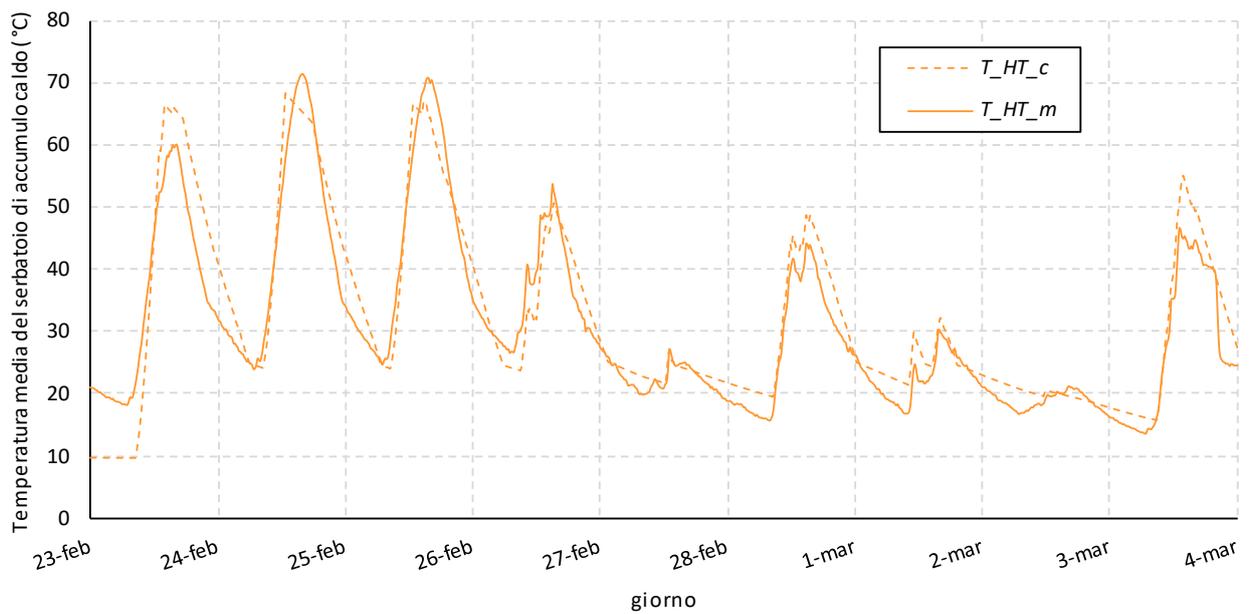
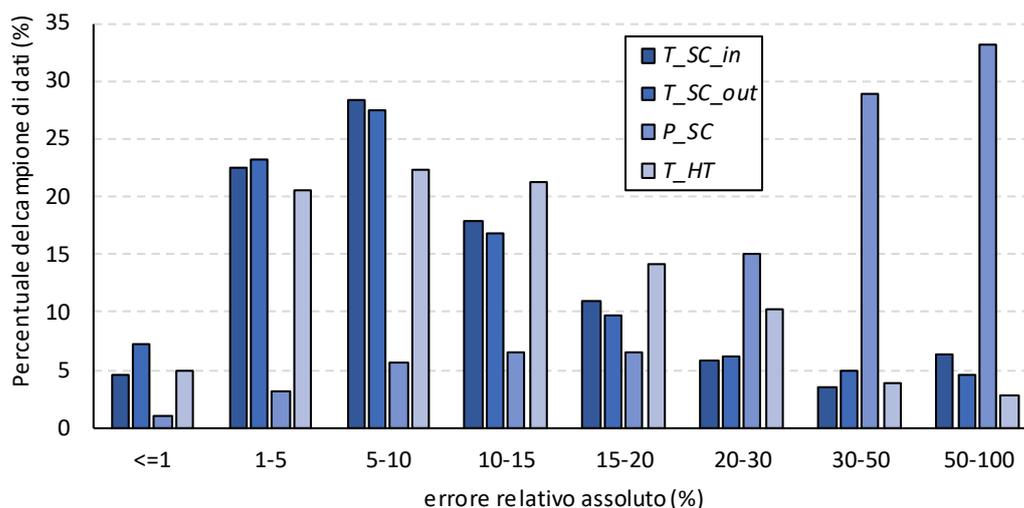


Figura 17. Confronto tra l'andamento della temperatura media all'interno del serbatoio di accumulo caldo misurata ( $T_{HT,m}$ ) e calcolata ( $T_{HT,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame



**Figura 18. Distribuzione statistica dell'errore relativo assoluto tra dati misurati e calcolati relativi alla temperatura all'ingresso e all'uscita del campo solare, della potenza prodotta dal campo solare e della temperatura media nel serbatoio di accumulo caldo**

Per quanto riguarda la pompa di calore geotermica, il confronto è stato effettuato con i valori di potenza misurati a valle del volano termico asservito alla stessa, in quanto nelle applicazioni commerciali i due elementi sono considerati un tutt'uno. La scelta di inserire un volano termico è stata infatti fortemente consigliata dal fornitore, che altrimenti non avrebbe garantito le prestazioni attese.

In Figura 19 è riportato il confronto tra l'andamento della potenza termica misurata a valle del volano termico ( $P_{th,vT,m}$ ) e la potenza termica fornita dalla pompa di calore geotermica calcolata ( $P_{th,GHP,c}$ ) nell'intervallo di tempo esaminato. Si nota una differenza rilevante nei valori delle potenze, presumibilmente attribuibile all'effetto dell'inerzia associato al volano termico, che fornisce valori della potenza effettivamente prodotta dalla pompa di calore geotermica più bassi; ciò può essere spiegato col fatto che il volano termico, pur essendo di capacità ridotta, induce una serie di accensioni e spegnimenti della pompa di calore geotermica che nell'intervallo di campionamento (15 minuti) non vengono rilevati; dovendo essere garantito il bilancio energetico dello stesso volano, l'energia misurata a valle del volano deve essere (a meno delle perdite termiche) equivalente a quella immessa tramite la pompa di calore per cui la potenza in uscita risulterà pari ad un valore mediato dalle accensioni avvenute nell'intervallo di tempo tra una misura e la successiva.

Al fine di verificare tale ipotesi, sarà tuttavia necessario effettuare un opportuno adeguamento dell'impianto per aggiungere altri punti di misura e poter effettuare un confronto più approfondito.

Infine, in Figura 20 è mostrato il confronto tra l'andamento della temperatura media all'interno del serbatoio di volano termico misurata ( $T_{vT,m}$ ) e calcolata ( $T_{vT,c}$ ).

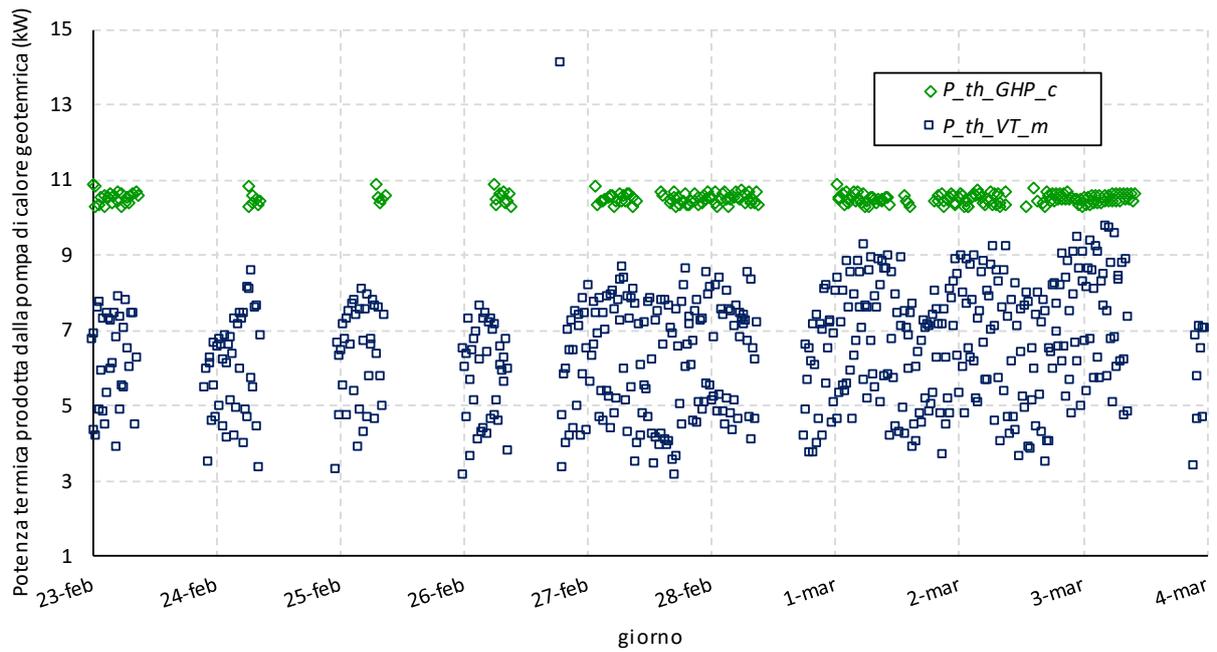


Figura 19. Confronto tra l'andamento della potenza termica misurata a valle del volano termico ( $P_{th,VT,m}$ ) e la potenza termica fornita dalla pompa di calore geotermica calcolata ( $P_{th,GHP,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame

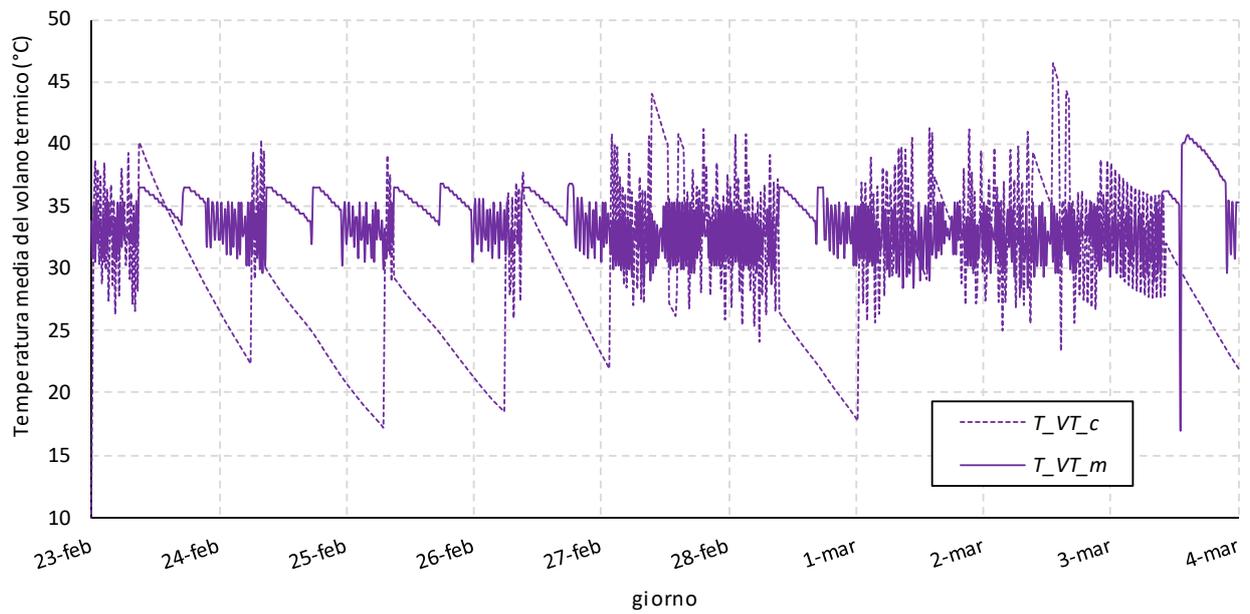


Figura 20. Confronto tra l'andamento della temperatura media all'interno del serbatoio di volano termico misurata ( $T_{VT,m}$ ) e calcolata ( $T_{VT,c}$ ) nell'intervallo di tempo del periodo invernale preso in esame

## 4 Analisi economica dei sistemi di poligenerazione al servizio di una serra agricola

Nel corso della seconda annualità del progetto sono state definite ed analizzate attraverso i modelli di simulazione dinamica tre configurazioni di sistema di poligenerazione (C1, C2 e C3). La prima configurazione (C1) è costituita da un impianto di solar heating and cooling assistito da una caldaia a biomassa; quest'ultima ha il compito di incrementare opportunamente la temperatura dell'acqua presente nel serbatoio di accumulo caldo nel caso in cui questa sia insufficiente a soddisfare i fabbisogni di energia termica o a garantire il corretto funzionamento della macchina frigorifera ad assorbimento. La seconda configurazione (C2) è rappresentata da un impianto solare termico affiancato da una pompa di calore geotermica reversibile destinata a soddisfare i fabbisogni di energia frigorifera e quelli di energia termica, qualora la temperatura dell'acqua nel serbatoio di accumulo caldo sia inferiore al valore richiesto dall'utenza. La terza configurazione (C3), infine, è una combinazione delle due configurazioni precedenti e corrisponde quindi ad un impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica.

In particolare, i modelli di simulazione dinamica delle tre configurazioni (C1, C2 e C3) sono stati utilizzati per esaminare il caso di studio di una serra per orticoltura, con fabbisogni di energia termica nel periodo invernale e fabbisogni di energia frigorifera nel periodo estivo. L'utenza oggetto di studio è caratterizzata, in particolare, da fabbisogni di acqua calda ( $T_{user,th} = 40^{\circ}C$ ) e acqua refrigerata ( $T_{user,c} = 10^{\circ}C$ ), di entità variabile su base giornaliera e stagionale. Allo scopo di limitare l'onere computazionale, si è stabilito di focalizzare l'indagine su archi temporali, gennaio-aprile e giugno-settembre, periodi nei quali si verifica circa l'80% ed il 90% dei consumi totali annuali di energia termica (4190.4 kWh) e frigorifera (5952.6 kWh) rispettivamente.

I risultati delle simulazioni condotte su base annuale sulle tre configurazioni hanno quindi permesso di valutare i parametri prestazionali tipici dei sistemi di poligenerazione, tra cui la frazione solare, l'efficienza globale del sistema, i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO<sub>2</sub> evitate rispetto ad un sistema di riferimento in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia termica/frigorifera dell'utenza. Le prestazioni dei sistemi di poligenerazione sono state valutate dapprima considerando una strategia di controllo di "base"; quindi, è stata individuata una strategia di controllo ottimale, assumendo come funzione obiettivo la massimizzazione dell'efficienza di generazione dell'energia termica e frigorifera e la minimizzazione dei carichi insoddisfatti. I risultati di sintesi delle simulazioni condotte per le configurazioni C1, C2 e C3 in condizioni di "base" ed "ottimizzate" sono riportati rispettivamente in Tabella 4, Tabella 5 e Tabella 6.

**Tabella 4. Sintesi dei risultati delle simulazioni per la configurazione C1**

Periodo di simulazione	Gennaio - Aprile		Giugno - Settembre	
	Caso di base	Caso ottimizzato	Caso di base	Caso ottimizzato
Carichi dell'utenza				
$L_{th}$ (kWh)	3226.5	3226.5	-	-
$L_c$ (kWh)	-	-	5449.8	5449.8
Consumi dei vettori energetici/materie prime				
$m_{bio}$ (kg)	340.9	350.5	241.7	347.3
$E_{el}$ (kWh)	-	-	-	-
Indici di prestazione				
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	71	72.6	-	-
$REP_{I,mean}$ (-)	-	-	0.269	0.271
$SF$ (%)	53.2	52.5	89.5	86.8
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th}$ )	2.1	0.1	-	-
$L_{c,unmet}$ (% $L_c$ )	-	-	4.9	0
$\Delta PE$ (kWh)	3511.3	3580.1	2966.5	3117.8
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	707.6	721.5	378.8	398.1

**Tabella 5. Sintesi dei risultati delle simulazioni per la configurazione C2**

Periodo di simulazione	Gennaio - Aprile		Giugno - Settembre	
	Caso di base	Caso ottimizzato	Caso di base	Caso ottimizzato
Carichi dell'utenza				
$L_{th}$ (kWh)	3226.5	3226.5	-	-
$L_c$ (kWh)	-	-	5449.8	5449.8
Consumi dei vettori energetici/materie prime				
$m_{bio}$ (kg)	-	-	-	-
$E_{el}$ (kWh)	511.02	633.9	1111.8	1222.1
Indici di prestazione				
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	60.4	61.5	-	-
$REP_{I,mean}$ (-)	-	-	2.08	2.04
$SF$ (%)	60.9	50.2	-	-
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th}$ )	0.14	0.09	-	-
$L_{c,unmet}$ (% $L_c$ )	-	-	7	0.1
$\Delta PE$ (kWh)	2468.9	2203.6	479.2	458.6
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	579.6	545.8	61.2	58.6

**Tabella 6. Sintesi dei risultati delle simulazioni per la configurazione C3**

Periodo di simulazione	Gennaio - Aprile		Giugno - Settembre	
	Caso di base	Caso ottimizzato	Caso di base	Caso ottimizzato
Carichi dell'utenza				
$L_{th}$ (kWh)	4839.69	4839.69	-	-
$L_c$ (kWh)	-	-	8174.75	8174.75
Consumi dei vettori energetici/materie prime				
$m_{bio}$ (kg)	618.34	734.79	432.96	204.45
$E_{el}$ (kWh)	92.04	52.94	221.88	495.23
Indici di prestazione				
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	73.3	75.9	-	-
$REP_{I,mean}$ (-)	-	-	0.35	0.49
$SF$ (%)	38.4	30.6	84.8	90
$L_{th,unmet}$ (kWh)	4.14	3.5	-	-
$L_{c,unmet}$ (kWh)	-	-	0.0	0.0
$\Delta PE$ (kWh)	5172.75	5258.44	4194.28	3600.03
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	1057.24	1068.23	535.59	459.71

Utilizzando il modello per l'analisi economica dei sistemi di poligenerazione sviluppato nel corso della seconda annualità del progetto, è stata condotta una preliminare analisi economica, al fine di valutare i costi di investimento delle suddette configurazioni e valutare i potenziali benefici rispetto ad un impianto di riferimento convenzionale in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia termica e frigorifera.

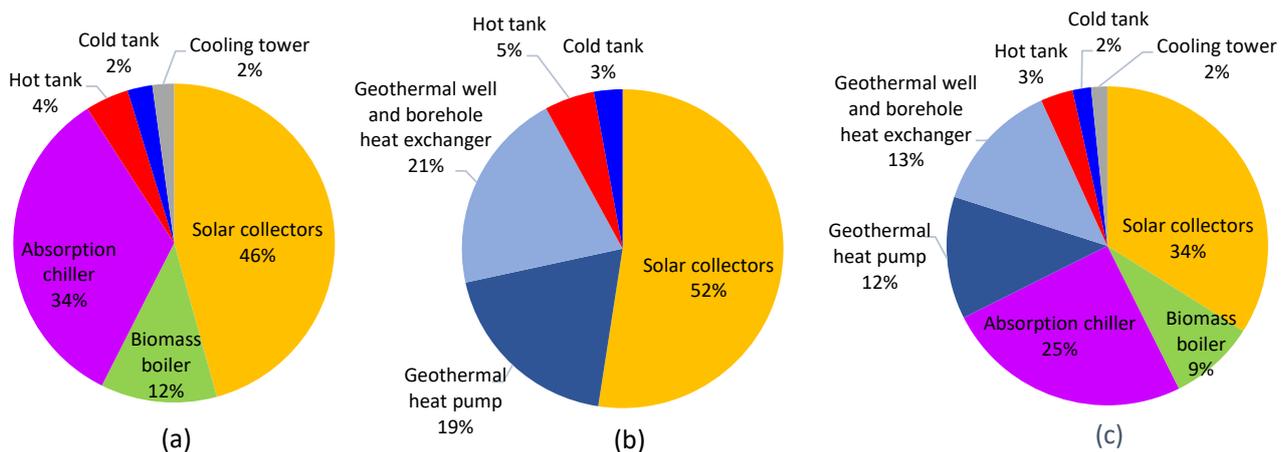
In particolare, è stato possibile valutare il costo totale dei componenti dell'impianto ( $C_{COMP\_POL}$ ), il costo di investimento (comprensivo dei costi di installazione dei componenti e dei costi del sistema di controllo) ( $C_{INV\_POL}$ ) ed i relativi costi di esercizio e manutenzione ( $C_{O\&M\_POL}$ ), sulla base dei costi dei vettori energetici e del tasso di interesse reale definiti nel corso della seconda annualità del progetto [1]. La Tabella 7 riassume i risultati ottenuti per le differenti configurazioni esaminate, mentre la Figura 21 definisce la ripartizione di  $C_{COMP\_POL}$  tra i diversi componenti dell'impianto.

Nella configurazione C1, il campo di collettori solari a tubi evacuati costituisce la voce di costo più importante (46%), seguita dalla macchina frigorifera ad assorbimento (34%). Decisamente più contenuta è invece

l'incidenza della caldaia a biomassa (12%) e dei serbatoi di accumulo caldo e freddo (6%). Nella configurazione C2, il contributo del campo solare supera il 50%, mentre quello complessivo della pompa di calore e delle annesse sonde verticali è pari al 40%. Infine, nella configurazione C3, l'incidenza del campo solare scende (37%) per effetto del contributo offerto dalla macchina frigorifera ad assorbimento. Quest'ultimo coincide con quello attribuibile complessivamente alla pompa di calore geotermica (25%). D'altro canto l'incidenza della caldaia a biomassa e dei rimanenti componenti principali del sistema di poligenerazione (serbatoi di accumulo e torre evaporativa) supera di poco il 10%.

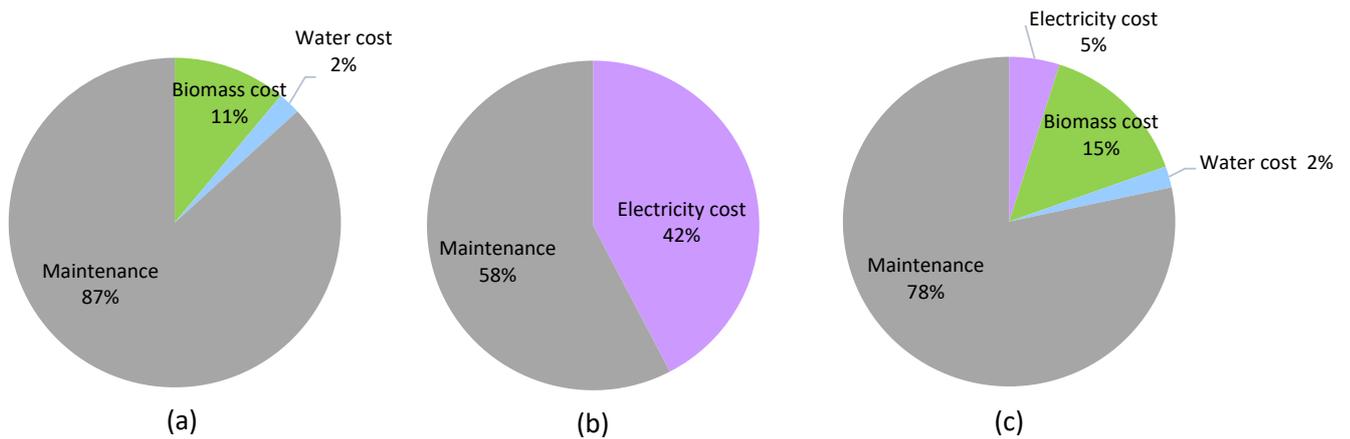
**Tabella 7. Costo dei componenti, costo di investimento e costi di esercizio e manutenzione delle tre configurazioni del sistema di poligenerazione indagate**

	C1	C2	C3
$C_{COMP\_POL}$ (€)	52766.20	46004.67	71015.40
$C_{INV\_POL}$ (€)	77566.31	67626.86	104392.64
$C_{O\&M\_POL}$ (€/year)	1745.86	1483.97	2300.44
$C_{POL,a}$ (€/year)	5431.11	4696.99	7260.24



**Figura 21. Ripartizione di  $C_{COMP\_POL}$  tra i diversi componenti del sistema di poligenerazione per le configurazioni C1 (a), C2 (b) e C3 (c)**

La Figura 22, invece, mette a confronto la ripartizione dei costi annuali di esercizio e manutenzione tra le diverse voci di spesa per le tre configurazioni esaminate. Si nota, in particolare, come il contributo associato alla manutenzione dei componenti dell'impianto superi oltre 2/3 dei costi complessivi nelle configurazioni C1 (87%) e C3 (78%), superando quindi di gran lunga l'incidenza dei costi associati ai consumi della biomassa (<20%). Nella configurazione C2, invece, il costo di manutenzione, pur rappresentando la voce di spesa più importante, contribuisce per meno del 60%, a causa dei costi dell'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore geotermica.



**Figura 22. Ripartizione di  $C_{O\&M\_POL}$  tra le diverse voci di spesa per le configurazioni C1 (a), C2 (b) e C3 (c)**

La Tabella 8 riassume i valori assunti dagli indici di prestazione economica definiti nel corso della seconda annualità del progetto per le tre configurazioni indagate in condizioni di “base”. Tali indici consentono non solo di confrontare tra loro le diverse configurazioni, ma anche di mettere in rapporto le loro prestazioni economiche con quelle di un sistema convenzionale di riferimento (comprendente una caldaia a gas naturale ed una pompa di calore aria-acqua) in grado di produrre la medesima energia termica e frigorifera. Si nota come, a parità di fabbisogni dell’utenza, le configurazioni C2 e C3 offrano un minore costo di produzione dell’energia complessivamente prodotta rispetto alla configurazione C1, grazie a valori più contenuti sia del contributo relativo ai costi di investimento ( $c_{kWh,CAP}$ ), che di esercizio e manutenzione ( $c_{kWh,O\&M}$ ). Con un valore di  $c_{ratio}$  pari ad 1.54, la configurazione C2 determina inoltre il minor incremento del costo dell’energia prodotta rispetto al sistema convenzionale di riferimento.

Tuttavia, la configurazione C1, essendo caratterizzata da consumi di energia elettrica dei componenti del sistema nulli (avendo trascurato i consumi dei sistemi ausiliari), offre le migliori prestazioni in termini di costi unitari dei risparmi di energia primaria non rinnovabile e di emissioni di  $CO_2$  evitate. In particolare, la configurazione C1 consente di ridurre il  $c_{\Delta PE}$  di oltre il 30% rispetto alla configurazione C2 ed il  $c_{CO_2}$  di circa il 10% rispetto alle configurazioni C2 e C3.

**Tabella 8. Indici di prestazione economica delle configurazioni del sistema di poligenerazione in condizioni di “base”**

	C1	C2	C3
$c_{kWh,CAP}$ (€/kWh)	0.44	0.39	0.38
$c_{kWh,O\&M}$ (€/kWh)	0.19	0.16	0.17
$c_{kWh}$ (€/kWh)	0.63	0.54	0.55
$c_{ratio}$ (-)	1.80	1.54	2.15
$c_{\Delta PE}$ (€/kWh)	0.36	0.53	0.41
$c_{CO_2}$ (€/kg $CO_2$ )	2.15	2.46	2.39

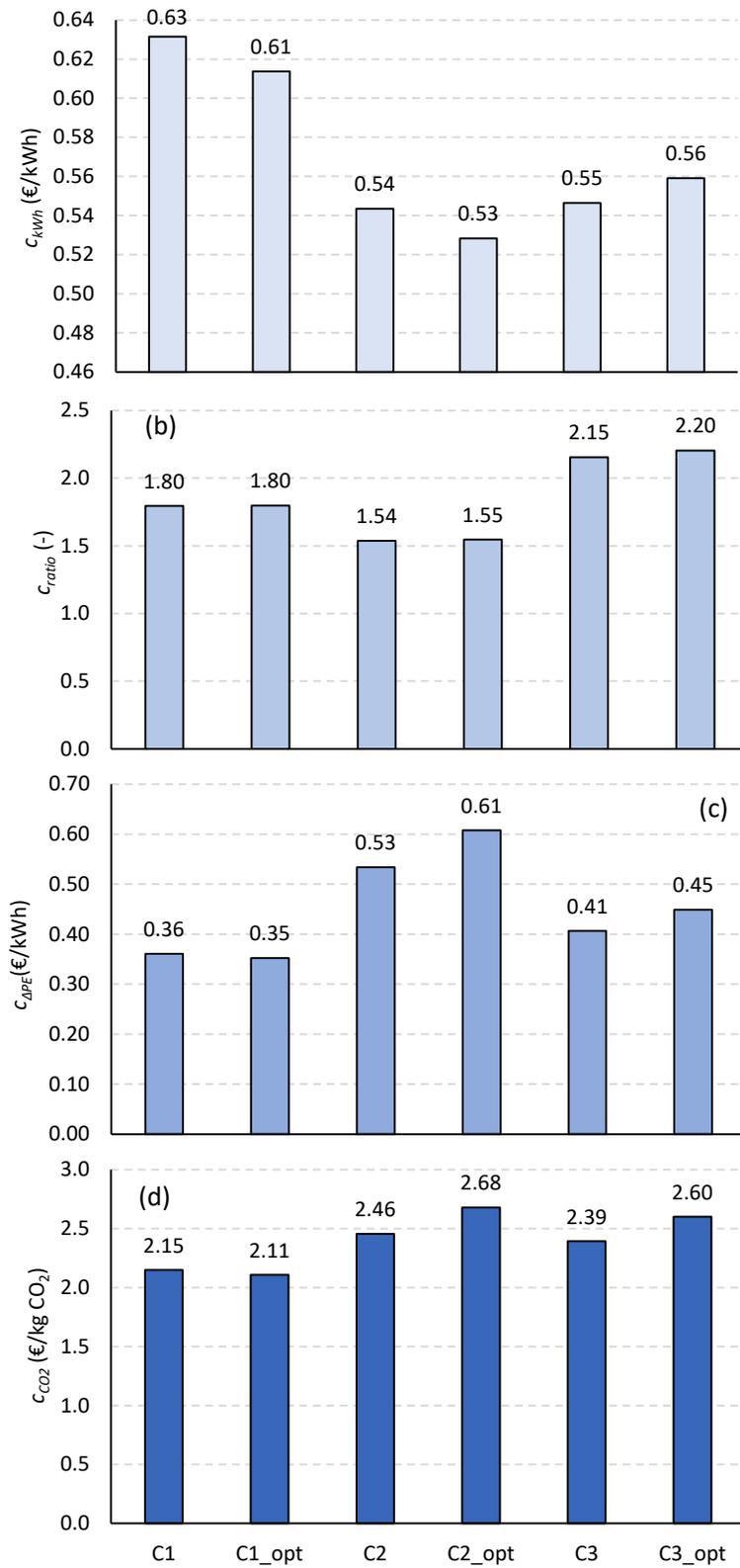
Quindi è stato effettuato un confronto tra le configurazioni in condizioni di base e quelle operanti attraverso delle strategie di controllo ottimizzate sulla base degli indici di prestazione energetica. In particolare, tali configurazioni sono state definite nel corso della seconda annualità del progetto [1] in modo da massimizzare i valori di  $\eta_{th,I,mean}$  e  $REP_{c,I,mean}$ , pur garantendo la massima copertura dei carichi termici (gennaio-aprile) e frigoriferi (giugno-settembre) dell’utenza.

Come mostrato in Figura 24, il passaggio dalla strategia di controllo di base ad una ottimizzata determina variazioni piuttosto contenute degli indici di prestazione economica. In particolare, a parità di costo di investimento, la minimizzazione dei carichi insoddisfatti (attraverso l’incremento dell’energia termica e frigorifera prodotta) è sempre accompagnata da un corrispondente incremento dei costi operativi associati

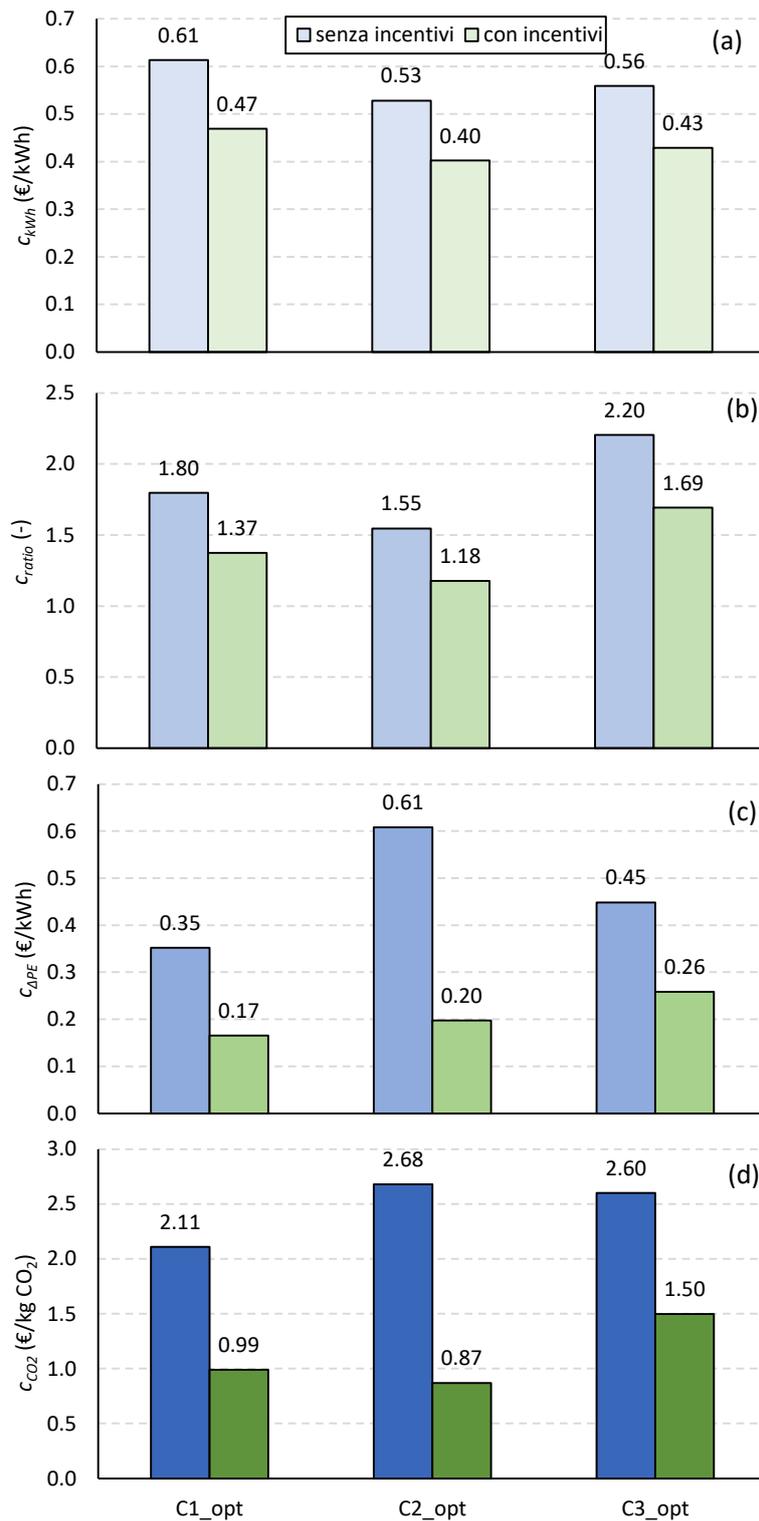
ai consumi di biomassa e/o energia elettrica. Nel caso della configurazione C1, gli indici di prestazione (ad eccezione del  $c_{ratio}$ ) subiscono una diminuzione del 2-3%; viceversa, per le configurazioni C2 e C3 si riscontra un generale peggioramento degli indici di prestazione economica ed in particolare di  $c_{APE}$  e  $c_{CO2}$ , che subiscono incrementi dell'ordine del 10%.

Focalizzando l'attenzione sulle configurazioni in condizioni ottimizzate, sono stati valutati i benefici economici associati all'introduzione di un incentivo per l'acquisto dei componenti dei sistemi di poligenerazione, corrispondente al 50% del costo iniziale (Figura 24).

Si nota, in particolare, come in presenza di incentivi il  $c_{kWh}$  ed il  $c_{ratio}$  subiscano riduzioni prossime al 25% per tutte le configurazioni indagate. Ancora più evidenti i benefici in termini di  $c_{APE}$  e  $c_{CO2}$ , con riduzioni comprese tra il 40% (C3\_opt) e l'70% (C2\_opt). Con un costo del kWh prodotto di 0.4 €, ovvero praticamente coincidente con quello del sistema di riferimento ( $c_{ratio} \approx 1$ ), la configurazione C2 in condizioni ottimali è quella in grado di offrire le migliori prestazioni economiche, essendo in grado di minimizzare contemporaneamente tutti gli indici presi in esame. Come evidenziato nel corso della seconda annualità del progetto [1], tuttavia, la configurazione C2 risulta maggiormente condizionata dalla strategia di controllo impiegata; inoltre, a causa dei più elevati consumi specifici di energia elettrica, le sue prestazioni economiche saranno influenzate in maggiore misura da possibili fluttuazioni dei costi dell'energia elettrica.



**Figura 23. Confronto delle configurazioni C1, C2 e C3 in condizioni di base ed ottimizzate in termini di  $c_{kWh}$  (a),  $c_{ratio}$  (b),  $c_{APE}$  (c) e  $c_{CO2}$  (d)**



**Figura 24. Confronto di  $c_{kWh}$  (a),  $c_{ratio}$  (b),  $c_{APE}$  (c) e  $c_{CO2}$  (d) con e senza incentivi per l'acquisto dei componenti delle configurazioni ottimizzate**

#### 4.1 Analisi di sensitività degli indici di prestazione economici alle variazioni dei parametri economici

Allo scopo di valutare la sensitività degli indici di prestazione ai parametri economici, è stata condotta un'analisi di scenario nella quale si è assunto di far variare il costo dei vettori energetici impiegati dal sistema

di poligenerazione e/o dal sistema convenzionale di riferimento, ovvero il costo della biomassa, del gas naturale e dell'elettricità, ed il tasso di interesse reale (differenza tra il tasso di interesse nominale ed il tasso di inflazione) del  $\pm 50\%$  rispetto ai valori di base definiti nel corso della seconda annualità del progetto. Quindi sono stati definiti due scenari possibili: uno denominato "low" ed uno denominato "high", caratterizzati rispettivamente da bassi ed elevati valori dei costi dei vettori energetici e del tasso di interesse reale (Tabella 9).

**Tabella 9. Valori assunti dai parametri economici nello scenario di base, "low" and "high"**

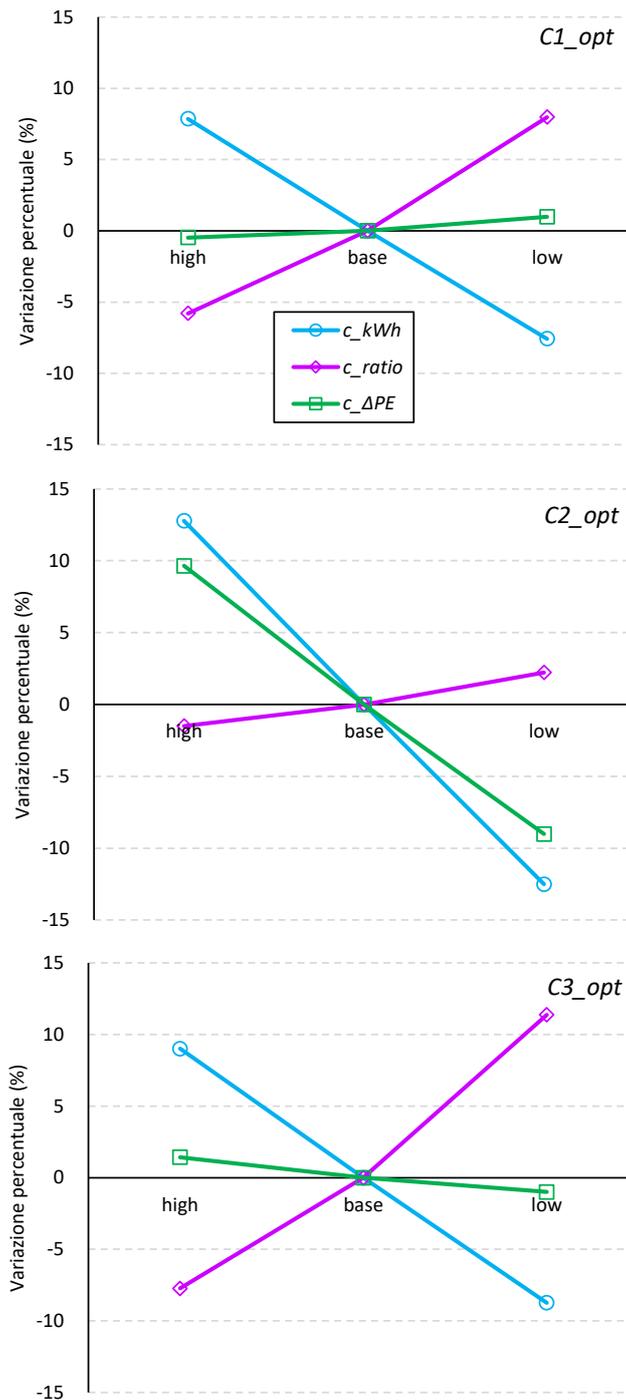
	Scenari		
	base	low	high
costo biomassa (€/kg)	0.30	0.15	0.45
costo elettricità (€/kWh)	0.34	0.17	0.50
costo gas naturale (€/Sm <sup>3</sup> )	0.58	0.29	0.86
Tasso di interesse reale (%)	1.37	0.69	2.10

La Figura 25 mostra le variazioni percentuali subite dagli indici di prestazione economici rispetto ai valori di base, nelle configurazioni C1, C2 e C3 operanti sulla base della strategia di controllo ottimale. Come precedentemente evidenziato, la configurazione C2 risulta più sensibile alle variazioni dei parametri economici rispetto alle configurazioni C1 e C3, a causa dei consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica. In particolare, le variazioni di  $c_{kWh}$  rispetto ai valori dello scenario di base approssimano il  $\pm 13\%$  per la configurazione C2, mentre si attestano intorno al  $\pm 8\%$  nelle altre due configurazioni.

Passando dallo scenario "high" allo scenario "low", inoltre, i valori di  $c_{ratio}$  subiscono un generale aumento, in quanto la diminuzione del costo dell'energia prodotta dal sistema di poligenerazione è più che compensata dalla quella subita dal corrispondente sistema convenzionale di riferimento, come conseguenza della diminuzione del costo del gas naturale e dell'energia elettrica. Il massimo incremento rispetto allo scenario di base è prossimo al 12% nel caso della configurazione C3, mentre si attesta a poco più del 2% nella configurazione C2.

Pertanto i valori  $c_{APE}$  rimangono praticamente invariati nelle configurazioni C1 e C3, mentre subiscono una diminuzione di circa il 10% nella configurazione C2. Considerazioni analoghe si applicano ai valori di  $c_{CO_2}$ .

Si può concludere che, a prescindere dallo scenario analizzato, la configurazione C2 è quella che garantisce il minor valore di  $c_{kWh}$  (0.46-0.60 €/kWh); viceversa, la configurazione C1 è da preferire in termini di  $c_{APE}$  (0.35-0.36 €/kWh) e  $c_{CO_2}$  (2.10-2.13 €/kg CO<sub>2</sub>).



**Figura 25. Variazioni percentuali degli indici di prestazione economici rispetto ai valori di base negli scenari "low" e "high" per le configurazioni C1, C2 e C3 operanti in condizioni ottimali**

Focalizzando l'attenzione sulle configurazioni C1 e C2, è stata condotta un'ulteriore analisi di scenario, assumendo come in precedenza delle massime variazioni dei parametri economici rispetto al valore di base del  $\pm 50\%$  e definendo per ciascuna configurazione uno scenario "ottimistico" ed uno "pessimistico" in rapporto alle caratteristiche della specifica configurazione del sistema di poligenerazione.

Nel caso della configurazione C1, pertanto, lo scenario "ottimistico" è caratterizzato da condizioni che ne favoriscono la sua applicazione in rapporto al sistema convenzionale di riferimento, ovvero da bassi valori del costo della biomassa e del tasso di interesse reale e da alti valori del costo del gas naturale e dell'elettricità; una situazione diametralmente opposta si verifica nello scenario "pessimistico".

**Tabella 10. Valori assunti dai parametri economici nello scenario “ottimistico” e “pessimistico” relativi alla configurazione C1**

	Scenari		
	base	ottimistico	pessimistico
costo biomassa (€/kg)	0.30	0.15	0.45
costo elettricità (€/kWh)	0.34	0.50	0.17
costo gas naturale (€/Sm <sup>3</sup> )	0.58	0.86	0.29
Tasso di interesse reale (%)	1.37	0.69	2.10

Come evidenziato in Figura 26, il  $c_{kWh}$  subisce le medesime variazioni rispetto allo scenario di base evidenziate dalla precedente analisi di sensitività, essendo tale indice influenzato solo dal costo della biomassa e dal tasso di interesse reale. Per quanto riguarda invece il  $c_{ratio}$  e il  $c_{APE}$ , si riscontrano evidentemente variazioni più significative, in quanto tali indici dipendono anche dalle prestazioni economiche del sistema convenzionale di riferimento. In particolare, il  $c_{ratio}$  subisce rispetto allo scenario di base una variazione compresa tra circa il -15% (1.53) ed il +18% (2.11); ancora più evidenti risultano le deviazioni ( $\pm 30\%$ ) di  $c_{APE}$  e  $c_{CO2}$ , che oscillano rispettivamente negli intervalli 0.26-0.45 €/kWh e 1.53-2.70 €/kg CO<sub>2</sub>.

Nel caso della configurazione C2, lo scenario “ottimistico” è caratterizzato da bassi valori del costo dell’elettricità e del tasso di interesse reale e da alti valori del costo del gas naturale; viceversa nello scenario “pessimistico” (Tabella 11).

**Tabella 11. Valori assunti dai parametri economici nello scenario “ottimistico” e “pessimistico” relativi alla configurazione C2**

	Scenari		
	base	ottimistico	pessimistico
costo biomassa (€/kg)	0.30	0.30	0.30
costo elettricità (€/kWh)	0.34	0.17	0.50
costo gas naturale (€/Sm <sup>3</sup> )	0.58	0.86	0.29
Tasso di interesse reale (%)	1.37	0.69	2.10

Come per la configurazione C1, si confermano le medesime variazioni in termini di  $c_{kWh}$  ( $\pm 13\%$ ) evidenziate dalla precedente analisi di sensitività; d’altra parte, gli altri indici di prestazione subiscono negli scenari “ottimistico” e “pessimistico” delle oscillazioni più contenute rispetto alla configurazione C1; ciò è legato al fatto che i valori assunti dal costo dell’elettricità favoriscono o ostacolano non solo il sistema di poligenerazione, ma inevitabilmente anche il sistema convenzionale di riferimento. In particolare, il  $c_{APE}$  e il  $c_{CO2}$  variano rispettivamente di circa il  $\pm 21\%$ , oscillando negli intervalli 0.48-0.74 €/kWh e 2.12-2.44 €/kg CO<sub>2</sub>.

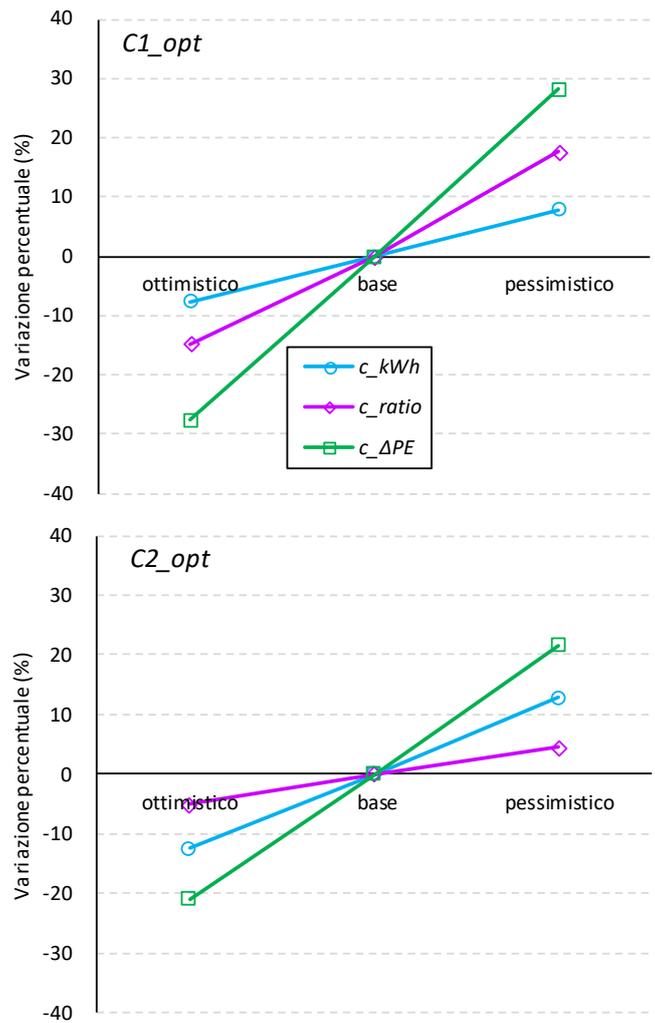


Figura 26. Variazioni percentuali degli indici di prestazione economici rispetto ai valori di base negli scenari "ottimistico" e "pessimistico" per le configurazioni C1 e C2 operanti in condizioni ottimali

## 5 Applicazione dei sistemi di poligenerazione in ambito industriale

Nel corso della terza annualità del progetto sono state esplorate le potenzialità di applicazione dei sistemi di poligenerazione al servizio di processi industriali. L'attenzione è ricaduta sul settore caseario, essendo molteplici le fasi di processo caratterizzate da richieste di energia termica e frigorifera in range di temperatura compatibili con quelli di produzione dei sistemi di poligenerazione oggetto di studio del presente progetto.

### 5.1 Consumi energetici nel settore industriale

La richiesta di prodotti industriali ha subito un incremento considerevole nel corso degli 20 anni, determinando così un incremento dei consumi di energia primaria e di emissioni di CO<sub>2</sub>.

Secondo le stime fornite dall'International Energy Agency, il settore industriale ha contribuito nel 2020 per circa il 40% (156 EJ) dei consumi finali complessivi di energia [2]. In particolare, i consumi energetici del settore industriale hanno subito un incremento medio annuale di circa l'1% nel periodo compreso tra il 2010 ed il 2019, subendo invece una flessione dell'1.6% solo nel 2020 come conseguenza diretta della crisi legata alla pandemia da Covid-19. Tale incremento è stato determinato dalla crescente produttività dei settori ad alta intensità energetica (chimico, metallurgico, cementiero e cartario), legata a fattori quali la crescita demografica e lo sviluppo socio-economico. A livello geografico, il massimo incremento si è verificato nei paesi dell'area asiatica (con un incremento medio annuale del 2.5% o superiore). Viceversa, i consumi di energia hanno subito una lieve riduzione percentuale in Europa e in America.

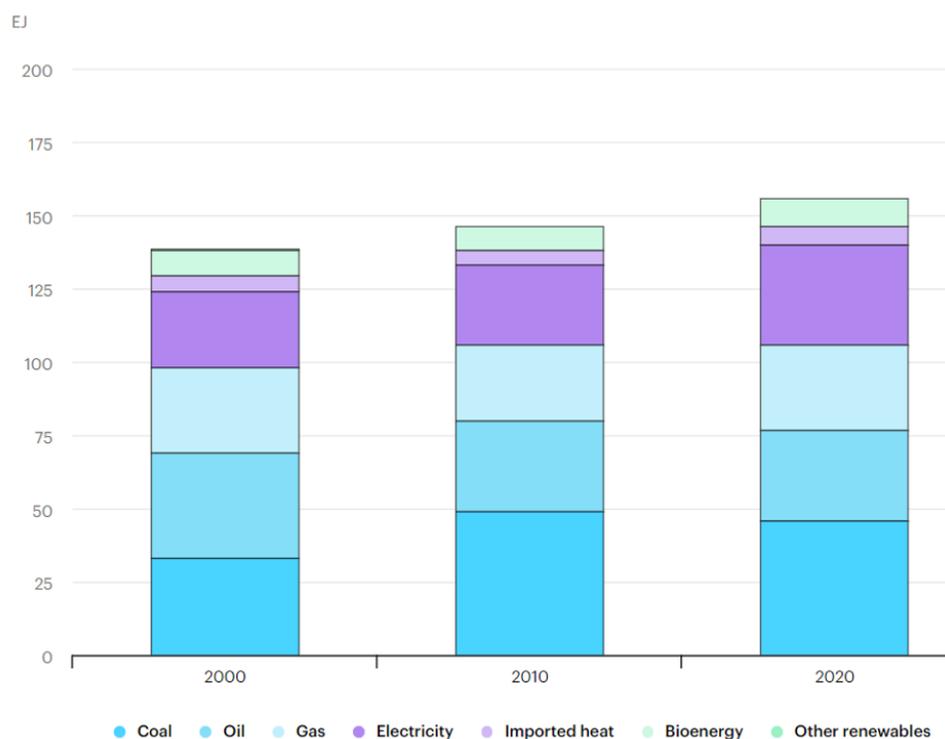
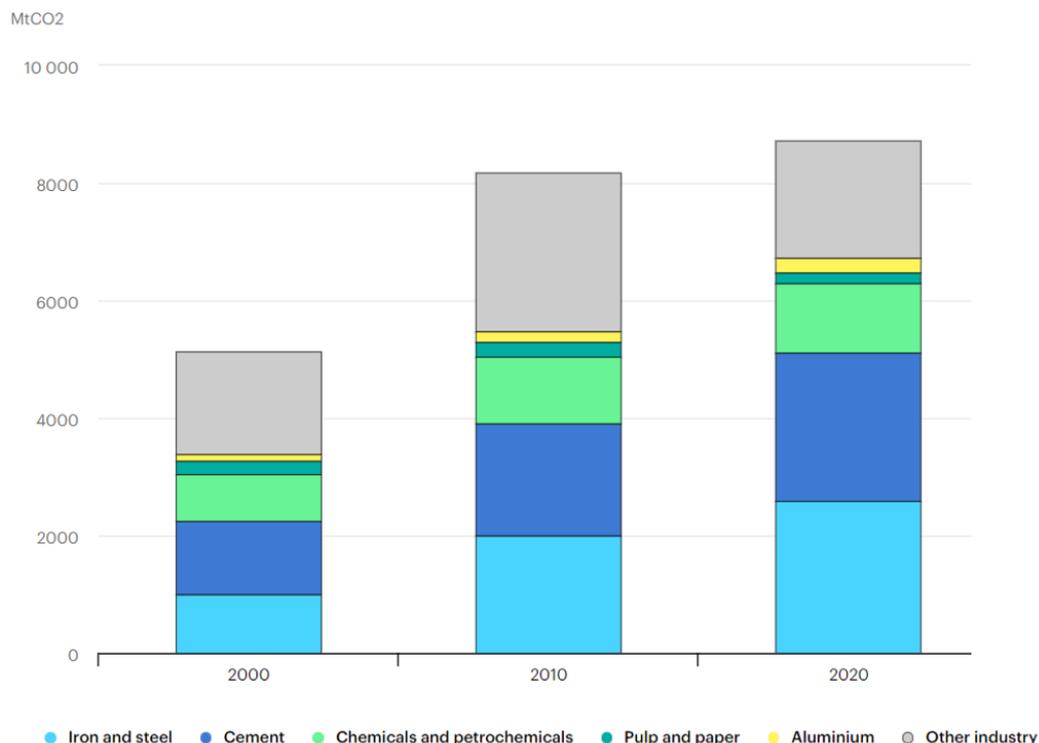
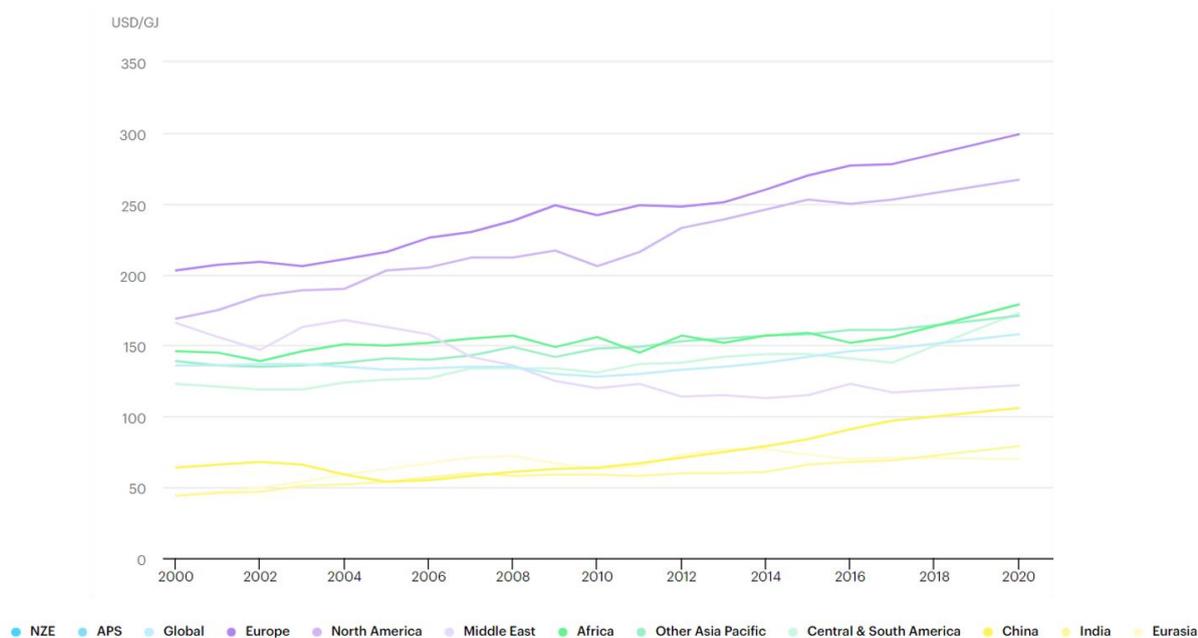


Figura 27. Evoluzione dei consumi finali di energia del settore industriale [2]



**Figura 28. Evoluzione delle emissioni dirette di CO<sub>2</sub> dei diversi settori industriali [2]**

Sempre secondo le stime dell'IEA, il mix energetico del settore industriale è rimasto praticamente invariato dal 2010. Nonostante l'uso dell'energia solare termica e geotermica sia più che raddoppiato dal 2010 al 2020, il loro contributo ai consumi finali di energia è ancora inferiore allo 0.05%. Nello stesso periodo, il contributo dei combustibili fossili si è ridotto invece dal 73% al 68%, anche a causa del corrispondente incremento dei consumi di elettricità nei settori industriali a minore intensità energetica. La produttività per unità di energia impiegata ha subito anch'essa un incremento a partire dal 2000 in molte regioni del mondo, grazie all'impiego di tecnologie più avanzate, un utilizzo migliore delle apparecchiature, un uso più efficiente dell'energia e la transizione verso settori a più elevato valore aggiunto, come il settore automobilistico, alimentare e tessile.



**Figura 29. Evoluzione della produttività per unità di energia impiegata per regione del mondo [2]**

Oltre due terzi dei consumi energetici industriali sono legati alla produzione di calore. In relazione al livello di temperatura richiesto, quest'ultima è attualmente basata sull'utilizzo di combustibili fossili, biomassa ed elettricità, mentre solo in minima parte sullo sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili [3]. Nel 2020, in particolare, queste hanno coperto solo l'11% (11 EJ) della richiesta di calore per usi industriali. Oltre l'80% del calore complessivamente prodotto da fonti rinnovabili è stato ottenuto attraverso l'impiego di bioenergie, prevalentemente nei settori dove vengono generate biomasse residuali, come il settore della produzione della carta, dello zucchero e dell'etanolo [2]. Trascurando il calore ambiente utilizzato dalle pompe di calore, l'elettricità rinnovabile rappresenta la seconda più importante fonte per la produzione di calore.

La decarbonizzazione del settore industriale rende quindi necessario un importante cambiamento nelle modalità di generazione del calore, attraverso il ricorso a misure quali:

- la progressiva sostituzione del carbone con combustibili a minor impatto ambientale (ad esempio gas naturale);
- l'elettificazione operata attraverso l'impiego di pompe di calore per la produzione di calore a bassa e media temperatura, a patto che queste ultime utilizzino energia elettrica da fonti rinnovabili;
- l'utilizzo delle bioenergie che offrono l'opportunità di soddisfare i fabbisogni di energia a qualsiasi livello di temperatura, sebbene presentino problemi di economicità e sostenibilità in determinate condizioni operative e determinate regioni del mondo;
- l'utilizzo diretto di energie rinnovabili quali l'energia solare e geotermica per la produzione di calore a livelli di temperatura inferiori ai 400°C.

In questo contesto, particolare importanza rivestono i sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili. In relazione al tipo di tecnologie adottate, i sistemi di poligenerazione consentono infatti di produrre energia termica e frigorifera a diversi livelli di temperatura ed energia elettrica, permettendo così di venire incontro alle molteplici richieste di diverse tipologie di settori industriali.

## 5.2 Settori industriali idonei all'impiego di sistemi di poligenerazione

Nella Tabella 4 sono riportati i livelli di temperatura dell'energia termica richiesta nei principali processi afferenti a diversi settori industriali. Si nota come i settori afferenti all'industria alimentare presentino

condizioni favorevoli all'applicazione di sistemi di poligenerazione esaminati nel presente progetto, in quanto caratterizzati da richieste di energia termica a livelli di temperatura mediamente più bassi rispetto all'industria chimica, delle materie plastica e della carta [4].

**Tabella 1. Principali processi industriali operanti in intervalli di temperatura idonei all'impiego di collettori solari [4]**

Industria	Processo	Temperatura [°C]
Casearia	Pressurizzazione	60-80
	Sterilizzazione	100-120
	Pastorizzazione	60-95
	Essiccazione	120-180
	Lavaggio	60-90
Cibo in scatola	Sterilizzazione	110-120
	Pastorizzazione	60-80
	Cottura	60-90
	Sbiancamento	60-90
Tessile	Pressatura	80-100
	Colorazione	60-90
	Essiccazione, sgrassatura	100-130
	Fissaggio	160-180
Carta	Cottura, essiccazione	60-80
	Acqua di alimento caldaia	60-90
	Sbiancamento	130-150
Chimica	Saponi	200-260
	Gomma sintetica	150-200
	Calore di processo	120-180
	Acqua pre-riscaldata	60-90
Bevande	Lavaggio, sterilizzazione	60-90
	Pastorizzazione	60-70
Carne	Lavaggio, sterilizzazione	60-90
	Cottura	90-100
Farine e sottoprodotti	Sterilizzazione	60-80
Sottoprodotti del legno	Essiccazione	60-100
	Acqua pre-riscaldata	60-90
	Preparazione impasto	120-170
Plastiche	Preparazione	120-140
	Distillazione	140-150
	Separazione	200-220
	Estensione	140-160
	Essiccazione	180-200
	Miscelazione	120-140

### 5.1.1 Industria casearia

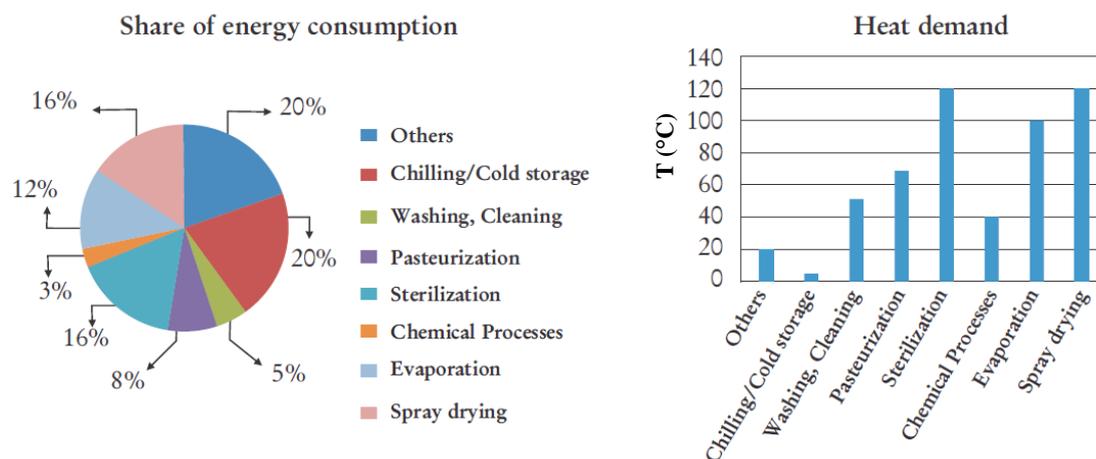
La Figura 30 schematizza il processo di trasformazione del latte crudo in latte pastorizzato; quest'ultimo rappresenta il processo più importante dell'industria casearia, in quanto il latte pastorizzato rappresenta il punto di partenza per la produzione della quasi totalità dei prodotti derivati dal latte [5]. Come mostrato in Figura 30, il latte crudo viene raffreddato a 5-7°C e quindi stoccato. Prima della trasformazione in latte pastorizzato, le sostanze indesiderate vengono rimosse per filtrazione e chiarificazione. Il processo di pastorizzazione è operato a circa 70°C per 15 secondi. Quindi il latte viene refrigerato, stoccato in un apposito serbatoio ed infine confezionato ed inviato alla distribuzione. L'industria casearia consuma un'elevata quantità di energia termica per

la lavorazione del latte per il preriscaldamento del latte crudo, per i trattamenti termici di pastorizzazione (60-95°C) e sterilizzazione (100-120°C) e per l'essiccazione (120-180°C) nel caso di produzione di latte in polvere; i consumi di energia frigorifera sono invece associati principalmente al raffreddamento post-pastorizzazione e allo stoccaggio del latte e dei derivati (Figura 30).



**Figura 30. Schema sintetico del processo di trasformazione del latte crudo in latte pastorizzato, burro e latte in polvere [5]**

A questo proposito la Figura 31 mostra la ripartizione dei consumi di energia termica/frigorifera di una tipica industria casearia tra le diverse fasi di processo ed i corrispondenti livelli di temperatura richiesti, compresi tra valori minimi inferiori ai 5°C (stoccaggio) e 120°C (sterilizzazione e evaporazione). Si nota, in particolare, che la pastorizzazione e la sterilizzazione contribuiscono per circa il 20% dei consumi energetici complessivi, mentre un ulteriore 20% è associato alla refrigerazione e stoccaggio. Un'altra importante voce di consumo è rappresentata dalle fasi di evaporazione ed essiccazione necessarie per la produzione di latte concentrato e latte in polvere. L'industria casearia opera in maniera praticamente continua, per cui il periodo di esercizio può raggiungere anche le 8000 h all'anno.



**Figura 31. Ripartizione dei consumi di energia termica e frigorifera tra le principali fasi di processo di una tipica industria casearia e corrispondenti livelli di temperatura [5]**

Infine, la Figura 32 fornisce un quadro delle tecnologie convenzionali ed avanzate basate sull'impiego dell'energia solare per il soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica delle diverse fasi di processo dell'industria casearia. Rispetto a tali tecnologie, i sistemi di poligenerazione, essendo basati su una combinazione di più tecnologie da fonti rinnovabili e sistemi di accumulo, offrono la possibilità di produrre energia termica e frigorifera in maniera più continuativa e quindi di contribuire in misura maggiore al soddisfacimento dei fabbisogni dell'industria casearia.

Process	Energy/Fuel being used	Application media	Temperature required °C	Recommended solar technology
Washing and cleaning	Electricity and Boiler fuels like furnace oil, rice husk	Hot water	40-60	FPC
Chilling/Cold storage	Electricity and diesel	-	< 5	Solar thermal systems, driving absorption chillers
Pasteurisation	Boiler fuels like furnace oil, rice husk	Process heat	70	FPC
Sterilisation/ Evaporation	Boiler fuels like furnace oil, rice husk	Process heat	100-120	ETC or solar concentrators
Spray drying	Boiler fuels like furnace oil, rice husk	Hot air	120	ETC (Air-based) or solar concentrators

**Figura 32. Principali applicazioni delle tecnologie solari per la produzione di energia termica e frigorifera al servizio dell'industria casearia [5]**

### 5.1.2 Altri settori dell'industria alimentare

Come si può notare in Figura 33, esistono ulteriori settori dell'industria alimentare, principalmente quelli di trasformazione di carne, pesce e verdura, dove si realizzano processi di lavorazione che utilizzano calore, come la pastorizzazione, la sterilizzazione e l'essiccazione (60-110°C), il lavaggio (60-90°C) e la cottura (90-100°C); si realizzano, inoltre, processi di conservazione del cibo che utilizzano tecniche quali il congelamento/raffreddamento (4-7°C).

Pertanto anche tali settori sono caratterizzati da richieste di energia termica e frigorifera che possono essere soddisfatte, in relazione alle specifiche tecnologie impiegate, attraverso il ricorso a sistemi di

poligenerazione da fonti rinnovabili.

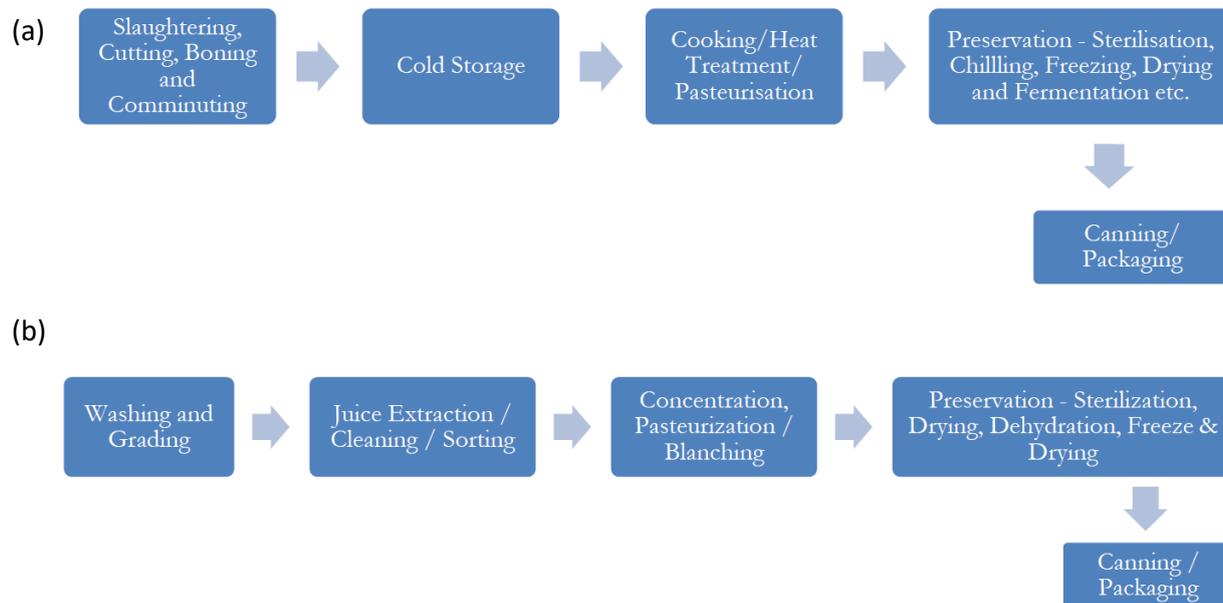


Figura 33. Schema sintetico del processo di trasformazione di pesce e carne (a) e frutta e verdura (b) [5]

## 5.2 Stima dei profili di carico di utenze industriali idonee all'impiego di sistemi di poligenerazione

Nei paragrafi seguenti viene effettuata la stima di profili di carico in processi industriali potenzialmente idonei ad utilizzare sistemi di poligenerazione. Si è fatto riferimento ad intervalli di temperatura compatibili con la produzione di energia in sistemi che utilizzano collettori solari termici, pompe di calore e macchine ad assorbimento.

Per stimare i profili di carico termici industriali, si può utilizzare la seguente metodologia [4]:

1. identificare tutti i processi con richieste di energia termica;
2. stimare la temperatura di esercizio di ogni processo;
3. calcolare le portate di acqua/aria necessarie per ogni processo;
4. stimare il carico termico mediante la seguente relazione:

$$q = mc_p(T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

dove  $m$  è la portata di fluido richiesta dal processo industriale,  $c_p$  il calore specifico,  $T_{in}$  la temperatura di ingresso e  $T_{out}$  la temperatura d'uscita.

Utilizzando tale metodologia e i dati desunti da studi di letteratura, è stato possibile determinare i profili di carico termico associati ad alcuni dei più importanti processi dell'industria casearia e della lavorazione della carne.

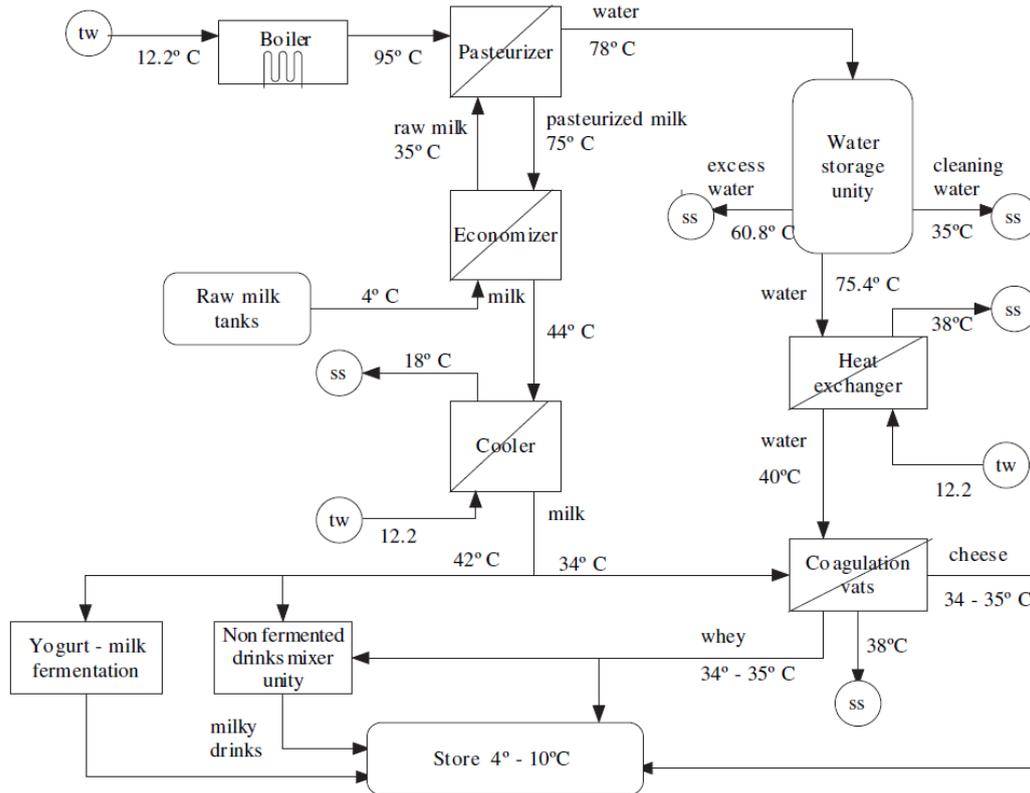
### 5.2.1 Caso studio 1: industria casearia

Nel caso dell'industria casearia, l'attenzione è stata focalizzata sul processo di pastorizzazione del latte, in quanto rappresenta il primo e fondamentale passo nell'ottenimento della stragrande maggioranza dei prodotti lattiero-caseari. Al fine di schematizzare tale processo produttivo, si è fatto riferimento alle informazioni desunte dallo studio condotto da Quijera ed al [6], dove vengono riportati i dati caratteristici di un'azienda casearia in grado di pastorizzare su base giornaliera 20600 l di latte crudo, da destinare alla produzione di yogurt e formaggi (). Ciò ha permesso di identificare le fasi di processo con fabbisogni di energia termica e frigorifera a temperature compatibili con quelle dei sistemi di poligenerazione esaminati nel presente progetto. A questo proposito, la Figura 34 riporta lo schema del processo di pastorizzazione definito in [6], con indicazione delle diverse tipologie di scambiatori di calore impiegati, le materie prime in ingresso ed i prodotti intermedi e finali ottenuti. Il latte crudo subisce un primo pre-riscaldamento all'interno dell'economizzatore, detto anche *rigenerazione*, grazie al calore ceduto dal latte pastorizzato che attraversa tale scambiatore in contro-corrente. Il latte così preriscaldato viene inviato al pastorizzatore, ovvero uno scambiatore di calore a piastre, che ha il compito di abbatterne la carica batterica. Ciò grazie ad un trattamento termico in cui il latte crudo scambia calore con acqua calda a 95°C, fino a raggiungere la temperatura di pastorizzazione (75-80°C). Infine, il latte pastorizzato all'uscita del pre-riscaldatore viene raffreddato in una unità di refrigerazione da 45° a 40°C, scambiando calore con acqua a 12 °C. È importante sottolineare che le temperature di tali fasi di processo possono variare in maniera più o meno significativa a seconda dell'industria casearia considerata, in base alle scelte effettuate in fase di progettazione della linea produttiva.

Sulla base dei livelli di temperatura, sono stati identificati tre fasi di processo idonee a ricevere calore da sistemi di poligenerazione, ovvero la pastorizzazione, il raffreddamento post- pastorizzazione e il lavaggio delle apparecchiature.

**Tabella 12. Dati caratteristiche delle materie prime impiegate dall'industria casearia esaminata da Quijera ed al [3]**

	Intervallo di operatività (ore/giorno)	Portate giornaliere (kg/giorno)
Latte crudo	5	20600
Latte pastorizzato	5	20497
Acqua di lavaggio	2	16000



**Figura 34. Processo di produzione del latte pastorizzato secondo Quijera ed al. [6]**

### Effetto del grado di rigenerazione sui carichi termici

Il grado di rigenerazione è definito come il rapporto percentuale tra il calore fornito dal recuperatore e il calore totale teoricamente richiesto per portare l'unità di massa alla temperatura di pastorizzazione:

$$\eta_{rig} = \frac{T_{rig} - T_{in}}{T_p - T_{in}} \quad (5)$$

dove  $T_{rig}$  è la temperatura del latte all'ingresso del pasteurizzatore a valle del processo di rigenerazione nel preriscaldatore,  $T_{in}$  è la temperatura del latte all'ingresso del preriscaldatore e  $T_p$  è la temperatura di pastorizzazione.

A seconda del grado di rigenerazione il processo può risultare più o meno efficiente. Infatti, un grado di rigenerazione maggiore implica che sarà necessaria una minore potenza termica per il trattamento di pastorizzazione e quindi una maggiore efficienza energetica. Risulta evidente, quindi, che un maggior grado di rigenerazione implica una maggiore efficienza energetica e minori costi operativi. Tuttavia, un aumento della rigenerazione implica un aumento della superficie di scambio dell'economizzatore e quindi dei costi di investimento. In conclusione, in fase di dimensionamento della

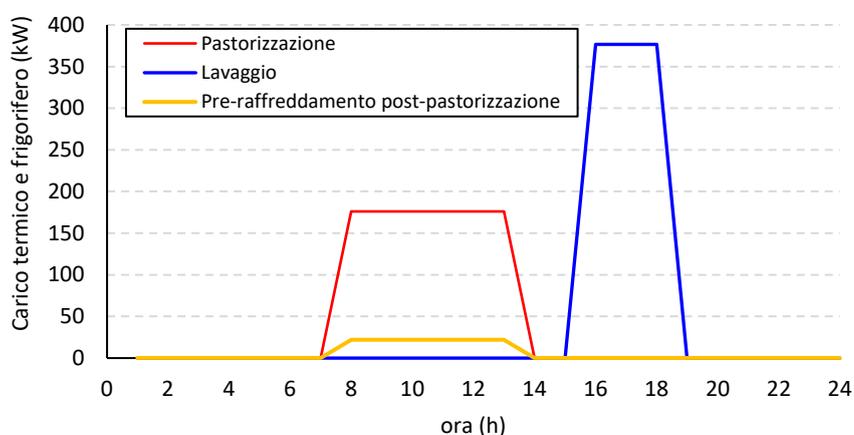
sezione di scambio, è necessario bilanciare queste due voci di costi, in modo da limitare i tempi di ritorno dell'investimento iniziale.

Definite le portate delle correnti coinvolte nel processo di pastorizzazione e successivo raffreddamento del latte, i corrispondenti livelli di temperatura e i corrispondenti intervalli orari di esercizio, è stato possibile calcolare le potenze termiche e quindi tracciare il corrispondente profilo di carico. Assumendo, in particolare, che i processi di pastorizzazione e raffreddamento abbiano luogo tra le ore 8 e le ore 13, e il processo di lavaggio tra le ore 16 e le ore 18, è stato ricavato il profilo di temperatura mostrato in Figura 35.

Nel caso di studio esaminato, il grado di rigenerazione è prossimo al 43%, per cui la potenza termica richiesta durante la fase di pastorizzazione ammonta a 176 kW. Tale parametro può tuttavia raggiungere valori ben più elevati, superando anche il 95%. Ciò determina una corrispondente diminuzione sia del carico termico in fase di pastorizzazione, che del carico frigorifero in fase di raffreddamento post-pastorizzazione.

**Tabella 13. Parametri caratteristici necessari alla definizione dei profili di carico termico e frigorifero associati alle fasi di produzione del latte pastorizzato [6]**

Processo	$h_i$	$h_f$	$m$ [kg/s]	$c_p$ [kJ/kg°C]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$Q$ [kW]
Pastorizzazione	8.00	13.00	1.14	3.8	35	75	176
Raffreddamento	8.00	13.00	1.14	3.8	45	40	22
Lavaggio	16.00	18.00	2.22	4.2	65	25	377



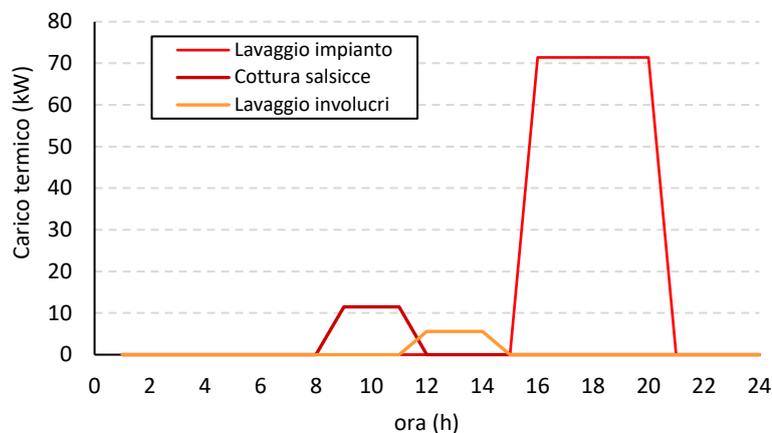
**Figura 35. Profilo di carico associato alle fasi di pastorizzazione, lavaggio e raffreddamento post-pastorizzazione secondo Quijera ed al. [3]**

### 5.2.2 Caso studio 2: industria della carne

La richiesta di energia termica di industria di questo tipo dipende fortemente dal tipo di prodotto commercializzato. I prodotti trattati possono comprendere carne cruda (ad esempio hamburgers), carne essiccata, salsicce, carne affumicata, prodotti semi-cotti ecc. Gran parte dei processi necessari ad elaborare questi prodotti necessita di acqua a temperature inferiori ai 100°C, specialmente per i lavaggi, che normalmente vengono realizzati con acqua calda. Al fine di definire un profilo di carico termico “tipo” per l’industria della carne, si è fatto riferimento allo studio condotto da Garcia et al. [7]. Sono stati quindi caratterizzate tre fasi di processo con richieste di energia termica a livelli di temperatura compatibili con la produzione di energia termica dei sistemi di poligenerazione, ovvero il lavaggio dell’impianto (80°C), la cottura delle salsicce (97°C) ed il lavaggio degli involucri delle salsicce (45°C). Sulla base degli intervalli orari di funzionamento, delle portate e dei livelli di temperatura richiesti dalle differenti fasi, è stato possibile definire il profilo di carico riportato in

**Tabella 14. Parametri caratteristici necessari alla definizione dei profili di carico termico associato ad alcune delle principali fasi di processo dell’industria della carne [7]**

Processo	hi	hf	m [kg/h]	cp [kJ/kg°C]	T [°C]	Q [kW]
Lavaggio impianto	16.00	20.00	945	4.2	80	71.4
Cottura salsicce	9.00	11.00	120	4.2	97	11.4
Lav. involucri	12.00	14.00	160	4.2	45	2.1



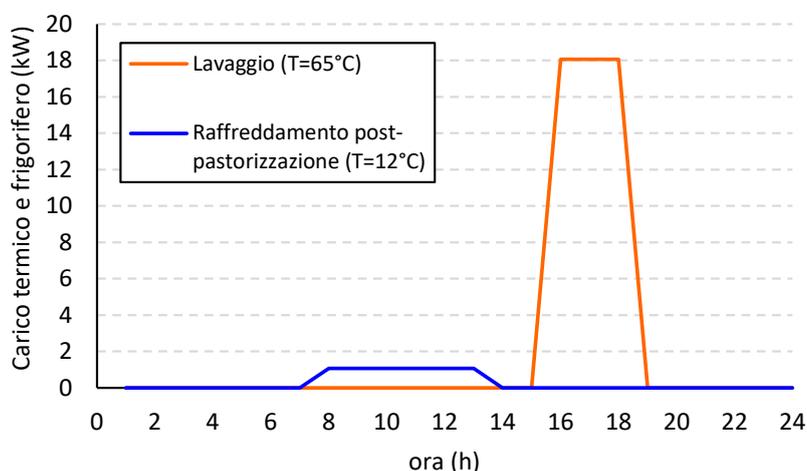
**Figura 36. Profilo di carico associato ad alcune delle principali fasi di processo dell’industria della carne secondo Garcia et al. [7]**

### 5.3 Analisi delle prestazioni del sistema di poligenerazione al servizio di un’utenza nel settore caseario

Al fine di valutare le potenzialità dei sistemi di poligenerazione al servizio di un’utenza del settore caseario, è stato condotto uno studio di simulazione sulle configurazioni C1 e C2. Si è quindi ipotizzato che il sito produttivo sia localizzato nella città di Roma e che i relativi fabbisogni di energia termica e frigorifera siano quelli associati alle fasi di lavaggio delle apparecchiature e di raffreddamento del latte post-pastorizzazione. Tali fabbisogni sono stati definiti sulla base delle assunzioni riportate da Quijera ed al. [3], ma adeguando la portata giornaliera di latte trattato alle caratteristiche dello specifico sistema di poligenerazione oggetto di studio. Pertanto, in una fase iniziale si è fatto riferimento ad una portata

giornaliera unitaria (1 t/giorno), sulla base dei quali sono stati valutati i profili di carico di energia termica e frigorifera riportati in Figura 37.

Per ciascuna configurazione è stata quindi definita la strategia di controllo e la quantità di latte trattato in grado di ottimizzare l'efficienza media di generazione dell'energia termica e frigorifera prodotte, garantendo al contempo un contributo della radiazione solare pari ad almeno il 30% e la minimizzazione dei carichi insoddisfatti.



**Figura 37. Profili di carico termico e frigorifero destinati ad essere soddisfatti dai sistemi di poligenerazione**

### 5.3.1 Configurazione C1: impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa

Nella configurazione C1, l'energia termica prodotta dal campo di collettori solari e/o dalla caldaia a biomassa viene stoccata all'interno del serbatoio di caldo, che garantisce il massimo sfruttamento della radiazione solare e permette al contempo di colmare l'eventuale sfasamento temporale tra la produzione e i fabbisogni dell'utenza. L'energia termica disponibile è impiegata per soddisfare i fabbisogni di energia termica associati al lavaggio delle apparecchiature, a patto che la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo ( $T_{HT}$ ) sia maggiore o uguale a quella richiesta dall'utenza ( $T_{user,th} = 65^{\circ}C$ ). Inoltre, l'energia termica stoccata provvede ad alimentare la macchina frigorifera ad assorbimento, sempre che la temperatura all'ingresso del generatore sia tale da garantirne il funzionamento ( $T_{gen,in,ABS} \geq 70^{\circ}C$ ). L'acqua refrigerata (prodotta in condizioni nominali alla temperatura di  $7^{\circ}C$ ) viene stoccata nel serbatoio di accumulo freddo e da qui prelevata per soddisfare gli eventuali carichi frigoriferi, nel caso in cui la temperatura al suo interno ( $T_{CT}$ ) sia minore o uguale di quella richiesta dall'utenza ( $T_{user,c} = 12^{\circ}C$ ).

I parametri che regolano la strategia di controllo della configurazione C1 sono i seguenti:

- la temperatura del serbatoio di accumulo caldo che determina l'accensione della caldaia a biomassa ( $T_{BB,on}$ );
- la temperatura del serbatoio di accumulo caldo che determina lo spegnimento della caldaia a biomassa in presenza di carichi termici e frigoriferi, definita come segue:

$$T_{BB,off} = T_{BB,on} + \Delta T_{BB} \quad (6)$$

dove  $\Delta T_{BB}$  è la banda di isteresi della caldaia a biomassa;

- la minima differenza tra la temperatura dell'acqua uscente dai collettori solari e la temperatura del serbatoio di accumulo caldo per l'attivazione della pompa del circuito solare ( $\Delta T_{SC-HT}$ );
- la massima temperatura raggiunta dal serbatoio di accumulo caldo ( $T_{HT,max}$ );
- la minima temperatura di accensione della macchina frigorifera ad assorbimento in presenza di carichi frigoriferi ( $T_{min,ac,ABS}$ ).

La modalità di erogazione della potenza da parte della caldaia a biomassa è definita in Tabella 15: la caldaia eroga la massima potenza finché  $T_{HT} \leq T_{BB,on}$ ; se  $T_{BB,on} < T_{HT} \leq T_{BB,off}$  la potenza erogata varia linearmente tra  $P_{BB,min} = 0.3P_{BB,max}$  e  $P_{BB,max}$ ; viceversa, se  $T_{HT} > T_{BB,off}$ , la caldaia viene spenta, ovvero  $P_{BB} = 0$ .

**Tabella 15. Potenza erogata dalla caldaia a biomassa al variare della temperatura nel serbatoio di stoccaggio**

		$P_{BB}$
$T_{HT} \leq T_{BB,on,th}$		$P_{BB,max}$
$T_{BB,on,th} < T_{HT} \leq T_{BB,off,th}$	$\left(0.3 + 0.7 \frac{T_{HT} - T_{BB,off}}{T_{BB,on} - T_{BB,off}}\right)$	$P_{BB,max}$
$T_{HT} > T_{BB,off,th}$		0

La Tabella 16 riassume i parametri della strategia di controllo della configurazione C1 e i relativi campi di variabilità. Tra questi è stato inserito un ulteriore parametro, ovvero un fattore di carico ( $l_f$ ) che permette di variare la portata di latte trattato, amplificando o smorzando i corrispondenti profili di carico di energia termica e frigorifera.

**Tabella 16. Campi di variabilità dei parametri della configurazione C1**

	Valore minimo	Valore massimo
$T_{BB,on}, ^\circ\text{C}$	70	90
$\Delta T_{BB}, ^\circ\text{C}$	2	10
$\Delta T_{SC,HT}, ^\circ\text{C}$	2	8
$T_{HT,max}, ^\circ\text{C}$	80	95
$T_{min,ac,ABS}, ^\circ\text{C}$	7	10
$l_f$	0.1	5

Utilizzando lo strumento di analisi *Response Optimization* presente all'interno di Simulink [8], è stato quindi possibile individuare i valori dei parametri della configurazione C1 in grado di ottimizzare l'efficienza media di generazione dell'energia termica e frigorifera prodotte nel periodo di simulazione considerato, garantendo al contempo un contributo della radiazione solare pari ad almeno il 30% e la minimizzazione dei carichi termici e frigoriferi insoddisfatti.

A questo proposito, l'efficienza media di generazione in termini di primo principio è stata valutata come segue:

$$\eta_{th+c,I,mean} = \frac{\int_{t_i}^{t_f} \eta_{th+c,I} dt}{t_f - t_i} \quad (7)$$

con

$$\eta_{th+c,I} = \frac{\int_0^t (P_{th,user} + P_{c,user}) dt}{\int_0^t (P_{rad,inc} + m_{bio} LHV_{bio}) dt} \quad (8)$$

dove  $P_{th,user}$  e  $P_{c,user}$  rappresentano rispettivamente la potenza termica e frigorifera fornite,  $P_{sun inc}$  è la radiazione solare incidente sui collettori solari,  $m_{bio}$  ed  $LHV_{bio}$  sono rispettivamente la quantità di biomassa consumata dalla caldaia ed il potere calorifico inferiore della medesima.

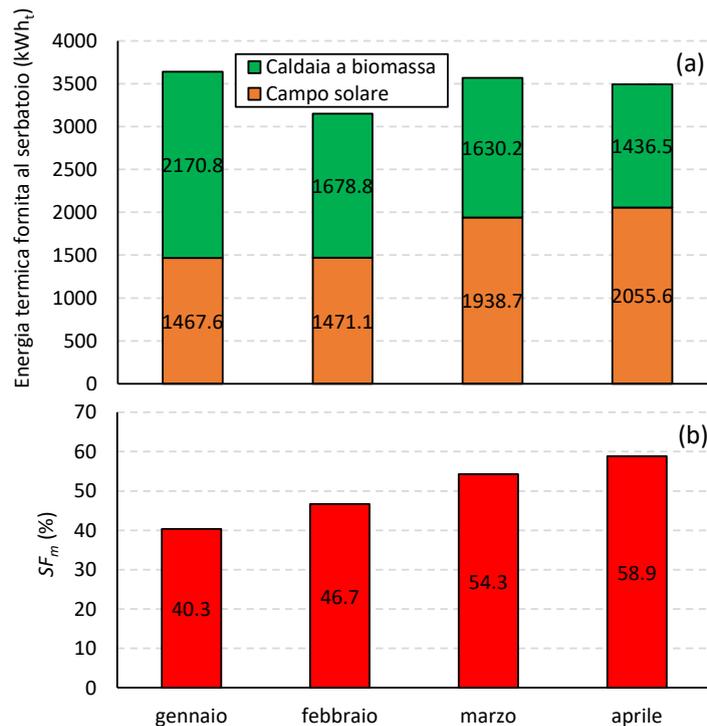
### Funzionamento in regime invernale

La Tabella 17 riassume i valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e le corrispondenti prestazioni conseguite dal sistema di poligenerazione. Nella configurazione C1, il sistema è in grado di soddisfare i fabbisogni di energia termica e frigorifera corrispondenti ad una portata di latte trattato pari a 1730 kg/giorno, garantendo un valore di  $\eta_{th+c,l,mean}$  del 47.3% ed un contributo complessivo della radiazione solare alla produzione dell'energia termica del 50%.

**Tabella 17. Valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e prestazioni globali della configurazione C1 nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

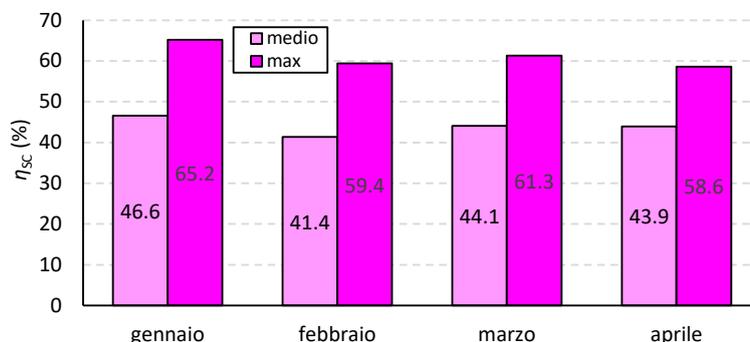
	Valori
<b>Parametri della strategia di controllo</b>	
$T_{BB,on}$ , °C	70
$\Delta T_{BB}$ , °C	2.72
$\Delta T_{SC-HT}$ , °C	2
$T_{HT,max}$ , °C	90.0
$T_{min,ac,ABS}$ , °C	10
load factor	1.73
<b>Indici di prestazione</b>	
$\eta_{th+c,l,mean}$ (%)	47.3
SF (%)	50
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th,tot}$ )	0.0
$L_{c,unmet}$ (% $L_{c,tot}$ )	0.03
$\Delta PE$ (kWh)	13263.4
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	2616.8

Come evidenziato in Figura 38a, l'energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa diminuisce progressivamente nel periodo di tempo compreso tra gennaio ed aprile. Pertanto la frazione solare su base mensile cresce, passando da poco più del 40% (gennaio) a circa il 60% (aprile) (Figura 38b).



**Figura 38. Configurazione C1: andamento mensile dell'energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa e dal campo di collettori solari (a) e della frazione solare (b) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

Focalizzando l'attenzione sulle prestazioni dei componenti del sistema adibiti alla produzione di energia termica, si nota come l'efficienza media mensile dei collettori solari sia compresa tra circa il 41% (febbraio) ed il 47% (gennaio), mentre i valori massimi oscillano tra circa il 59% (aprile) e l'65% (gennaio) (Figura 39). Per quanto riguarda la caldaia a biomassa, invece, la Tabella 18 riassume i valori dell'efficienza e le potenze erogate (medie e massime), i consumi di biomassa e, infine, il numero complessivo di accensioni e spegnimenti. Si nota, in particolare, come la potenza erogata mediamente nelle ore di accensione sia sempre prossima ai 29 kW, mentre la potenza massima coincide con il valore nominale (30.7 kW). Complessivamente il consumo di biomassa è pari a circa 1431 kg, di cui circa un terzo si verifica nel mese di gennaio, nel quale si verifica il maggior numero di accensioni e spegnimenti.



**Figura 39. Configurazione C1: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

**Tabella 18. Configurazione C1: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

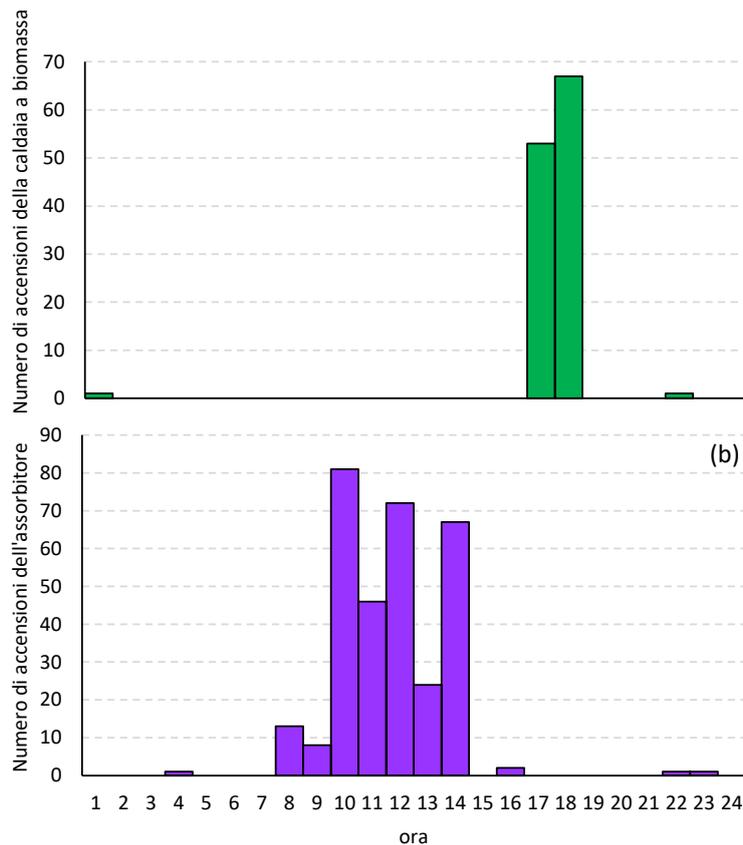
	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	$q_{BIO}$ (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
gennaio	29.3	30.7	91.0	91.2	449.3	64
febbraio	29.1	30.7	91.0	91.2	347.5	58
marzo	29.9	30.7	91.1	91.2	337.3	62
aprile	29.2	30.7	91.0	91.2	297.3	60

Per quanto riguarda la macchina ad assorbimento, la potenza frigorifera erogata mediamente su base mensile ( $P_{ABS,mean}$ ) varia tra un minimo di 15 kW (febbraio) ad un massimo di 18 kW (marzo), a cui corrispondono valori dell'energy efficiency ratio ( $EER_{ABS,mean}$ ) rispettivamente pari a 0.78 e 0.73; i valori massimi della potenza frigorifera prodotta si attestano intorno a 22 kW, mentre quelli dell'energy efficiency ratio ( $EER_{ABS,max}$ ) sono sempre pari a 0.82.

**Tabella 19. Configurazione C1: parametri prestazionali dell'assorbitore nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

	$P_{ABS,mean}$ (kW)	$P_{ABS,max}$ (kW)	$EER_{ABS,mean}$ (-)	$EER_{ABS,max}$ (-)	$n_{ON-OFF,ABS}$ (-)
gennaio	15.8	21.4	0.78	0.82	91
febbraio	15.0	22.3	0.78	0.82	87
marzo	17.8	22.4	0.75	0.82	91
aprile	18.0	22.5	0.73	0.82	92

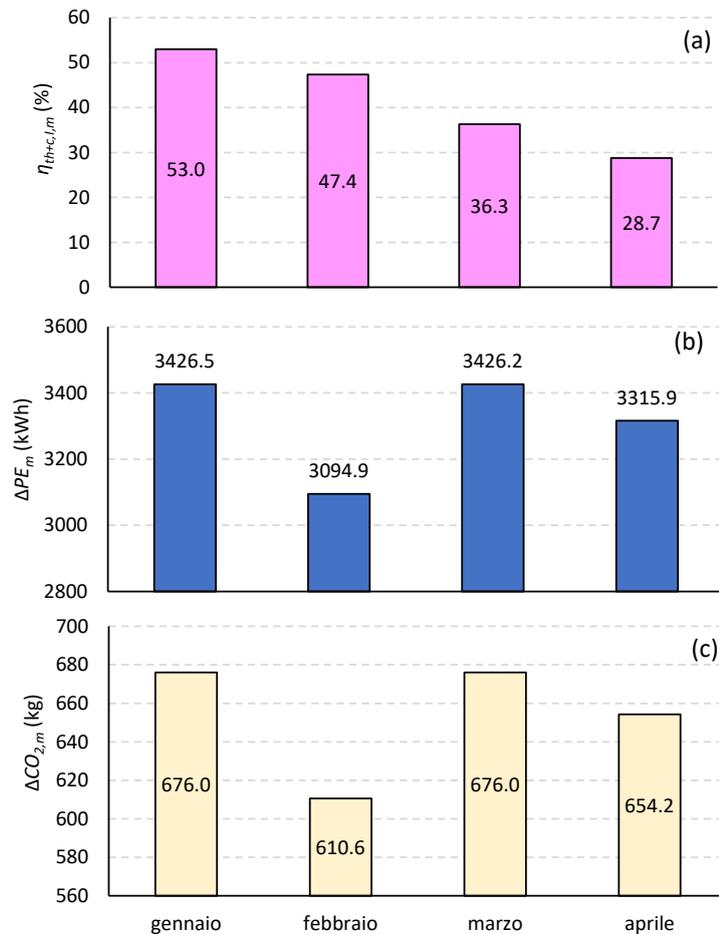
La Figura 40a mostra, in particolare, come il numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra gennaio e febbraio sia particolarmente concentrato nell'intervallo di tempo compreso tra le ore 16 e le ore 18, ovvero in concomitanza alle richieste di energia termica per i lavaggi delle apparecchiature, coerentemente con il fatto che la temperatura all'interno del serbatoio diminuisce sia per effetto della diminuzione della radiazione solare, che delle richieste di energia termica dell'assorbitore nelle ore precedenti a quelle suddette. Infine, la Figura 40b conferma come la macchina ad assorbimento operi prevalentemente in concomitanza alle massime richieste di energia frigorifera da parte dell'utenza (ovvero tra le ore 7 e le ore 14).



**Figura 40. Configurazione C1: numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa (a) e dell'assorbitore (b) in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

Infine, la Figura 41 riassume l'andamento delle prestazioni del sistema di poligenerazione nel periodo di simulazione considerato. In particolare, l'efficienza di generazione dell'energia termica e frigorifera su base mensile ( $\eta_{th+c,l,m}$ ) supera il 50% nel mese di gennaio, mentre si riduce nei mesi successivi, a causa del progressivo ridursi del contributo della caldaia a biomassa in favore della radiazione solare alla produzione di energia termica (Figura 41a).

Quindi, sono stati valutati i risparmi di energia primaria non rinnovabile ed emissioni di CO<sub>2</sub> evitate rispetto ad un sistema di riferimento di tipo convenzionale, in grado di produrre la medesima quantità di energia termica e frigorifera richieste dall'utenza. In particolare, in questo caso di studio il sistema di riferimento è costituito da una caldaia a gas naturale, avente un'efficienza ( $\eta_{ref}$ ) pari al 90% e da una pompa di calore a compressione avente un energy efficiency ratio ( $EER_{ref}$ ) di 3.8. Si osserva, in particolare, che l'impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa consenta di risparmiare complessivamente tra gennaio ed aprile circa 13 MWh di energia primaria non rinnovabile, evitando così l'emissione in atmosfera di oltre 2600 kg di CO<sub>2</sub>.



**Figura 41. Configurazione C1: efficienza media mensile di generazione dell'energia termica e frigorifera (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con  $\eta_{ref}=90\%$  e pompa di calore con  $EER_{ref}=3.8$ ) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

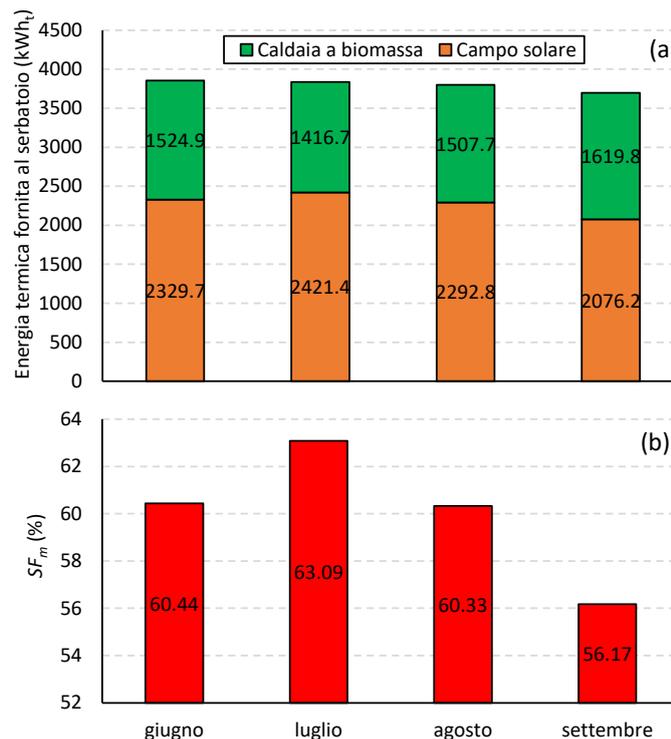
### Funzionamento in regime estivo

Le prestazioni della configurazione C1 sono state valutate anche in regime estivo, considerando come intervallo di simulazione il periodo compreso tra giugno e settembre. La Tabella 20 riassume i valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e le corrispondenti prestazioni globali del sistema di poligenerazione. Grazie alla maggiore disponibilità di radiazione solare, la configurazione C1 è in grado di soddisfare i fabbisogni di energia termica e frigorifera corrispondenti ad una lavorazione giornaliera di latte superiore di circa il 6% (1840 kg/giorno) rispetto a quella valutata in regime invernale. I parametri della strategia di controllo subiscono rispetto al regime invernale delle variazioni abbastanza contenute; in particolare, si riscontrano lievi riduzioni di  $\Delta T_{BB}$  e di  $T_{min,ac,ABS}$ , mentre gli altri parametri rimangono praticamente invariati.

**Tabella 20. Valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e prestazioni globali della configurazione C1 nel periodo compreso tra giugno e settembre**

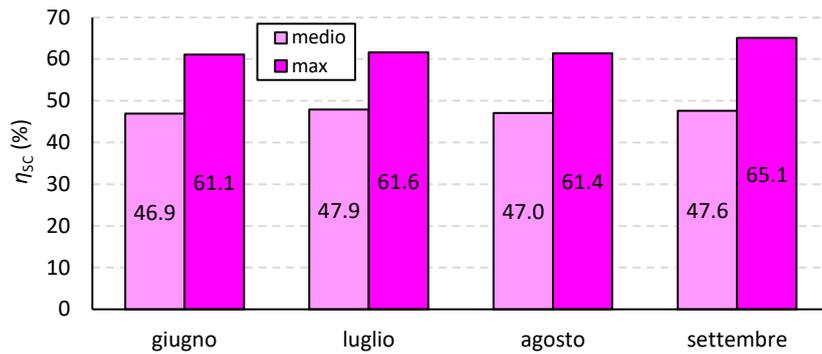
	Valori
<b>Parametri della strategia di controllo</b>	
$T_{BB,on}$ , °C	70.0
$\Delta T_{BB}$ , °C	2.68
$\Delta T_{SC-HT}$ , °C	2.03
$T_{HT,max}$ , °C	90.0
$T_{min,ac,ABS}$ , °C	9.93
load factor	1.84
<b>Indici di prestazione</b>	
$\eta_{th+c,I,mean}$ (%)	26.3
SF (%)	60.1
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th,tot}$ )	0
$L_{c,unmet}$ (% $L_{c,tot}$ )	0
$\Delta PE$ (kWh)	14354.5
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	2832.0

Come evidenziato in Figura 42, il contributo della radiazione solare alla produzione di energia termica a livello mensile risulta sempre superiore al 50%, raggiungendo punte del 63% nel mese di luglio.



**Figura 42. Configurazione C1: andamento mensile dell'energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa e dal campo di collettori solari (a) e della frazione solare (b) nel periodo compreso tra giugno e settembre**

Per quanto riguarda le prestazioni dei componenti del sistema di poligenerazione, si riscontra un generale incremento dell'efficienza dei collettori solari, grazie all'incremento della temperatura esterna a cui corrisponde una riduzione delle perdite termiche. Pertanto, l'efficienza media si attesta intorno al 47%, mentre quella massima oscilla tra un minimo del 61% (giugno) ad un massimo del 65% (settembre).



**Figura 43. Configurazione C1: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra giugno e settembre**

Non si riscontrano invece sostanziali differenze nel funzionamento della caldaia a biomassa, sia in termini di potenze erogate, che di efficienze e numero di accensioni e spegnimenti; si evidenzia, tuttavia, una diminuzione del consumo complessivo di biomassa pari a circa il 12% (1256.1 kg), come conseguenza diretta dell'incremento della frazione solare. Inoltre, rispetto a quanto evidenziato in regime invernale, l'attivazione della caldaia si realizza praticamente solo nell'intervallo di tempo compreso tra le ore 17 e le ore 18 (Tabella 18).

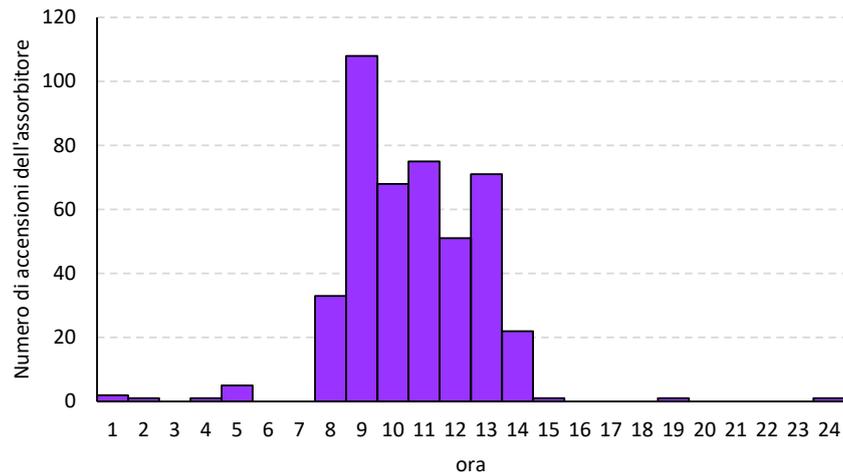
Infine, per quanto riguarda la macchina frigorifera ad assorbimento, l'aumento del carico frigorifero determina un leggero incremento della  $P_{ABS,mean}$  ed una corrispondente diminuzione di  $EER_{ABS,mean}$  rispetto a quanto evidenziato in regime invernale. Piuttosto significativo è invece l'aumento di  $n_{ON-OFF,ABS}$ , che complessivamente passa da 361 a 880 (Tabella 22). Inoltre,  $n_{ON-OFF,ABS}$  risulta praticamente doppio rispetto al numero delle sole accensioni (Figura 44); pertanto, rispetto a quanto visto nel regime invernale, il funzionamento dell'assorbitore risulta evidentemente più discontinuo.

**Tabella 21. Configurazione C1: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra giugno e settembre**

	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	$q_{BIO}$ (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
giugno	29.5	30.7	91.1	91.2	315.6	62
luglio	29.7	30.7	91.1	91.2	293.2	62
agosto	29.3	30.7	91.0	91.2	312.1	62
settembre	29.6	30.7	91.1	91.2	335.2	60

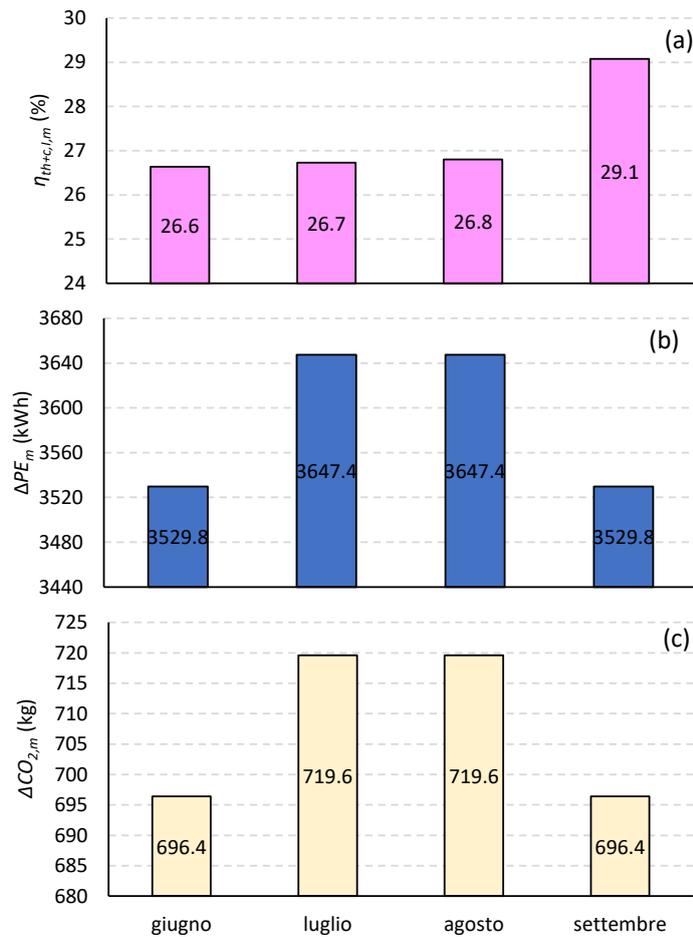
**Tabella 22. Configurazione C1: parametri prestazionali dell'assorbitore nel periodo compreso tra giugno e settembre**

	$P_{ABS,mean}$ (kW)	$P_{ABS,max}$ (kW)	$EER_{ABS,mean}$ (-)	$EER_{ABS,max}$ (-)	$n_{ON-OFF,ABS}$ (-)
giugno	16.6	22.6	0.71	0.82	210
luglio	16.5	22.6	0.70	0.81	220
agosto	14.2	22.4	0.68	0.82	238
settembre	16.4	22.6	0.73	0.81	212



**Figura 44. Configurazione C1: numero complessivo di accensioni dell'assorbitore in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

La diminuzione della produzione di energia termica ad opera della caldaia in favore di quella da fonte solare determina evidentemente una significativa diminuzione dell'efficienza di generazione dell'energia termica e frigorifera; come evidenziato in Figura 45a,  $\eta_{th+c,l,m}$  rimane praticamente sempre al di sotto del 27%, tranne nel mese di settembre dove approssima il 30% per effetto della minore frazione solare. La configurazione C1 consente inoltre di risparmiare nel periodo compreso tra giugno e settembre oltre. Con riferimento all'unità di latte trattato nel sito produttivo, si riscontra inoltre un lieve incremento ( $\approx 2\%$ ) dei risparmi di energia primaria (7.8 kWh/t latte) e di emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (1.54 kg CO<sub>2</sub>/t latte); considerando quindi l'intero periodo di simulazione, la configurazione C1 permette un risparmio complessivo di energia primaria pari a 14 MWh (Figura 45b), evitando così l'emissione in atmosfera di circa 2830 kg di CO<sub>2</sub> (Figura 45c).



**Figura 45. Configurazione C1: efficienza media mensile di generazione dell'energia termica e frigorifera (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con  $\eta_{ref}=90\%$  e pompa di calore con  $EER_{ref}=3.8$ ) nel periodo compreso tra giugno e settembre**

### 5.3.2 Configurazione C2: impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile

Nella configurazione C2, il campo di collettori solari è destinato alla produzione di energia termica che viene stoccata nel serbatoio di accumulo caldo e quindi inviata all'utenza in rapporto ai fabbisogni associati alle fasi di lavaggio delle apparecchiature, a patto che  $T_{HT} \geq T_{user,th} = 65^\circ C$ . Viceversa, la pompa di calore geotermica provvede alla produzione di energia frigorifera da destinare al soddisfacimento delle richieste legate al raffreddamento del latte post-pastorizzazione, sempre che la temperatura all'interno del volano termico ( $T_{VT}$ ) sia minore o uguale di quella richiesta dall'utenza ( $T_{user,c} = 12^\circ C$ ). Tale scelta operativa è principalmente legata al livello di temperatura dell'energia termica richiesta dall'utenza, che non risulta compatibile con quello normalmente ottenibile attraverso l'impiego della pompa di calore geotermica in modalità di riscaldamento.

I parametri che regolano la strategia di controllo della configurazione C2 sono i seguenti:

- la minima differenza tra la temperatura dell'acqua uscente dai collettori solari e la temperatura del serbatoio di accumulo caldo per l'attivazione della pompa del circuito solare ( $\Delta T_{SC-HT}$ );
- la massima temperatura raggiunta dal serbatoio di accumulo caldo ( $T_{HT,max}$ );
- la minima temperatura di accensione della pompa di calore geotermica ( $T_{min,ac,GHP}$ ).

Nella Tabella 23 sono riassunti i valori minimi e massimi dei parametri della strategia di controllo, tra cui è stato inserito anche il fattore di carico ( $l_f$ ), che consente di variare i profili di carico di energia termica e frigorifera in rapporto alla capacità del sito produttivo.

**Tabella 23. Parametri della strategia di controllo della configurazione C2: assunzioni relative ai valori in condizioni di base e ai campi di variabilità**

	Valore minimo	Valore massimo
$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	2	8
$T_{HT,max}$ (°C)	80	95
$T_{min,ac,GHP}$ (°C)	6	10
$l_f$	0.1	5

Pertanto, utilizzando lo strumento di analisi *Response Optimization*, è stato possibile individuare i valori dei parametri della strategia di controllo in grado di massimizzare l'efficienza media di generazione dell'energia termica e frigorifera nel periodo di simulazione considerato, garantendo al contempo la minimizzazione dei carichi termici e frigoriferi insoddisfatti.

In particolare, l'efficienza media di generazione dell'energia termica ad opera del campo solare è valutata come segue:

$$\eta_{th,I,mean} = \frac{\int_{t_i}^{t_f} \eta_{th,I} dt}{t_f - t_i} \quad (9)$$

dove

$$\eta_{th,I} = \frac{\int_0^t P_{th,user} dt}{\int_0^t (P_{rad,inc}) dt} \quad (10)$$

Inoltre l'efficienza media di generazione dell'energia frigorifera ad opera della pompa di calore geotermica è calcolata attraverso il rapporto di energia primaria, che rappresenta il rapporto tra l'energia frigorifera prodotta e l'energia primaria spesa per conseguire l'effetto utile:

$$REP_{c,I,mean} = \frac{\int_{t_i}^{t_f} REP_{c,I} dt}{t_f - t_i} \quad (11)$$

con

$$REP_{c,I} = \frac{\int_0^t P_{c,user} dt}{\int_0^t (P_{GHP,el}/\eta_{grid}) dt} \quad (12)$$

### Funzionamento in regime invernale

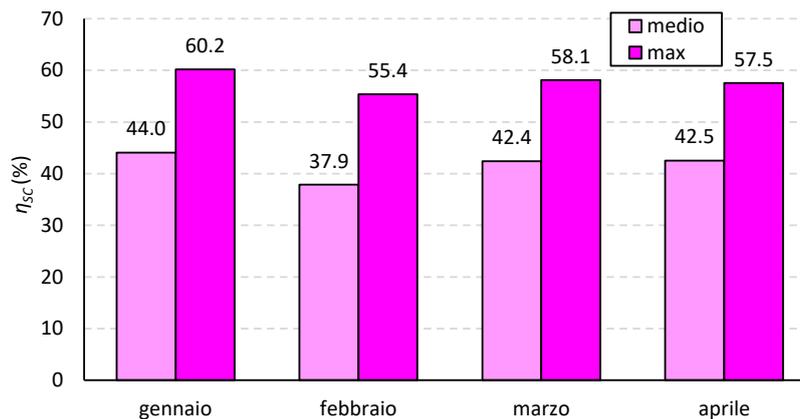
La Tabella 24 sintetizza i valori ottimali dei parametri della strategia di controllo della configurazione C2 in regime invernale. In tali condizioni operative, il sistema di poligenerazione è in grado di soddisfare i fabbisogni di energia termica e frigorifera corrispondenti ad una portata di latte trattato di 500 kg/giorno, ovvero significativamente inferiore rispetto alla configurazione C1 (1730 kg/s); inoltre l'efficienza media

di generazione dell'energia termica ( $\eta_{th,I,mean}$ ) è di circa il 38%, mentre il rapporto di energia primaria relativo alla produzione di energia frigorifera ( $REP_{C,I,mean}$ ) corrisponde a 2.1.

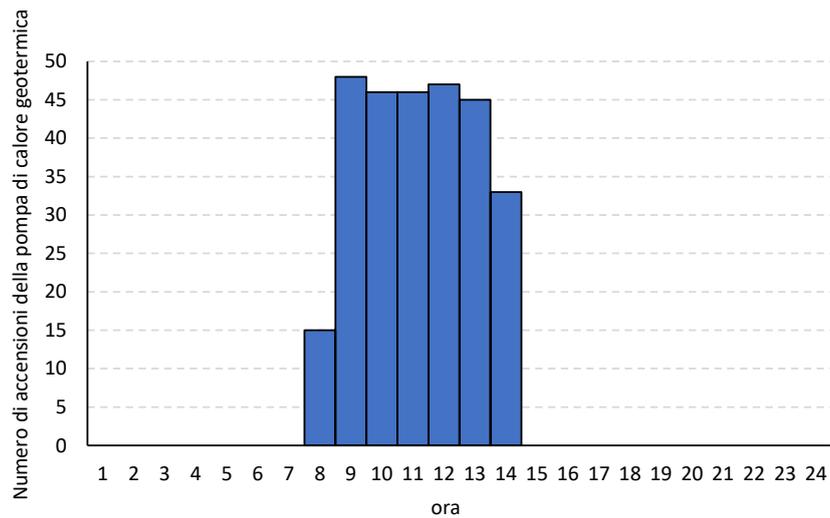
**Tabella 24. Valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e prestazioni globali della configurazione C2 nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

	Valori
Parametri della strategia di controllo	
$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	2
$T_{HT,max}$ (°C)	95
$T_{min,ac,GHP}$ (°C)	10
$l_f$	0.5
Indici di prestazione	
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	37.9
$REP_{C,I,mean}$	2.1
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th,tot}$ )	1.7
$L_{c,unmet}$ (% $L_{c,tot}$ )	0.0
$\Delta PE$ (kWh)	3591.5
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	720.9

Sono state quindi esaminate le prestazioni dei componenti principali del sistema di poligenerazione. Rispetto alla configurazione C1 operante nel medesimo periodo di simulazione, si osserva una diminuzione dell'efficienza dei collettori solari a tubi evacuati, sia in termini di valori medi che massimi (Figura 46). Per quanto riguarda la pompa di calore geotermica, la potenza frigorifera erogata ( $P_{C,GHP}$ ) ed il corrispondente energy efficiency ratio ( $EER_{GHP}$ ) si mantengono praticamente costanti nell'intero periodo, attestandosi rispettivamente a 11.1 kW e 5.1. Inoltre la potenza elettrica complessivamente consumata è pari a 83.2 kWh. In accordo a quanto precedentemente osservato per l'assorbitore nella configurazione C1, l'attivazione della pompa di calore geotermica si verifica in perfetta concomitanza con i carichi di energia frigorifera dell'utenza; tuttavia, rispetto al caso dell'assorbitore, il numero di accensioni nel periodo di funzionamento risulta molto più uniforme, come mostrato in Figura 50.

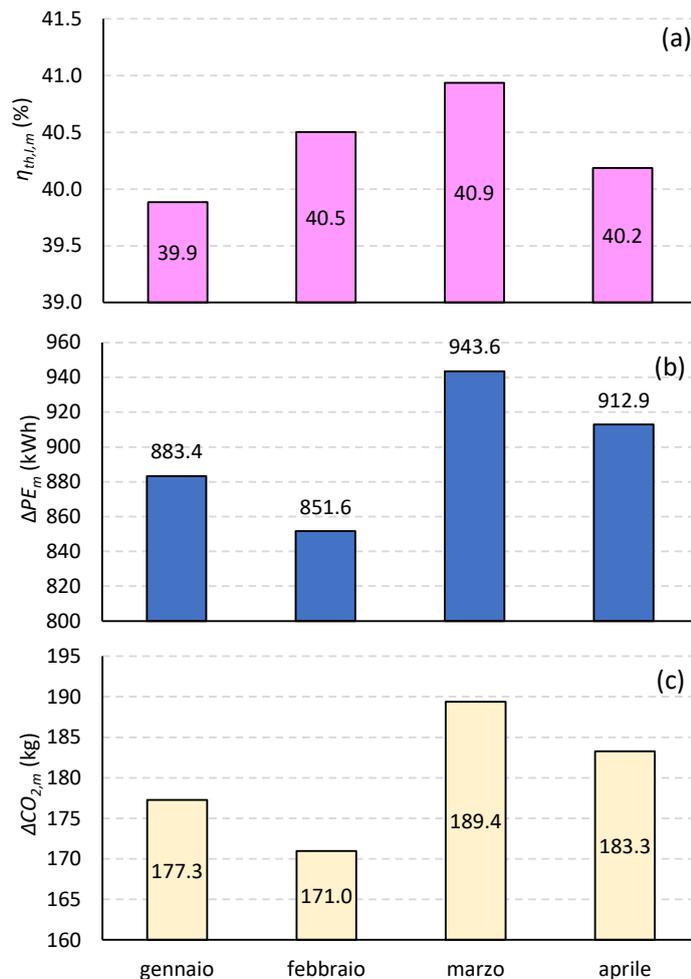


**Figura 46. Configurazione C2: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**



**Figura 47. Configurazione C2: numero complessivo di accensioni della pompa di calore geotermica in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

Infine, la Figura 48 mostra l'andamento mensile dei principali parametri prestazionali della configurazione C2 nel periodo di simulazione compreso tra gennaio ed aprile. In particolare, l'efficienza di generazione di energia termica su base mensile ( $\eta_{th,I,m}$ ) subisce variazioni piuttosto contenute (Figura 48a), oscillando tra poco meno del 40% (gennaio) e circa il 41% (marzo). In accordo a quanto precedentemente osservato per l' $EER_{GHP}$ , anche il rapporto di energia primaria su base mensile ( $REP_{c,I,m}$ ) si mantiene praticamente costante, attestandosi intorno a 2.1. Pertanto, nell'intero periodo di simulazione, la configurazione C2 consente di risparmiare 3592 kWh di energia primaria pari (Figura 48b), evitando così l'emissione in atmosfera di circa 721 kg di CO<sub>2</sub>.



**Figura 48. Configurazione C2: efficienza media mensile di generazione dell'energia termica (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con  $\eta_{ref}=90\%$  e pompa di calore con  $EER_{ref}=3.8$ ) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile**

### Funzionamento in regime estivo

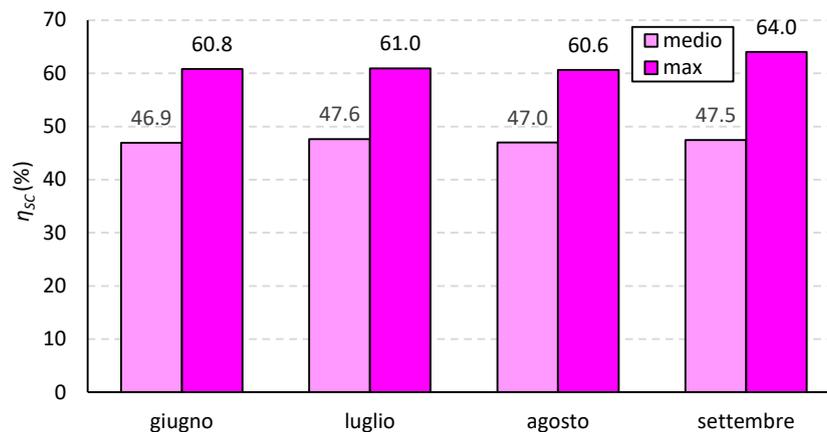
Infine, è stata definita la strategia ottimale di funzionamento della configurazione C2 in regime estivo. Come evidenziato in Tabella 25, il sistema di poligenerazione operante in tali condizioni consente il soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica e frigorifera relativi ad una portata giornaliera di latte trattato doppia (1000 kg/giorno) rispetto a quanto previsto in regime invernale, in virtù della maggiore disponibilità di radiazione solare.

Osservando i parametri individuati in fase di ottimizzazione, si nota come l'incremento del carico frigorifero determini evidentemente un abbassamento della temperatura minima di accensione della pompa di calore geotermica da 10°C a circa 7°C, per effetto del più repentino incremento di temperatura all'interno del volano termico.

**Tabella 25. Valori ottimali dei parametri della strategia di controllo e prestazioni globali della configurazione C1 nel periodo compreso tra giugno e settembre**

	Valori
Parametri della strategia di controllo	
$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	5.0
$T_{HT,max}$ (°C)	94.3
$T_{min,ac,GHP}$ (°C)	7.3
$l_f$	1
Indici di prestazione	
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	49.9
$REP_{c,I,mean}$	2.1
$L_{th,unmet}$ (% $L_{th,tot}$ )	0.0
$L_{c,unmet}$ (% $L_{c,tot}$ )	0.0
$\Delta PE$ (kWh)	7422.7
$\Delta CO_2$ (kg CO <sub>2</sub> evitate)	1490.2

Inoltre, l'incremento della minima differenza di temperatura tra i collettori solari ed il serbatoio di accumulo caldo ( $\Delta T_{SC,HT}$ ) determina un corrispondente aumento dell'efficienza dei collettori solari, sia in termini medi che massimi (Figura 49); in particolare, l'efficienza media si attesta intorno al 47% nell'intero periodo di simulazione, mentre i valori massimi oscillano tra il 61% (giugno) ed il 64% (settembre).



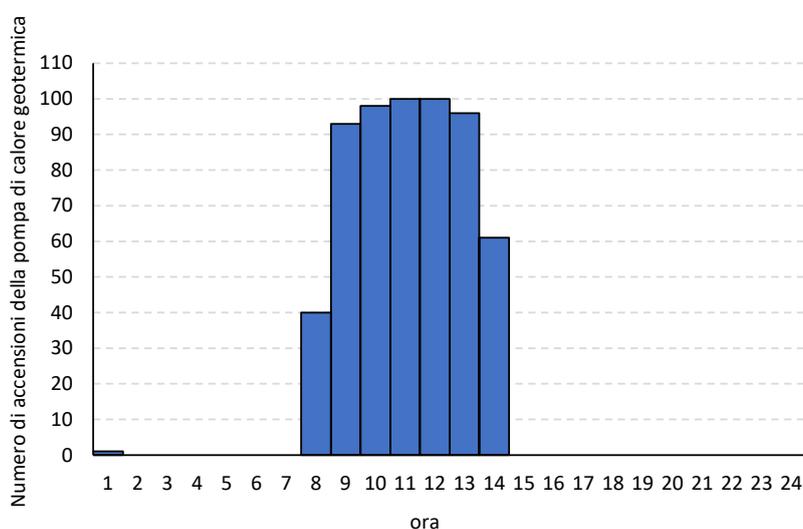
**Figura 49. Configurazione C2: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra giugno e settembre**

La Tabella 26 riassume le prestazioni della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra giugno e settembre. Rispetto a quanto evidenziato in regime invernale, la potenza frigorifera erogata non risulta costante; pertanto,  $P_{c,GHP,mean}$  ( $\approx 10.5$  kW) si attesta su valori leggermente inferiori rispetto a  $P_{c,GHP,max}$  (11-12 kW). L'incremento dei carichi frigoriferi determina una crescita  $n_{ON-OFF,GHP}$  (590) e di  $E_{el,GHP}$  (170.3 kWh) pressoché proporzionale. Inoltre, come evidenziato in Figura 50, anche l'andamento nel tempo del numero di accensioni nel corso della giornata ricalca quello osservato in regime invernale; pertanto,

l'attivazione della pompa di calore geotermica risulta particolarmente frequente tra le ore 8 e le ore 13, riducendosi drasticamente negli intervalli 7-8 e 13-14.

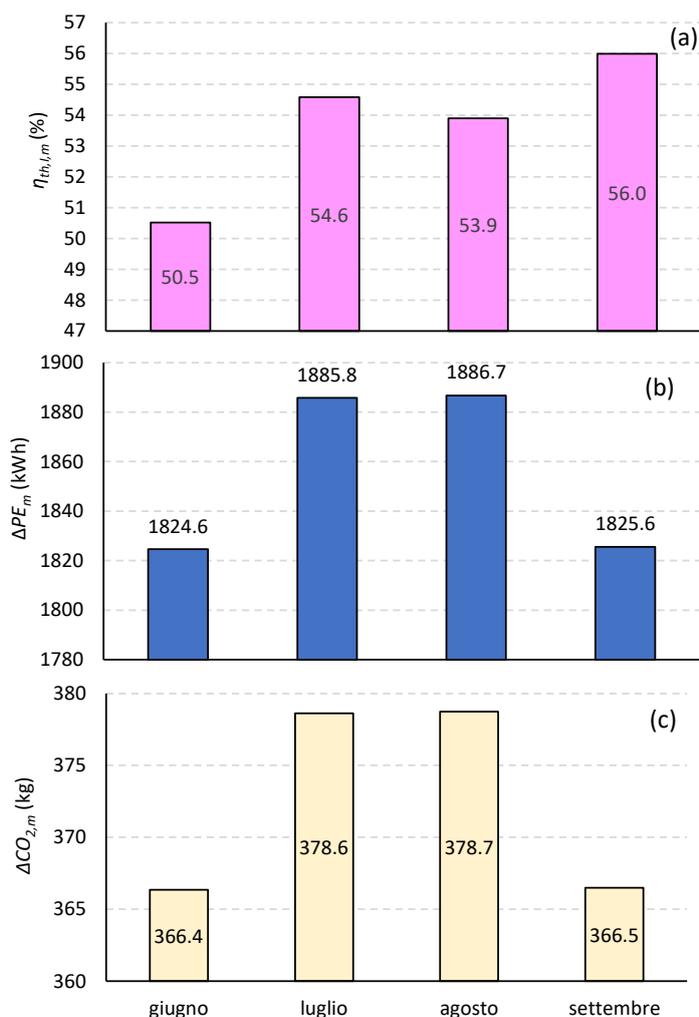
**Tabella 26. Configurazione C2: parametri prestazionali della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra giugno e settembre**

	$P_{c,GHP,mean}$ (kW)	$P_{c,GHP,max}$ (kW)	$EER_{GHP,mean}$ (-)	$EER_{GHP,max}$ (-)	$E_{el,GHP}$ (kWh)	$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)
giugno	10.5	12.1	5.1	5.6	42.2	148
luglio	10.5	11.0	5.1	5.1	43.4	152
agosto	10.4	11.0	5.1	5.1	43.0	152
settembre	10.5	11.0	5.1	5.1	41.7	138



**Figura 50. Configurazione C2: numero complessivo di accensioni della pompa di calore geotermica in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra giugno e settembre**

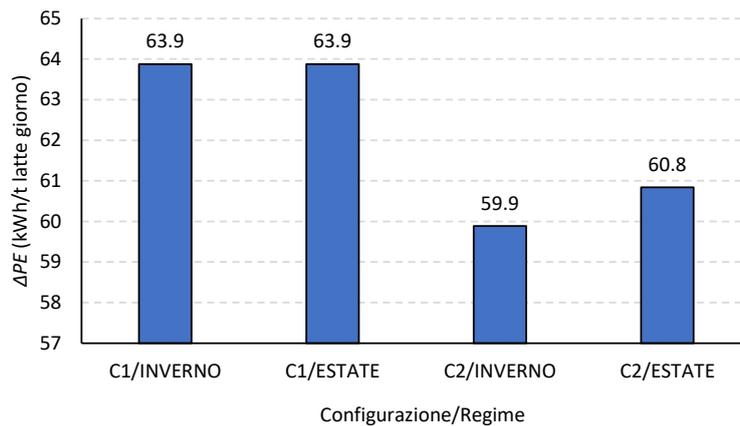
L'incremento dell'efficienza dei collettori solari si riflette positivamente su  $\eta_{th,I,m}$  che oscilla tra un minimo di circa il 51% (giugno) ad un massimo del 56% (settembre) (Figura 51a). Per quanto riguarda invece la produzione di energia frigorifera,  $REP_{c,I,m}$  si mantiene praticamente costante e pari a circa 2.1. Complessivamente la configurazione C2 in regime estivo determina un risparmio di energia primaria di circa 7423 kWh e l'emissione in atmosfera di oltre 1490 kg di CO<sub>2</sub>.



**Figura 51. Configurazione C2: efficienza media mensile di generazione dell'energia termica (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con  $\eta_{ref}=90\%$  e pompa di calore con  $EER_{ref}=3.8$ ) nel periodo compreso tra giugno e settembre**

### 5.3.3 Confronto tra le prestazioni energetiche ed economiche delle configurazioni C1 e C2

Infine la Figura 52 consente di mettere a confronto tra i risparmi giornalieri di energia primaria per unità di latte trattato delle configurazioni C1 e C2 al variare del regime di funzionamento. Si nota come la configurazione C1 determini i maggiori risparmi specifici sia nel periodo di funzionamento invernale che estivo, mentre la configurazione C2 risulti particolarmente penalizzata nel periodo invernale, in quanto la produzione di energia termica da fonte solare non è supportata da altre tecnologie come accade per la configurazione C1. Analoghe considerazioni valgono per quanto riguarda le emissioni specifiche di CO<sub>2</sub> evitate, che oscillano tra un minimo di circa 12 kg<sub>CO2</sub>/(t<sub>latte</sub>·giorno) per la configurazione C2 in regime invernale ad un massimo di 12.6 kg<sub>CO2</sub>/(t<sub>latte</sub>·giorno) per la configurazione C1 relativamente all'intero periodo di simulazione.



**Figura 52. Confronto tra i risparmi specifici di energia primaria delle configurazioni C1 e C2 al variare del regime di funzionamento**

Utilizzando il modello per l'analisi economica dei sistemi di poligenerazione sviluppato nel corso della seconda annualità del progetto, sono stati valutati i costi di investimento, di esercizio e manutenzione e quindi gli indici di prestazione economici delle configurazioni C1 e C2 (Tabella 27).

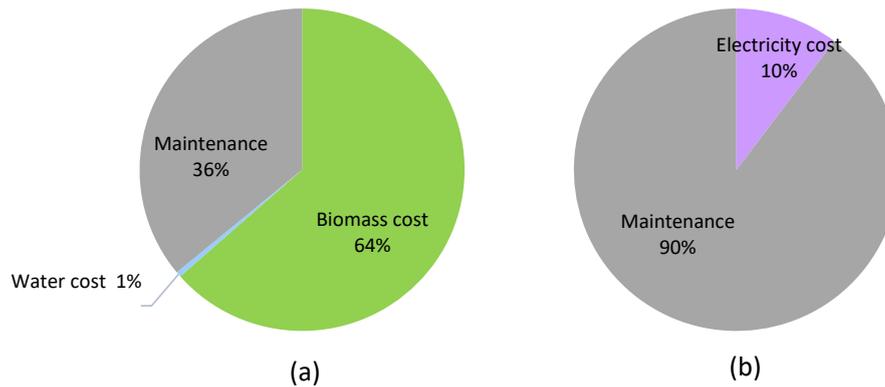
**Tabella 27. Costo dei componenti, costo di investimento e costi di esercizio e manutenzione delle tre configurazioni del sistema di poligenerazione indagate**

	C1	C2
$C_{COMP\_POL}$ (€)	52766.2	46004.7
$C_{INV\_POL}$ (€)	77566.3	67626.8
$C_{O\&M\_POL}$ (€/year)	3823.0	828.1
$C_{POL,a}$ (€/year)	7508.2	4041.1

Essendo rimaste invariate le taglie dei componenti, i costi di investimento delle configurazioni C1 e C2 coincidono con quelli valutati nel par. 4 relativamente all'applicazione dei sistemi di poligenerazione ad una serra agricola. I costi di esercizio e manutenzione, invece, sono strettamente collegati al tipo di applicazione, ovvero all'entità dei carichi termici e frigoriferi e alle caratteristiche dei rispettivi profili temporali. In particolare, si nota come tale voce di costo risulti notevolmente più elevata per la configurazione C1 rispetto alla C2. Come evidenziato nella Figura 53, ciò è da imputare principalmente ai costi della biomassa che contribuiscano per oltre il 60% del totale. Nella configurazione C2, invece, i costi di manutenzione rappresentano la voce più importante (90%), superando di gran lunga quella relativa ai consumi di energia elettrica (10%). Questi ultimi, infatti, risultano piuttosto esigui, essendo i carichi dell'utenza sbilanciati verso le richieste di energia termica.

La Tabella 28 riassume i valori degli indici di prestazione delle configurazioni C1 e C2, valutati sulla base delle assunzioni economiche relative allo scenario di "base" (Tabella 9). In tali condizioni, la configurazione C1 è caratterizzata da un costo di produzione dell'energia termica e frigorifera prodotte del 30% inferiore rispetto alla configurazione C2. Infatti, la configurazione C1, pur essendo caratterizzata da un costo di investimento e da costi di esercizio e manutenzione più elevati, è in grado di soddisfare un carico complessivo (termico e frigorifero) quasi triplo rispetto alla configurazione C2.

Mettendo a confronto il sistema di poligenerazione con un sistema convenzionale di riferimento, la configurazione C2 appare più conveniente in termini economici rispetto alla C1. Infatti la configurazione C2, essendo caratterizzata da un minor valore di  $c_{ratio}$ , determina costi per unità di energia primaria risparmiata (0.10 €/kWh) e di emissioni di CO<sub>2</sub> evitate (0.48 €/kg CO<sub>2</sub>) inferiori rispetto alla configurazione C1.



**Figura 53. Costi di esercizio e manutenzione delle configurazioni C1 (a) e C2 (b) del sistema di poligenerazione al servizio di un'utenza del settore caseario**

**Tabella 28. Indici di prestazione economica delle configurazioni del sistema di poligenerazione**

	C1	C2
$c_{kWh,CAP}$ (€/kWh)	0.128	0.293
$c_{kWh,O\&M}$ (€/kWh)	0.133	0.075
$c_{kWh}$ (€/kWh)	0.261	0.368
$c_{ratio}$ (-)	1.8	1.4
$c_{\Delta PE}$ (€/kWh)	0.12	0.10
$c_{CO_2}$ (€/kg CO <sub>2</sub> )	0.63	0.48

La Figura 54 mette a confronto i parametri economici delle configurazioni C1 e C2 nella situazione di base appena esaminata e nell'ipotesi che il sistema di poligenerazione benefici di un incentivo sul costo di acquisto dei componenti pari al 50% del valore complessivo.

Nel caso della configurazione C1, in presenza di incentivi il  $c_{kWh}$  diminuisce di quasi il 20%, mentre  $c_{\Delta PE}$  e  $c_{CO_2}$  di circa il 40%; ancora più evidente è l'effetto nel caso della configurazione C2, dove  $c_{kWh}$  si riduce di quasi il 30%, mentre  $c_{\Delta PE}$  e  $c_{CO_2}$  assumono valori praticamente nulli.

Infine, è stata condotta un'analisi di scenario per valutare la sensibilità delle prestazioni economiche delle configurazioni C1 e C2 alle assunzioni relative ai costi dei vettori energetici e del tasso di interesse reale. In particolare lo scenario di base è stato messo a confronto con gli scenari ottimistico e pessimistico definiti per le configurazioni C1 (Tabella 10) e C2 (Tabella 11) nel par. 4.1. Si osserva, in particolare, come gli indici di prestazione economici della configurazione C1 siano più sensibili alle variazioni dei parametri economici rispetto alla configurazione C2. Ciò è dovuto al fatto che nella configurazione C1 i costi della biomassa incidono in maniera significativa sui costi operativi, mentre il contrario accade nella configurazione C2 per quanto riguarda i costi dell'energia elettrica. Pertanto, nel caso della configurazione C1, il  $c_{kWh}$  subisce variazioni del  $\pm 20\%$ , passando da 0.21 €/kWh (scenario ottimistico) a 0.31 €/kWh (scenario pessimistico); ancora più marcate le variazioni di  $c_{\Delta PE}$  e  $c_{CO_2}$  ( $\approx \pm 70\%$ ), che oscillano negli intervalli 0.04-0.21 €/kWh e 0.20-1.1 €/kg CO<sub>2</sub> rispettivamente.

Nella configurazione C2, invece, le variazioni risultano inferiori al  $\pm 10\%$  per  $c_{kWh}$  (0.34-0.40 €/kWh), mentre superano di poco il  $\pm 40\%$  per  $c_{\Delta PE}$  (0.06-0.14 €/kWh) e  $c_{CO_2}$  (0.28-0.69 €/kg CO<sub>2</sub>).

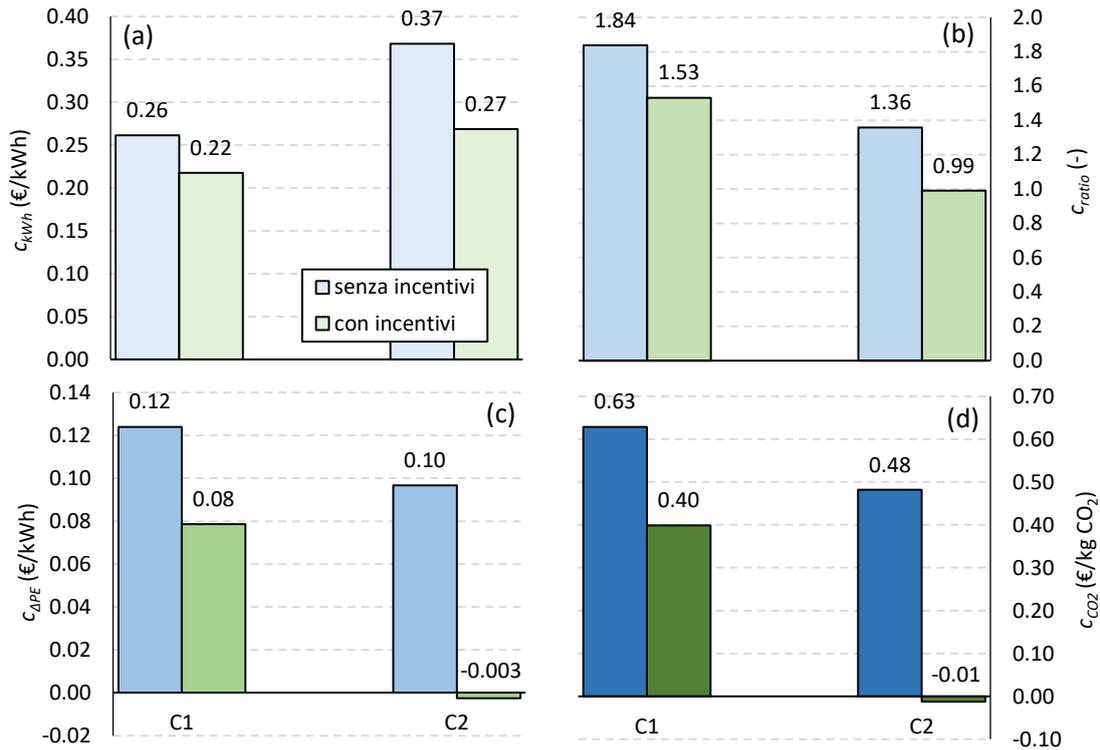


Figura 54. Confronto tra  $c_{kWh}$  (a),  $c_{ratio}$  (b),  $c_{\Delta PE}$  (c) e  $c_{CO2}$  (d) con e senza incentivi per l'acquisto dei componenti delle configurazioni C1 e C2

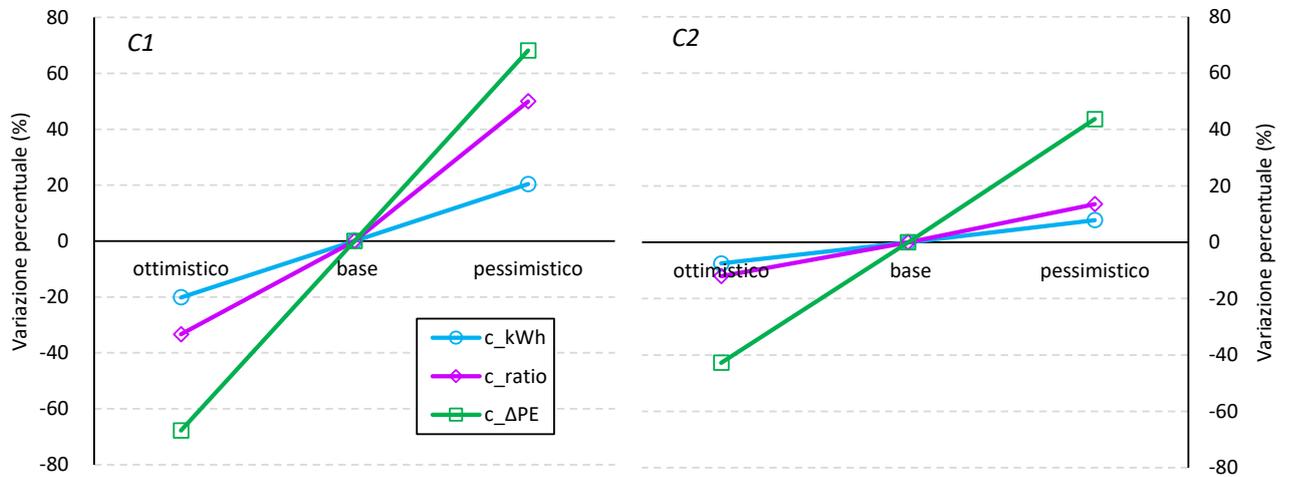


Figura 55. Variazioni percentuali degli indici di prestazione economici rispetto ai valori di base negli scenari "ottimistico" e "pessimistico" per le configurazioni C1 e C2 al servizio di un'utenza del settore caseario

## 6 Conclusioni

Le attività relative alla terza annualità del progetto sono state pesantemente condizionate da fattori esterni. In particolare, la pandemia da Coronavirus ha causato ritardi nella fornitura dei materiali e nella realizzazione delle opere necessarie al completamento dell'impianto pilota del sistema di poligenerazione. Un'ulteriore criticità ha riguardato l'affidabilità del sistema di controllo, che ha reso necessaria una messa a punto più lunga e complessa rispetto a quanto ci si attendeva. Tale circostanza, unita ai ritardi accumulati per il completamento dell'impianto e causati dal ritardo degli approvvigionamenti dei componenti, non ha consentito di giungere ad una piena validazione del modello di simulazione dinamica. Il confronto è stato effettuato sulle configurazioni C1 e C2.

La configurazione C3, che è una combinazione delle configurazioni C1 e C2 e ne rappresenta una ottimizzazione prestazionale è stata studiata esclusivamente con i modelli Simulink, con un grado di dettaglio più elevato rispetto a quanto preventivato, allo scopo di rendere più efficiente la successiva fase di validazione. I risultati di tale studio sono stati inseriti nel rapporto tecnico della seconda annualità (Report RdS/PTR2021/142. 2021), prorogata alla scadenza del progetto.

Nel corso della terza annualità del progetto, è inoltre proseguito lo studio delle configurazioni del sistema di poligenerazione attraverso l'impiego dei modelli energetici ed economici messi a punto nel corso della LA 3.32. In particolare, è stato condotto un confronto delle prestazioni economiche delle tre configurazioni di sistema di poligenerazione (C1, C2 e C3), in funzione della strategia di controllo ("base" oppure "ottimizzata"). A tal fine, sono stati valutati i costi di investimento e di esercizio, i costi di generazione dell'energia prodotta (termica e frigorifera) e di costi per unità di energia primaria risparmiata e di emissioni di CO<sub>2</sub> evitate. Focalizzando l'attenzione sulle configurazioni in condizioni ottimizzate, sono stati altresì valutati i benefici derivanti da potenziali forme di incentivazione per l'acquisto dei componenti dei sistemi di poligenerazione. Quindi, è stata condotta un'analisi di scenario, allo scopo di valutare la sensitività dei parametri economici alle variazioni di parametri quali i costi dei vettori energetici (costo del gas naturale, costo dell'energia elettrica, costo della biomassa) e del tasso di interesse reale.

Infine, sono state esplorate le potenzialità di applicazione dei sistemi di poligenerazione al servizio di processi industriali. L'attenzione è ricaduta sul settore caseario, essendo molteplici le fasi di processo caratterizzate da richieste di energia termica e frigorifera in range di temperatura compatibili con quelli di produzione dei sistemi di poligenerazione oggetto di studio del presente progetto.

In particolare, è stata esaminata un'utenza caratterizzata da fabbisogni di energia termica e frigorifera associati rispettivamente alle fasi di lavaggio delle apparecchiature e di raffreddamento del latte post-pastorizzazione. Lo studio di simulazione condotto sulle configurazioni C1 e C2 ha quindi permesso di identificare i parametri della strategia di controllo e i massimi carichi termici e frigoriferi che possono essere soddisfatti a patto di garantire la massimizzazione dell'efficienza media di generazione dell'energia da parte del sistema di poligenerazione. Quindi è stato effettuato un confronto a parità di carico tra le prestazioni energetiche delle due configurazioni e sono stati valutati anche gli indici di prestazione economici sulla base di differenti scenari.

## 7 Riferimenti bibliografici

1. Puglisi, G.; Giordano, L.; Cancellara, A. Realizzazione Di Un Prototipo Di Sistema Di Poligenerazione e Validazione Del Modello Di Simulazione Dinamica. Report RdS/PTR2021/142. 2021.
2. Tracking Industry 2021 - Analysis and Key Findings. Available online: <https://www.iea.org/reports/tracking-industry-2021> (accessed on 15 March 2022).
3. International Energy Agency (IEA), Clean and Efficient Heat for Industry Available online: <https://www.iea.org/commentaries/clean-and-efficient-heat-for-industry> (accessed on 15 March 2022).

4. Allouhi, A.; Agrouaz, Y.; Benzakour Amine, M.; Rehman, S.; Buker, M.S.; Kousksou, T.; Jamil, A.; Benbassou, A. Design Optimization of a Multi-Temperature Solar Thermal Heating System for an Industrial Process. *Applied Energy* **2017**, *206*, 382–392, doi:10.1016/j.apenergy.2017.08.196.
5. Deutsche Gesellschaft für; Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH Identification of Industrial Sectors Promising for Commercialisation of Solar Energy 2011.
6. Quijera, J.A.; Alriols, M.G.; Labidi, J. Integration of a Solar Thermal System in a Dairy Process. *Renewable Energy* **2011**, *36*, 1843–1853, doi:10.1016/j.renene.2010.11.029.
7. García, J.L.; Porras-Prieto, C.J.; Benavente, R.M.; Gómez-Villarino, M.T.; Mazarrón, F.R. Profitability of a Solar Water Heating System with Evacuated Tube Collector in the Meat Industry. *Renewable Energy* **2019**, *131*, 966–976, doi:10.1016/j.renene.2018.07.113.
8. Chaturvedi, D.K. *Modeling and Simulation of Systems Using MATLAB® and Simulink®*; CRC Press: Boca Raton, 2017; ISBN 978-1-315-21833-5.

## 8 Appendice I: Relazione tecnica sistema di controllo

### Prescrizioni generali

L'impianto dovrà essere realizzato "a regola d'arte" (Legge 186/68), sia per quanto concerne le caratteristiche di componenti e materiali, sia per la messa in opera in fase di installazione. A tal fine dovranno essere rispettate le norme, prescrizioni e regolamenti emanati dagli organismi competenti in relazione alle diverse parti dell'impianto stesso, alcune delle quali verranno richiamate nella presente relazione laddove opportuno.

La Ditta installatrice, per tutte le operazioni da eseguire nel cantiere, è soggetta alla piena osservanza delle disposizioni derivanti da Leggi, Regolamenti e Norme in vigore per le opere di costruzioni elettriche.

Quest'ultima è in particolare richiamata ad osservare quanto prescritto dal D.M. 37/08 e dal Testo unico sulla sicurezza D.Lgs. 81/08 nonché le normative CEI ed UNI di seguito elencate.

### Leggi e norme

- D.Lgs n° 81/08 "Testo unico sicurezza" e s.m.i.
- Legge n°186/68 "Disposizioni concernenti la produzione di materiali, apparecchiature, macchinari, installazione di impianti elettrici ed elettronici"
- Legge n°791/77 "Attuazione della direttiva del consiglio della Comunità Europea (n°73/23/CEE) relativa alle garanzie di sicurezza che deve possedere il materiale elettrico destinato ad essere utilizzato entro alcuni limiti di tensione"
- D.M. n°37/08 "Regolamento concernente l'attuazione dell'articolo 11-quaterdecies, comma 13, lettera a) della legge n. 248 del 2005, recante riordino delle disposizioni in materia di attività di installazione degli impianti all'interno degli edifici"
- D.Lgs n°476/92 "Direttiva del Consiglio d'Europa sulla compatibilità elettromagnetica"
- D.Lgs n°626/96 e n°277/97
- CEI 0-16: "Regola tecnica di riferimento per la connessione di Utenti attivi e passivi alle reti AT ed MT delle imprese distributrici di energia elettrica"
- CEI 99-2: "Impianti elettrici con tensione superiore a 1 kV in c.a. Parte 1: Prescrizioni comuni"
- CEI 99-3: "Messa a terra degli impianti elettrici a tensione superiore a 1 kV in c.a."
- CEI 11-17: "Impianti di produzione, trasmissione e distribuzione pubblica di energia elettrica - Linee in cavo"
- CEI 0-21: "Regola tecnica di riferimento per la connessione di Utenti attivi e passivi alle reti BT delle imprese distributrici di energia elettrica"
- CEI EN 61439 "Apparecchiature assiemate di protezione e di manovra per bassa tensione"
- CEI 64-8 "Impianti elettrici utilizzatori a tensione nominale non superiore a 1000V in corrente alternata e a 1500V in corrente continua"
- CEI 64-50 "Edilizia residenziale - Guida per l'integrazione nell'edificio degli impianti elettrici utilizzatori, ausiliari e telefonici"
- CEI 64-12 "Guida per l'esecuzione dell'impianto di terra negli edifici per uso residenziale e terziario"
- CEI 11-20 "Impianti di produzione di energia elettrica e gruppi di continuità collegati a reti di I e II categoria"
- EN 50171 "Sistemi di alimentazione centralizzata"
- CEI EN 62040 "Sistemi statici di continuità (UPS)"

- CEI EN 50272 “Prescrizioni di sicurezza per batterie di accumulatori e loro installazioni”

## Introduzione

Ogni processo automatico è realizzabile mediante un’opportuna disponibilità e combinazione di tre fattori fondamentali:

- Energia
- Informazione
- Controllo

Lo sviluppo del sistema di seguito descritto parte dalla necessità di ridurre fino ad eliminare l’intervento umano nei processi che combinano tali fattori fondamentali lasciando comunque una supervisione costante delle grandezze acquisite ed elaborate.

Le motivazioni che hanno portato alla sperimentazione di un unico sistema di automazione flessibile in grado di essere applicato nella maggior parte degli impianti standard che coinvolgono produzione ed utilizzazione delle energie, soprattutto di tipo termico, si potrebbero riassumere in alcuni capisaldi ormai noti: produrre energia è oneroso, a volte pericoloso e non se ne dispone sempre nella quantità necessaria soprattutto nei momenti di reale necessità; lasciare il controllo e la gestione delle informazioni all’utente finale non è sempre possibile perché il soggetto potrebbe non disporre delle capacità e della precisione necessaria a coordinare i processi in gioco.

Grazie alla messa in servizio di componenti propri dell’automazione programmabile, invece, si rende possibile non solo lasciare il funzionamento degli impianti supervisionati alle logiche preimpostate ma anche dare la possibilità di modificare facilmente le configurazioni entro i limiti di sicurezza che caratterizzano gli impianti stessi.

## Impianti e sistemi in campo

Per la realizzazione del particolare sistema di automazione si è partiti dallo studio degli impianti da controllare e dei relativi dispositivi in campo.

Alcuni dei dispositivi già installati dispongono di schede di interfacciamento per il controllo diretto attraverso i **protocolli di comunicazione** (Modbus e IO-Link) mentre altri dispongono di semplici **contatti di segnale** (analogici e digitali) per il comando e la supervisione.

Di seguito si riportano le due tabelle riassuntive che indicano le tipologie di dispositivi e le modalità di interfacciamento utilizzate per il collegamento con il sistema di automazione:

DISPOSITIVI CON PROTOCOLLO DI COMUNICAZIONE				
Funzione	Marca	Modello	Comunicazione	Q.Tà
Analizzatore di rete elettrica	FRER	Q52D3H063 M 4C 2	ModBus RS485	2

Modulo di interfaccia Pompa di ricircolo	WILO	Stratos 2097808	ModBus RS485	4
Sensore di flusso	AUTOSEN	AS005	IO-LINK – M12	5
Pompa di calore ARIA/ACQUA	AERMEC	ANLI HX 30kW	ModBus RS485	1
Pompa di calore Geotermica	FIORINI	GEO HFE 20	ModBus RS485	1

<b>DISPOSITIVI CON CONTATTI DI SEGNALE</b>				
<b>Funzione</b>	<b>Marca</b>	<b>Modello</b>	<b>Segnale</b>	<b>Q.Tà</b>
Sensore di flusso	AUTOSEN	AS006	DC 4...20 mA	1
Sensore di flusso	AUTOSEN	AS010	DC 4...20 mA	3
Pompa ON/OFF (area serra)	WILO	RS25/6-3	230Vac	1
Valvola a tre vie (area assorbitore)	SIEMENS	SKD62	DC 0...10 V	2
Valvola a due vie (area serra)			On/Off 24Vdc	2
Valvola a tre vie (miscelatrice)	SAUTER	AVM115F120	DC 0...10 V	1
Valvola a tre vie (dry-cooler)	CALEFFI	638	230Vac	1
PT100			variazione $\Omega$	28
Sensori			DC 0...10 V	6

## Sistema di automazione

Il particolare sistema di automazione è stato progettato e realizzato all'interno di tre quadri in resina termoindurente di dimensioni esterne pari a:

- QUADRO DI AUTOMAZIONE AREA CALDAIE (21061001) 450x505x220 mm.
- QUADRO DI AUTOMAZIONE AREA ASSORBITORE (21061002) 560x655x260 mm.
- QUADRO DI AUTOMAZIONE AREA SERRA (21061003) 450x505x220 mm.

I dispositivi e gli accessori installati all'interno di ogni singolo quadro sono distribuiti su tre barre DIN:

- da 18 moduli cadauna, per i quadri CALDAIA e SERRA;
- da 24 moduli cadauna, per il quadro ASSORBITORE.

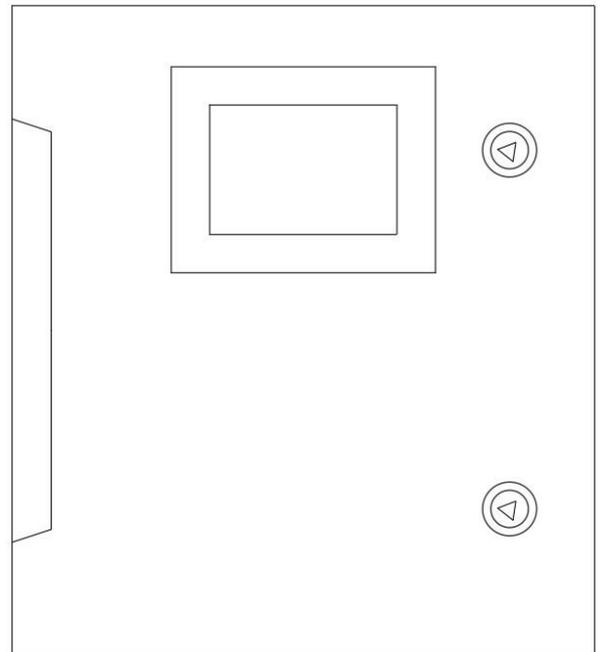
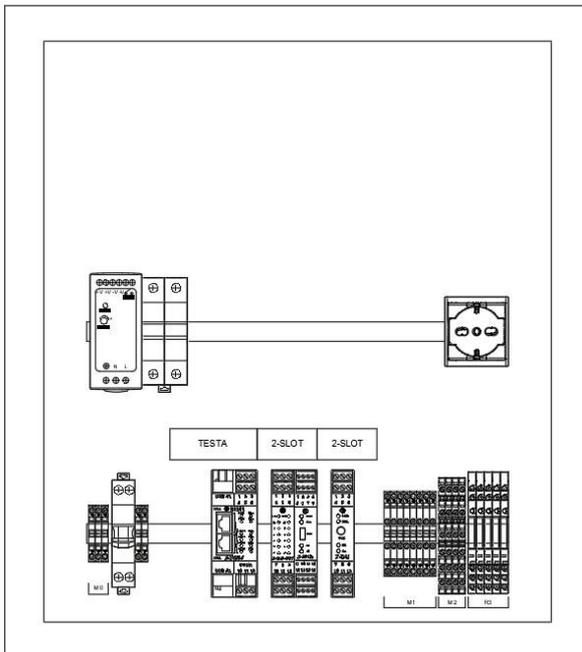
Di seguito si riporta l'equipaggiamento di ogni singolo quadro.

#### Q.A. Area Caldaie

Costituisce il cuore del sistema contenendo al suo interno sia l'unità logica di controllo (PLC), sia il pannello di comando touch screen remotizzato (HMI).

Il quadro è costituito dalle seguenti apparecchiature:

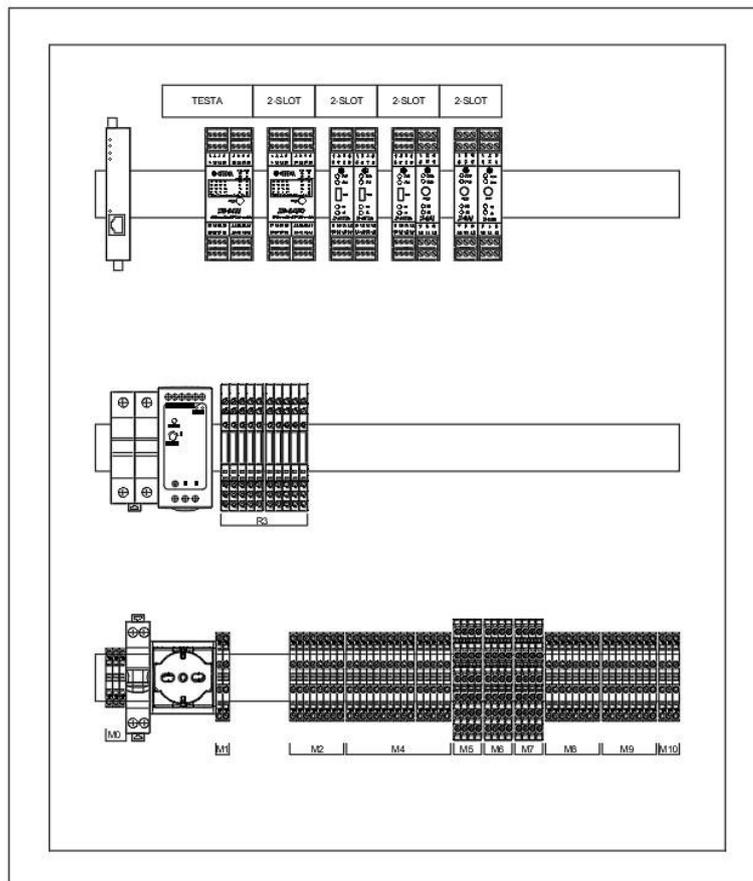
- n.1 interruttore magnetotermico/differenziale 1P+N 16A 4.5kA Curva C (1 modulo), AC 0,03A;
- n.1 sezionatore portafusibili 2P;
- n.1 presa UNEL da barra din;
- n.5 morsetti passanti da 2,5 mm<sup>2</sup>;
- n.8 morsetti a due piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.4 morsetti a tre piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.5 interfacce modulari a relè, 1 contatto 6A 230Vac / bobina AC/DC 24V;
- n.1 alimentatore switching monofase 230Vac/24Vdc, 2,5A;
- n.1 controllore logico programmabile;
- n.1 touch pannel (HMI);
- n.1 moduli AI da 8ch;
- n.1 modulo DI da 10ch;
- n.1 modulo convertitore PT100 da 4ch.



## Q.A. Area Assorbitore

Il quadro è costituito dalle seguenti apparecchiature:

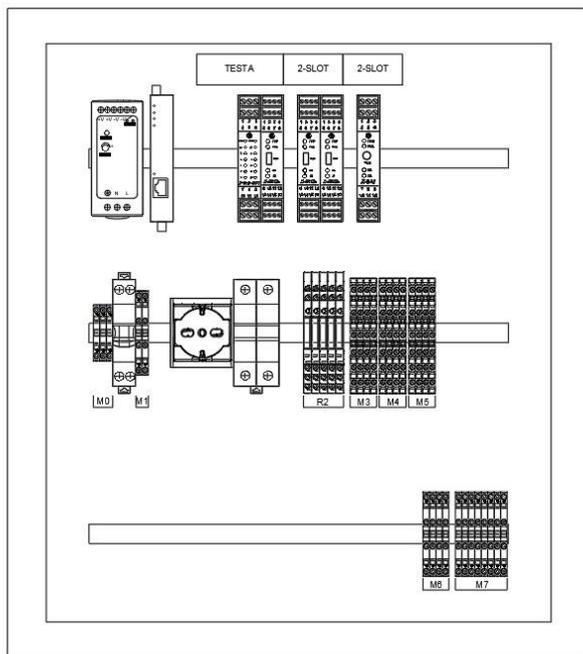
- n.1 interruttore magnetotermico/differenziale 1P+N 16A 4.5kA Curva C (1 modulo), AC 0,03A;
- n.1 sezionatore portafusibili 2P;
- n.1 presa UNEL da barra din;
- n.3 morsetti passanti da 2,5 mm<sup>2</sup>;
- n.42 morsetti a due piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.12 morsetti a tre piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.10 interfacce modulari a relè, 1 contatto 6A 230Vac / bobina AC/DC 24V;
- n.1 alimentatore switching monofase 230Vac/24Vdc , 2,5A;
- n.1 gateway IO-Link / Modbus rtu slave 4ch;
- n.1 modulo DI 24ch;
- n.1 modulo DO 24ch;
- n.2 moduli AI da 8ch;
- n.1 modulo AO da 3ch;
- n.3 modulo convertitore PT100 da 4ch.



**Q.A. Area Serra**

Il quadro è costituito dalle seguenti apparecchiature:

- n.1 interruttore magnetotermico/differenziale 1P+N 16A 4.5kA Curva C (1 modulo), AC 0,03A;
- n.1 sezionatore portafusibili 2P;
- n.1 presa UNEL da barra din;
- n.3 morsetti passanti da 2,5 mm<sup>2</sup>;
- n.14 morsetti a due piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.12 morsetti a tre piani indipendenti da 2,5mm<sup>2</sup>;
- n.5 interfacce modulari a relè, 1 contatto 6A 230Vac / bobina AC/DC 24V;
- n.1 alimentatore switching monofase 230Vac/24Vdc , 2,5A;
- n.1 gateway IO-Link / Modbus rtu slave 2ch;
- n.1 modulo DO 10ch; - n.1 moduli AI da 8ch;
- n.3 modulo convertitore PT100 da 4ch.



**Rete e protocolli di comunicazione**

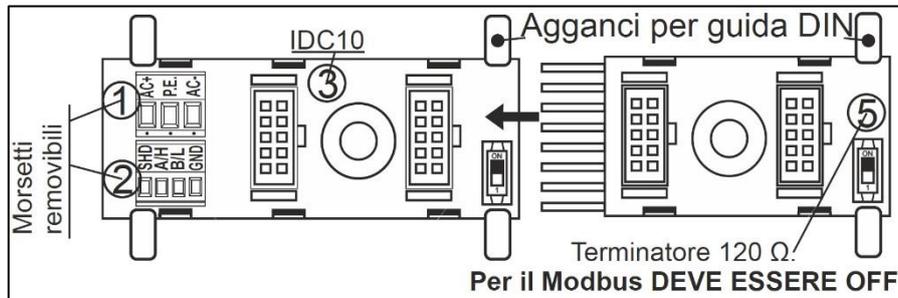
I protocolli di comunicazione utilizzati sono tre: ModBus RTU RS485, ModBus TCP e IO-Link. I collegamenti che utilizzano il protocollo ModBus RTU presentano i seguenti parametri:

Velocità	Parità	Lung. Dati	Stop
9 600 bps	None	8 bit	1 bit

Si rimanda l'architettura del sistema agli schemi allegati.

## Componenti

Tutti i dispositivi che compongono il quadro di automazione, ad eccezione dell'alimentatore 230Vac/24Vdc, del gateway IO-Link e dell'HMI, sono alimentati e messi in comunicazione (ModBus RTU) tra loro attraverso dei supporti di montaggio rapido per guida DIN che utilizza il connettore IDC10 per il collegamento con ogni singolo hardware.



## Controllore Logico Programmabile (PLC)

Come unità di controllo multifunzione è stato utilizzato un PLC **SENECA Z-TWS4** dotato di 4 I/O digitali integrati, memoria flash da 1GB, RAM 64GB, 1 porta CAN, 4 porte seriali, 2 porte USB, doppia porta Ethernet (LAN / WAN) e una slot Micro SD card contenente una scheda 32 GB.

Tale unità è in grado di gestire direttamente svariati protocolli di comunicazione tra cui in ModBus TCP, il ModBus RTU e il CAN-Bus che interessano lo specifico progetto.

Il software di programmazione principale utilizzato per la messa in servizio del sistema è Straton, uno strumento di sviluppo integrato basato sui linguaggi di programmazione propri della IEC 61131-3:

- Ladder Diagram (LD);
- Function Block Diagram (FBD);
- Instruction List (IL);
- Structured Text (ST);
- Sequential Function Chart (SFC).

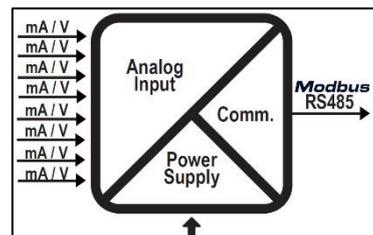


Nel particolare caso le logiche di automazione sono state implementate attraverso il **linguaggio ST** ritenuto più versatile e facilmente riproponibile in eventuali espansioni future.

La CPU del dispositivo è sviluppata su base Linux in modo da integrarsi perfettamente con Straton ed offrire una configurazione del progetto più stabile senza rischi di crash durante il funzionamento in modalità automatica dell'hardware.

**Moduli analogici di ingresso (AI)**

Il modulo per gli ingressi analogici utilizzato è il SENECA Z-8AI ad interfaccia ModBus RTU in grado di gestire fino ad un massimo di 8 segnali analogici in tensione o in corrente nei range  $\pm 2,5$  Vdc,  $\pm 10$  Vdc e  $\pm 20$  mA con risoluzione a 16 bit. L'alimentazione ausiliaria del modulo può alimentare tutti e 8 i loop di corrente contemporaneamente. Tramite dip-switch è selezionabile l'ingresso in corrente con shunt interno. L'isolamento degli ingressi rispetto ai restanti circuiti in bassa tensione è di 1500 Vac.



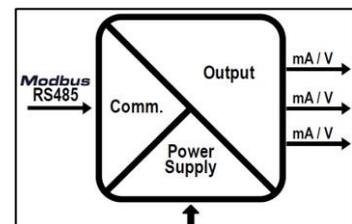
Nella configurazione di progetto sono stati installati un totale di 4 moduli per un totale di 32 ingressi analogici. Nella tabella sottostante si riporta la lista dei canali utilizzati e di quelli a disposizione:

ID	QUADRO	Modulo	Canale	Morsetto	Segnale
3	CALDAIE	Z-8AI	1	8	Temp. F8
			2	9	Flusso F8
			3	10	disponibile
			4	11	disponibile
			5	5	disponibile
			6	6	disponibile
			7	1	disponibile
			8	2	disponibile
25	SERRA	Z-8AI	1	8	disponibile
			2	9	disponibile
			3	10	disponibile
			4	11	disponibile
			5	5	Temp. F10
			6	6	Flusso F10
			7	1	Temp. F9
			8	2	Flusso F9
35	ASSORBITORE	Z-8AI	1	8	Temp. F6
			2	9	Flusso F6
			3	10	Temp. F5
			4	11	Flusso F5
			5	5	Temp. F4
			6	6	Flusso F4
			7	1	disponibile
			8	2	disponibile

36	ASSORBITORE	Z-8AI	1	8	Sonda Umid. serra
			2	9	disponibile
			3	10	Valvola V2
			4	11	Valvola V1
			5	5	Sonda Umid. esterna
			6	6	Sonda Temp. serra
			7	1	Piranometro
			8	2	Sonda Temp. esterna

#### Moduli analogici di uscita (AO)

Il modulo ModBus RTU utilizzato per la gestione dei segnali analogici di ingresso è il SENECA Z-3AO con 3 uscite analogiche impostabili in tensione o in corrente a 12 bit di risoluzione. Il fondo scala e l'inizio scala sono programmabili in tensione nel range -10...+10V, 0...10V o 2...10V oppure in corrente nel range 4...20mA. L'isolamento dei canali di uscita rispetto ai restanti circuiti in bassa tensione è di 1500 Vac.

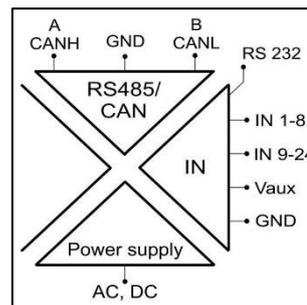


Nella configurazione di progetto è stato installato 1 modulo per un totale di 3 uscite analogiche. Nella tabella sottostante si riporta la lista dei canali utilizzati e di quelli a disposizione:

ID	QUADRO	Modulo	Canale	Morsetto	Segnale
37	ASSORBITORE	Z-3AO	1	7	Valvola 1
			2	8	Valvola 2
			3	9	disponibile

**Modulo digitale di ingresso (DI)**

Il modulo ModBus RTU utilizzato per la gestione dei futuri ingressi digitali è il SENECA ZC-24DI con 24 canali a negativo comune autoalimentati a 16Vdc. Tali ingressi sono dotati di un totalizzatore a 32 bit con frequenza massima di campionamento a 2.5 kHz. Tra le possibili funzionalità vi è anche la misura di: frequenza, periodo, tempo di ON e di OFF per tutti gli ingressi e la possibilità di impostare i totalizzatori per il conteggio in avanti o indietro con indicazione dell’overflow per ogni totalizzatore.

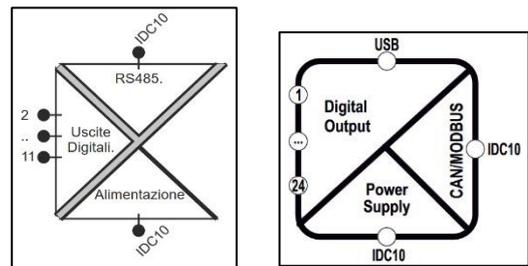


Nella configurazione di progetto è stato installato 1 modulo per un totale di 24 segnali digitali di ingresso. Nella tabella sottostante si riporta la lista dei canali a disposizione:

ID	QUADRO	Modulo	Canale	Morsetto	Contatto
30	ASSORBITORE	ZC-24DI	1	1	disponibile
			2	2	disponibile
			3	3	disponibile
			4	4	disponibile
			5	9	disponibile
			6	10	disponibile
			7	11	disponibile
			8	12	disponibile
			9	17	disponibile
			10	18	disponibile
			11	19	disponibile
			12	20	disponibile
			13	25	disponibile
			14	26	disponibile
			15	27	disponibile
			16	28	disponibile
			17	5	disponibile
			18	6	disponibile
			19	13	disponibile
			20	14	disponibile
			21	21	disponibile
			22	22	disponibile
			23	29	disponibile
			24	30	disponibile

### Moduli digitali di uscita (DO)

I moduli ModBus RTU utilizzati per gestione delle uscite digitali sono il SENECA Z-10-D-OUT e il ZC-24DO rispettivamente dotati di 10 e 24 contatti mosfet azionabili singolarmente. Ogni contatto può essere impostato come NO o NC con l'opzione di ritorno allo stato all'avvio o in caso di mancata comunicazione con ritardo di inserzione variabile da 50 a 2.500 ms.



Nonostante i contatti siano indipendenti presentano un unico comune condiviso; al fine di ovviare a situazione di azionamenti inattesi si è scelto di cablare ogni canale su un modulo di interfaccia a relè da 6A 230 Vac elettromeccanico con bobina AC/DC a 24V.

Nella configurazione di progetto sono stati installati 2 moduli da 10 contatti e 1 da 24 contatti per un totale di 44 segnali digitali di uscita. Nella tabella sottostante si riporta la lista dei canali utilizzati e di quelli a disposizione:

ID	QUADRO	Modulo	Canale	Morsetto	Contatto
1	CALDAIE	Z-10-D-OUT	1	2	Chiusura V5
			2	3	Apertura V5
			3	4	Caldaia Biomassa
			4	5	Touch screen
			5	6	disponibile
			6	7	disponibile
			7	8	disponibile
			8	9	disponibile
			9	10	disponibile
			10	11	disponibile
21	SERRA	Z-10-D-OUT	1	2	Pompa ricircolo serra
			2	3	Fan coil
			3	4	Comando V4
			4	5	Comando V3
			5	6	disponibile
			6	7	disponibile
			7	8	disponibile
			8	9	disponibile
			9	10	disponibile
			10	11	disponibile

ID	QUADRO	Modulo	Canale	Morsetto	Contatto
31	ASSORBITORE	ZC-24DO	1	1	Comando Pompa 3
			2	2	Comando Dry-Cooler
			3	3	Comando Torre Evaporativa
			4	4	Comando Yazaki
			5	9	disponibile
			6	10	disponibile
			7	11	disponibile
			8	12	disponibile
			9	17	disponibile
			10	18	disponibile
			11	19	disponibile
			12	20	disponibile
			13	25	disponibile
			14	26	disponibile
			15	27	disponibile
			16	28	disponibile
			17	5	disponibile
			18	6	disponibile
			19	13	disponibile
			20	14	disponibile
			21	21	disponibile
			22	22	disponibile
			23	29	disponibile
			24	30	disponibile

## Indirizzamento moduli ModBus RTU

I componenti in campo dotati di interfaccia modbus rtu sono riportati nel seguito con l'indirizzamento dedicato:

DISPOSITIVO	ID
Pompa di ricircolo Wilo P1 (con doppia interfaccia per la pompa gemellare)	61
Pompa di ricircolo Wilo P2 (con doppia interfaccia per la pompa gemellare)	62
Pompa di ricircolo Wilo P4 (con doppia interfaccia per la pompa gemellare)	64
Pompa di ricircolo Wilo P5 (con doppia interfaccia per la pompa gemellare)	65
Misuratore elettrico area PLC	71
Misuratore elettrico area Serra	72
Caldaia Geotermica	101
Pompa di calore Aermec	120

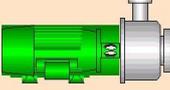
Si riportano le relative schermate di supervisione:

### Interfaccia Pompa 1

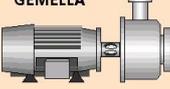
#### POMPA 1

X

**PRINCIPALE**



**GEMELLA**



AUTOMATICO

**Funzionamento**

37 %



*Serbatoio Caldo --> Collettore Solare*

PARAMETRI POMPA PRINCIPALE		PARAMETRI POMPA GEMELLA	
Velocità	131.0 min-1	Velocità	6553.5 min-1
Pressione	2.3 Pa	Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	49 W	Potenza elett.	65535 W
Tempo funz.	318 h	Tempo funz.	65535 h
Cod. Errore	0	Cod. Errore	0

**ASSORBITORE**

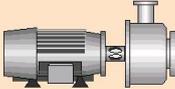
>

### Interfaccia Pompa 2

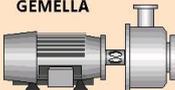
X

**POMPA 2**  
*Serbatoio Caldo --> Assorbitore*

**PRINCIPALE**



**GEMELLA**



AUTOMATICO

Funzionamento

0 %



PARAMETRI POMPA PRINCIPALE

Velocità	0.0 min-1
Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	0 W
Tempo funz.	215 h
Cod. Errore	0

PARAMETRI POMPA GEMELLA

Velocità	0.0 min-1
Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	0 W
Tempo funz.	43 h
Cod. Errore	0

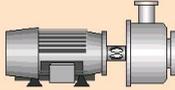
ASSORBITORE
<
>

### Interfaccia Pompa 4

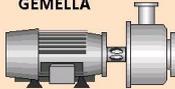
X

**POMPA 4**  
*Assorbitore --> Serbatoio Freddo*

**PRINCIPALE**



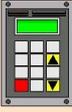
**GEMELLA**



AUTOMATICO

Funzionamento

0 %



PARAMETRI POMPA PRINCIPALE

Velocità	0.0 min-1
Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	0 W
Tempo funz.	493 h
Cod. Errore	0

PARAMETRI POMPA GEMELLA

Velocità	6553.5 min-1
Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	65535 W
Tempo funz.	65535 h
Cod. Errore	0

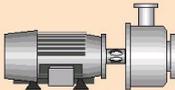
ASSORBITORE
<
>

## Interfaccia Pompa 5

**POMPA 5** X

**Area Assorbitore --> Area Serra**

**PRINCIPALE**



**GEMELLA**



MANUALE

Funzionamento

0 %



PARAMETRI POMPA PRINCIPALE		PARAMETRI POMPA GEMELLA	
Velocità	0.0 min-1	Velocità	0.0 min-1
Pressione	0.0 Pa	Pressione	0.0 Pa
Potenza elett.	0 W	Potenza elett.	0 W
Tempo funz.	319 h	Tempo funz.	628 h
Cod. Errore	0	Cod. Errore	0

**ASSORBITORE** <

## Interfaccia Misuratori elettrici

**MULTIMETRI ELETTRICI**

**AREA PLC**



Caldaia BIOMASSA		Pompa di Calore GEOTERMICA		FOTOVOLTAICO	
Tensione L1-N	230.8 V	Tensione L2-N	231.1 V	Tensione L3-N	231.1 V
Corrente L1	0.0 A	Corrente L2	0.0 A	Corrente L3	0.0 A
Potenza Tot.	0.0 kW	Potenza Tot.	0.0 kW	Potenza Tot.	0.0 kW
Energia Tot.	0.0 kWh	Energia Tot.	0.0 kWh	Energia Tot.	0.0 kWh

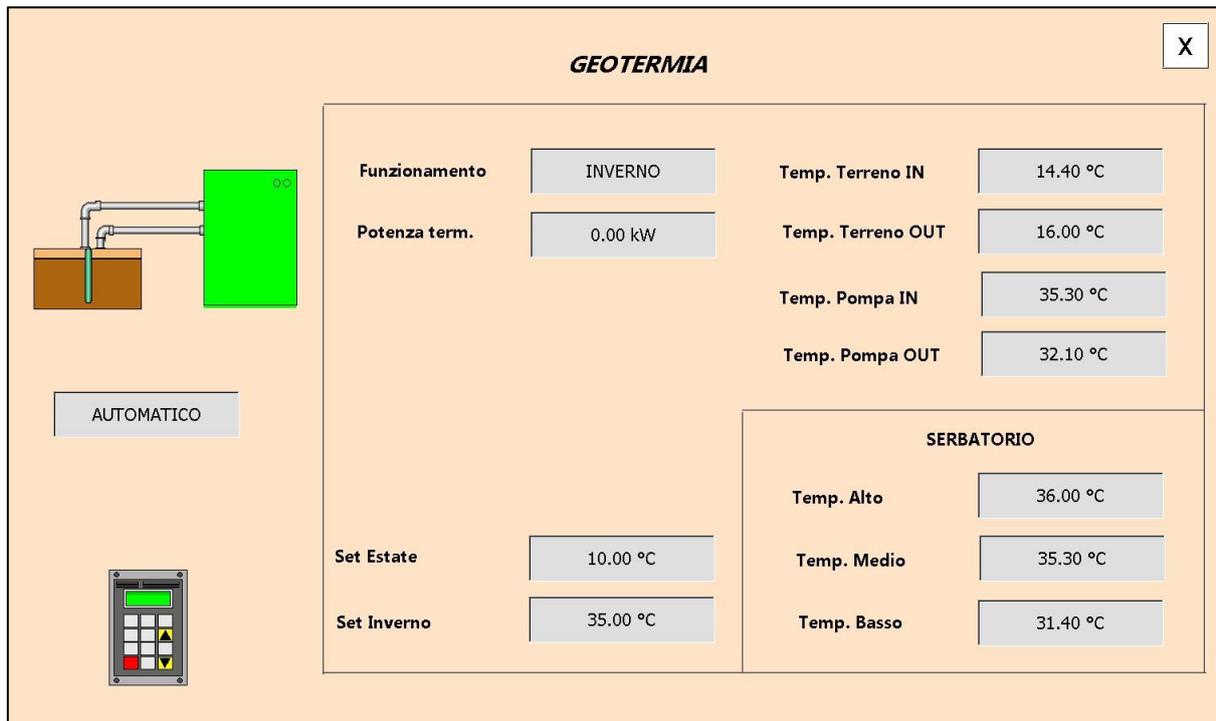
**AREA SERRA**



Pompa di Calore AERMEC					
Tensione L1-N	230.4 V	Corrente L1	0.7 A	Potenza Tot.	0.0 kW
Tensione L2-N	230.5 V	Corrente L2	0.7 A	Energia Tot.	0.0 kWh
Tensione L3-N	230.5 V	Corrente L3	0.7 A	P.F.	0.00

**HOME**

### Interfaccia Pompa geotermia



### Logiche di funzionamento

Le logiche di funzionamento implementate riguardano principalmente i seguenti componenti e sottosistemi:

- Caldaia a biomassa;
- Valvole deviatrici V1 e V2;
- Valvola di miscelazione V5;
- Pompa di ricircolo 1;
- Pompa di ricircolo 5;
- Assorbitore Yazaki.

Di seguito si riportano nel dettaglio le logiche di funzionamento.

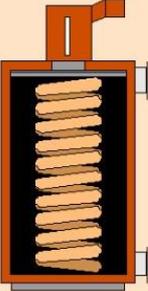
#### Logica caldaia a biomassa

Nella logica di funzionamento della caldaia a biomassa l'attivazione di quest'ultima è soggettata ad una temperatura di set point confrontata con la temperatura rilevata dalla sonda PT100 installata nella parte alta del serbatoio di accumulo dell'acqua calda:

- $T_{set} < T_{serbatoio} \pm \text{valore di banda}$  CALDAIA **ON**;
- $T_{set} > T_{serbatoio} \pm \text{valore di banda}$  CALDAIA **OFF**.

L'attivazione o meno della caldaia è inoltre assoggettata ad ulteriori parametri impostabili dall'utente come il valore di banda in temperatura, l'orario di avvio, il timer di funzionamento ed un tempo di campionamento utile ad evitare pendolazioni sulla logica stessa.

CALDAIA BIOMASSA X



AUTOMATICO



Orario avvio	14.00	Temp. IN	9.50 °C
Timer	10.0 h	Temp. OUT	11.40 °C
Tempo Campionamento	15 min	Potenza term.	0.0 kW
Set Temp.	43.0 °C	Serb. Caldo ALTO	45.00 °C
Banda	3.0 °C		

### Logica stagionale valvole deviatrici

Le valvole a tre vie, utili per deviare il flusso dell'acqua tra i serbatoi di accumulo principali, la pompa geotermica e la serra, prevedono due logiche base per il funzionamento stagionale:

FUNZIONAMENTO	V1	V2	Logica
<b>Invernale</b>	Variabile in base alla temperatura della PT100 alta del serbatoio di accumulo caldo confrontata con le temperature limite di set point.	100%	V1 = 100% se la Tcaldo < Set inferiore V1 = 0% se la Tcaldo > Set superiore
<b>Estivo</b>	100%	Variabile in base alla temperatura della PT100 bassa del serbatoio di accumulo freddo confrontata con le temperature limite di set point.	V2 = 0% se la Tfreddo < Set inferiore V2 = 100% se la Tfreddo > Set superiore

**info**
**VALVOLE 1 e 2**
X

		ESTATE	INVERNO
<p><b>V1</b></p>  <p>AUTOMATICO</p>	<p><b>% Apertura</b></p> <p style="text-align: center;">0 %</p> <p>0% Serb. Caldo 100% Geotermia</p>		<p><b>Set Superiore</b></p> <p style="text-align: center;">40.00 °C</p> <p><b>Set Inferiore</b></p> <p style="text-align: center;">38.00 °C</p>
<p><b>V2</b></p>  <p>AUTOMATICO</p>	<p><b>% Apertura</b></p> <p style="text-align: center;">98 %</p> <p>0% Serb. Freddo 100% Geotermia</p>	<p><b>Set Superiore</b></p> <p style="text-align: center;">0.00 °C</p> <p><b>Set Inferiore</b></p> <p style="text-align: center;">0.00 °C</p>	



**Funzionamento**

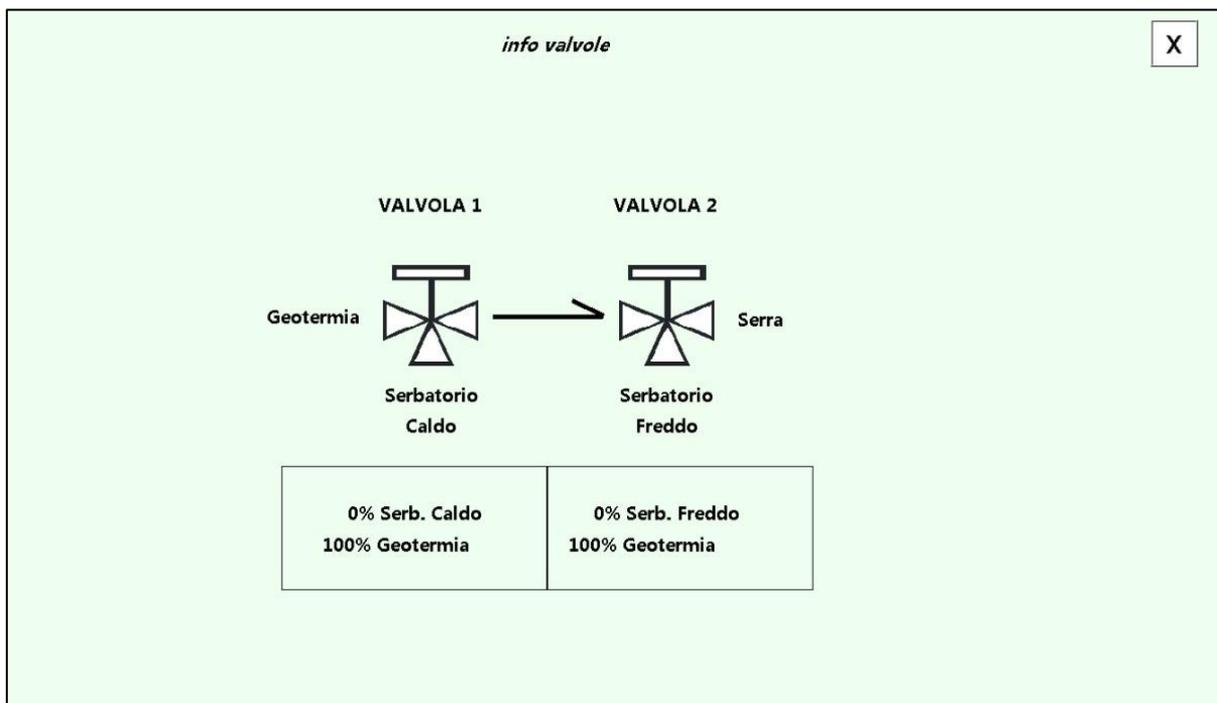
INVERNO

**ASSORBITORE**

**SERRA**

>

Al fine di evitare dubbi sui collegamenti delle due valvole è stato inserito, all'interno di una sezione dell'interfaccia HMI, uno schema informativo/legenda che si riporta nel seguito:



### Logica di funzionamento valvola V5

La logica di funzionamento della valvola miscelatrice a tre vie è basata sulla comparazione della temperatura rilevata dalla PT100, installata sulla mandata alla valvola stessa, e il set point di temperatura di riferimento arbitrariamente impostabile:

- Per  $T_{set} > T_{mandata}$  V5 tende al 100% (miscelazione verso il serbatoio caldo);
- Per  $T_{set} < T_{mandata}$  V5 tende allo 0% (miscelazione su ricircolo tra geotermia e la serra).

**VALVOLA 5 - Sauter** X

 <b>V5</b> <input type="button" value="AUTOMATICO"/>	<b>% Apertura</b> <input type="text" value="81 %"/> <b>0% Ricircolo</b> <b>100% Serb. Caldo</b>	ESTATE	INVERNO
			<b>Set Temp</b> <input type="text" value="34.0 °C"/> <b>Set Banda</b> <input type="text" value="0.5 °C"/>
<b>Temp - Mandata V5</b> <input type="text" value="33.8 °C"/> <b>Temp - Ritorno V5</b> <input type="text" value="25.4 °C"/>	<b>Tempo Camp.</b> <input type="text" value="1.0 min"/>		



### Logica Pompa 1 – Salvaguardia collettori solari

La prima logica di azionamento della pompa 1 è stata introdotta come salvaguardia costante, soprattutto nel periodo estivo, dei collettori solari.

Per evitare che l'acqua contenuta nei collettori raggiunga temperature troppo elevate, causando la rottura degli elementi che compongono i collettori stessi, nel momento in cui la temperatura della parte alta del serbatoio di accumulo dell'acqua calda supera i 95°C, vengono azionati:

- la pompa 1, che consente il ricircolo dell'acqua fredda proveniente dal circuito del dry-cooler;
- il dry-cooler (e la relativa valvola di bypass elettricamente connessa al medesimo contattore).

Tale condizione resta attiva finchè la temperatura del serbatoio non raggiunge la temperatura di 90°C.

CONDIZIONE	STATO POMPA 1	STATO DRY-COOLER
se Taccumulo > 95°C	ON	ON
quando Taccumulo ≤ 90°C	OFF	OFF

**Logica Pompa 1 – Accumulo energia termica**

La seconda logica di azionamento della pompa 1 consente un accumulo costante di acqua calda, e quindi di energia termica, dai collettori solari al serbatoio di accumulo di acqua calda.

I parametri utili all’azionamento di tale logica sono:

- La temperatura rilevata da una delle PT100 collegate ai collettori solari;
- La temperatura rilevata dalla PT100 inserita nella parte più bassa del serbatoio di accumulo caldo.

Se la temperatura dell’acqua nei collettori super di 4°C quella rilevata nel serbatoio, la pompa 1 si aziona fino a che tale differenza non diviene pari a 1°C.

CONDIZIONE	STATO POMPA 1
se Tcoll – Taccumulo > 4°C	ON
quando Tcoll – Taccumulo ≤ 1°C	OFF

**Logica Assorbitore Yazaki**

L’attivazione dell’assorbitore Yazaki, e di tutti i componenti che compongono il suo sistema, dipende dalla temperatura rilevata dalla sonda PT100 inserita nella parte più alta del serbatoio di accumulo caldo.

Se tale temperatura supera i 65°C lo Yazaki si attiva e contemporaneamente sia attivano:

- le pompe 2, 3 e 4;
- l’aerotermino della torre evaporativa.

Nell’istante in cui la temperatura dovesse superare i 94°C il sistema di spegne per evitare eventuali danni.

**Logica Pompa 5**

La pompa 5 rappresenta il circolatore di connessione tra le tre Aree dell’impianto.

Le condizioni che determinano il suo funzionamento sono infatti duplici e vengono gestite in AND:

- La temperatura dell’aria rilevata nella serra supera i 31°C e tale condizione viene mantenuta fino al raggiungimento dei 29°C;
- La temperatura della parte più bassa del serbatoio freddo è compresa tra 7°C e 15°C.

Se entrambe le condizioni sono soddisfatte la pompa 5 viene azionata altrimenti resterà spenta.

## HMI

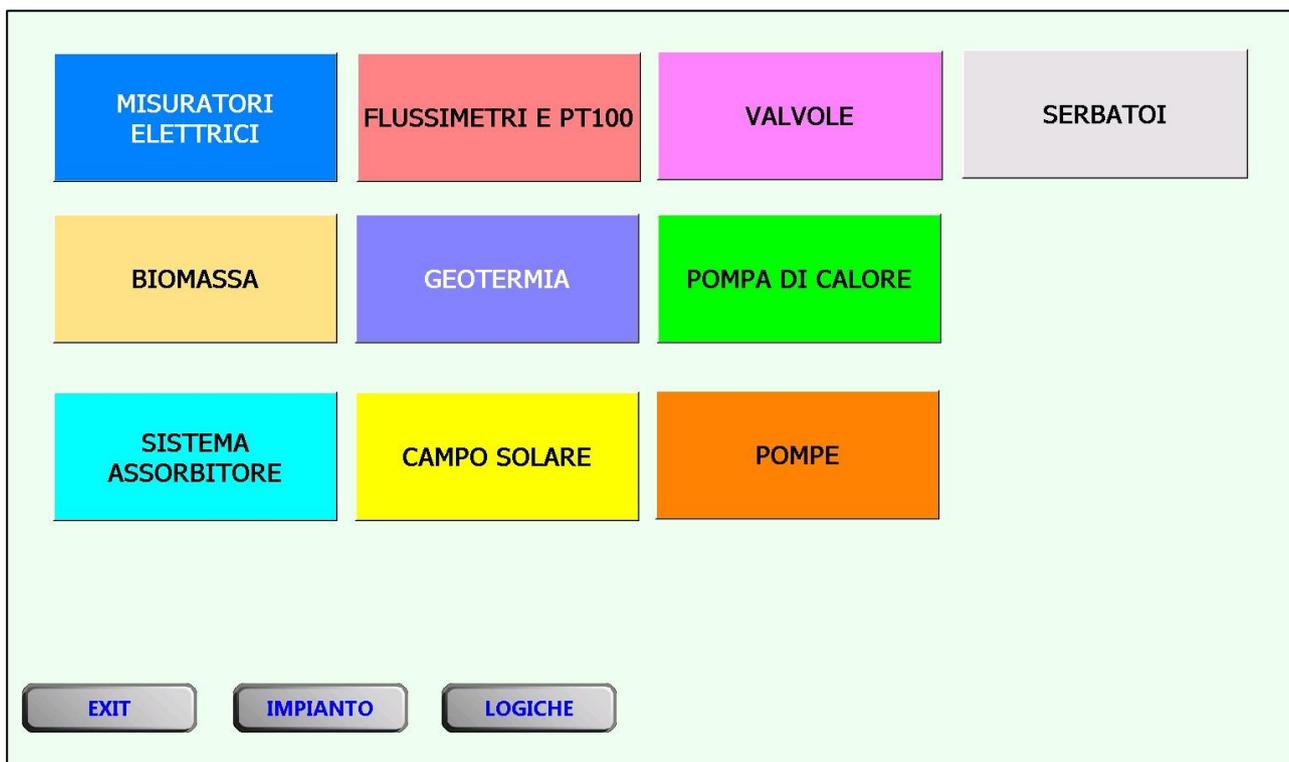
Il terminale operatore, composto da un touch screen da 7", è installato all'interno del quadro di automazione dell'area Caldaie ed ospita un software SCADA con possibilità di attuazione e supervisione dei processi sia in loco sia da remoto (raggiungibile via web attraverso IP pubblico) .

L'architettura dello SCADA è stata realizzata per garantire un facile interfacciamento su un PC remoto e/o sul touchscreen dedicato; ogni pagina del sistema, infatti, è stata resa adattabile alle dimensioni video di qualsivoglia hardware utilizzato.

Di seguito si riportano le principali schermate di navigazione:

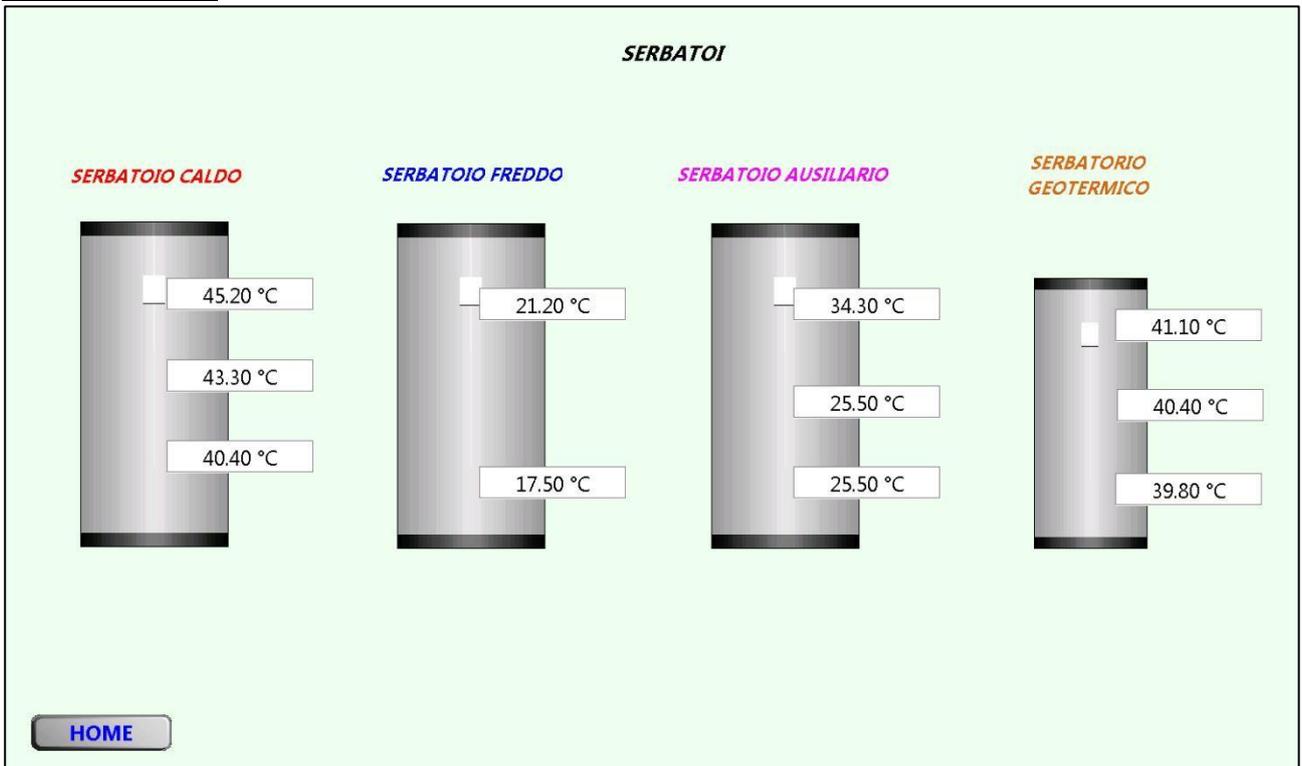
### Interfaccia a pulsanti per touchscreen

La Home page del sistema è stata costruita per rendere di facile accesso ogni singolo componente o sottosistema attraverso l'unità touchscreen da 7". Dalla medesima schermata resta comunque di rapido accesso anche lo schema generale di impianto (pulsante "IMPIANTO") meglio apprezzabile mediante l'utilizzo di una stazione di lavoro remota con dimensioni maggiori del video.

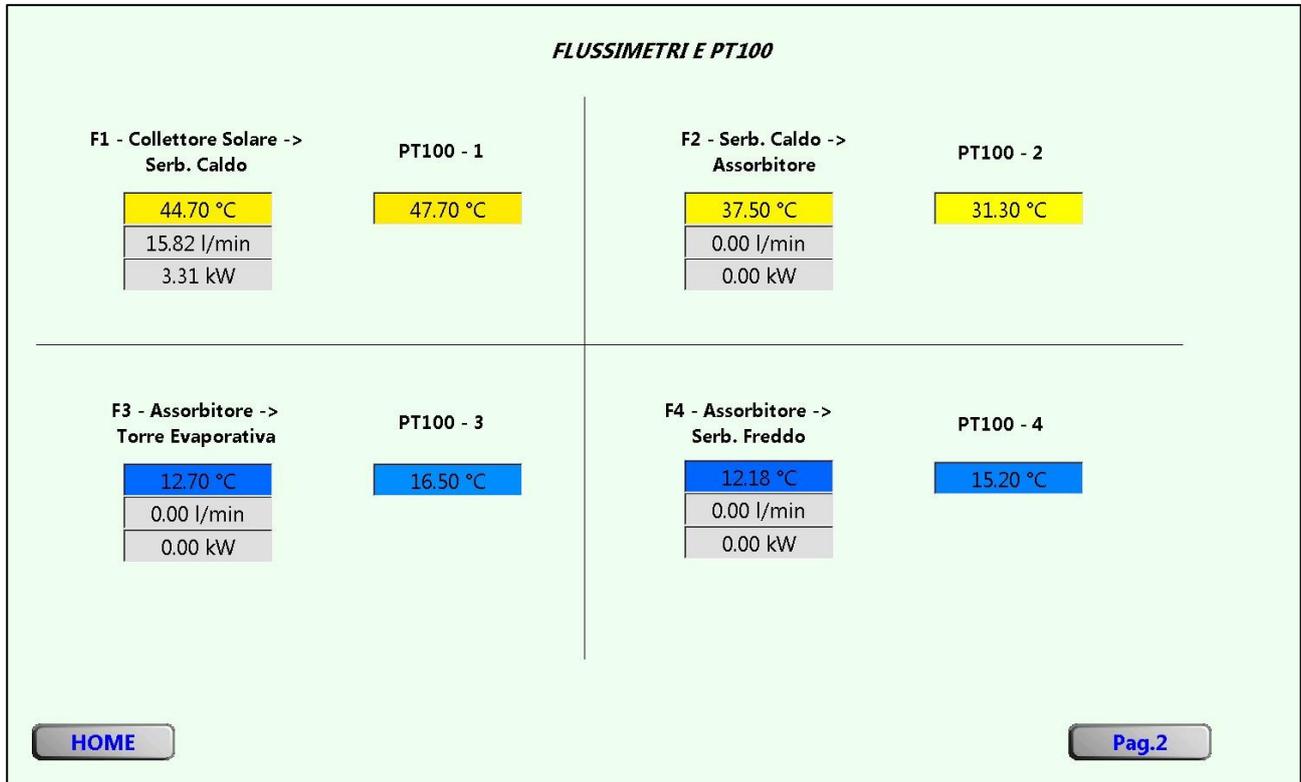


Di seguito si riportano alcune delle schermate secondarie più significative:

Sezione SERBATOI

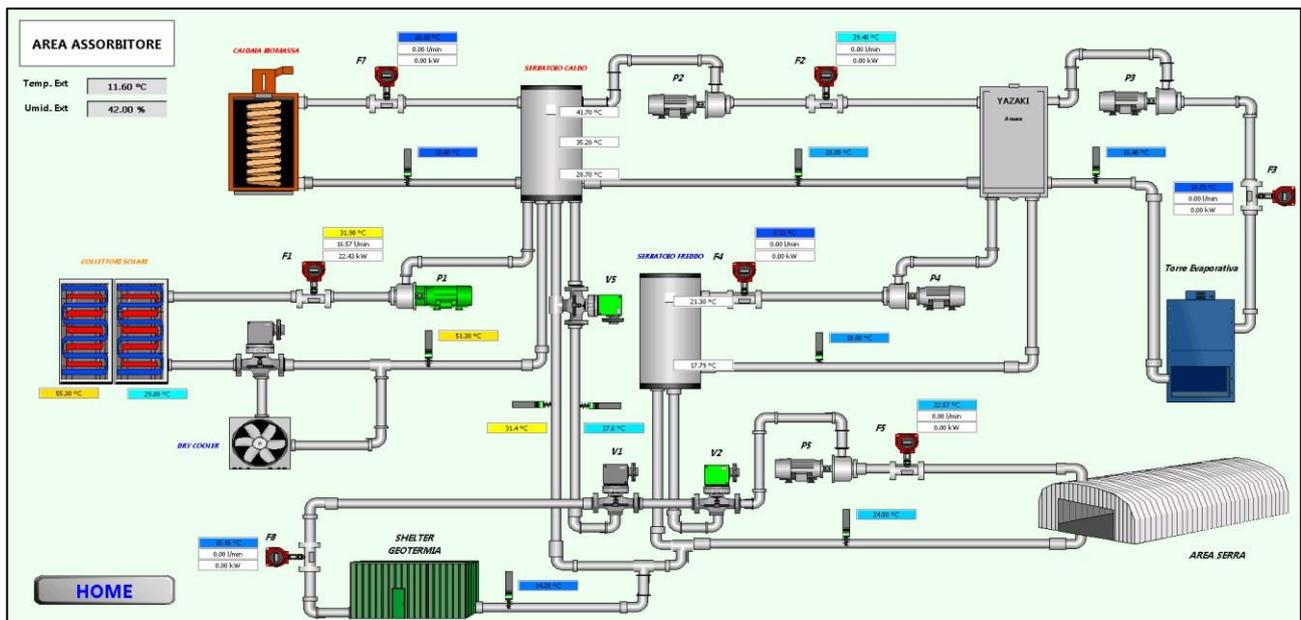


Sezione **FLUSSIMETRI E PT100**



**AREA ASSORBITORE**

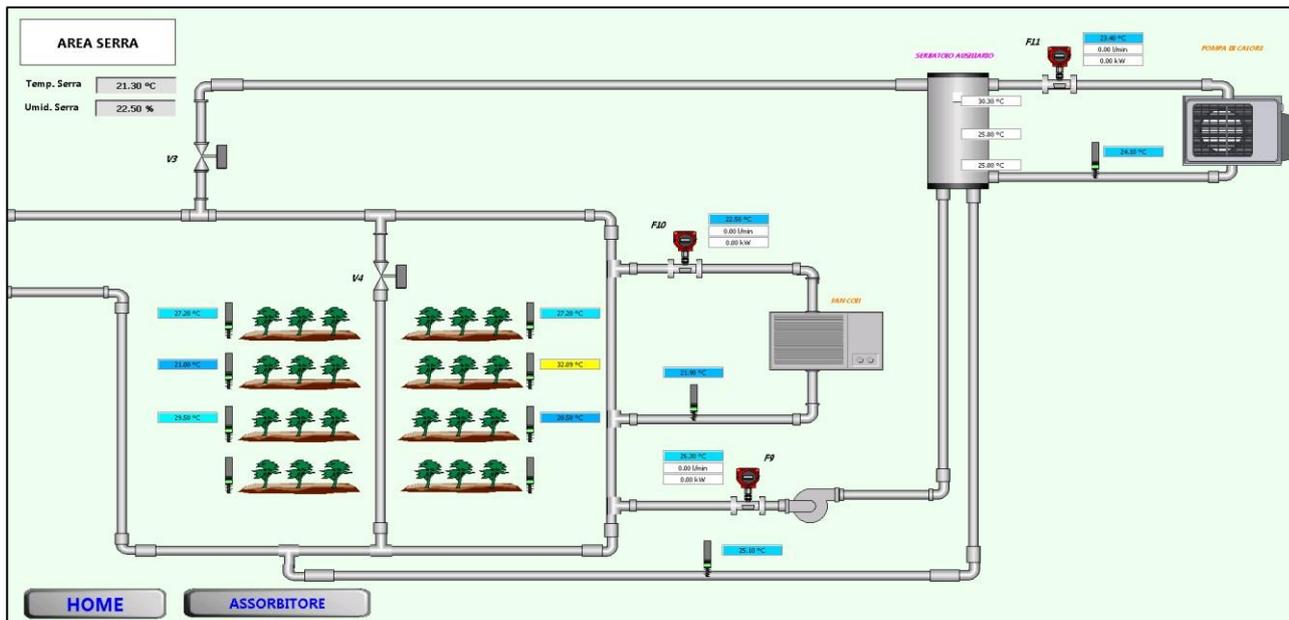
La prima schermata di accesso alla Sezione IMPIANTO permette di visualizzare i parametri e gli stati principali della porzione di impianto denominata "Area Assorbitore".



Dalla schermata appena descritta è possibile accedere alle altre due sezioni di impianto (Area Serra e Area Shelter Geotermia) oppure entrare nel dettaglio dei singoli componenti (valvole, caldaia, dry-cooler, ecc.)

### AREA SERRA

Come per l'Area Assorbitore, dalla sezione di impianto dedicata all'Area Serra è possibile accedere e comandare i vari componenti presenti nella porzione di impianto (tra cui la pompa di calore aria/acqua).



### AREA SHELTER GEOTERMIA

La sezione di impianto contenente il sistema della pompa geotermica e il sistema della caldaia a biomassa, è in realtà suddivisa all'interno del medesimo shelter dotato di un doppio comparto ad accesso indipendente. Per facilitare la schematizzazione e rendere più chiari possibili i singoli collegamenti tra le unità dell'impianto, anche al personale che non ha mai avuto possibilità di visionare il sito, si è scelto di rappresentare all'interno dello shelter solo il comparto dedicato al sistema geotermico e di denominarlo "Area Shelter Geotermia". La parte dedicata alla caldaia a biomassa, invece, è stata rappresentata all'interno dell'Area Assorbitore ma, si ripete, solamente per ragioni di chiarezza sui reali collegamenti tra i sistemi.

