



Ricerca di Sistema elettrico

Sistemi di poligenerazione da fonti energetiche rinnovabili: stato dell'arte e sviluppo di modelli di simulazione dinamica

Giovanni Puglisi, Lorena Giordano, Antonio Cancellara

Report RdS/PTR2019/053

SISTEMI DI POLIGENERAZIONE DA FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI: STATO DELL'ARTE E SVILUPPO DI MODELLI DI SIMULAZIONE DINAMICA

Giovanni Puglisi, Lorena Giordano, Antonio Cancellara

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - I annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *3 - Componenti e impianti innovativi per incrementare l'efficienza energetica e l'uso delle fonti rinnovabili negli edifici*

Linea di attività: *LA3.31 - Sistemi di poligenerazione da fonti energetiche rinnovabili: stato dell'arte e sviluppo di modelli di simulazione dinamica*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi

Responsabile del Work package: Biagio Di Pietra

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 STATO DELL'ARTE SUI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE.....	6
2.1 SISTEMI DI POLIGENERAZIONE DA ENERGIA SOLARE.....	7
2.2 SISTEMI DI POLIGENERAZIONE DA ENERGIA SOLARE E BIOMASSE	12
2.3 SISTEMI DI POLIGENERAZIONE DA ENERGIA SOLARE E GEOTERMICA	16
2.4 STUDI SPERIMENTALI SUI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE.....	19
2.5 PROGETTI EUROPEI SUI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE	23
3 SVILUPPO DI UN MODELLO DI SIMULAZIONE DINAMICA DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE.....	24
3.1 PERFEZIONAMENTO DEL MODELLO DEI COLLETTORI SOLARI A TUBI EVACUATI.....	24
3.2 INTEGRAZIONE DEL MODELLO DELLA CALDAIA A BIOMASSE.....	28
3.3 INTEGRAZIONE DEL MODELLO DEL GENERATORE FOTOVOLTAICO	31
4 DEFINIZIONE DEI PROFILI DI CARICO PER UTENZE NEL SETTORE AGROINDUSTRIALE.....	33
5 STIMA PRELIMINARE DEI COSTI DI INVESTIMENTO DEI COMPONENTI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE	39
6 CONCLUSIONI.....	45
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	46
8 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	49
9 APPENDICI.....	49
9.1 APPENDICE I: MODELLO DEL COLLETTORE SOLARE A TUBI EVACUATI	49
9.2 APPENDICE II: LISTATI DI MATLAB	51
9.3 APPENDICE III: MODELLO DELLA CALDAIA A BIOMASSE	56
9.4 APPENDICE IV: MODELLO DEL GENERATORE FOTOVOLTAICO.....	57

Sommario

Il presente rapporto descrive le attività svolte da ENEA nell'ambito della prima annualità di un progetto riguardante lo studio e l'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili. 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 sarà realizzato presso il centro didattico-sperimentale di Valenzano (Ba), già sede di un impianto di solar heating and cooling.

Parallelamente, sarà sviluppato e validato sperimentalmente un modello di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione. Quest'ultimo consentirà di mettere a confronto differenti strategie di controllo e regolazione dell'impianto e di valutarne le corrispondenti prestazioni energetiche. Sarà, inoltre, sviluppato un modello per l'analisi economica e la valutazione degli indici di redditività dell'investimento.

Nel corso della prima annualità del progetto, è stata condotta una preliminare attività di ricerca bibliografica sui sistemi di poligenerazione da fonti rinnovabili. Focalizzando l'attenzione sui sistemi alimentati da energia solare, energia geotermica e da biomasse, sono state acquisite informazioni circa le configurazioni impiantistiche indagate e i modelli utilizzati per la valutazione delle prestazioni energetiche ed economiche.

Parallelamente, è stato avviato lo sviluppo di un modello di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione, a partire dal modello dell'impianto di solar cooling sviluppato da ENEA nel corso del triennio di attività 2015-2017. In una fase iniziale, è stato perfezionato il modello del collettore solare, al fine di eliminare alcune criticità relative alla definizione dei dati di input, al calcolo delle temperature dell'acqua all'ingresso e all'uscita dei collettori e della potenza termica prodotta dal campo solare. Utilizzando i dati dell'ultima campagna di monitoraggio condotta presso l'impianto di solar cooling di Valenzano (Ba), è stato anche effettuato un confronto preliminare tra le temperature misurate e quelle calcolate. In seguito, il modello di simulazione dinamica è stato ulteriormente esteso, integrando una caldaia a biomasse a supporto del campo solare ed un generatore fotovoltaico. Un ulteriore studio di simulazione ha quindi permesso di verificare la corretta risposta dei componenti aggiuntivi e del sistema di poligenerazione nel suo insieme.

L'analisi della letteratura in materia di sistemi di poligenerazione ha anche permesso di acquisire informazioni circa i profili di consumo di energia termica e frigorifera per specifiche utenze nel settore agroindustriale (filiera di produzione del latte, dello yogurt, del vino e della birra).

Infine, sono stati definiti i modelli per la valutazione dei costi di investimento dei componenti del sistema di poligenerazione, a partire da studi di letteratura o elaborando dati forniti dalle case costruttrici.

1 Introduzione

Il presente rapporto riguarda lo stato dell'arte e lo sviluppo di modelli di simulazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili. Tale linea di attività si inquadra in un progetto di durata triennale, che l'ENEA svolgerà in collaborazione con il Dipartimento di Scienze Agro-Ambientali e Territoriali dell'Università degli Studi di Bari.

Il progetto avrà l'obiettivo di valutare le potenzialità di sistemi di poligenerazione integranti differenti fonti di energia rinnovabile, tra cui l'energia solare, geotermica e da biomasse. Sarà quindi realizzato e messo in funzione un prototipo di sistema di poligenerazione presso il centro didattico-sperimentale P. Martucci di Valenzano (Ba). A tal fine, si procederà all'ampliamento dell'impianto di solar heating and cooling esistente, attraverso l'integrazione di sistemi di generazione di energia elettrica e termica da fonte rinnovabile, il potenziamento dei sistemi di accumulo elettrici e termici esistenti e l'introduzione di sistemi di distribuzione del caldo. Nella sua configurazione ultima, l'impianto pilota sarà costituito da 3 sottosistemi, ovvero:

- un sistema di generazione di energia elettrica, comprendente un campo di moduli fotovoltaici;
- 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 accumulo elettrico e termico, comprendente un banco di batterie e serbatoi di accumulo dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata.

L'impianto pilota costituirà una sorta di "laboratorio" per lo studio delle differenti possibilità di integrazione dei componenti dell'impianto e di differenti strategie di controllo degli scambi energetici tra sistemi di generazione, sistemi di accumulo e carichi delle utenze. In continuità con l'attività precedentemente svolta nel corso del triennio 2015-2017, si esaminerà prioritariamente il caso di un'utenza serricola; l'indagine sarà quindi estesa anche ad altre tipologie di utenza, al fine di verificare l'applicabilità di tali sistemi nel settore terziario.

Contestualmente sarà sviluppato un modello del sistema di poligenerazione, in ambiente Matlab/Simulink. Il modello sarà validato per confronto con i dati derivanti dalla campagna sperimentale di monitoraggio e permetterà di esaminare e mettere a confronto le prestazioni di sistemi di poligenerazione basati su differenti configurazioni e strategie di controllo e regolazione.

Sarà quindi sviluppato uno strumento per l'analisi economica di sistemi di poligenerazione, che permetterà di valutare il costo di investimento iniziale dell'impianto, i principali indici di redditività, i principali indici di redditività, tra cui il valore attuale netto, il tempo di ritorno attualizzato ed il tasso interno di rendimento, oltre ai costi unitari dell'energia termica ed elettrica prodotte.

L'attività condotta da ENEA nel corso della prima annualità ha consentito di definire lo stato dell'arte dei sistemi di poligenerazione alimentati da energia solare, energia geotermica e da biomasse. Ciò ha permesso di acquisire informazioni riguardanti:

- le configurazioni impiantistiche analizzate, le taglie e le tecnologie dei componenti;
- le principali metodologie di indagine dei sistemi di poligenerazione (analisi energetica, economica, exergetica, exergo-economica);
- gli indici di valutazione delle prestazioni energetiche, economiche ed ambientali;
- i modelli per la stima dei costi di investimento dei singoli componenti del sistema.

Parallelamente, è stato avviato lo sviluppo di un modello di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione, in ambiente Matlab/Simulink. A tal fine, il modello dell'impianto di solar cooling sviluppato da ENEA nel triennio 2015-2017 è stato oggetto di un'attenta fase di valutazione, per identificare eventuali punti deboli e potenziali strategie per di miglioramento. È stato quindi perfezionato il modello del collettore solare, al fine di eliminare alcune criticità riguardanti l'assegnazione dei dati di input, il calcolo della potenza prodotta dal campo solare e delle temperature in ingresso e in uscita dalle stringhe di collettori. Assumendo come dati di irraggiamento i valori misurati sperimentalmente a Valenzano nel periodo compreso tra luglio ed agosto 2019 ed impiegando il modello di simulazione dinamica, è stato

possibile valutare le temperature all'ingresso e all'uscita del campo solare, il rendimento dei collettori solari a tubi evacuati e la temperatura media all'interno del serbatoio di accumulo. Quindi è stato effettuato un preliminare confronto tra le temperature calcolate e quelle misurate sperimentalmente.

Lo sviluppo del modello di simulazione dinamica ha visto, inoltre, l'integrazione dei modelli della caldaia a biomassa e del generatore fotovoltaico. In via preliminare, la caldaia a biomasse è stata integrata in modo da fungere da supporto al campo solare, ovvero incrementando la temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina frigorifera, in modo da garantirne l'accensione anche nei periodi in cui la radiazione solare sia insufficiente a garantire un adeguato riscaldamento dell'acqua presente nel serbatoio di accumulo caldo. Il modello dell'impianto di solar heating and cooling così modificato è stato oggetto di una successiva fase di studio, che ha consentito di tarare i parametri di controllo della caldaia a biomasse e verificarne la corretta risposta al variare delle condizioni operative del sistema.

Un'ulteriore attività di ricerca ha riguardato la definizione di profili di carico di specifiche utenze nel settore agroindustriale. In particolare, utilizzando i risultati dello studio condotto nell'ambito del progetto europeo SAHC - Promotion of solar assisted heating and cooling in the agrifood sector, sono stati definiti i profili giornalieri di consumo di energia termica e frigorifera per le filiere di produzione del latte, dello yogurt e del formaggio. Sono state, inoltre, acquisite informazioni utili alla definizione dei profili di consumo di energia termica e frigorifera per le filiere di produzione del vino e della birra.

Infine, sono stati definiti i modelli per la valutazione del costo di investimento dei principali componenti del sistema di poligenerazione, in funzione della taglia e del tipo di tecnologia. Tali funzioni di costo sono state desunte da articoli scientifici o ricavate per interpolazione dei dati di costo forniti dalle case costruttrici, ove disponibili.

2 Stato dell'arte sui sistemi di poligenerazione

Il progressivo depauperamento delle risorse di combustibili fossili e le problematiche ambientali collegate al loro utilizzo hanno spinto le istituzioni ad intraprendere delle azioni volte al miglioramento delle prestazioni energetiche di sistemi e processi e ad accelerare la transizione verso l'uso diffuso di fonti energetiche rinnovabili.

In tale contesto, un ruolo importante è svolto dai sistemi di poligenerazione, intesi come quei sistemi in grado di generare molteplici prodotti, a partire da una o più fonti primarie di energia [1]. I principali prodotti dei sistemi di poligenerazione comprendono, oltre ai servizi energetici (come elettricità, calore, energia frigorifera), anche acqua da processi di desalinizzazione, combustibili gassosi e prodotti chimici.

Nonostante la loro maggiore complessità, i sistemi di poligenerazione, se opportunamente progettati, possono condurre ad un incremento dell'efficienza di conversione, che si traduce non solo in un migliore sfruttamento delle risorse energetiche ed in una maggiore redditività dell'investimento, ma anche in una riduzione degli impatti sull'ambiente. Tali sistemi possono, inoltre, contribuire alla diffusione di forme di generazione distribuita di energia, specialmente se basati sullo sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili.

In particolare, i principali benefici dei sistemi di poligenerazione distribuita da fonti rinnovabili comprendono:

- la possibilità di utilizzo di fonti energetiche locali;
- la ridotta necessità di trasporto dell'energia, grazie alla vicinanza tra produzione e consumo;
- una maggiore diversificazione del mix energetico;
- una minore dipendenza dalle importazioni;
- una maggiore autosufficienza energetica, grazie all'impiego di sistemi di accumulo.

Con l'obiettivo di favorire la penetrazione delle tecnologie di poligenerazione, l'industria, gli enti di ricerca ed il mondo accademico stanno conducendo un'intensa attività di modellazione e prototipazione di impianti alimentati da combustibili fossili, da energie rinnovabili (energia solare, eolica, idroelettrica,

geotermica e biomasse) o da un opportuno mix di differenti fonti energetiche. Come evidenziato dal grafico di Figura 1, il numero di studi sui sistemi di poligenerazione è cresciuto in maniera pressoché lineare a partire dal 2006. In particolare, gli studi sui sistemi alimentati da fonti energetiche rinnovabili hanno fornito un contributo mediamente crescente, variabile tra circa il 10% (2006) ed il 40% (2018).

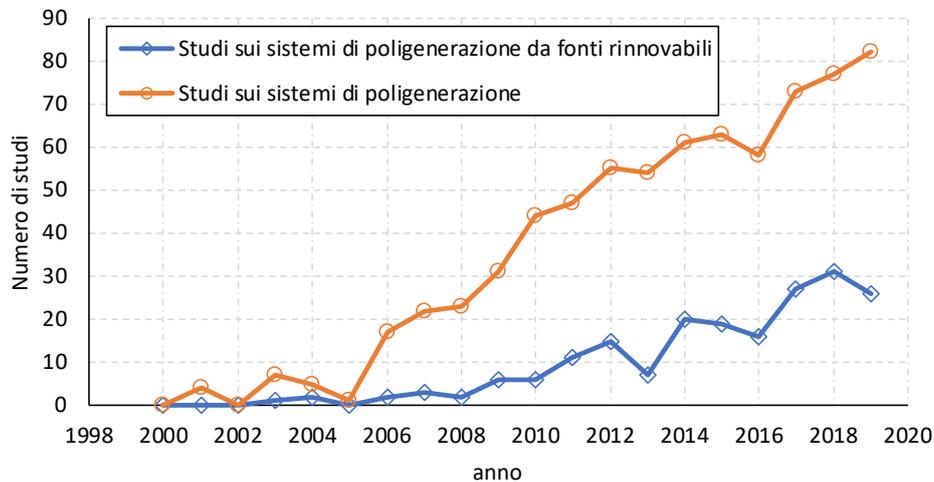


Figura 1. Andamento nel tempo del numero di studi sui sistemi di poligenerazione

L'attività di ricerca sui sistemi di poligenerazione alimentati da fonti rinnovabili ha interessato principalmente lo sviluppo di modelli di simulazione dinamica, in grado di predire il comportamento dell'impianto, al variare della disponibilità delle fonti energetiche rinnovabili e delle condizioni operative dei componenti dello stesso.

Tali studi hanno impiegato differenti metodologie di indagine, sia tradizionali che avanzate, tra cui:

- l'analisi energetica, al fine di valutare le prestazioni dei singoli componenti (collettori solari, pompe di calore, macchine frigorifere, ecc.) e quelle globali del sistema di poligenerazione;
- l'analisi economica, per la stima del costo di investimento dell'impianto e dei principali indici di redditività, tra cui il valore attuale netto, il tempo di ritorno dell'investimento ed il tasso interno di rendimento;
- l'analisi exergetica ed exergo-economica, al fine di individuare l'entità delle irreversibilità del sistema, definire potenziali strategie di miglioramento ed associare un valore economico ai flussi energetici.

Data la complessità dei sistemi di poligenerazione, studi recenti hanno focalizzato l'attenzione sul confronto di differenti strategie di controllo [2–4] e l'ottimizzazione del layout dell'impianto [5–7].

In relazione alla tipologia di fonte rinnovabile impiegata, gran parte degli studi hanno esaminato sistemi alimentati da energia solare o da una combinazione di energia solare ed energia da biomasse e geotermica.

2.1 Sistemi di poligenerazione da energia solare

Un importante filone di ricerca ha riguardato lo studio di sistemi di trigenerazione, per la produzione combinata di energia elettrica, termica (riscaldamento ed acqua calda sanitaria) e frigorifera a partire dall'energia solare.

In particolare, sono state valutate le potenzialità di sistemi comprendenti moduli fotovoltaici e pompe di calore, o ancora di sistemi integranti moduli termo-fotovoltaici a bassa temperatura, pompe di calore e macchine ad assorbimento o adsorbimento.

A questo riguardo, Calise et al. [8] hanno condotto uno studio riguardante lo sviluppo in TRNSYS di un modello di simulazione di un sistema di trigenerazione, comprendente un campo di moduli termo-fotovoltaici, una macchina ad assorbimento a singolo stadio ad acqua-bromuro di litio, serbatoi di stoccaggio dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata e sistemi di riscaldamento ausiliari (Figura 2). Il modello ha consentito di valutare le prestazioni energetiche ed economiche del sistema di trigenerazione, considerando come caso di studio un edificio universitario situato nella città di Napoli. Lo studio ha evidenziato che le prestazioni del sistema di trigenerazione sono influenzate principalmente dall'efficienza dei moduli termo-fotovoltaici, che risulta piuttosto elevata durante la stagione estiva, per poi ridursi in maniera significativa durante la stagione invernale. Su base annuale, il contributo dell'energia solare al soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica ed elettrica raggiunge circa il 90% ed il 65% rispettivamente. L'efficienza elettrica media del campo di moduli termo-fotovoltaici è di poco inferiore al 10%. Il sistema consente, inoltre, un risparmio di energia primaria di circa il 70% rispetto ad una tradizionale pompa di calore aria-acqua in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia termica e frigorifera.

Dall'analisi economica è emerso che i tempi di ritorno dell'investimento iniziale sono fortemente influenzati dal costo specifico dei collettori solari e dalla presenza di opportuni sistemi di incentivazione. In particolare, il migliore sistema di incentivazione è quello che premia i risparmi di energia primaria (sia termici che elettrici). In tal caso, il tempo di ritorno dell'investimento risulta inferiore ai 4 anni, assumendo un costo specifico dei moduli termo-fotovoltaici di 400 €/m².

In un altro studio condotto dagli stessi autori [5] è stato esaminato un sistema comprendente moduli termo-fotovoltaici accoppiati ad una pompa di calore e ad un chiller ad adsorbimento, per la produzione combinata di energia elettrica, calore ed energia frigorifera (Figura 3). In tale impianto, l'energia termica prodotta dai moduli termo-fotovoltaici alimenta l'evaporatore della pompa di calore durante la stagione invernale e il generatore del chiller ad adsorbimento durante la stagione estiva. Dall'analisi energetica è emerso che l'efficienza globale del sistema è intorno al 49%, mentre i valori del coefficient of performance (COP) della pompa di calore e del chiller su base annuale si attestano intorno a 4 e 0.55 rispettivamente. Dal punto di vista economico, il tempo di ritorno dell'investimento si riduce sensibilmente in presenza di forme di finanziamento, oscillando tra 8 e 12, in relazione alla disponibilità della fonte solare.

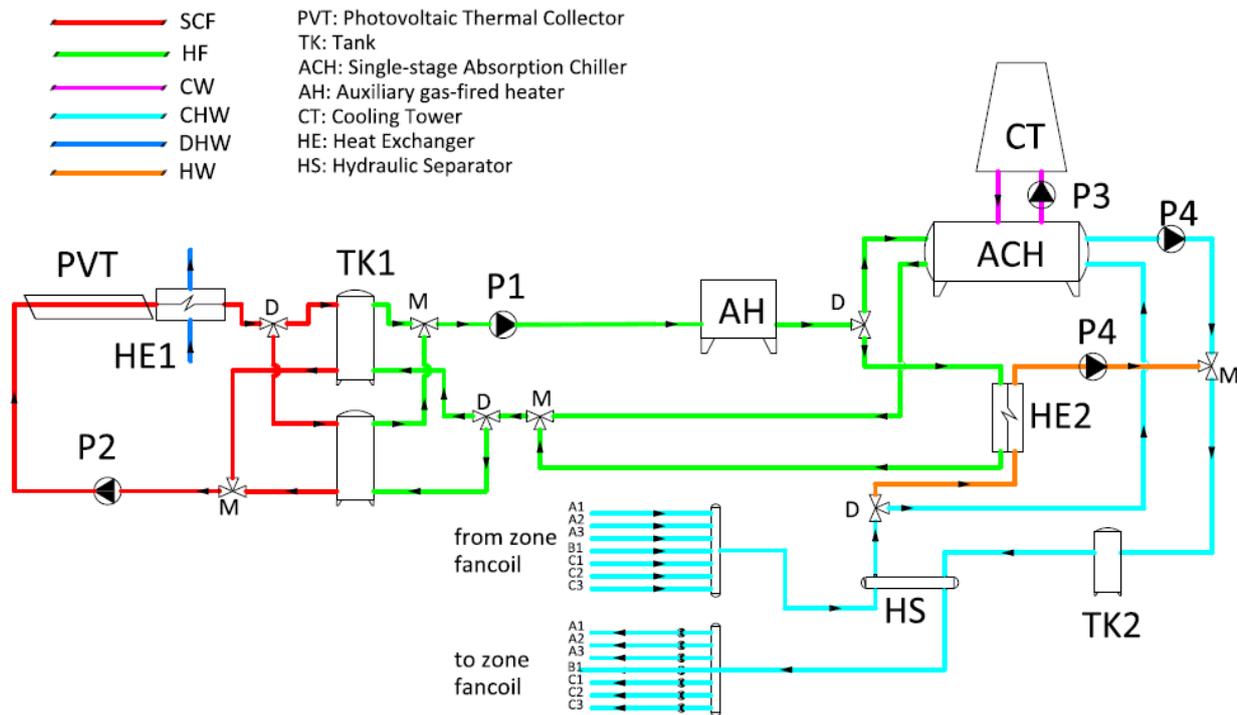


Figura 2. Layout dell'impianto di trigenerazione alimentato da energia solare [8]

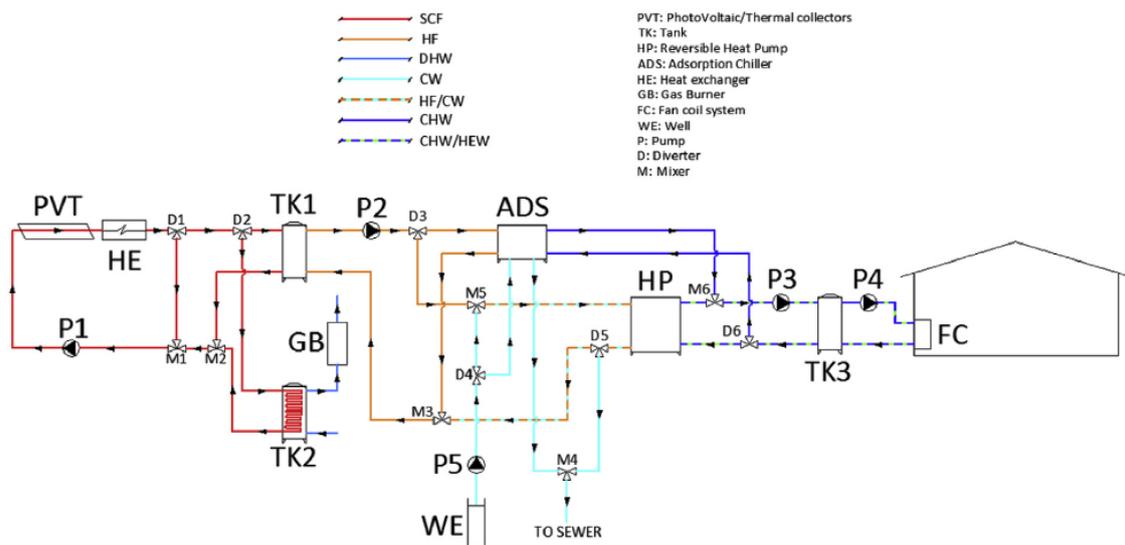


Figura 3. Layout di un impianto di trigenerazione con moduli termo-fotovoltaici, pompa di calore e chiller ad adsorbimento [5]

Al-Sulaiman et al. hanno esaminato un impianto di trigenerazione più sofisticato [9], comprendente un campo di collettori solari parabolici ad alta temperatura, al servizio di un ciclo Rankine a fluido organico (ORC) per la produzione di energia elettrica; l'energia termica recuperata dall'ORC è impiegata per il riscaldamento ed il raffreddamento, grazie all'integrazione di un chiller ad assorbimento, mentre opportuni sistemi di accumulo hanno il compito di sopperire alle variazioni della disponibilità della fonte solare. Sono state esaminate differenti modalità operative dell'impianto, tra cui il caso di generazione di energia elettrica, il caso di cogenerazione di energia elettrica ed energia termica o frigorifera e il caso di trigenerazione. È stata quindi condotta un'analisi di sensitività delle prestazioni dell'impianto alle variazioni

delle condizioni operative dell'ORC, tra cui la differenza di temperatura di pinch-point nell'evaporatore, la temperatura all'ingresso della pompa e la temperatura all'ingresso della turbina. Dallo studio è emerso, in particolare, che il rendimento exergetico massimo relativa alla generazione di energia elettrica è compreso tra il 3% ed il 7%, mentre il rendimento exergetico globale oscilla tra il 7% ed il 20%.

Bellos e Tzivanidis [10] hanno esaminato un impianto per la produzione di energia elettrica, termica e frigorifera, alimentato da energia solare. L'impianto comprende due principali sezioni: un campo di collettori solari parabolici, accoppiato ad un serbatoio di accumulo dell'energia termica ed una unità di trigenerazione. Quest'ultima è costituita da un generatore, che utilizza l'energia termica prodotta dal campo solare per la produzione di vapore surriscaldato, una turbina per la produzione di energia elettrica, un condensatore che produce energia termica ed un evaporatore che genera energia frigorifera. Nella sua configurazione ottimale, l'impianto ha una potenza elettrica di 4.6 kW, una potenza termica di circa 60 kW ed una potenza frigorifera di 7.1 kW. In tali condizioni, l'efficienza energetica e quella exergetica raggiungono valori pari a 87.4% e 11.3%, a fronte di un tempo di ritorno semplice dell'investimento di 3-4 anni.

Bellos e Tzivanidis [11] hanno anche esaminato un sistema di trigenerazione, per la produzione combinata di energia elettrica, energia termica e frigorifera. Il sistema comprende un campo di collettori solari parabolici, un serbatoio di accumulo caldo, un ORC ed una macchina ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio. In tale sistema, l'energia termica prodotta dai collettori solari alimenta l'ORC; quest'ultimo, oltre a produrre energia elettrica, cede il calore di condensazione alla macchina ad assorbimento che si comporta come una pompa di calore, producendo sia energia frigorifera (in corrispondenza dell'evaporatore), che energia termica (in corrispondenza del condensatore e dell'assorbitore) ad una temperatura adeguata al riscaldamento di un edificio (50°C). Quindi è stata condotta un'analisi parametrica, al fine di valutare le prestazioni energetiche del sistema integrato, al variare di diversi parametri operativi, tra cui la tipologia di fluido organico, la temperatura del vapore surriscaldato ed il rapporto di compressione dell'ORC, la temperatura di cessione del calore alla macchina ad assorbimento e la relativa temperatura all'evaporatore, l'intensità della radiazione solare incidente. Lo studio ha evidenziato un rendimento di primo principio superiore al 100%, grazie allo sfruttamento del calore di scarto della macchina ad assorbimento per il soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica per riscaldamento. L'efficienza exergetica, invece, assume un valore massimo prossimo al 30%, nel caso in cui il fluido organico impiegato sia toluene.

La Tabella 1 riassume le caratteristiche salienti dei principali studi relativi ai sistemi di poligenerazione di energia da fonte solare.

Tabella 1. Studi di simulazione sugli impianti di poligenerazione alimentati ad energia solare

Studio	anno	Software di simulazione	Tipologia di collettori solari	Superficie dei collettori solari (m ²)	Altre tecnologie impiegate	Indici di prestazione energetica ed ambientale	Indici di prestazione economica	Prodotti	Utenza
Calise et al. [8]	2012	TRNSYS	Moduli termo-fotovoltaici	1000	Chiller ad assorbimento a singolo effetto (LiBr-H ₂ O), sistema di riscaldamento ausiliario, serbatoio di accumulo caldo, torre evaporativa	Risparmi di energia primaria, frazione solare, frazione solare elettrica	Tempo di ritorno dell'investimento (con e senza meccanismi di incentivazione)	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria	Università
Calise et al. [5]	2016	TRNSYS	Moduli termo-fotovoltaici	20	Pompa di calore reversibile acqua-acqua, chiller ad adsorbimento (zeolite), sistema di riscaldamento ausiliario, serbatoio di accumulo caldo, torre evaporativa	Frazione solare, COP _{HP} , COP _{ADS} , rendimento di 1° principio	Costo di investimento e tempo di ritorno (con e senza meccanismi di incentivazione)	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria	Edificio residenziale
Al-Sulaiman et al. [9]	2011	-	Collettori parabolici lineari	-	ORC, chiller ad assorbimento, serbatoi di accumulo caldo e freddo	Rendimento di 2° principio, exergia distrutta	-	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	-
Bellos e Tzivanidis [10]	2018	-	Collettori parabolici lineari	100	serbatoio di accumulo caldo, generatore, turbina, condensatore, evaporatore	Rendimenti di 1° e 2° principio	Tempo di ritorno dell'investimento	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	Hotel
Bellos e Tzivanidis [11]	2017	EES	Collettori parabolici lineari	1000	ORC, serbatoio di accumulo caldo, chiller ad assorbimento (LiBr-H ₂ O)	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	Gruppo di edifici

2.2 Sistemi di poligenerazione da energia solare e biomasse

Allo scopo di superare le problematiche associate alla bassa densità energetica ed alla variabilità temporale della fonte solare, diversi studi hanno esaminato le potenzialità di soluzioni impiantistiche alimentate da un opportuno mix di fonti energetiche rinnovabili. In particolare, è stata esaminata la possibilità di integrare in maniera efficace l'energia solare con l'energia da biomasse. A tal proposito, Calise et al. [12] hanno simulato le prestazioni energetico-economiche di un impianto di trigenerazione comprendente un campo di collettori solari parabolici, un motore a combustione interna alimentato da olio vegetale ed un gruppo frigo ad assorbimento. In tale impianto, l'integrazione delle fonti energetiche è realizzata grazie ad un sistema di recupero del calore dei gas esausti prodotti dal motore a combustione interna, che consente di incrementare la temperatura del fluido termovettore uscente dal campo solare. Lo studio ha evidenziato che tale sistema è in grado di realizzare un risparmio di energia primaria di oltre il 90% rispetto ad un sistema di condizionamento tradizionale e, in presenza di sistemi di incentivazione, il corrispondente tempo di ritorno dell'investimento è di gran lunga inferiore alla vita utile dell'impianto (<7 anni).

Karellas e Braimakis [13] hanno esaminato un sistema di trigenerazione per la produzione di energia elettrica, calore ed energia frigorifera, basato sull'integrazione di un ORC e di un ciclo a compressione di vapore (VCC). In tale sistema, l'ORC produce energia elettrica a partire dall'energia termica generata da un campo di collettori solari parabolici e da un boiler a biomasse, attraverso due distinti circuiti dell'acqua a media pressione; durante il periodo estivo, una frazione dell'energia elettrica prodotta dall'ORC è consumata dal ciclo a compressione di vapore, per soddisfare i fabbisogni di raffrescamento, mentre l'energia termica rilasciata dal condensatore viene utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria. Durante la stagione invernale, invece, il ciclo a compressione di vapore viene disconnesso, venendo meno la richiesta di energia frigorifera e l'impianto opera in modalità cogenerativa. Lo studio ha consentito di valutare l'influenza di numerosi parametri, tra cui le temperature di condensazione ed evaporazione. I risultati delle simulazioni hanno evidenziato che l'efficienza di produzione dell'energia elettrica è di circa il 2.4%, mentre l'efficienza exergetica si attesta intorno al 7%, quando il boiler a biomasse opera a pieno carico. Considerando come caso studio un appartamento situato in Grecia, il tasso interno di rendimento ed il tempo di ritorno dell'investimento si aggirano intorno al 12% e a 7 anni rispettivamente.

Wang e Yang [14] hanno esaminato le potenzialità di un sistema comprendente un gassificatore a biomasse, un campo solare a tubi evacuati, un motore a combustione interna ed un chiller ad assorbimento ad effetto misto (Figura 4). Il gas prodotto nel processo di gassificazione alimenta il motore a combustione interna per la generazione di energia elettrica; il calore di scarto recuperato dal motore e quello fornito dal campo solare vengono impiegati per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento e quelli di raffrescamento, attraverso il chiller. Dallo studio è emerso che il rendimento di primo e di secondo principio raggiungono valori prossimi al 58% ed al 16%, a cui corrisponde una riduzione delle emissioni di CO₂ del 96%. Inoltre, le biomasse contribuiscono in maniera preponderante al soddisfacimento dei fabbisogni di energia primaria, mentre l'energia solare è la principale responsabile della riduzione delle emissioni di CO₂.

elevati costi di investimento, dovuti al fatto che le piccole taglie dei componenti non consentono di sfruttare i benefici associati alle economie di scala.

Ghait e Abusitta [17] hanno sviluppato e validato un modello per la valutazione della fattibilità tecnico-economica di un impianto di solar heating and cooling al servizio di edifici residenziali negli Emirati Arabi. Lo studio ha permesso, in particolare, di valutare i risparmi di energia primaria e le prestazioni economiche (tempo di ritorno dell'investimento) ed ambientali (riduzione delle emissioni di CO₂) per due configurazioni edilizie, tra cui il caso di un ufficio alimentato completamente da un campo di collettori solari ed il caso di un edificio a quattro piani, in cui il campo solare è affiancato da un boiler a biomasse. Dall'analisi è emerso che nel primo caso il tempo di ritorno dell'investimento è di 8 anni, mentre si riduce a 4 nel caso di sistema ibrido con una penetrazione dell'energia solare del 20%. Inoltre, il tempo di ritorno dell'investimento non è influenzato dalla tipologia di collettori solari, anche se l'impiego di collettori a tubi evacuati consente una riduzione della superficie richiesta del 10%.

Bellos et al. [18] hanno esaminato un sistema di poligenerazione alimentato da energia solare e da biomasse, comprendente un campo di collettori solari parabolici, un serbatoio di accumulo termico, un boiler ausiliario a biomasse, un ORC ed un VCC (Figura 5). Il campo di collettori solari è in grado di produrre calore a media temperatura (150°C), che viene stoccato nel serbatoio di accumulo e quindi impiegato per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento ed alimentare l'ORC. Quest'ultimo produce energia elettrica e calore a bassa temperatura, grazie al recupero dell'energia termica di condensazione. Il VCC, invece, produce energia frigorifera per soddisfare i fabbisogni di raffreddamento (5°C). Il sistema è stato progettato in regime stazionario, con l'obiettivo di ottimizzare i principali parametri operativi dell'ORC; la configurazione ottimale così individuata è stata sottoposta ad un'indagine in regime dinamico. I risultati delle simulazioni condotte su base annuale indicano una frazione solare prossima al 30%, un rendimento globale di primo principio di circa il 50% ed un rendimento exergetico del 22%, a fronte di un tempo di ritorno dell'investimento di poco più di 5 anni.

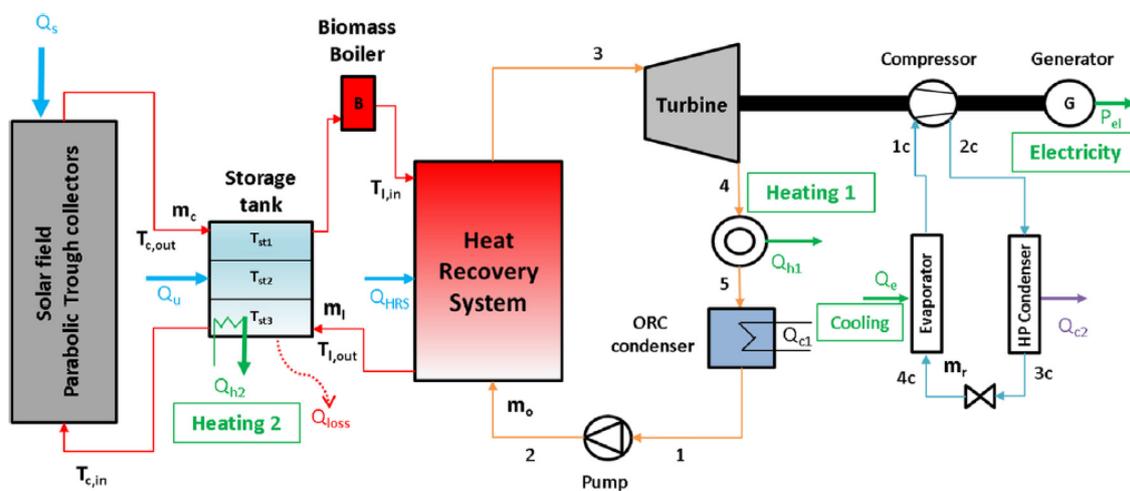


Figura 5. Sistema di trigenerazione integrante collettori solari parabolici, ORC, caldaia ausiliaria a biomasse, serbatoio di accumulo caldo e VCC [18]

Khalid et al. [19] hanno condotto un'analisi energetica ed exergetica di un impianto per la produzione combinata di energia elettrica, energia frigorifera, acqua ed aria calda. Il sistema, alimentato da energia solare e biomasse, comprende un eliostato, due impianti di tipo ORC, due turbine a gas ed una macchina frigorifera ad assorbimento. Lo studio condotto ha evidenziato che il rendimento di primo e secondo principio raggiungono valori massimi, pari rispettivamente al 67% e al 40%, quando l'energia solare è opportunamente integrata dall'energia fornita dalle biomasse.

La Tabella 2 riassume i principali studi relativi ad impianti di poligenerazione di energia alimentati da energia solare e da biomasse.

Tabella 2. Studi di simulazione su di poligenerazione alimentati da energia solare e biomasse

Studio	anno	Software di simulazione	Tipologia di collettori solari	Superficie dei collettori solari (m ²)	Altre tecnologie impiegate	Principali indici di prestazione energetica ed ambientale	Principali indici di prestazione economica	Prodotti	Utenza
Calise et al. [12]	2012	TRNSYS	Collettori parabolici lineari	600	Motore ad olio vegetale, chiller ad assorbimento a singolo effetto (LiBr-H ₂ O), sistema di riscaldamento ausiliario, serbatoio di accumulo caldo, torre evaporativa	Risparmi di energia primaria, frazione solare	Tempo di ritorno dell'investimento (con e senza meccanismi di incentivazione)	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria	Università
Karellas e Braimakis [13]	2016	-	Collettori parabolici lineari	50	Caldaia a biomasse, ORC, VCC	Rendimenti di 1° e 2° principio	Tasso interno di rendimento, Tempo di ritorno dell'investimento	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	Appartamento
Wang e Yang [14]	2016	EES	Collettori solari a tubi evacuati	96	Gassificatore a biomasse, chiller ad assorbimento ad effetto misto (LiBr-H ₂ O)	Rendimenti di 1° e 2° principio, riduzione delle emissioni di CO ₂	-	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	-
Calise [15]	2012	TRNSYS	Collettori parabolici lineari	800	Caldaia a biomasse ausiliaria, chiller ad assorbimento a doppio effetto (LiBr-H ₂ O), serbatoio di accumulo caldo, torre evaporativa	Risparmi di energia primaria, frazione solare	Tempo di ritorno dell'investimento (con e senza meccanismi di incentivazione)	Riscaldamento, raffrescamento	Università
Angrisani et al. [16]	2013	-	Specchio di Scheffler	12.5	Gassificatore a biomasse, motore Stirling	Potenza elettrica	-	Elettricità, riscaldamento, acqua calda	-
Ghait e Abusitta [17]	2014	-	Collettori solari piani, collettori solari a tubi evacuati	-	Chiller ad assorbimento a singolo effetto (LiBr-H ₂ O), caldaia a biomassa, torre evaporativa	Risparmio di energia primaria, riduzione delle emissioni di CO ₂	Tempo di ritorno dell'investimento	Riscaldamento, raffrescamento	Uffici, edificio residenziale
Bellos et al. [18]	2018	EES	Collettori parabolici lineari	70	Caldaia ausiliaria a biomasse, ORC, serbatoio di accumulo caldo, VCC	Frazione solare, rendimenti di 1° e 2° principio	Costo di investimento, tempo di ritorno, tasso interno di rendimento	Elettricità, riscaldamento, raffrescamento	Edificio residenziale
Khalid et al. [19]	2015	-	Eliostato	2000-10000	2 ORC, 2 turbine a gas, chiller ad assorbimento	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Elettricità, raffrescamento, acqua ed aria calda	-

2.3 Sistemi di poligenerazione da energia solare e geotermica

Altri studi hanno indagato le potenzialità di integrazione tra energia solare e geotermica. A questo riguardo, Al-Ali e Dincer [20] hanno esaminato un impianto di poligenerazione in grado di generare energia elettrica, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda e calore per usi industriali. I componenti principali dell'impianto sono un ciclo Rankine principale alimentato da energia geotermica e da energia solare, due ORC sottoposti ed una macchina ad assorbimento. Il ciclo Rankine principale produce energia elettrica, oltre ad alimentare gli ORC operanti a due differenti livelli di temperatura. L'energia termica di condensazione recuperata dall'ORC operante a temperatura più bassa viene impiegata per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento, mentre la macchina ad assorbimento, alimentata dal calore di scarto dell'ORC operante a temperatura più elevata, produce energia frigorifera. Nell'ambito di tale studio è stata condotta un'analisi di sensitività, allo scopo di valutare l'influenza dei principali parametri operativi sulle prestazioni energetiche ed exergetiche del sistema. I risultati delle simulazioni indicano rendimenti massimi di 1° e 2° principio di circa il 78% ed il 36% rispettivamente.

Buonomano et al. [21] hanno condotto uno studio riguardante la simulazione e l'ottimizzazione di un sistema di trigenerazione alimentato da energia solare e geotermica. L'impianto comprende differenti tecnologie, tra cui un micro ORC ed una macchina frigorifera ad assorbimento alimentati dall'energia estratta da una sonda geotermica (95°C), un campo di collettori solari a tubi evacuati ed un serbatoio di accumulo, per sopperire alle fluttuazioni della disponibilità della fonte solare. Il campo di collettori solari, operante con un olio diatermico, ha lo scopo di incrementare la temperatura all'evaporatore dell'ORC, con conseguente miglioramento delle sue prestazioni. L'analisi di sensitività ha quindi permesso di valutare l'influenza della temperatura del pozzo geotermico sulle prestazioni energetiche del sistema. Lo studio ha evidenziato che, al crescere della temperatura del pozzo, l'efficienza dell'ORC aumenta, superando valori dell'ordine del 7%, mentre l'energia termica fornita dalla caldaia ausiliaria diminuisce. D'altra parte, l'energia frigorifera prodotta non subisce sostanziali variazioni. Dal punto di vista economico, il tempo di ritorno dell'investimento si riduce a meno di 3 anni in presenza di opportuni meccanismi di incentivazione.

Bincer e Dincer [22] hanno esaminato un sistema integrante un campo di moduli termo-fotovoltaici, una sonda geotermica, una pompa di calore e una macchina frigorifera ad assorbimento, per la produzione combinata di energia elettrica ed energia termica, al servizio di un'utenza con fabbisogni di riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria ed aria per l'essiccamento. Le prestazioni energetiche dell'impianto integrato sono state valutate al variare della temperatura, della pressione e dell'umidità relativa dell'aria e della portata di acqua nei moduli termo-fotovoltaici. Lo studio ha mostrato, in particolare, che un incremento della temperatura dell'aria influisce positivamente sul COP della macchina ad assorbimento, sull'efficienza dell'ORC e quindi sulle prestazioni dell'intero impianto. I rendimenti di 1° e 2° principio dell'intero sistema raggiungono valori massimi pari all'11% ed al 28% rispettivamente.

Tempesti et al. [23] hanno esaminato due innovativi sistemi di micro-cogenerazione, basati su un ORC alimentato da energia solare ed energia geotermica a bassa temperatura (90°C). Entrambe le configurazioni sono state progettate per fornire una potenza elettrica di 50 kW_{el} ed una potenza termica di 400 kW_{th}. Nella prima configurazione, il fluido di lavoro riceve energia da una sonda geotermica e da un campo di collettori solari a tubi evacuati; il vapore surriscaldato così generato evolve in una turbina a singolo stadio che produce energia elettrica; il calore recuperato dalla condensazione del fluido termovettore viene impiegato per soddisfare i fabbisogni di energia termica a media e bassa temperatura. Nella seconda configurazione, invece, un campo di collettori solari a tubi evacuati riscalda il fluido termovettore fino ad una temperatura intermedia; quindi una frazione del fluido termovettore viene riscaldata fino alla temperatura massima del ciclo, grazie ad un campo di collettori solari parabolici. L'energia elettrica viene quindi prodotta grazie ad una turbina a due stadi. In entrambi le configurazioni, il fluido di lavoro che garantisce le migliori prestazioni exergetiche è l'R245fa, mentre quello che garantisce il maggiore recupero di calore è l'R134a. I risultati delle simulazioni hanno, inoltre, evidenziato che la configurazione con turbina a singolo stadio garantisce le migliori prestazioni in condizioni di progetto. D'altra parte, la configurazione con turbina a due stadi ha una maggiore capacità di adattarsi alle condizioni di fuori progetto.

Suleman et al. [24] hanno indagato un sistema ibrido alimentato da energia solare e geotermica, in grado di produrre energia elettrica, calore ed energia frigorifera. Il sistema è costituito da un campo di collettori solari parabolici, una sonda geotermica, due impianti di tipo ORC (ORC1, ORC2), un chiller ad assorbimento

ed uno scambiatore di calore per l'essiccamento (Figura 6). Mentre l'ORC2 è alimentato esclusivamente dall'energia prelevata dalla sonda geotermica, l'ORC1, operando con una temperatura di ingresso in turbina più elevata, riceve calore anche campo di collettori solari. Il calore di condensazione prodotto dagli ORC viene recuperato, rendendo disponibile calore utile ed alimentando il chiller ad assorbimento. Il campo di collettori solari, oltre ad alimentare l'ORC1, fornisce anche il calore richiesto dal sistema di essiccazione. Lo studio di simulazione ha evidenziato che i rendimenti di 1° e 2° principio si attestano intorno al 55% ed al 76% rispettivamente. L'analisi exergetica ha anche evidenziato che entrambi gli ORC sono responsabili di una quota significativa dell'exergia complessivamente distrutta dall'impianto; pertanto un'accurata scelta dei fluidi organici e dei parametri operativi degli ORC è essenziale al fine di migliorare le prestazioni del sistema di poligenerazione.

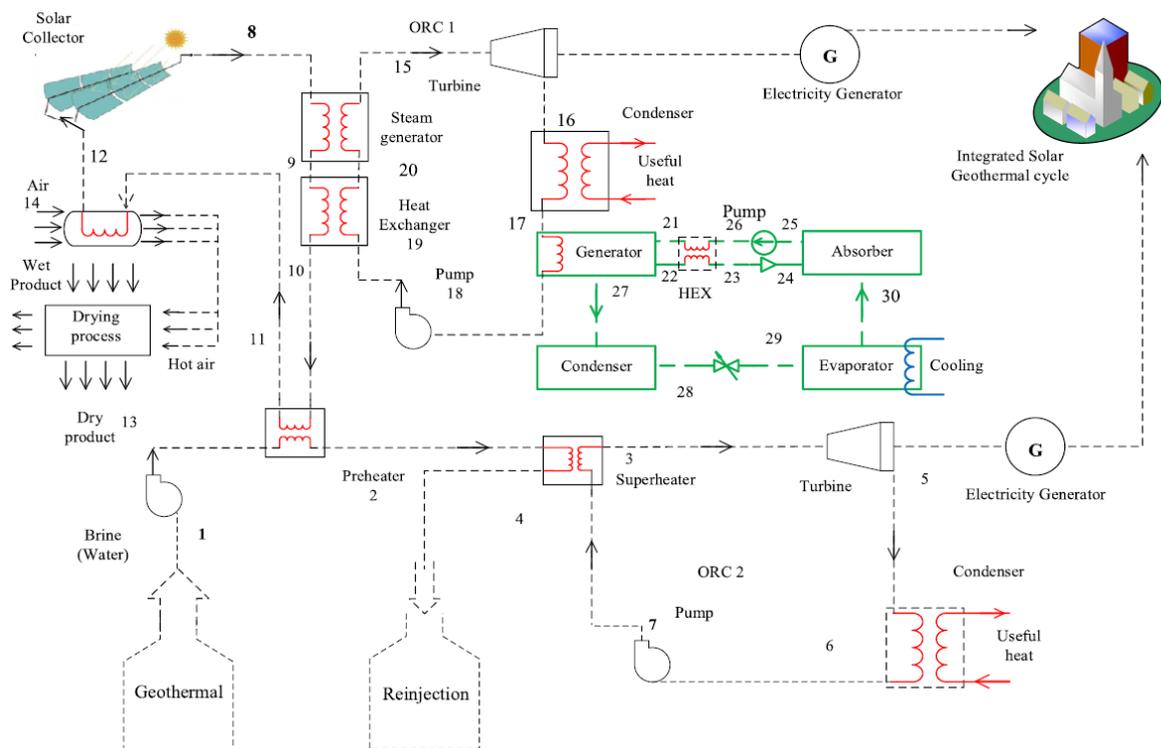


Figura 6. Layout di un sistema di poligenerazione comprendente un campo di collettori solari parabolici, una sonda geotermica, due impianti di tipo ORC ed un chiller ad assorbimento [24]

In Tabella 3 sono riportati i principali studi sui sistemi di poligenerazione alimentati ad energia solare e geotermica.

Tabella 3. Studi di simulazione sui sistemi di poligenerazione alimentati da energia solare e geotermica

Studio	anno	Software di simulazione	Tipologia di collettori solari	Superficie dei collettori solari (m ²)	Altre tecnologie impiegate	Principali indici di prestazione energetica ed ambientale	Principali indici di prestazione economica	Prodotti	Utenza
Ali e Dincer [20]	2014	EES	Collettori parabolici lineari	-	Ciclo Rankine ad energia geotermica (190°C) e solare, 2 ORC, chiller ad assorbimento a singolo effetto (LiBr-H ₂ O)	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Energia elettrica, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda, calore per usi industriali	-
Buonamono et al. [21]	2015	TRNSYS	Collettori a tubi evacuati	25	Sonda geotermica (96°C), micro ORC, chiller ad assorbimento a singolo effetto (LiBr-H ₂ O), serbatoio di accumulo caldo	Efficienze dei componenti del sistema	Valore attuale netto, tempo di ritorno semplice (con e senza meccanismi di incentivazione)	Energia elettrica, riscaldamento, raffrescamento	Hotel
Bicer e Dincer [22]	2016	EES	Moduli termofotovoltaici	114	Sonda geotermica (200°C), ORC, chiller ad assorbimento (LiBr-H ₂ O), pompa di calore	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Energia elettrica, riscaldamento, raffrescamento, acqua calda, aria calda per essiccamento	-
Tempesti et al. [23]	2012	-	Collettori a tubi evacuati e collettori parabolici lineari	300-600	Sonda geotermica (80-100°C), ORC	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Energia elettrica, energia termica	Edifici residenziali da 30-40 appartamenti
Suleman et al. [24]	2014	-	Collettori parabolici lineari	-	Sonda geotermica (110°C), 2 ORC, chiller ad assorbimento (LiBr-H ₂ O), scambiatore di calore per l'essiccamento	Rendimenti di 1° e 2° principio	-	Energia elettrica, raffrescamento, aria calda per l'essiccamento	-

2.4 Studi sperimentali sui sistemi di poligenerazione

Viceversa, un numero limitato di studi ha interessato l'indagine sperimentale di sistemi di poligenerazione. Ciò principalmente a causa degli elevati costi iniziali di investimento, delle problematiche associate alla complessa integrazione dei componenti del sistema, dei tempi e dei costi della campagna sperimentale di monitoraggio. In particolare, l'attività di sperimentazione ha riguardato impianti di solar cooling al servizio di edifici residenziali o ancora pompe di calore geotermiche elio-assistite, per il riscaldamento di serre agricole. Tali studi hanno avuto l'obiettivo principale di valutare le prestazioni energetiche del prototipo, sulla base di una prefissata strategia di controllo, e verificare il soddisfacimento dei fabbisogni delle utenze. In particolare, lo studio in [25] ha presentato i risultati di una campagna sperimentale condotta su un impianto di solar cooling. Il prototipo, realizzato in Arabia Saudita, è basato su collettori piani a tubi evacuati, una macchina ad assorbimento a doppio effetto ed un motore diesel ausiliario, che ha lo scopo di sopperire alla variabilità della disponibilità della fonte solare. Dall'indagine sperimentale è emerso che l'efficienza media giornaliera dei collettori solari è compresa tra il 30 ed il 50%, mentre il contributo della radiazione solare al soddisfacimento dei fabbisogni energetici della macchina ad assorbimento assume un valore massimo del 90% nel mese di maggio. I dati sperimentali hanno anche permesso di validare un modello dell'impianto di solar cooling in ambiente TRNSYS, grazie al quale è stato possibile esaminare anche il caso di un impianto alimentato da collettori parabolici a concentrazione. Il confronto tra le due tecnologie ha evidenziato che i collettori a tubi evacuati, avendo prestazioni più elevate rispetto ai collettori parabolici a concentrazione, garantiscono una maggiore frazione solare. Dall'analisi economica è emerso che questi sistemi diventano estremamente convenienti in quelle località in cui il costo dell'energia elettrica risulti superiore ai 15 c€/kWh.

Bermejo et al. [26] hanno condotto uno studio sperimentale su un impianto di solar cooling al servizio della scuola di ingegneria di Siviglia. L'impianto è costituito da una macchina ad assorbimento a doppio effetto ad acqua e bromuro di litio della potenza frigorifera di 174 kW_f, alimentato da un campo di collettori solari a concentrazione di tipo Fresnel (352 m²) e da una caldaia ausiliaria a gas naturale. I risultati della campagna sperimentale hanno evidenziato un'efficienza dei collettori media giornaliera del 35%; per quanto riguarda la macchina ad assorbimento, è stato rilevato un COP medio giornalieri compreso tra 1.1 ed 1.25, con un contributo dell'energia solare ai fabbisogni del generatore del 75%.

Marc et al. [27] hanno discusso i risultati dell'indagine sperimentale condotta su un impianto di solar cooling installato nell'isola della Riunione, al servizio di quattro aule scolastiche. Il sistema è costituito da un campo di collettori solari a doppio vetro (90 m²), un chiller ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio a singolo effetto (30 kW_f), un serbatoio di accumulo caldo (1500 l), un serbatoio di accumulo freddo (1000 l) ed una torre evaporativa. Il comfort termico delle aule è gestito attraverso un sistema operativo che garantisce una temperatura interna di 6° inferiore rispetto a quella esterna. Nel periodo di monitoraggio, il COP riportato in termini di consumi di energia elettrica è risultato inferiore rispetto ai valori tipici delle pompe di calore (1.5-2.5), principalmente a causa di una non ottimale strategia di controllo dell'impianto.

Prasartkaew e Kumar [28] hanno condotto uno studio sperimentale su un impianto di condizionamento dell'aria, alimentato da energia solare e biomasse. L'impianto, collocato presso l'Asian Institute of Technology (AIT) di Bangkok, comprende un campo di collettori solari, un serbatoio di stoccaggio dell'acqua calda, una caldaia ausiliaria a biomasse ed un chiller ad assorbimento a singolo effetto (Figura 7). Nel corso della campagna di monitoraggio, l'impianto ha operato con una capacità pari al 75% del valore nominale, registrando un valore medio giornaliero del COP relativo al chiller pari a 0.67 ed un valore complessivo del COP pari a 0.11.

Ozgener e Hepbasli [29] hanno indagato le prestazioni di una pompa di calore alimentata da una sonda geotermica elio-assistita, posta al servizio di una serra (Figura 8). L'impianto pilota, collocato presso il Solar Energy Institute di Izmir (Turchia), è stato monitorato per un periodo di tre mesi, registrando valori del COP della pompa di calore compresi tra 2 e 3.13, in relazione alla disponibilità della fonte solare. Lo studio ha anche evidenziato che, in assenza di un sistema ausiliario, l'impianto non è in grado di sopperire all'intero fabbisogno di riscaldamento della serra.

Considerando il medesimo impianto, uno studio successivo [30] ha valutato la possibilità di integrare una micro-turbina eolica. Dall'indagine è emerso che quest'ultima è in grado di soddisfare circa il 3% dei consumi annui di energia elettrica dell'intero impianto ed il 12% dei consumi dei sistemi ausiliari.

Rosiek e Batlles [31] hanno valutato la possibilità di ridurre gli impatti di un sistema di condizionamento dell'aria elio-assistito, grazie alla sostituzione della torre evaporativa con un sistema geotermico superficiale in grado di fornire acqua ad una temperatura di 22°C. I risultati della campagna sperimentale condotta durante la stagione estiva del 2010 e del 2011 su un impianto pilota realizzato ad Almeria (Spagna) hanno evidenziato che l'impiego di questo innovativo sistema di dissipazione consente un risparmio di energia elettrica del 31% ed evita il consumo di 116 m³ di acqua rispetto ad un impianto dotato di una tradizionale torre evaporativa.

Besagni et al. [32] hanno esaminato le prestazioni di una pompa di calore reversibile, assistita da moduli termo-fotovoltaici ed avente la possibilità di lavorare con evaporatore alimentato ad aria o ad acqua. Dall'indagine sperimentale, è emerso che il COP medio della pompa di calore si aggira intorno a 3; l'utilizzo di acqua come fonte di calore all'evaporatore consente di incrementare il COP di oltre il 30% e di ridurre i consumi medi giornalieri di energia elettrica di circa il 15% rispetto al caso con alimentazione ad aria. L'energia termica recuperata dai pannelli termo-fotovoltaici contribuisce, inoltre, a soddisfare oltre il 60% dei fabbisogni energetici per la produzione di acqua calda sanitaria.

Li et al. [33] hanno condotto un'indagine sperimentale su un sistema di refrigerazione ad acqua-bromuro di litio, avente una potenza frigorifera di 23 kW. L'impianto, assistito da un campo di collettori parabolici lineari con un'area di apertura di 56 m², è al servizio di una sala convegni di 102 m² in Kunming (Cina). Nel corso delle giornate calde ed assolate, sono stati registrati valori della frazione solare giornaliera compresi tra il 33% ed il 41%, un'efficienza dei collettori solari parabolici lineari compresa tra il 35% ed il 45% e valori del COP tra 0.11 e 0.27.

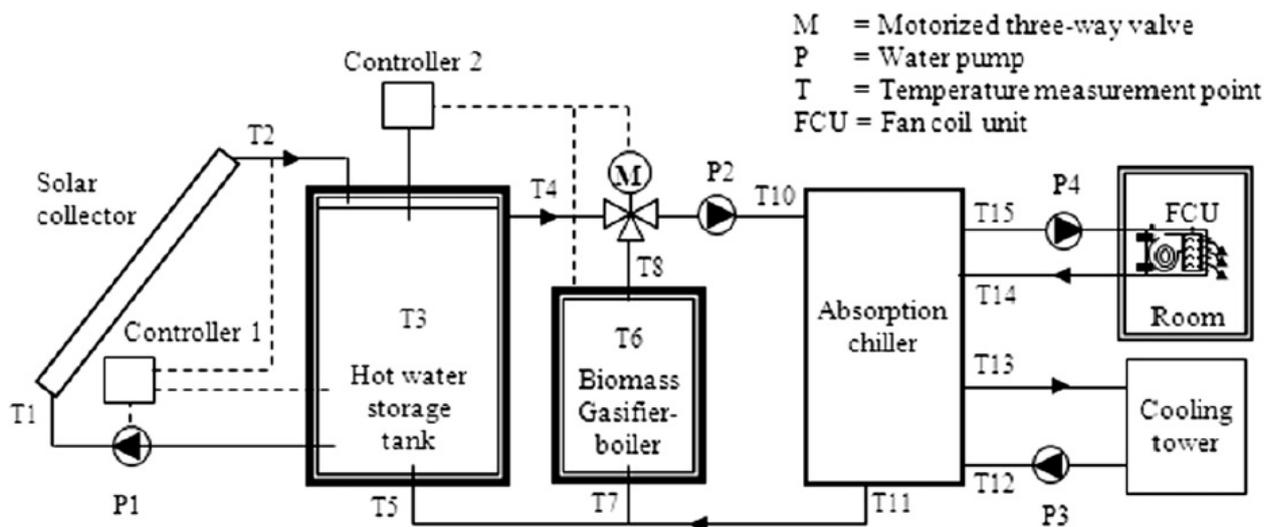


Figura 7. Impianto sperimentale di condizionamento dell'aria alimentato ad energia solare e biomasse [28]

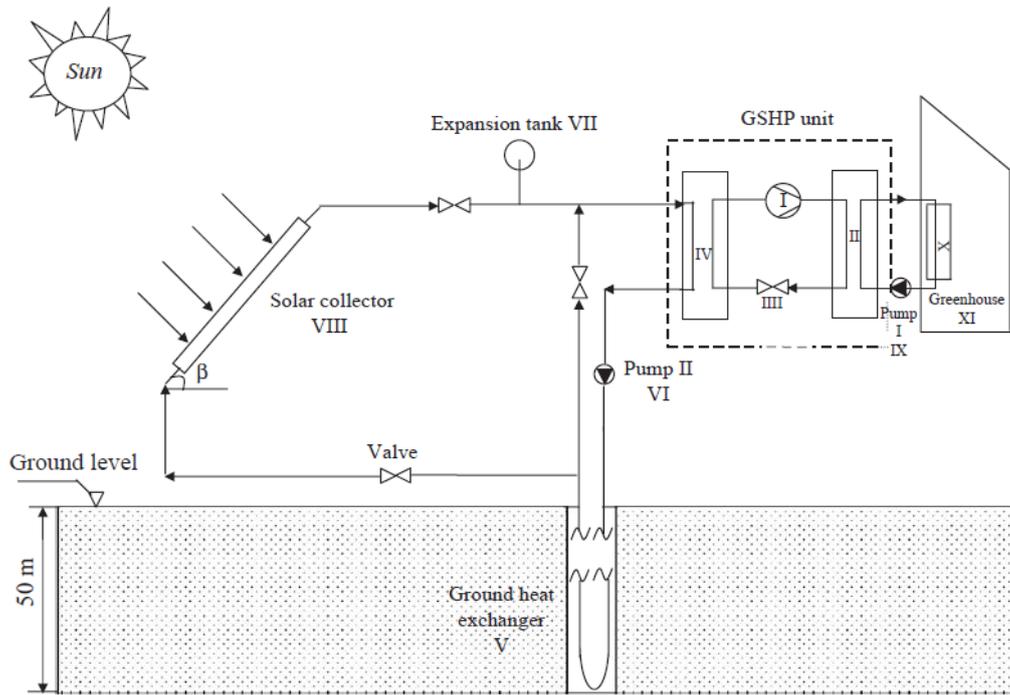


Figura 8. Impianto sperimentale di condizionamento di una serra alimentato da energia solare e geotermica [29]

La Tabella 4 riassume i risultati dei principali studi sperimentali sui sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili.

Tabella 4. Studi sperimentali sui sistemi di poligenerazione alimentati da fonti energetiche rinnovabili

Autori	anno	Software di simulazione	Tipologia di collettori solari	Superficie dei collettori solari (m ²)	Altre Tecnologie impiegate	Principali indici di prestazione energetica ed ambientale	Principali indici di prestazione economica	Prodotti	Utenza
Buonamono et al. [25]	2016	-	Collettori a tubi evacuati	52.5	Chiller ad assorbimento a doppio effetto (LiBr-H ₂ O) (23 kW _t), serbatoio di accumulo caldo, torre evaporativa, motore diesel ausiliario (21 kW)	Frazione solare, COP	Costo di investimento, costi operativi, valore attuale netto	Raffrescamento	-
Bermejo et al. [26]	2010	-	Collettori a concentrazione di tipo Fresnel	352	Chiller ad assorbimento a doppio effetto (LiBr-H ₂ O) (174 kW _t), torre evaporativa, caldaia ausiliaria a gas naturale	Frazione solare, COP	-	Raffrescamento	Università
Marc et al. [27]	2010	-	Collettori solari a doppio vetro	90	Chiller ad assorbimento a doppio effetto (LiBr-H ₂ O) (30kW), serbatoio di accumulo caldo (1500 l), torre evaporativa	COP	-	Raffrescamento	4 aule scolastiche
Prasartkaew e Kumar [28]	2013	-	Collettori piani	54	Chiller a singolo effetto (LiBr-H ₂ O) (7 kW _t), serbatoio di accumulo caldo (400 l), caldaia a biomasse a gassificazione (15 kW _t)	Frazione solare, COP	-	Raffrescamento	-
Ozgener e Hepbasli [29]	2005	-	Collettori piani	1.82	Sonda geotermica (14°C), pompa di calore (4.13 kW)	COP	-	Riscaldamento	Serra
Ozgener [30]	2010	-	Collettori piani	1.82	Sonda geotermica (14°C), pompa di calore (4.13 kW), turbina eolica (1.5 kW)	Consumi di energia elettrica	-	Riscaldamento	Serra
Rosiek e Batlles [31]	2012	-	Collettori piani	180	Chiller a singolo effetto (LiBr-H ₂ O) (70 kW _t), 2 serbatoi di accumulo caldo, 2 serbatoi di accumulo freddo, sonda geotermica (22°C), caldaia ausiliaria, torre evaporativa	COP, consumi di energia elettrica, riduzione delle emissioni di CO ₂	-	Riscaldamento e raffrescamento	Solar Energy Research Centre (CIESOL)
Besagni et al. [32]	2019	-	Moduli termofotovoltaici	11.6	Pompa di calore reversibile (6.8 kW _t), serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria (186 l), serbatoio di accumulo per l'acqua calda al servizio della pompa di calore (300 l)	COP, Energy efficiency ratio (EER), consumi di energia elettrica	-	Riscaldamento e raffrescamento	Abitazione indipendente (60 m ²)
Li et al. [33]	2016	-	Collettori parabolici lineari	56	Chiller ad assorbimento a doppio effetto (LiBr-H ₂ O) (23 kW _t), serbatoio di accumulo caldo (1000 l), torre evaporativa	Frazione solare, COP	-	Raffrescamento	Sala convegni (102 m ²)

2.5 Progetti europei sui sistemi di poligenerazione

Lo sviluppo di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili rappresenta un argomento di grande interesse e in tale ambito diversi progetti hanno ricevuto sostegno attraverso i programmi quadro pluriennali per la ricerca e l'innovazione promossi dalla comunità europea (FP7, H2020), tra cui:

- *TRI-HP: Trigeration systems based on heat pumps with natural refrigerants and multiple renewable sources* [34]

Il progetto si propone di sviluppare un impianto dimostrativo di trigenerazione, basato su una pompa di calore, un campo fotovoltaico e sistemi di accumulo dell'energia elettrica, dell'energia termica e frigorifera. Il sistema sarà in grado di soddisfare i fabbisogni di energia elettrica, riscaldamento e condizionamento di edifici multi-familiari, garantendo una percentuale di energia rinnovabile autoconsumata dell'80%. Le innovazioni proposte consentiranno di ridurre i costi del sistema di almeno il 10-15% rispetto alle attuali pompe di calore con le stesse prestazioni. Inoltre, tali sistemi saranno in grado di ridurre le emissioni di gas climalteranti del 75% rispetto ai tradizionali sistemi di riscaldamento basati su caldaie a gas naturale oppure pompe di calore ad aria.

- *Hybrid-BioVGE: Hybrid Variable Geometry Ejector Cooling and Heating System for Buildings Driven by Solar and Biomass Heat* [35]

Il progetto ha lo scopo di sviluppare un sistema di condizionamento dell'aria ibrido, alimentato da energia solare e da biomasse, per il riscaldamento e raffrescamento di edifici residenziali e commerciali. Il sistema sarà composto da un campo di collettori solari a basso costo, una caldaia a biomasse, un sistema di accumulo dell'energia termica a cambiamento di fase, un chiller ad assorbimento ad elevata efficienza ed un sistema di distribuzione dell'energia termica. Il progetto consentirà anche lo sviluppo di un sistema di controllo intelligente, in grado di garantire il funzionamento ottimale dei componenti del sistema. L'innovativo sistema di condizionamento consentirà di soddisfare il 95% dei fabbisogni di energia termica, a fronte del consumo di modeste quantità di energia elettrica per il funzionamento delle pompe di circolazione e del sistema di controllo (corrispondenti a circa il 5% dei fabbisogni complessivi). Il progetto vedrà, in particolare, lo sviluppo di tre prototipi a scala ridotta, in grado di soddisfare i fabbisogni di edifici residenziali o piccole utenze commerciali collocate in zone climatiche europee caratterizzate da carichi termici invernali prevalenti, carichi termici estivi prevalenti o da carichi termici invernali ed estivi confrontabili.

- *SolBio-Rev: Solar-Biomass Reversible energy system for covering a large share of energy needs in buildings* [36]

Il progetto riguarderà lo sviluppo di un sistema di produzione di energia da fonti rinnovabili flessibile, al servizio di differenti tipologie di edifici. L'obiettivo generale del progetto sarà di definire una configurazione che integri l'energia solare, da biomasse e l'energia contenuta nell'aria, permettendo così di soddisfare l'intero fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento, oltre ad una quota variabile delle richieste di energia elettrica (da 0 al 100%). Il sistema sarà costituito da collettori solari a tubi evacuati, una pompa di calore elettrica ad elevate prestazioni, una pompa di calore reversibile accoppiata ad un ORC, in grado di incrementare la flessibilità e consentire il passaggio dal regime estivo a quello invernale, ed infine una caldaia a biomasse, che accoppiata al medesimo ORC, permetterà la produzione combinata di calore ed elettricità. Nell'ambito di tale progetto, sarà anche messo a punto un opportuno sistema di controllo in grado di gestire ed ottimizzare il funzionamento dell'intero sistema.

- *IDEAS: Novel building Integration Designs for increased Efficiencies in Advanced Climatically Tunable Renewable Energy Systems* [37]

Il progetto IDEAS si propone di sviluppare un sistema integrabile nell'edificio, per la produzione combinata di energia elettrica, calore ed energia frigorifera. Il sistema sarà in grado di ottimizzare lo sfruttamento delle energie rinnovabili, grazie a sistemi di concentrazione della radiazione solare e sistemi di accumulo dell'energia termica a cambiamento di fase. Il sistema sarà basato su una pompa di calore elettrica, in grado di sfruttare diverse sorgenti termiche, tra cui il calore contenuto nell'aria, nel sottosuolo oppure il calore di scarto recuperato dal sistema medesimo. Un opportuno sistema di controllo e monitoraggio permetterà di ottimizzare le prestazioni dei componenti del sistema, garantendo al tempo stesso l'autosufficienza energetica dell'edificio. La tecnologia sarà testata in edifici residenziali multi-familiari, commerciali e pubblici.

3 Sviluppo di un modello di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione

Nel corso della prima annualità, è stata avviato lo sviluppo di un modello di simulazione dinamica del sistema di poligenerazione. Considerando come punto di partenza il modello dell'impianto di solar heating and cooling sviluppato da ENEA nel triennio di attività 2015-2017, è stata condotta una preliminare indagine per identificare eventuali criticità presenti nei modelli dei singoli componenti. Si è reso quindi necessario un perfezionamento del modello dei collettori solari a tubi evacuati, che ha riguardato sia la definizione dei dati di input, che la valutazione della potenza termica prodotta e della temperatura all'uscita del campo di collettori solari. Infine, sono stati integrati i modelli della caldaia a biomassa e del generatore fotovoltaico.

3.1 Perfezionamento del modello dei collettori solari a tubi evacuati

Il modello dei collettori solari a tubi evacuati è stato opportunamente modificato, al fine di eliminare diverse criticità riguardanti:

a) Calcolo della potenza termica della singola stringa e dell'intero campo solare

Nel modello dei collettori solari di partenza, la potenza termica della singola stringa era valutata sulla base di una stringa di collettori di area fissa, mentre il calcolo della potenza termica complessivamente prodotta era realizzato all'esterno del modello stesso, moltiplicando la potenza termica della singola stringa per il numero complessivo di stringhe in parallelo.

Sono state quindi apportate delle modifiche riguardanti sia i parametri all'ingresso del modello del campo solare, che le correlazioni utilizzate all'interno della function di Matlab per il calcolo della potenza termica generata dal collettore solare.

Per quanto riguarda i dati di input del modello, l'area della singola stringa è stata sostituita dal parametro A_{COLL} , che definisce l'area del singolo collettore; inoltre, sono stati introdotti due ulteriori parametri: N_{COLL} , che rappresenta il numero di collettori presenti nella singola stringa e N_p , che definisce il numero di stringhe in parallelo. Tale modifica ha permesso di rendere il modello più flessibile, consentendo di studiare anche tipologie di impianti aventi configurazioni diverse rispetto a quella presente nell'impianto di Valenzano.

All'interno della function di Matlab, sono state apportate le seguenti modifiche principali:

- la formula per il calcolo della potenza termica prodotta dalla singola stringa è stata modificata, moltiplicando il termine relativo alla potenza assorbita dai tubi evacuati per il fattore correttivo r_1 , che tiene conto del fatto che in condizioni di esercizio la portata circolante nei tubi è diversa rispetto a quella utilizzata dalla casa costruttrice per valutare i parametri a_0 , a_1 ed a_2 ;
- è stata introdotta una correlazione per il calcolo della potenza termica fornita dall'intero campo solare, intesa come prodotto della potenza fornita dalla singola stringa ed il numero di stringhe in parallelo.

b) Calcolo della temperatura all'uscita del campo solare

È stata inserita una condizione di controllo sul "ciclo while" relativo al calcolo della temperatura in uscita dal campo solare, che ne consente l'uscita nel caso in cui il numero di interazioni superi un prefissato valore. Inoltre, in assenza di radiazione solare, è stato assunto che la temperatura all'uscita del campo solare coincida con la temperatura all'ingresso.

c) Fattori correttivi dell'efficienza

Le formule dei coefficienti correttivi dell'efficienza dei collettori solari sono state modificate come segue:

- in accordo al modello di Duffie e Beckman [38], si è fatto riferimento alla superficie del singolo collettore, anziché alla superficie dell'intera stringa;
- nel calcolo del fattore correttivo r_1 , la portata circolante nel collettore è stata riportata in kg/s per ripristinare la congruenza dimensionale.

d) Calcolo della potenza termica dissipata

La potenza termica dissipata dalla singola stringa (nell'ipotesi che la temperatura dell'acqua all'uscita dai collettori risulti superiore al valore massimo ammissibile dal serbatoio di accumulo) è stata moltiplicata per il numero di stringhe in parallelo per ottenere la potenza dissipata dall'intero campo solare. Inoltre, la potenza termica effettivamente fornita al serbatoio di accumulo è stata definita come differenza tra la potenza prodotta e quella dissipata.

e) Calcolo dell'efficienza del campo solare

Allo scopo di verificare il corretto funzionamento del campo di collettori solari e valutare l'andamento nel tempo delle sue prestazioni, è stata inserita una correlazione per il calcolo dell'efficienza dei collettori, intesa come rapporto tra la potenza termica prodotta dall'intero campo solare e la radiazione solare incidente sull'intera superficie del campo stesso.

La Figura 9 mostra il modello del campo di collettori solari a tubi evacuati in ambiente Simulink.

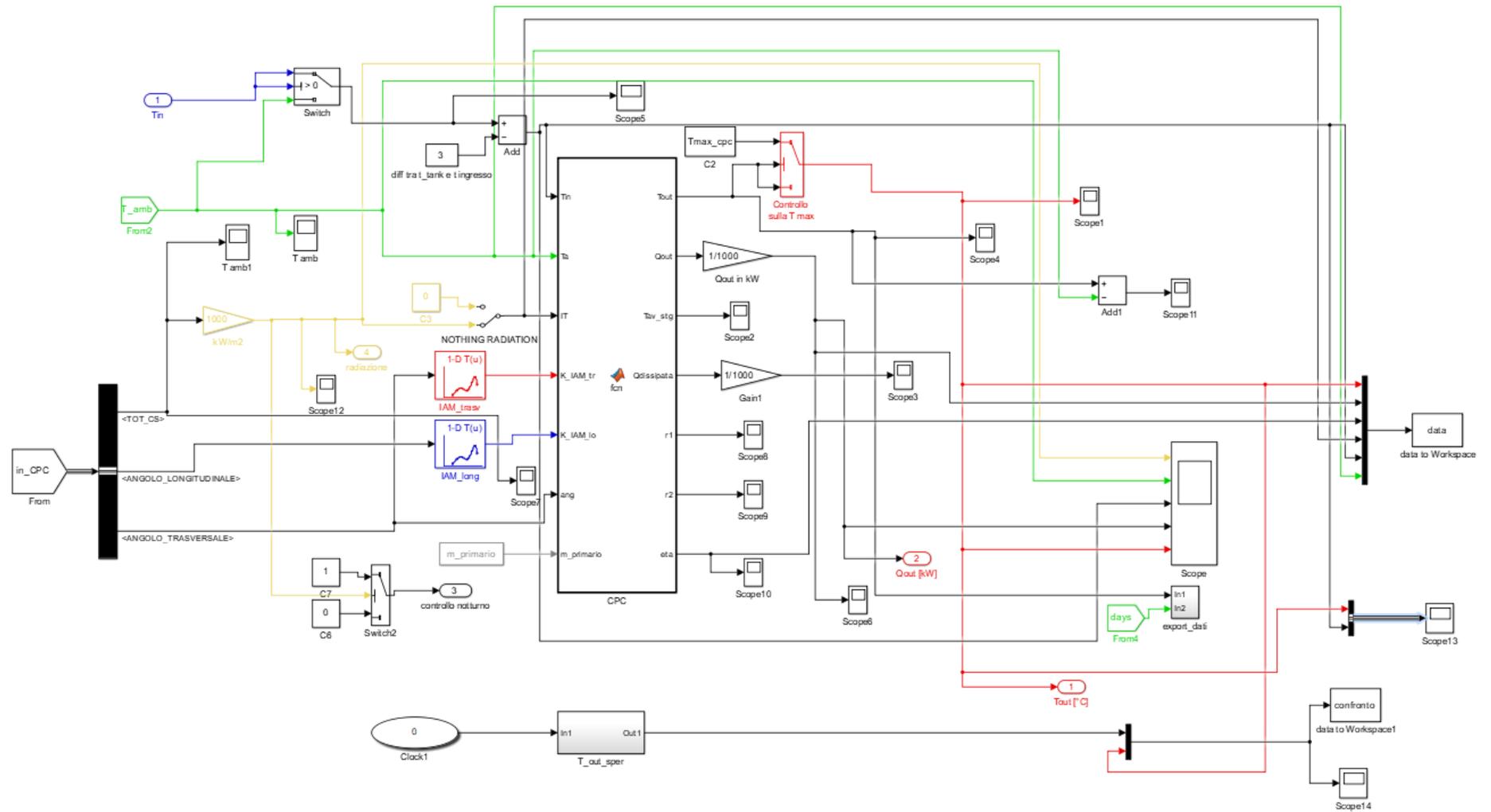


Figura 9. Modello del collettore solare in ambiente Simulink

L'Appendice I descrive le equazioni del modello del collettore solare implementato in ambiente Matlab/Simulink, mentre l'Appendice II: Listati di Matlab riporta la versione aggiornata dei listati di Matlab relativi all'assegnazione dei dati di input ed al modello del campo solare, che effettua il calcolo della potenza termica prodotta, della temperatura del fluido termovettore all'uscita e del rendimento dei collettori.

Considerando a titolo esemplificativo i dati di irraggiamento misurati sperimentalmente a Valenzano nel periodo compreso tra l'11 luglio ed il 18 agosto 2019, è stato simulato il comportamento del campo solare e del serbatoio di accumulo caldo. Il modello ha permesso di valutare, in particolare, la potenza termica prodotta (Figura 10a), le temperature all'ingresso e all'uscita del campo solare (Figura 10b), la temperatura media all'interno del serbatoio di stoccaggio (Figura 10c) e l'efficienza del campo di collettori solari (Figura 11).

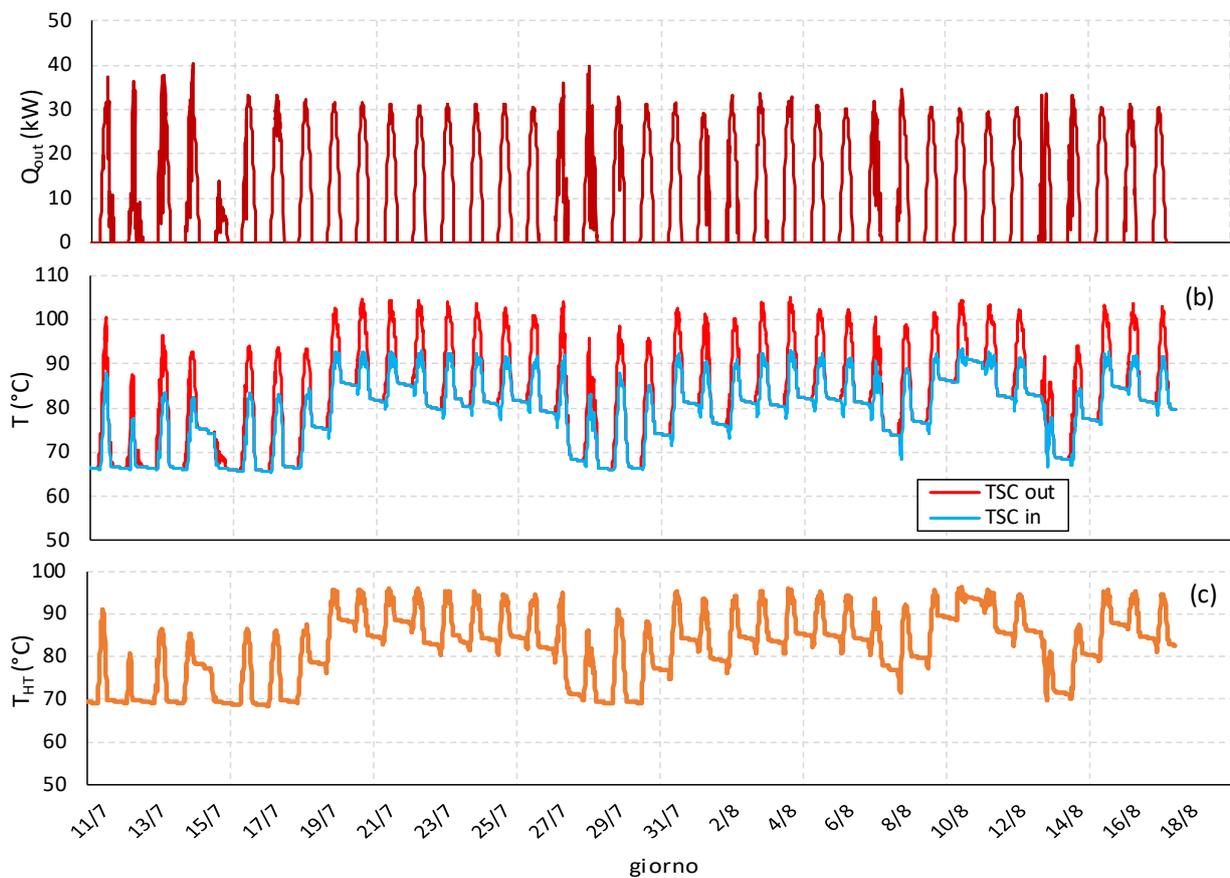


Figura 10. Andamento della potenza termica prodotta, delle temperature all'ingresso e all'uscita del campo solare e della temperatura media del serbatoio di stoccaggio nel periodo compreso tra l'11/07/2019 e l'18/08/2019

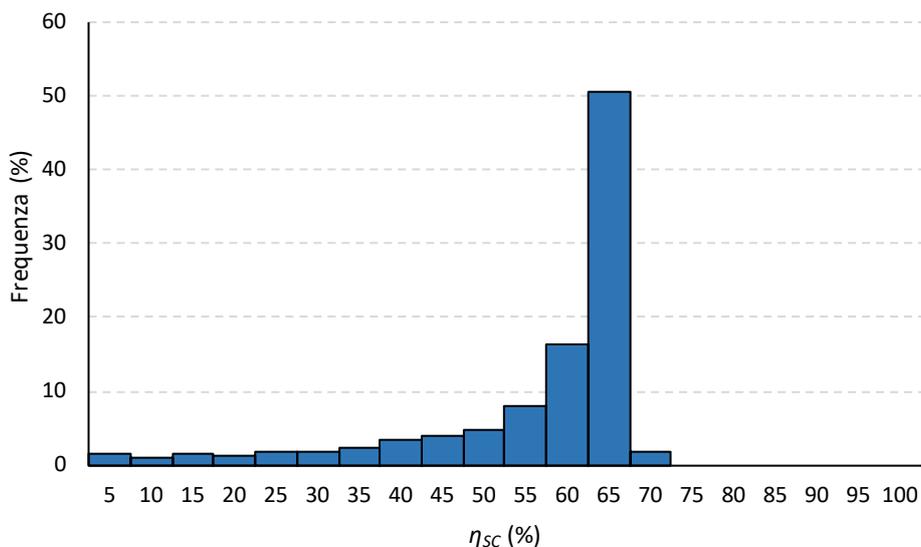


Figura 11. Funzione di distribuzione del rendimento dei collettori solari nel periodo compreso tra l'11/07/2019 e l'18/08/2019

Infine, è stato effettuato un confronto preliminare tra la temperatura in uscita dal campo di collettori solari calcolata dal modello e quella derivante dalle misure condotte sull'impianto di solar cooling di Valenzano. La discrepanza tra i dati calcolati e quelli sperimentali è da imputare principalmente alla perdita di isolamento delle tubazioni di collegamento tra il serbatoio di accumulo ed il campo solare ed in parte alla rottura di alcuni tubi evacuati all'interno dei collettori (Figura 12). Tale confronto ha quindi confermato la necessità di effettuare opportuni interventi di manutenzione dell'impianto di solar cooling, prima di procedere alla sua trasformazione in un sistema di poligenerazione.

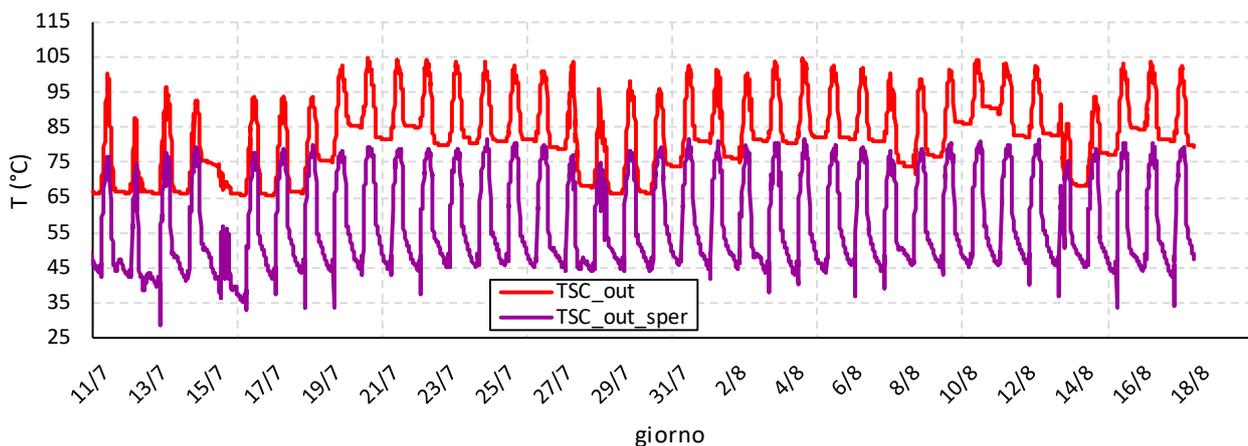


Figura 12. Confronto tra la temperatura all'uscita del campo solare calcolata dal modello di simulazione e quella misurata sperimentalmente

3.2 Integrazione del modello della caldaia a biomasse

Nel modello di simulazione dinamica dell'impianto di solar heating cooling è stata integrata anche una caldaia ausiliaria a biomassa, avente lo scopo di incrementare (quando richiesto) la temperatura dell'acqua proveniente dal serbatoio di stoccaggio, al fine di garantire l'attivazione della macchina frigorifera ad

assorbimento. A tal fine, si è fatto ricorso ad un modello di caldaia precedentemente sviluppato da ENEA in ambiente Matlab/Simulink (Figura 14). Definiti come dati di input la temperatura all'interno del serbatoio, le temperature di accensione e spegnimento, la potenza nominale e la curva di rendimento della caldaia, tale modello è in grado di valutare istante per istante:

- la potenza termica richiesta;
- il rendimento della caldaia;
- il consumo di biomassa nell'intervallo di tempo considerato.

L'Appendice III: Modello della caldaia a biomasse fornisce una descrizione dettagliata dei sistemi di controllo della caldaia e delle equazioni impiegate per la valutazione della potenza istantanea e del consumo di combustibile.

Il modello dell'impianto di solar heating and cooling così modificato è stato testato al fine di tarare i parametri del sistema di controllo PID della caldaia e verificarne la corretta risposta al variare delle condizioni operative.

Assumendo una potenza nominale della caldaia di 30 kW e considerando i dati di irraggiamento rilevati sperimentalmente a Valenzano nel periodo compreso tra l'11 luglio ed il 18 agosto 2019, è stato possibile valutare l'andamento nel tempo della potenza istantanea richiesta per garantire il funzionamento della macchina ad assorbimento (Figura 13a). La Figura 13b mette a confronto la temperatura dell'acqua all'uscita della caldaia e la temperatura all'interno del serbatoio di stoccaggio. Come atteso, quando la temperatura all'interno del serbatoio è maggiore o uguale alla temperatura di attivazione dell'assorbitore, la potenza prodotta dalla caldaia è nulla e la corrispondente temperatura all'uscita coincide con quella all'interno del serbatoio di stoccaggio. Viceversa, quando la temperatura all'interno del serbatoio è inferiore alla temperatura di attivazione dell'assorbitore, la caldaia incrementa la temperatura dell'acqua di alimento all'assorbitore fino al raggiungimento di tale soglia.

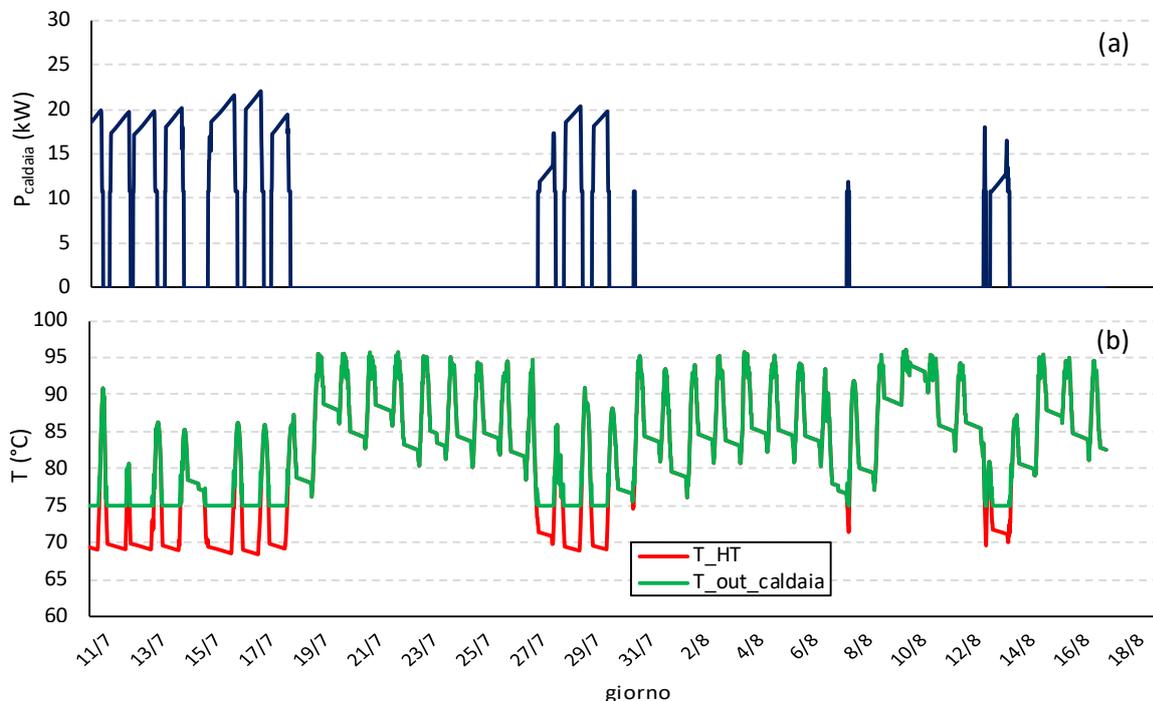


Figura 13. Andamento della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa (a) e della temperatura dell'acqua all'uscita della caldaia e all'interno del serbatoio di accumulo caldo (b)

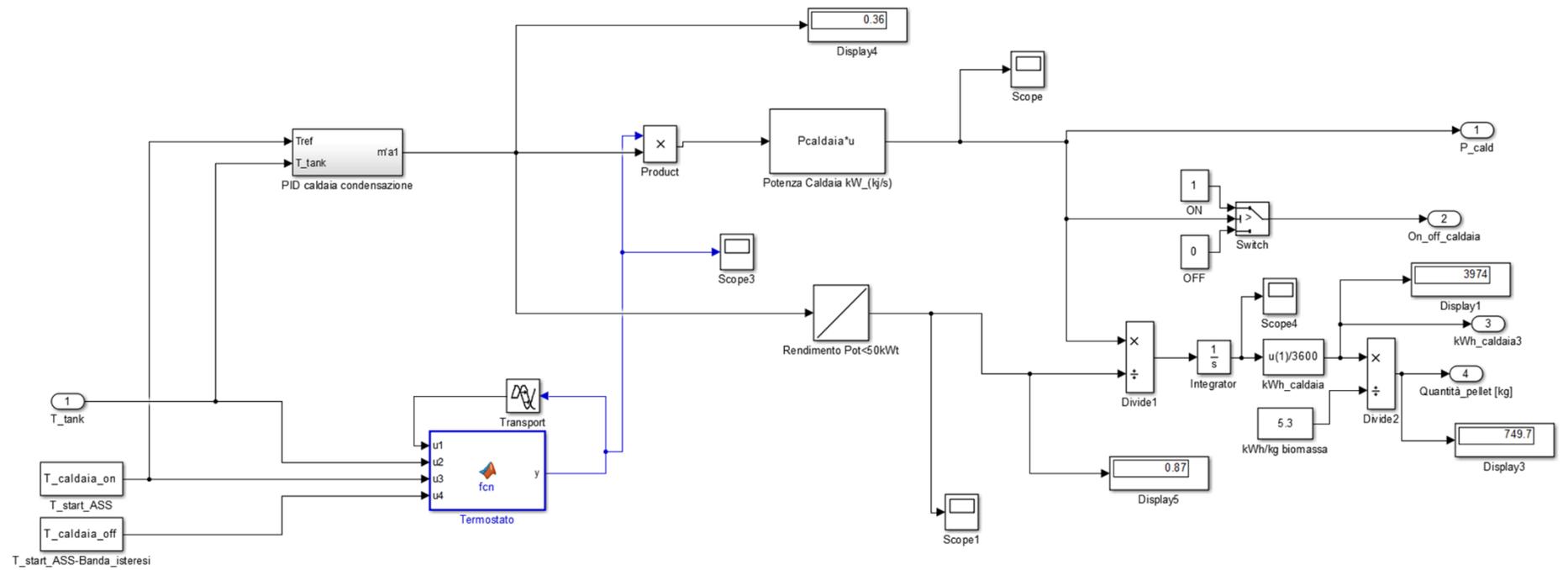


Figura 14. Modello della caldaia a biomassa in ambiente Simulink

3.3 Integrazione del modello del generatore fotovoltaico

Il modello per l'analisi dinamica dell'impianto di solar heating and cooling è stato ulteriormente potenziato, implementando un modello di simulazione del generatore fotovoltaico, precedentemente sviluppato da ENEA (Figura 16). A tal fine, è stato necessario modificare il file Matlab che definisce l'insieme dei parametri in ingresso al modello dell'impianto. In particolare, sono stati introdotti i parametri caratteristici del generatore fotovoltaico, tra cui il numero di moduli, la potenza nominale del singolo modulo, l'inclinazione e l'azimut, la nominal operating cell temperature (NOCT) ed il fattore di riflessione. Definiti tali parametri ed i valori istantanei dell'irraggiamento incidente sulla superficie dei moduli e la temperatura ambiente, il modello è in grado di calcolare:

- la potenza elettrica prodotta in corrente continua, tenendo conto delle perdite di efficienza dei moduli dovuti alla riflessione e all'incremento di temperatura rispetto a quella ambiente;
- la potenza elettrica prodotta in corrente alternata, pari alla potenza in corrente continua al netto delle perdite nell'inverter.

Una descrizione dettagliata delle equazioni del modello del generatore fotovoltaico è riportata nell'Appendice IV: Modello del generatore fotovoltaico. Assumendo come dati di input le specifiche tecniche dell'impianto fotovoltaico attualmente installato presso il centro didattico-sperimentale di Valenzano (Tabella 5), è stato possibile valutare l'andamento del rendimento termico dei moduli (Figura 15a) e le potenze elettriche prodotte in corrente continua (Figura 15b) ed alternata (Figura 15c), sulla base dei dati di irraggiamento misurati nel periodo di tempo compreso tra l'11 luglio ed il 18 agosto 2019.

Tabella 5. Parametri caratteristici del generatore fotovoltaico

Parametro	Numero di moduli	Potenza nominale del modulo (W)	NOCT (°C)	Fattore di riflessione (%)
Valore	24	240	45	98

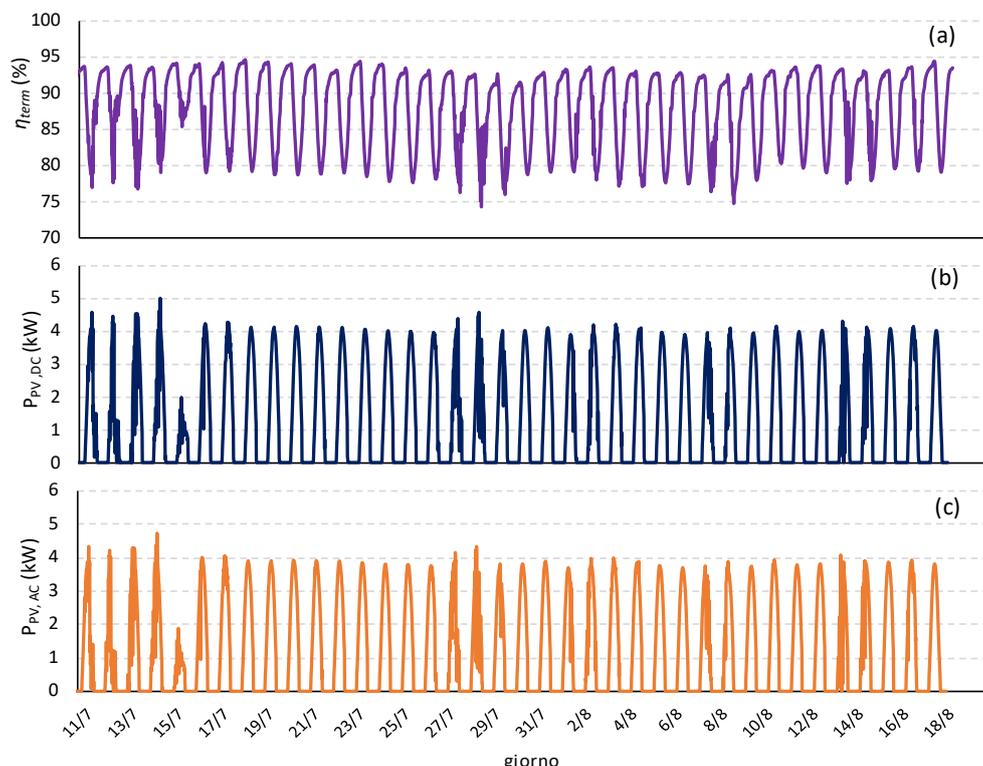


Figura 15. Andamento del rendimento termico (a), della potenza elettrica in corrente continua (b) e della potenza elettrica in corrente alternata (c) nel periodo compreso tra il 11/7/2019 ed il 18/8/2019.

4 Definizione dei profili di carico per utenze nel settore agroindustriale

Nel corso della linea di attività 3.31, sono state acquisiti i dati relativi ai profili dei carichi di energia termica e frigorifera di specifiche utenze nel settore agro-industriale.

In particolare, dall'analisi dei risultati del progetto SAHC - Promotion of solar assisted heating and cooling in the agrifood sector [39], sono stati desunti i profili giornalieri di consumo di energia termica e frigorifera per le filiere di produzione del latte, dello yogurt e del formaggio. Inoltre, sono stati acquisiti dati utili alla definizione di profili di consumo di energia termica e frigorifera per le filiere di produzione del vino e della birra.

Per ciascuna filiera, l'attenzione è stata focalizzata, in particolare, sui processi produttivi aventi fabbisogni energetici in intervalli di temperatura compatibili con la produzione di energia in impianti basati sull'impiego di collettori solari, pompe di calore e macchine ad assorbimento.

In relazione al livello di temperatura, i fabbisogni sono stati suddivisi in quattro categorie:

- fabbisogni di acqua calda ad alta temperatura (90°C);
- fabbisogni di acqua calda a media temperatura (60°C);
- fabbisogni di acqua calda a bassa temperatura (30°C);
- fabbisogni di acqua refrigerata (7°C).

Produzione del latte

La produzione del latte è caratterizzata da richieste di acqua calda a media temperatura ed acqua refrigerata per i seguenti processi:

- pastorizzazione: il latte è scaldato da 4°C a 72°C utilizzando acqua calda ad una temperatura di 80°C;
- lavaggio delle bottiglie: le bottiglie sono lavate con acqua calda a 60°C, prima di essere riempite con il latte pastorizzato;
- pre-raffreddamento post-pastorizzazione: dopo la pastorizzazione e l'imbottigliamento, il latte subisce un pre-raffreddamento con acqua a 7°C.

La Figura 17 mostra i profili giornalieri di consumo di acqua calda e ad acqua refrigerata per i suddetti processi.

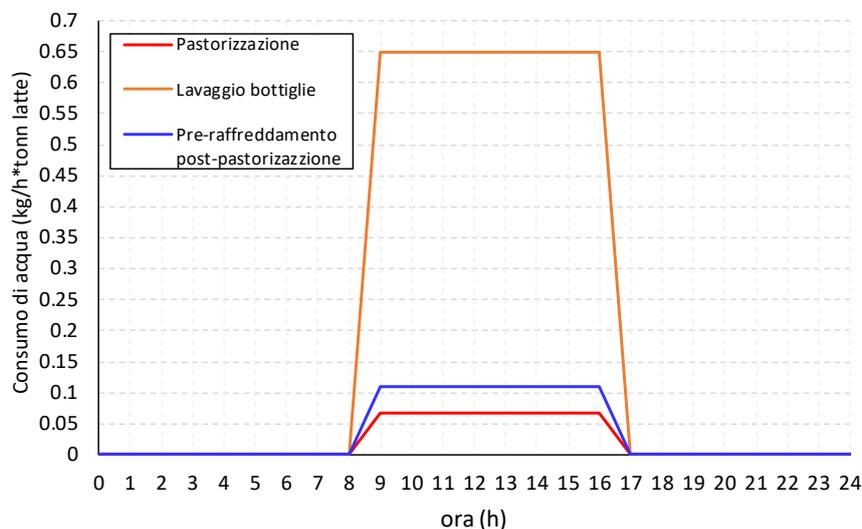


Figura 17. Profili dei consumi di acqua calda e fredda nel processo di produzione del latte

Produzione dello yogurt

La produzione dello yogurt è caratterizzata da richieste di acqua calda a media temperatura e acqua refrigerata per i seguenti processi:

- pastorizzazione: il latte è scaldato rapidamente da 4°C a 85°C utilizzando acqua calda ad una temperatura di 90°C;
- pre-raffreddamento: allo scopo di interrompere la fermentazione, lo yogurt subisce un pre-raffreddamento a 12°C utilizzando acqua a 7°C.

In Figura 18 sono riportati i profili di consumo di acqua calda a media temperatura nel processo di produzione dello yogurt.

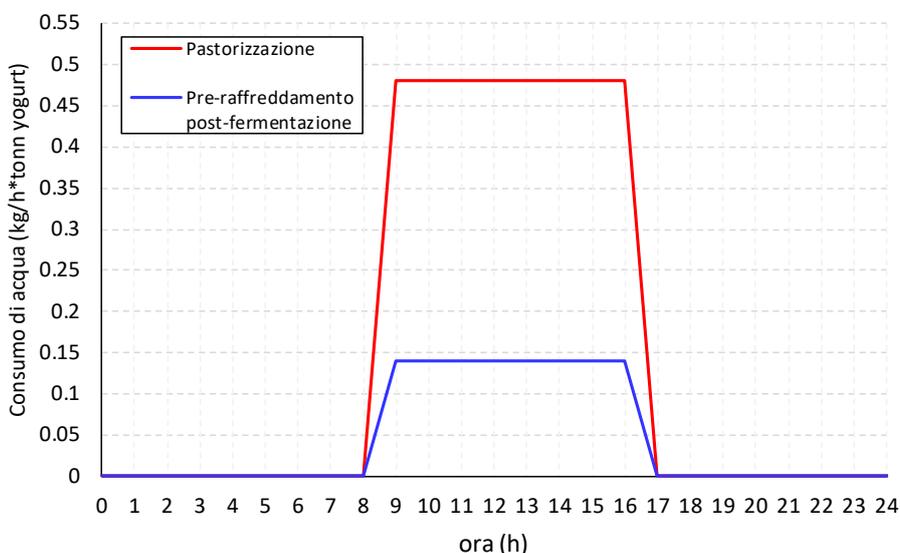


Figura 18. Profili dei consumi di acqua calda e fredda nel processo di produzione dello yogurt

Produzione di formaggio a pasta molle

La produzione del formaggio a pasta molle è caratterizzata da richieste di acqua calda a media temperatura per i seguenti processi:

- pastorizzazione: il latte è scaldato da 4°C a 72°C utilizzando acqua calda ad una temperatura di 75-85°C;
- trattamento a bassa temperatura: nel caso di produzione di fiocchi di latte, il latte coagulato è scaldato da 25°C a 53-55°C utilizzando acqua calda a 65°C.

In Figura 19 sono rappresentati i profili di consumo di acqua calda associati al processo di produzione di formaggio a pasta molle.

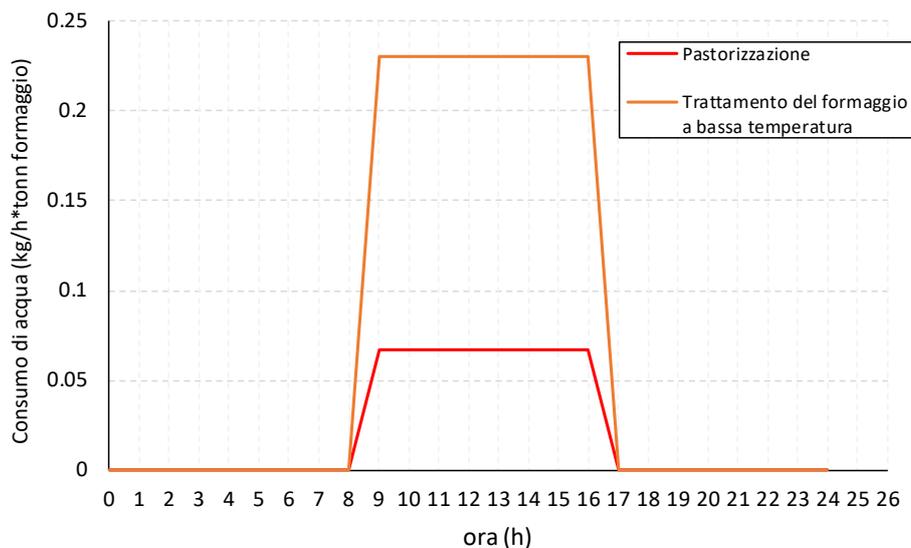


Figura 19. Profili dei consumi di acqua calda nel processo di produzione di formaggio a pasta molle

Produzione della birra

Nella filiera di produzione della birra, si individuano 5 processi con fabbisogni di energia termica e frigorifera:

- Ammostamento: consiste nel mescolare un opportuno mix di cereali macinati (detti grani) con acqua e riscaldare la miscela in un intervallo di temperatura compreso tra 45°C e 73°C;
- Cottura del mosto: il processo di cottura ha una durata variabile da 50 a 120 minuti; il malto estratto viene successivamente raffreddato da 95°C a 30°C;
- Fermentazione e pastorizzazione: il processo viene realizzato in maniera controllata, normalmente ad una temperatura di 70-74°C;
- Lavaggio delle bottiglie: viene operato con acqua calda a 70-80°C; si tratta di un processo operato costantemente nel corso dell'anno e pertanto ad esso corrisponde una richiesta costante di energia termica durante i giorni lavorativi;
- Filtraggio: la birra viene filtrata per renderla più chiara e migliorarne l'aspetto.

La Tabella 6 riassume i consumi di energia termica, i corrispondenti livelli di temperatura dell'acqua richiesti ed i consumi di energia frigorifera dei suddetti processi [39].

Tabella 6. Consumi di energia termica e frigorifera nella filiera di produzione della birra nell'intervallo di temperatura compreso tra 12°C e 90°C [39]

	Energia termica (MJ/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua calda richiesta (°C)	Energia frigorifera (MJ/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua fredda richiesta (°C)
Ammostamento	26.7	90	-	-
Cottura	55.9	90	1.9	12
Fermentazione/Pastorizzazione	21.1	90	-	-
Lavaggio delle bottiglie	13.3	70-80	-	-
Filtraggio	-	-	8.6	n.a.

Produzione del vino rosso

La Figura 20 riporta la sequenza dei processi relativi alla produzione del vino rosso, elaborata nell'ambito del progetto SAHC [39].

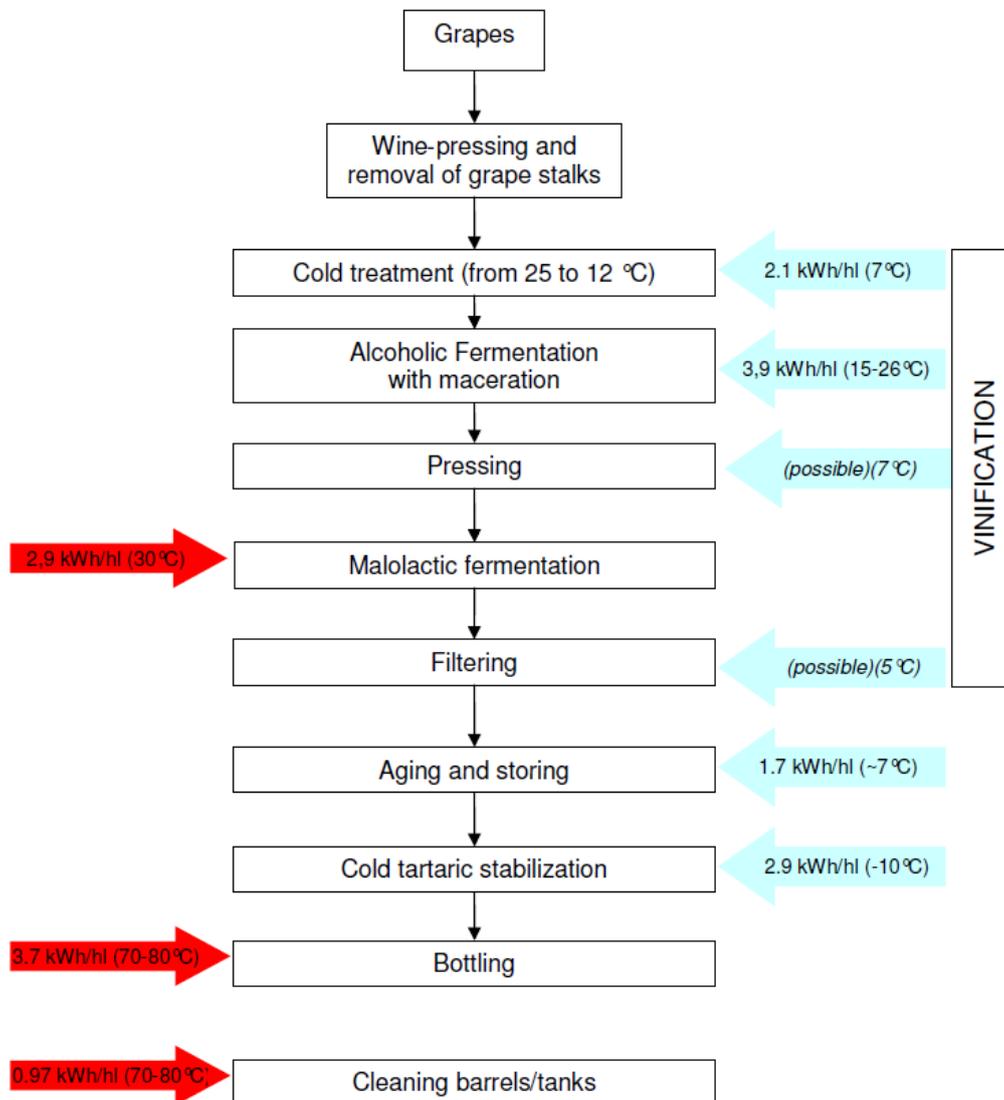


Figura 20. Schema di processo di produzione del vino rosso ed indicazione dei consumi energetici delle diverse fasi di processo [39]

Nella produzione del vino rosso, si possono identificare 6 processi con fabbisogni di energia termica o frigorifera nei campi di temperatura di interesse per il presente progetto:

- Lavaggio dei barili: è realizzato con acqua calda a 70-80°C nel corso di tutto l'anno.
- Lavaggio delle bottiglie: è operato con acqua calda a 70-80°C nel corso di tutto l'anno.
- Fermentazione malolattica: viene realizzata nel corso dell'inverno nel solo caso della produzione del vino rosso e richiede acqua calda ad una temperatura di 30°C; il processo può avere una durata variabile da alcuni giorni fino ad un mese per ogni barile.

- Refrigerazione post-pressatura: a valle della pressatura, l'uva viene refrigerata da 25 a 12°C, per evitare un prematuro inizio della fermentazione.
- Fermentazione alcolica: si tratta di un processo isoterma, che richiede un'opportuna refrigerazione al fine di garantire una temperatura di 15-26°C;
- Invecchiamento: durante la fase di maturazione del vino contenuto nelle botti, si procede alla refrigerazione dei locali se la temperatura al suo interno supera i 19°C. Pertanto il raffreddamento viene operato principalmente durante il giorno.

La Tabella 7 riassume i fabbisogni di energia termica o frigorifera dei suddetti processi a cui corrispondono livelli di temperatura richiesti compatibili con le tecnologie considerate nell'ambito del presente progetto.

Tabella 7. Consumi di energia termica e frigorifera nella filiera di produzione del vino rosso nell'intervallo di temperatura compreso tra 7°C e 80°C [39]

Processo	Energia termica (kWh/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua calda richiesta (°C)	Energia frigorifera (kWh/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua fredda richiesta (°C)
Lavaggio dei barili	0.97	70-80	-	-
Lavaggio delle bottiglie	3.7	70-80	-	-
Fermentazione malolattica	2.9	30	-	-
Refrigerazione post-pressatura	-	-	2.1	7
Fermentazione alcolica	-	-	3.9	7
Invecchiamento	-	-	1.7	≈7

Produzione del vino bianco

La Figura 21 riassume la sequenza delle operazioni e le relative richieste di energia termica e frigorifera associate al processo di produzione del vino bianco.

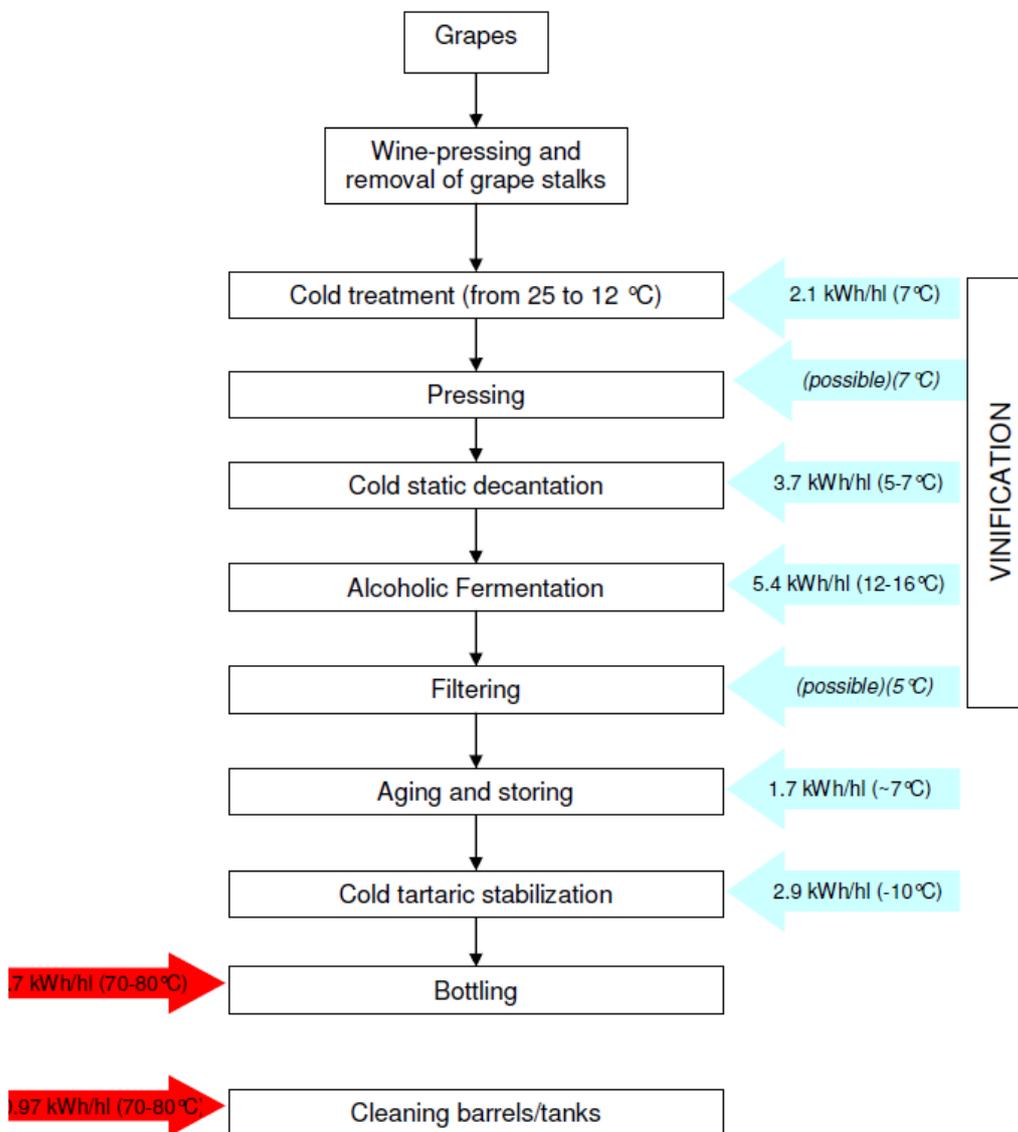


Figura 21. Schema di processo di produzione del vino bianco ed indicazione dei consumi energetici delle diverse fasi di processo [39]

Come evidenziato in Tabella 8, le richieste di energia termica sono le medesime del processo di produzione del vino rosso, ad eccezione di quella associata al processo di fermentazione malolattica, assente nel caso della produzione del vino bianco.

Per quanto riguarda le richieste di energia termica frigorifera, oltre alla refrigerazione post-pressatura, si devono considerare i consumi associati ai seguenti processi:

- Decantazione: durante questo processo il mosto deve essere mantenuto freddo, per evitare l’inizio della fermentazione; la refrigerazione è normalmente operata con acqua a 5-7°C.

- Fermentazione alcolica: la refrigerazione ha lo scopo di garantire una temperatura di circa 12-16°C, a cui corrisponde un carico frigorifero più elevato rispetto al caso della produzione di vino rosso.

Tabella 8. Consumi di energia termica e frigorifera nella filiera di produzione del vino bianco nell'intervallo di temperatura compreso tra 7°C e 80°C [39]

Processo	Energia termica (kWh/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua calda richiesta (°C)	Energia frigorifera (kWh/hl di birra)	Livello di temperatura dell'acqua fredda richiesta (°C)
Lavaggio dei barili	0.97	70-80	-	-
Lavaggio delle bottiglie	3.7	70-80	-	-
Refrigerazione post-pressatura	-	-	2.1	7
Decantazione	-	-	3.7	5-7
Fermentazione alcolica	-	-	5.4	7
Invecchiamento	-	-	1.7	≈7

5 Stima preliminare dei costi di investimento dei componenti del sistema di poligenerazione

L'analisi critica della letteratura tecnico-scientifica ha permesso di definire dei modelli preliminari per la stima dei costi di investimento dei componenti dei sistemi di poligenerazione, in funzione della taglia e/o della tecnologia impiegata. Per ciascun componente, è stato effettuato un confronto tra i diversi modelli di costo dedotti dagli studi in materia di sistemi di poligenerazione. In relazione alla disponibilità di dati, i costi derivanti da tali modelli sono stati messi a confronto anche con quelli forniti dalle case costruttrici.

Collettori solari a tubi evacuati

Per quanto riguarda i collettori solari a tubi evacuati, Eicker et al. [40] hanno considerato un costo di investimento specifico di 350 €/m² con riferimento ad un campo solare di 90 m²; tale dato è quindi congruente con il valore desumibile dalla funzione di costo in Figura 22, che è stata ottenuta interpolando i dati provenienti da case costruttrici tedesche [41]. Costi specifici più elevati (650-900 €/m²) sono stati riportati in altri studi [42,43].

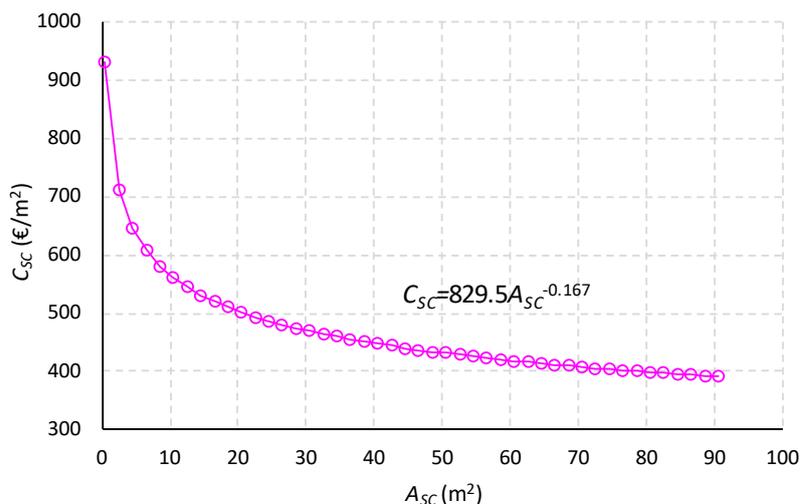


Figura 22. Andamento del costo specifico dei collettori solari a tubi evacuati [41]

Serbatoi di accumulo caldo e freddo

La Tabella 9 riporta i costi specifici forniti dalle case costruttrici per differenti tipologie di serbatoi di accumulo. Il costo per unità di capacità varia tra circa 1100 €/m³ per un serbatoio senza scambiatore ed oltre 2300 €/m³ per un serbatoio a doppio serpentino [44,45]. Studi di letteratura riportano valori confrontabili, a parità di capacità, per serbatoi di accumulo senza scambiatore; a questo riguardo, dalle funzioni di costo riportate negli studi di Eicker e Pietruschka [41] e Calise et al. [46] (Figura 23) sono desumibili valori compresi tra 1100 e 1200 €/m³. Infine, Bellos et al. [10,47] indicano valori specifici di 1000-1500 €/m³ per serbatoi aventi capacità dell'ordine di 4-5 m³.

Tabella 9. Costi specifici di differenti tipologie di serbatoi di accumulo desunti dai listini delle case costruttrici

Fonte	Capacità (m ³)	Tipologia	Prezzo (€/m ³)
[44]	1.5	senza scambiatore	1143.3
[44]	1.5	mono serpentino combinato	1814.0
[44]	1	doppio serpentino combinato	2327.0
[45]	1.5	a stratificazione "multi energy"	1920.7

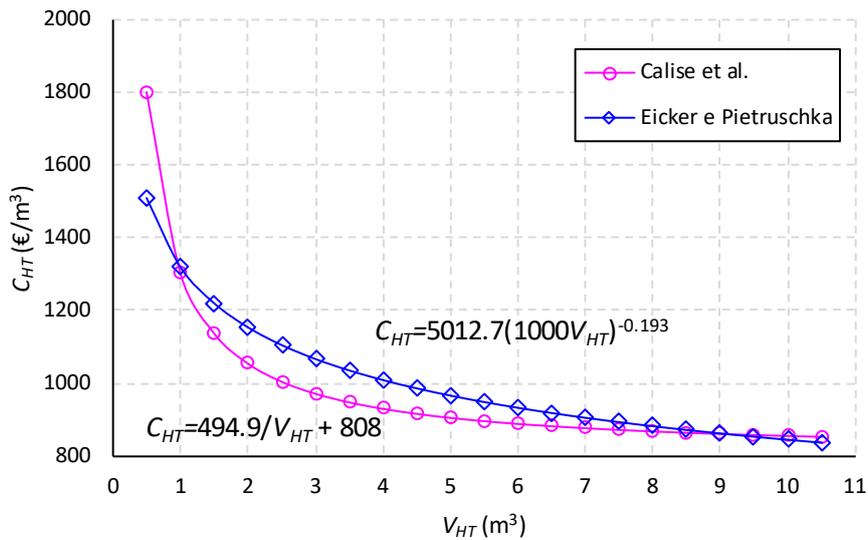


Figura 23. Andamento del costo specifico di un serbatoio di accumulo senza scambiatore secondo Eicker e Pietruschka [41] e Calise et al. [46].

Macchina frigorifera ad assorbimento a singolo stadio e torre evaporativa

Eicker e Pietruschka [41] hanno ricavato una funzione di costo per le macchine ad assorbimento di piccola taglia, considerando i dati provenienti da case costruttrici tedesche e dati forniti da uno studio condotto dall'International Energy Agency (IEA). Come evidenziato in Figura 24, il costo specifico diminuisce in maniera significativa al crescere della potenza frigorifera, fino a taglie dell'ordine 100 kW_r, rimanendo pressoché costante per valori superiori a tale soglia. In altri studi sono stati riportati valori compresi tra 600 €/kW [47] e 700 €/kW [40] per macchine a singolo effetto aventi potenze frigorifere di 70 kW e 30 kW rispettivamente. Infine, nell'ambito del progetto europeo SAHC - Promotion of solar assisted heating and cooling in the agrofood sector [39], è stata definita una funzione di costo per macchine ad assorbimento di taglie superiori a 15 kW (Figura 25). Tale funzione è stata ottenuta interpolando i prezzi forniti da diverse case costruttrici, tra cui Yazaki [48], EAW [49] e BROAD [50].

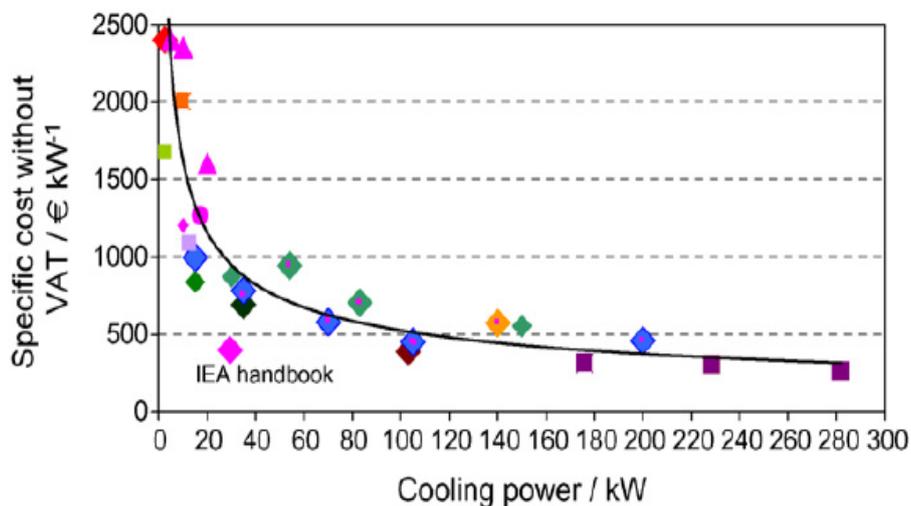


Figura 24. Andamento del costo specifico di una macchina ad assorbimento in funzione della potenza frigorifera secondo Eicker e Pietruschka [41]

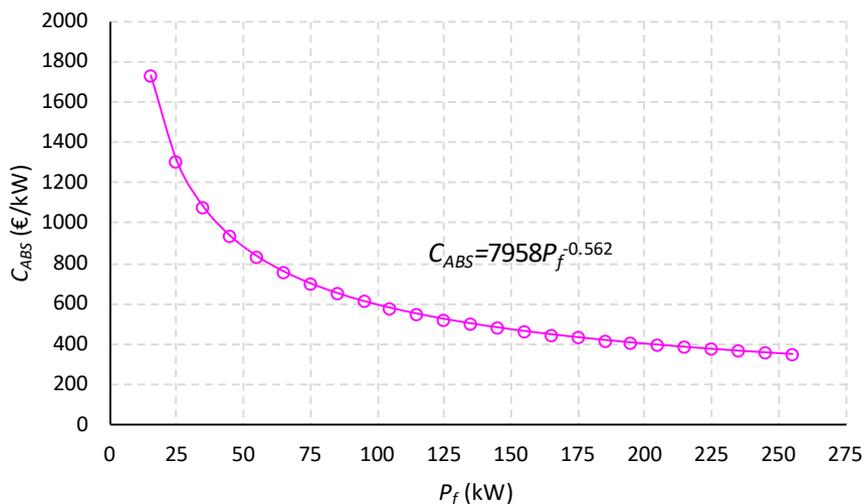


Figura 25. Funzione di costo per macchine ad assorbimento a singolo effetto ottenuta a partire dai dati acquisiti nel progetto SACH - Promotion of solar assisted heating and cooling in the agrofood sector [39]

Nell’ambito del medesimo progetto, è stata ricavata anche una funzione di costo per la torre evaporativa (Figura 26). In accordo con tale modello, Eicker et al. [40] hanno assunto un valore specifico di 150 €/kW per torre evaporative aventi una potenza di circa 70 kW.

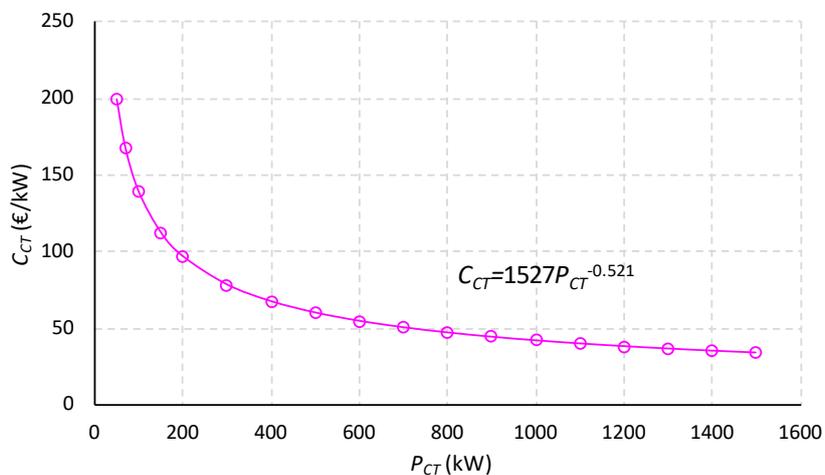


Figura 26. Funzione di costo per una torre evaporativa ottenuta a partire dai dati acquisiti nel progetto SACH - Promotion of solar assisted heating and cooling in the agrofood sector [39]

Caldia a biomassa

Utilizzando i dati provenienti dai listini delle case costruttrici Arca [51] e Rossato [52], è stato possibile ricavare delle funzioni di costo per differenti tipologie di caldaie a biomassa. Nel caso delle caldaie a pellet, il costo specifico diminuisce al crescere della potenza installata, passando da circa 350 €/kW fino a valori di 100 €/kW per taglie superiori ai 120 kW. A parità di taglia, il costo per le caldaie a legna con gassificazione a fiamma rovesciata risulta superiore di oltre il 40%. Costi specifici di circa 100-200 €/kW sono desumibili dal modello di costo definito nell’ambito del progetto SAHC per caldaie ausiliarie a gas naturale [39].

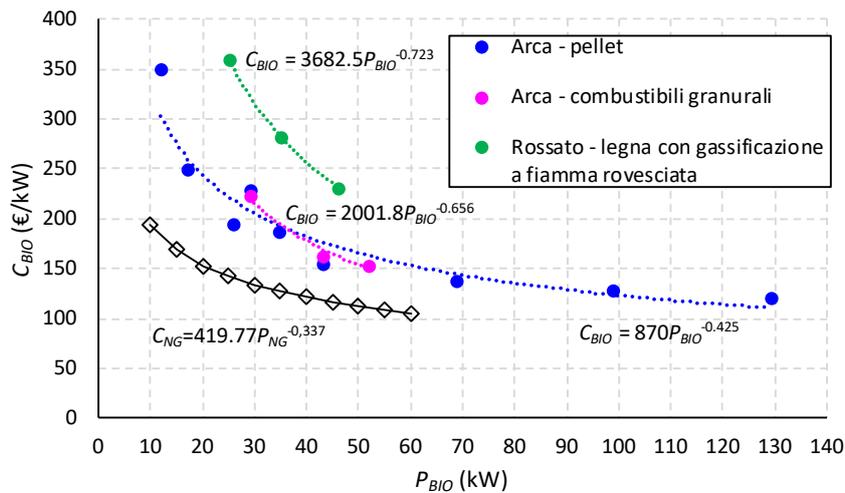


Figura 27. Funzioni di costo per differenti tipologie di caldaia a biomassa, desunte dai dati provenienti dalle case costruttrici Arca [51] e Rossato [52] e confronto con il caso di una caldaia ausiliaria a gas naturale [39].

Impianto di condizionamento con pompa di calore geotermica

Il costo di un impianto di condizionamento con pompa di calore geotermica comprende le seguenti voci principali:

- Costi delle sonde;
- Costi degli scavi;
- Costo della pompa di calore geotermica.

Analizzando i dati di costo di oltre 1100 installazioni in Germania, Blum et al. [53] hanno ricavato delle correlazioni per la stima del costo della pompa di calore in funzione della potenza termica prodotta (Figura 28) e del costo dello scavo e degli scambiatori, in funzione della profondità (Figura 29).

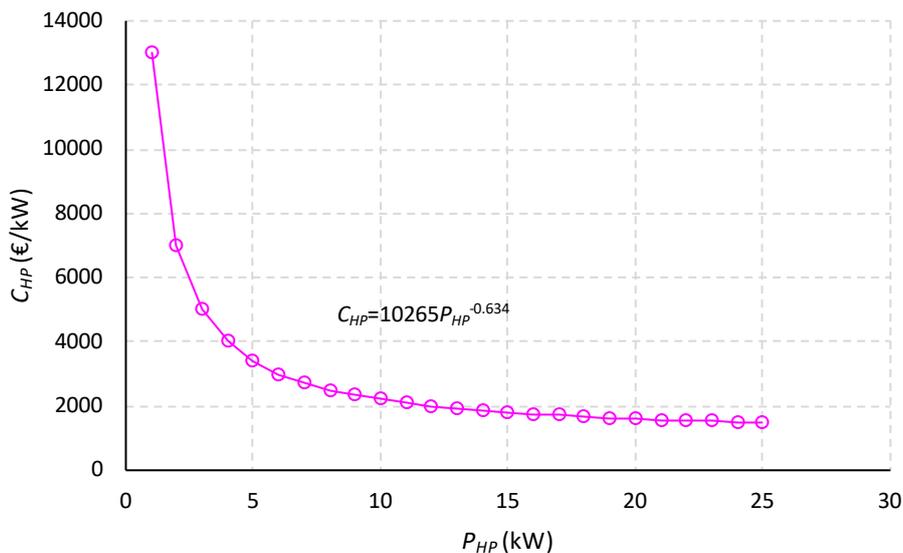


Figura 28. Costo della pompa di calore geotermica in funzione della potenza termica prodotta [53].

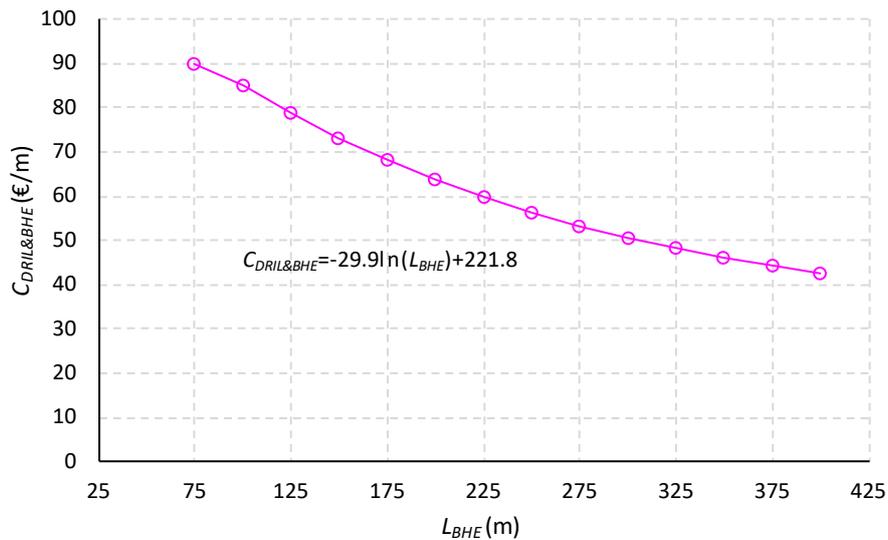


Figura 29. Costo dello scavo e della sonda geotermica in funzione della profondità [53].

Generatore fotovoltaico e banco di batterie

Secondo Lazzarin e Noro [42], il costo complessivo di un impianto fotovoltaico per unità di superficie è calcolato come segue:

$$C_{PV,tot} = \eta_{PV,peak} * 1000 \frac{C_{PV} + C_{INV}}{1 - C_{G\&D}} \tag{1}$$

dove C_{PV} è il costo specifico dei moduli fotovoltaici, C_{INV} è il costo dell’inverter e $C_{G\&D}$ include altri costi, tra cui la progettazione, l’installazione e la struttura di sostegno. Attualmente, C_{PV} è pari a 0.55 €/W_p e 0.66 €/W_p per moduli in silicio amorfo e moduli in silicio monocristallino, mentre C_{INV} si aggira intorno a 0.2 €/W_p per impianti di potenza fino a 10 kW. Inoltre, secondo le indicazioni fornite dal Politecnico di Milano, $C_{G\&D}$ dovrebbe contribuire per circa il 60% di $C_{PV,tot}$.

Eicker et al. [40], invece, hanno considerato un costo specifico complessivo di 2500 €/kW. Nello studio condotto di recente da IRENA, sono riportati valori medi compresi tra 800 e 900 €/kW per i principali paesi europei [54].

Per quanto riguarda i sistemi di accumulo dell’energia elettrica, secondo le stime della European Energy Storage Association (EASE) [55], il costo per unità di capacità è dell’ordine di 100-200 €/kWh per le batterie al piombo acido e di 700-1300 €/kWh per quelle al litio. Studi di letteratura indicano valori di circa 100-110 €/kWh per le prime e 540-570 €/kWh per le seconde [56,57]. Infine, un recente studio condotto dalla Commissione Europea ha confermato come il costo delle batterie al litio presenti una maggiore variabilità rispetto ad altre tipologie, riportando un valore medio per applicazioni stazionarie di circa 600 €/kWh [58].

6 Conclusioni

Il presente rapporto ha fornito un quadro dell'attività svolta da ENEA nell'ambito di un progetto di ricerca di durata triennale, svolto in collaborazione con il Dipartimento di Scienze Agro-Ambientali e Territoriali dell'Università degli Studi di Bari e riguardante lo studio e l'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili.

I risultati conseguiti al termine della prima annualità del progetto possono essere sintetizzati nei seguenti punti chiave:

- Stato dell'arte sui sistemi di poligenerazione: l'analisi critica di articoli scientifici e progetti di ricerca ha permesso di acquisire informazioni relative alle configurazioni dei sistemi di poligenerazione indagate e le relative prestazioni, le metodologie di indagine (analisi energetica, economica, exergetica, exergo-economica), i parametri prestazionali impiegati per l'analisi ed il confronto delle differenti opzioni ed i modelli di costo dei componenti del sistema.
- Sviluppo del modello di simulazione dinamica: il preesistente modello dell'impianto di solar heating and cooling è stato modificato, perfezionando il modello del campo di collettori solari a tubi evacuati. A questo riguardo, sono state eliminate le criticità relative al calcolo dei fattori correttivi e della temperatura all'ingresso e all'uscita delle stringhe. Inoltre, il modello è stato reso più flessibile, ovvero in grado di simulare il comportamento di un campo solare aventi caratteristiche variabili. Il confronto preliminare tra la temperatura all'uscita dai collettori calcolata e quella misurata sperimentalmente ha confermato l'esistenza di problemi di isolamento nella zona di collegamento tra il campo solare ed il serbatoio di stoccaggio. La trasformazione dell'impianto di solar heating and cooling in un sistema di poligenerazione richiederà, pertanto, la preliminare realizzazione di interventi di manutenzione, volti a ripristinare le condizioni originali di isolamento. Al fine di garantire un buon accordo tra i risultati sperimentali e quelli calcolati, sarà anche necessario modificare il modello del serbatoio di accumulo per tenere conto del fenomeno della stratificazione termica.
All'interno del modello di simulazione dinamica sono stati integrati una caldaia a biomasse ed un generatore fotovoltaico. La caldaia, in particolare, è stata integrata in modo da fungere da supporto al campo solare, incrementando (quando richiesto) la temperatura dell'acqua di alimento fino al raggiungimento della temperatura minima di accensione della macchina ad assorbimento. Utilizzando i dati sperimentali di irraggiamento nel periodo compreso tra ed impiegando il suddetto modello, è stato possibile valutare la potenza istantanea prodotta, la temperatura all'uscita della caldaia ed il consumo di biomassa nell'intervallo di tempo considerato; lo studio di simulazione ha quindi permesso di tarare i parametri del sistema di controllo PID, in modo da garantire una buona corrispondenza tra la temperatura richiesta dal chiller e la temperatura dell'acqua all'uscita dalla caldaia a biomasse.
- Definizione dei profili di consumo di utenze nel settore agro-industriale: sono stati definiti i profili di consumo di acqua a differenti livelli di temperatura per quanto riguarda le filiere di produzione del latte e dei suoi derivati; sono state inoltre acquisite informazioni preliminari inerenti i processi di produzione del vino e della birra, che potranno essere impiegate nel prosieguo del progetto per definire i relativi profili di consumo di energia termica e frigorifera.
- Analisi economica dei sistemi di poligenerazione: basandosi su studi di letteratura ed elaborando i dati forniti dalle case costruttrici, sono stati definiti i modelli per la valutazione dei costi di investimento dei principali componenti del sistema, tra cui il collettore solare, la macchina ad assorbimento, la pompa di calore geotermica, i serbatoi di accumulo termico, la caldaia a biomasse, il generatore fotovoltaico ed il banco di batterie.

7 Riferimenti bibliografici

- [1] Jana K, Ray A, Majoumerd MM, Assadi M, De S. Polygeneration as a future sustainable energy solution – A comprehensive review. *Appl Energy* 2017;202:88–111. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.129>.
- [2] Rosato A, Sibilio S, Ciampi G. Dynamic performance assessment of a building-integrated cogeneration system for an Italian residential application. *Energy Build* 2013;64:343–58. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.035>.
- [3] Spirito Santo DB. Energy and exergy efficiency of a building internal combustion engine trigeneration system under two different operational strategies. *Energy Build* 2012;53:28–38. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.06.014>.
- [4] Calise F, Dentice d’Accadia M, Libertini L, Quiriti E, Vanoli R, Vicidomini M. Optimal operating strategies of combined cooling, heating and power systems: A case study for an engine manufacturing facility. *Energy Convers Manag* 2017;149:1066–84. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.028>.
- [5] Calise F, Dentice d’Accadia M, Figaj RD, Vanoli L. A novel solar-assisted heat pump driven by photovoltaic/thermal collectors: Dynamic simulation and thermoeconomic optimization. *Energy* 2016;95:346–66. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.071>.
- [6] Shaneb OA, Taylor PC, Coates G. Optimal online operation of residential μ CHP systems using linear programming. *Energy Build* 2012;44:17–25. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.10.003>.
- [7] Calise F, de Notaristefani di Vastogirardi G, Dentice d’Accadia M, Vicidomini M. Simulation of polygeneration systems. *Energy* 2018;163:290–337. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.052>.
- [8] Calise F, d’Accadia MD, Vanoli L. Design and dynamic simulation of a novel solar trigeneration system based on hybrid photovoltaic/thermal collectors (PVT). *Energy Convers Manag* 2012;60:214–25. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.025>.
- [9] Al-Sulaiman FA, Dincer I, Hamdullahpur F. Exergy modeling of a new solar driven trigeneration system. *Sol Energy* 2011;85:2228–43. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.06.009>.
- [10] Bellos E, Tzivanidis C. Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system. *Energy* 2018;149:47–62. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.054>.
- [11] Bellos E, Tzivanidis C. Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump. *J Clean Prod* 2017;161:493–509. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.05.159>.
- [12] Calise F, Palombo A, Vanoli L. Design and dynamic simulation of a novel polygeneration system fed by vegetable oil and by solar energy. *Energy Convers Manag* 2012;60:204–13. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.02.014>.
- [13] Karellas S, Braimakis K. Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy Convers Manag* 2016;107:103–13. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.080>.
- [14] Wang J, Yang Y. Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system utilizing biomass and solar energy. *Energy Convers Manag* 2016;124:566–77. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.059>.
- [15] Calise F. High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: Dynamic simulation and economic assessment. *Appl Therm Eng* 2012;32:108–24. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.037>.
- [16] Angrisani G, Bizon K, Chirone R, Continillo G, Fusco G, Lombardi S, et al. Development of a new concept solar-biomass cogeneration system. *Energy Convers Manag* 2013;75:552–60. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.06.042>.
- [17] Ghaith FA, Abusitta R. Energy analyses of an integrated solar powered heating and cooling systems in UAE. *Energy Build* 2014;70:117–26. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.024>.
- [18] Bellos E, Vellios L, Theodosiou I-C, Tzivanidis C. Investigation of a solar-biomass polygeneration system. *Energy Convers Manag* 2018;173:283–95. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.07.093>.

- [19] Khalid F, Dincer I, Rosen MA. Energy and exergy analyses of a solar-biomass integrated cycle for multigeneration. *Sol Energy* 2015;112:290–9. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.11.027>.
- [20] Al-Ali M, Dincer I. Energetic and exergetic studies of a multigenerational solar–geothermal system. *Appl Therm Eng* 2014;71:16–23. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.033>.
- [21] Buonomano A, Calise F, Palombo A, Vicidomini M. Energy and economic analysis of geothermal–solar trigeneration systems: A case study for a hotel building in Ischia. *Appl Energy* 2015;138:224–41. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.076>.
- [22] Bicer Y, Dincer I. Analysis and performance evaluation of a renewable energy based multigeneration system. *Energy* 2016;94:623–32. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.142>.
- [23] Tempesti D, Manfreda G, Fiaschi D. Thermodynamic analysis of two micro CHP systems operating with geothermal and solar energy. *Appl Energy* 2012;97:609–17. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.012>.
- [24] Suleman F, Dincer I, Agelin-Chaab M. Development of an integrated renewable energy system for multigeneration. *Energy* 2014;78:196–204. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.082>.
- [25] Buonomano A, Calise F, d’Accadia MD, Ferruzzi G, Frascogna S, Palombo A, et al. Experimental analysis and dynamic simulation of a novel high-temperature solar cooling system. *Energy Convers Manag* 2016;109:19–39. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.047>.
- [26] Bermejo P, Pino FJ, Rosa F. Solar absorption cooling plant in Seville. *Sol Energy* 2010;84:1503–12. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.05.012>.
- [27] Marc O, Lucas F, Sinama F, Monceyron E. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy Build* 2010;42:774–82. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.006>.
- [28] Prasartkaew B, Kumar S. Experimental study on the performance of a solar-biomass hybrid air-conditioning system. *Renew Energy* 2013;57:86–93. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.01.034>.
- [29] Ozgener O, Hepbasli A. Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study. *Build Environ* 2005;40:1040–50. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2004.08.030>.
- [30] Ozgener O. Use of solar assisted geothermal heat pump and small wind turbine systems for heating agricultural and residential buildings. *Energy* 2010;35:262–8. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.09.018>.
- [31] Rosiek S, Batlles FJ. Shallow geothermal energy applied to a solar-assisted air-conditioning system in southern Spain: Two-year experience. *Appl Energy* 2012;100:267–76. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.05.041>.
- [32] Besagni G, Croci L, Nesa R, Molinaroli L. Field study of a novel solar-assisted dual-source multifunctional heat pump. *Renew Energy* 2019;132:1185–215. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.076>.
- [33] Li M, Xu C, Hassanien RHE, Xu Y, Zhuang B. Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide–water absorption cooling system. *Int J Refrig* 2016;71:46–59. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.07.023>.
- [34] Trigenation systems based on heat pumps with natural refrigerants and multiple renewable sources. | TRI-HP Project | H2020 | CORDIS | European Commission n.d. <https://cordis.europa.eu/project/rcn/223810/factsheet/en> (accessed November 22, 2019).
- [35] Hybrid Variable Geometry Ejector Cooling and Heating System for Buildings Driven by Solar and Biomass Heat | Hybrid-BioVGE Project | H2020 | CORDIS | European Commission n.d. <https://cordis.europa.eu/project/rcn/223222/factsheet/en> (accessed November 22, 2019).
- [36] Solar-Biomass Reversible energy system for covering a large share of energy needs in buildings | SolBio-Rev Project | H2020 | CORDIS | European Commission n.d. <https://cordis.europa.eu/project/rcn/221765/factsheet/en> (accessed November 22, 2019).
- [37] Novel building Integration Designs for increased Efficiencies in Advanced Climatically Tunable Renewable Energy Systems | IDEAS Project | H2020 | CORDIS | European Commission n.d. <https://cordis.europa.eu/project/rcn/221859/factsheet/en> (accessed November 22, 2019).

- [38] Duffie JA, Beckman WA. Solar Engineering of Thermal Processes n.d.:928.
- [39] Karousou N, Stefanou F, Chasapis D, Christodoulaki R. D3 // Energy and economic potential assessment for SAHC plants in selected agrofood sectors n.d.:58.
- [40] Eicker U, Colmenar-Santos A, Teran L, Cotrado M, Borge-Diez D. Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: An analysis in three different cities in Europe. *Energy Build* 2014;70:207–23. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.061>.
- [41] Eicker U, Pietruschka D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy Build* 2009;41:81–91. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.015>.
- [42] Lazzarin RM, Noro M. Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations. *Sol Energy* 2018;172:2–13. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.12.055>.
- [43] Casals XG. Solar Cooling Economic Considerations: Centralized Versus Decentralized Options. *J Sol Energy Eng* 2006;128:231. <https://doi.org/10.1115/1.2189871>.
- [44] Bollitori e serbatoi d'accumulo < Catalogo < Arca Caldaie n.d. <http://www.arcacaldaie.com/Apps/WebObjects/ArcaCaldaie.woa/wa/viewSection?id=2527&lang=ita> (accessed January 9, 2020).
- [45] Listino prezzi ufficiale con tutti i prodotti disponibili | Vaillant n.d. <https://www.vaillant.it/documentazione/listini/> (accessed January 9, 2020).
- [46] Calise F, Dentice d'Accadia M, Piacentino A. A novel solar trigeneration system integrating PVT (photovoltaic/thermal collectors) and SW (seawater) desalination: Dynamic simulation and economic assessment. *Energy* 2014;67:129–48. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.12.060>.
- [47] Bellos E, Tzivanidis C, Tsifis G. Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios. *Energy Convers Manag* 2017;148:1055–69. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.063>.
- [48] Yazaki Energ Systems, Inc. n.d. <http://www.yazakienergy.com/> (accessed January 10, 2020).
- [49] CHP plant AKM WEGRACAL - EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld n.d. <https://www.eaw-energieanlagenbau.de/home.html> (accessed January 10, 2020).
- [50] Air Conditioning n.d. <http://en.broad.com/Products-7.aspx> (accessed January 10, 2020).
- [51] Caldaie a legna e a pellet di Arca Caldaie n.d. <http://www.arcacaldaie.com/Apps/WebObjects/ArcaCaldaie.woa/wa/viewSection?id=2111&lang=ita> (accessed January 10, 2020).
- [52] Rossato Group n.d. <https://www.rossatogroup.com/component/phocadownload/category/29-listini-prezzi.html> (accessed January 10, 2020).
- [53] Blum P, Campillo G, Kölbl T. Techno-economic and spatial analysis of vertical ground source heat pump systems in Germany. *Energy* 2011;36:3002–11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.044>.
- [54] IRENA (2019). Renewable power generation costs in 2018, Abu Dhabi n.d.:88.
- [55] Zundel ZW-M. EASE Storage n.d. <http://ease-storage.eu/> (accessed January 10, 2020).
- [56] Anuphapparadorn S, Sukchai S, Sirisamphanwong C, Ketjoy N. Comparison the Economic Analysis of the Battery between Lithium-ion and Lead-acid in PV Stand-alone Application. *Energy Procedia* 2014;56:352–8. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.167>.
- [57] Dhundhara S, Verma YP, Williams A. Techno-economic analysis of the lithium-ion and lead-acid battery in microgrid systems. *Energy Convers Manag* 2018;177:122–42. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.030>.
- [58] Lebedeva N, Tarvydas D, Tsiropoulos I, European Commission, Joint Research Centre. Li-ion batteries for mobility and stationary storage applications: scenarios for costs and market growth. 2018.

8 Abbreviazioni ed acronimi

ABS	Absorption chiller
COP	Coefficient of performance
EER	Energy efficiency ratio
HP	Heat pump
ORC	Organic Rankine cycle
VCC	Vapour compression cycle

9 Appendici

9.1 Appendice I: Modello del collettore solare a tubi evacuati

L'efficienza di un collettore solare è definita in base alla relazione di Hottel-Whillier [38]:

$$\eta_{coll} = \frac{Q_u}{A_{coll}I_T} = \frac{m_{coll}c_p(T_o - T_i)}{A_{coll}I_T} = F_R \left[(\tau\alpha)_n - U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \right] \quad (2)$$

dove F_R indica il fattore di rimozione del calore, ovvero il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata (Q_u) e la potenza scambiata nell'ipotesi che l'intera superficie del collettore si trovi alla temperatura iniziale T_i .

Assumendo $U'_L = U_L + U_{L/T}(T_i - T_a)$, l'equ. 2 può essere riscritta come un'equazione del primo ordine:

$$\eta_{coll} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (3)$$

A livello europeo, la pratica corrente è quella di valutare l'efficienza del collettore come segue:

$$\eta_{coll} = F_{av}(\tau\alpha)_n - F_{av} U'_L \frac{(T_{av} - T_a)}{I_T} \quad (4)$$

ovvero facendo riferimento alla temperatura media tra la temperatura di ingresso e la temperatura di uscita del collettore (T_{av}). In particolare, nelle schede tecniche delle case costruttrici, l'efficienza dei collettori solari è definita come segue:

$$\eta_{coll} = a_o - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (5)$$

dove a_o , a_1 ed a_2 sono dei parametri ricavati sperimentalmente.

Mettendo a confronto le equ.(3) e (5), si ricava che:

$$F_{av}(\tau\alpha)_n = a_o \quad (6)$$

$$F_{av} U'_L = a_1 + a_2 \Delta T \quad (7)$$

Per poter riferire l'efficienza alla temperatura T_i anziché a T_{av} , è necessario apportare una correzione ai valori ricavati attraverso le equ. (6) e (7).

$$F_R(\tau\alpha)_n = F_{av}(\tau\alpha)_n * F_{RATIO} \quad (8)$$

$$F_R U'_L = F_{av} U'_L * F_{RATIO} \quad (9)$$

dove

$$F_{RATIO} = \left(1 + \frac{A_{coll} F_{av} U'_L}{2m_{coll} c_p} \right)^{-1} \quad (10)$$

Bisogna, inoltre, tenere conto del fatto che i coefficienti a_0 , a_1 ed a_2 sono stati ricavati assumendo una prestabilita portata all'interno del collettore (m_{test}); è quindi indispensabile introdurre un fattore correttivo r_1 nel caso in cui la portata circolante all'interno del collettore (m_{coll}) sia diversa da m_{test} . Il fattore correttivo r_1 può essere ricavato come rapporto tra i valori del fattore di rimozione del calore calcolati assumendo come portate circolanti all'interno del collettore m_{coll} e m_{test} :

$$r_1 = \frac{F_R|_{m_{coll}}}{F_R|_{m_{test}}} = \frac{\frac{m_{coll} c_p}{A_{coll} F' U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_{coll} F' U_L}{m_{coll} c_p}\right) \right]}{\frac{m_{test} c_p}{A_{coll} F' U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_{coll} F' U_L}{m_{test} c_p}\right) \right]} \quad (11)$$

dove

$$F' U_L = -\frac{m_{test} c_p}{A_{coll}} \ln \left(1 - \frac{F_{av} U'_L A_{coll}}{m_{test} c_p} \right) \quad (12)$$

Nel caso di collettori solari che utilizzano come fluido termovettore un liquido, $F' U_L$ calcolato in condizioni di test è approssimativamente uguale a quello in condizioni di utilizzo. Pertanto, l'equ. (11) diventa:

$$r_1 = \frac{\frac{m_{coll} c_p}{A_{coll}} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_{coll} F' U_L}{m_{coll} c_p}\right) \right]}{F_{av} U'_L} \quad (13)$$

Un ulteriore fattore correttivo (r_2) deve essere introdotto per tenere conto del numero di collettori collegati in serie (N_{coll}):

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_{coll} F_R U'_L}{m_{coll} c_p} \right)^{N_{coll}}}{N_{coll} \frac{A_{coll} F_R U'_L}{m_{coll} c_p}} \quad (14)$$

Pertanto la potenza termica effettivamente ceduta al singolo array è valutata come segue:

$$Q_{out} = F_R (\tau\alpha)_n K_{\tau\alpha} A I_T r_1 r_2 - A r_1 r_2 F_R U'_L (T_i - T_a) \quad (15)$$

dove $K_{\tau\alpha}$ è un fattore correttivo che tiene conto della dipendenza di $\tau\alpha$ dall'angolo di incidenza della radiazione solare, mentre A è l'area del singolo array, pari al prodotto dell'area del collettore per il numero di collettori. Pertanto, la potenza termica ceduta all'intero campo solare è

$$Q_{out, TOT} = Q_{out} N_p \quad (16)$$

dove N_p è il numero di file di collettori in parallelo.

L'efficienza del collettore è quindi calcolata come segue:

$$\eta_{coll} = \frac{Q_{out}}{I_T A} \quad (17)$$

Infine, la temperatura del fluido all'uscita dell'array di collettori solari è:

$$T_o = T_i + Q_{out}/(m_{coll}c_p) \quad (18)$$

9.2 Appendice II: Listati di Matlab

Assegnazione dei dati di input al modello dell'impianto di solar heating and cooling

```

clear;
clear functions;

NWG_Param;

carico_frigo;
T_Valenzano;

RH;
profiloAccensione;
tsim;

giorno_inizio_export_dati= 191; %202; %212 inizio per agosto
giorno_fine_export_dati= 229;
ctrl_dati=1; % il valore 1 indica la presenza di dati irraggiamento da esterno, il
valore 0 fa leggere i dati generati dal NWG
in_dati=191; % giorno inizio lettura dati irraggiamento esterni
fin_dati=229; % giorno fine lettura dati irraggiamento esterni

ctrl_datil=0; % il valore 1 indica la presenza di dati irraggiamento da esterno, il
valore 0 fa leggere i dati generati dal NWG
in_datil=257; % giorno inizio lettura dati irraggiamento esterni
fin_datil=272; % giorno fine lettura dati irraggiamento esterni

% PARAMETRI CALDAIA
Pcaldaia=30 ; %Potenza nominale caldaia [kW]
T_caldaia_on=75 %temperatura di accensione della caldaia, corrispondente alla
temperatura di accensione dell'assorbitore
T_caldaia_off=77 %temperatura di spegnimento del serbatoio, pari alla temperatura di
accensione + banda di isteresi
tset_valvola_caldaia=85;
eff_sc=0.88;
tset_caldaia=85;

% PARAMETRI ACCUMULI
% ACCUMULO
Trif_Tank1_INV=80;
Trif_Tank1_EST=90;
Trif_Tank2_INV=80;
Trif_Tank2_EST=90;
% ii=0;
% jj=2;
i=0;
j=2;
%Vacc_caldo_1 =2000/1000; %Volume accumulo 1 [m3]
Vacc_caldo_2 = 2000/1000; %Volume accumulo 2 [m3]
Vacc_freddo_3 = 1000/1000; %Volume accumulo 3 [m3]
%Volume=(2000/2)/1000;
Kacc = 0.31; %Trasmittanza termica involucro accumulo [W/m2K]

```

```

FFacc1 = 3.64; %Fattore di forma accumulo caldo [1/m]
FFacc3 = 6.15; %Fattore di forma accumulo freddo
cp_h = 4.1860; % kJ/kgK calore specifico acqua
Cp=4.186;
%G1=((Kacc/1000) * FFacc1 * (Vacc_caldo_1))/(cp_h* 1000 * (Vacc_caldo_1));
G2=((Kacc/1000) * FFacc1 * (Vacc_caldo_2))/(cp_h* 1000 * (Vacc_caldo_2));
G3=((Kacc/1000) * FFacc3 * Vacc_freddo_3)/(cp_h* 1000 * Vacc_freddo_3);
G4=((Kacc/1000) * FFacc3 *Vacc_freddo_3)/(cp_h* 1000 *Vacc_freddo_3);
%K = 1.0; %Trasmittanza Termica Involucro Accumulo [W/m2K]
%FF = 0.3; %Fattore di forma accumulo
T_allarm = 95.0; %Temperatura Limite Accumulo caldo
Tsup=95; %Temperatura superiore di regolazione dell'accumulo caldo [°C]
Tmin_ac=15; % temperatura minima dell'accumulo caldo
Tmin_ac_f=9;%T minima accumolo freddo 7 per fan coil 15 per soffitto radiante
%T_max_cpc=110; % temperatura massima uscita collettori [°C]
%T_sat_tank=120;

%Qout_Tank1=0;
%Qout_Tank2=0;

% PARAMETRI COLLETTORE CPC
% Modello: Spring Solar SK-8 CPC (C815)
Acoll = 3.81; % 3.81[m2] è l'area del singolo collettore diviso per il fattore
0.95 (serve per tenere conto del fatto che attualmente su ciascun collettore
funzionano 19 tubi su 20)
Ncoll = 3; % [-] numero di elementi in serie
Np=5; % [-] è il numero di stringe in parallelo, pari a 6 per Bari
m_test = 120; % [l/h] è la portata di test in riferimento alla quale sono stati
ricavati i coefficienti a0, a1 e a2 per il calcolo dell'efficienza dei collettori
solari
m_primario = 2268; % [l/h] è la portata complessiva che circola nell'impianto a
collettori solari; il dato attualmente presente è sperimentale; in mancanza di dati è
calcolata assumendo una portata specifica di 1 l/m2min (valore consigliato nella
scheda tecnica)
m_prim=m_primario;
m_secondario =17280; %10980; 3.5 m3/h effettivi %[l/h] (sono gli 11m3/h da progetto)
a0 = 0.718; % [-]
a1 = 1.051; % [W/(m2*K)]
a2 = 0.004; % [W/(m2*K2)]
glicole = 0; % [-] nell'impianto di Bari il fluido termovettore non è miscelato
con glicole
alfa_tr = [0, 20, 40, 50, 60, 70, 90]; % [°]
IAM_alfa_tr = [1, 0.99, 0.95, 0.9, 0.81, 0.66, 0]; % [-]
alfa_lo = [0, 20, 40, 50, 60, 70, 90]; % [°]
IAM_alfa_lo = [1, 0.99, 1.01, 1.09, 1.1, 1.29, 0]; % [-]
T_sat_cpc=120;
Tmax_cpc=120;

```

```

%CAMPO FOTOVOLTAICO
%numero di moduli fotoltaici
%potenza di picco del singolo modulo
%NOCT

%fattore di riflessione
%gammaIB
NModuliIB = 24; %numero moduli
PModuloIB = 0.240; %Potenza modulo [kW]

PTotaleIB = PModuloIB*NModuliIB %Potenza totale [kW]
inclFv =30.0; % [-]
azFv =0.0; % [-]
c_fotovIB=0.37; %% incentivo conto energia
c_reteIB=0.15; % costo elettricità €/kWh
BOS=0.90;
czonIB=0.07+0.043; %costo zonale medio mensile per Fascie orarie come da GSE + costo
servizi medio
NOCTIB=45;
gammaIB=0.38;
%superficie singolo modulo 1,93 m2
supTotFV=1.625*NModuliIB
Pac_ideal=PTotaleIB*0.75

%ASSORBITORE
Pass=18; %[kW]
m_ahp=0.77; % [l/s] è la portata di acqua refrigerata prodotta dalla macchina ad
assorbimento WFC-SCS
Tmin_ahp=70; %[°C]
Tnom_ahp=88; %[°C]
Tmax_ahp=95; %[°C]

%chiller
Pcool=106.6; % kWf
EER_35_7=2.68; % EER nominale
t_on_ahp=21; % temperatura di ritorno fancoil che avvia il chiller (14)se fan coli
(21)se imp.radiante
banda=2.5; % banda per regolazione a due gradini

% carico dati climatici misurati
T=xlsread('dati_temp_20_28_06.xlsx');
R=xlsread('dati_rad_glob_oriz_20_30_06.xlsx');
Id=xlsread('dati_rad_diff_oriz_20_30_06.xlsx');
RH=xlsread('dati_umidità.xlsx');
rad_mis=xlsread('rad_mis_1.xlsx');
T_out_sper=xlsread('T_out_sper.xlsx');

```

Modello del campo solare

```

function [Tout, Qout, Tav_stg, Qdissipata, r1, r2, eta] = fcn(Tin,Ta,IT, K_IAM_tr,
K_IAM_lo, Acoll, Ncoll,m_test,a0,a1,a2,glicole, ang, m_primario,Tmax_cpc,Np)

A = Ncoll*Acoll; % coincide con l'area della singola stringa
(comprendente 3 elementi in serie) [m2]
m_spec = m_primario/(A*Np); % [l/h/m2coll] portata specifica del
campo collettori...in teoria dovrebbe essere pari a 1 l/h/m2coll (come consigliato
nella scheda tecnica)
m_actual = m_primario*(1.035*glicole + 1.0 * (1-glicole)); %[kg/h] portata massica che
circola nell'impianto a collettori solari ed è calcolata tenendo conto di un'eventuale
presenza di glicole con funzione di antigelo
m_array = (m_actual/Np); %[kg/h] portata su ogni stringa di
collettori
m_test = m_test/3600;
Cp = glicole * 3630 + (1-glicole) * 4186; %[J/kg/K] calore specifico del fluido
termovettore del primario
r1=0; % inizializzazione r1
r2=0; % inizializzazione r2
eta=0;
%Tmax_cpc=150; %dovrebbe essere passata come costante
Tdissipata=0;
Qdissipata=0; % potenza termica dissipata quando la temperatura
del collettore supera il valore massimo consentito
Tav_stg=0; % °C temperatura di stagnazione

if (m_spec < 1) %limite minimo fissato pari a 1 l/h/m2coll

    m_actual = 0;
end

%calcolo del fattore correttivo da applicare al rendimento ottico

if (IT>0) % IT è la radiazione solare incidente totale
espressa in kW/m2
    K_IAM = K_IAM_tr*K_IAM_lo;
else
    K_IAM = 0;
end

if (A<=0)
    Tout=Tin;
    Qout=0;
else
    if (m_actual>0)
        Tout_test= Tin + 1;
        Toutt= Tin;
        Qoutt=0;
        i=0;

        while (abs(Tout_test-Toutt)>0.05 & i<100),

            Tout_test=Toutt;
    
```

```

FRU1L_test = a1 + a2 * ((Tin+Tout_test)/2-Ta); % è valutato in funzione
della temperatura media tra l'ingresso e l'uscita del collettore in condizioni di test
% è necessario introdurre il fattore correttivo (FRATIO) per
% tenere conto del fatto che ao, a1 e a2 sono stati calcolati rispetto a
Tav, anziché Ti
FRATIO=1/(1+Acoll*FRU1L_test/(m_test*Cp*2)); % la definizione
coincide con quella del libro di Duffie et al.; tale parametro corregge a0 e
FRU1L_test
a0_eff=a0*FRATIO;
FRU1L=FRU1L_test*FRATIO;

% è necessario introdurre un fattore correttivo (r1) per tenere conto del fatto
che ao, a1 e a2 sono stati calcolati rispetto a m_test, anziché rispetto a m_array
F1UL= - m_test*Cp/Acoll*log(1-FRU1L_test*Acoll/(m_test*Cp));

r1 = (m_array/3600*(1-exp(-Acoll*F1UL/(m_array*Cp/3600))))/(m_test*(1-exp
(-Acoll*F1UL/(m_test*Cp))));

% è necessario introdurre un fattore correttivo (r2) che tiene conto del
numero di collettori collocati in serie

r2 = (1-(1-Acoll*FRU1L/(m_array*Cp/3600))^Ncoll)/(Ncoll*Acoll*FRU1L/
(m_array*Cp/3600));
if (IT<=0)
Qoutt=0;
else
if (Tin<Ta)
Qoutt = a0_eff*r1*r2*K_IAM*A*IT; % [W] è la potenza termica fornita
al singolo array
else
Qoutt = a0_eff*r1*r2*K_IAM*A*IT-A*r1*r2*FRU1L*(Tin-Ta); % [W] è la
potenza termica fornita al singolo array
end
end
Toutt = (Tin + Qoutt/((m_array/3600)*Cp)); % è la temperatura in uscita
dall'array (comprendente 3 moduli)
i=i+1;

end

if (Qoutt<0) % serve ad annullare la Qoutt quando
la IT risulta non sufficiente a compensare le perdite termiche
%Tout=Toutt; % la temperatura di uscita diminuisce
rispetto all'ingresso a causa delle dispersioni termiche
Tout=Tin;
Qout=0; % [W]
else
Tout=Toutt; % [°C]
Qout=Qoutt*Np; % [W] è la potenza termica scambiata
totale, pari a quella relativa al singolo array per il numero di array in parallelo

```

```

end

if Toutt>Tmax_cpc
    Qdissipata=((m_array/3600)*Cp*(Toutt-Tmax_cpc))*Np;
    Tdissipata=Tin;

    Qout=Qoutt*Np-Qdissipata;           %[W] è la potenza termica scambiata
    totale, al netto di quella dissipata
    %Tout= (Tin + Qout/((m_primario/36000)*Cp));
    Tout=Tdissipata;
end

else
    if (IT>0)    % se non è soddisfatta la condizione m_actual>0 (ovvero se non
circola il fluido termovettore nel collettore), la Qout è =0 perchè non viene
trasferito calore e quindi bisogna valutare la temperatura di stagnazione
        Tav_stg = Ta + (-a1+(a1*a1+4*a0*a2*K_IAM*IT)^0.5)/(2*a2);           %[°C]
la temperatura di stagnazione viene calcolata imponendo che l'efficienza del
collettore è pari a 0
        Tout = 2*Tav_stg - Ta;           %[°C]
        Qout = 0;                       %[W]
        %eta=0;
    else
        Tout=Ta;                         % semplificazione da modello statico %[°C]
        Qout=0;                           %[W]
    end
end
end
if (IT<=0)
    eta=0;
else
    eta=Qout/(A*Np*IT);
end
end
end

```

9.3 Appendice III: Modello della caldaia a biomasse

Il modello della caldaia prevede la presenza di due sistemi di controllo:

- un controllo on/off;
- un controllo PID.

Il controllo on/off è basato su una banda di isteresi che ha lo scopo di prevenire frequenti accensioni e spegnimenti della caldaia stessa. In particolare il sistema di controllo prevede che la caldaia operi tra due livelli di temperatura:

- temperatura di accensione della caldaia: $T_{ON,BIO}$;
- temperatura di spegnimento della caldaia: $T_{OFF,BIO} = T_{ON,BIO} + HB$, dove HB è la banda di isteresi, (normalmente fissata tra 2 e 5°C).

Dal punto di vista matematico, questo tipo di sistema di controllo definisce il valore di una variabile γ_t ad un certo istante t , sulla base del valore assunto dalla stessa variabile all'istante precedente ($\gamma_{t-\Delta t}$) e della temperatura all'interno del serbatoio di stoccaggio (T_{TANK}).

Se la caldaia era accesa all'istante precedente ($\gamma_{t-\Delta t} = 1$), allora

$$\begin{cases} \text{se } T_{TANK} < T_{OFF,BIO} & \rightarrow \gamma_t = 1 \\ \text{se } T_{TANK} > T_{OFF,BIO} & \rightarrow \gamma_t = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Se la caldaia era spenta all'istante precedente ($\gamma_{t-\Delta t} = 0$), allora

$$\begin{cases} \text{se } T_{TANK} < T_{ON,BIO} & \rightarrow \gamma_t = 1 \\ \text{se } T_{TANK} > T_{ON,BIO} & \rightarrow \gamma_t = 0 \end{cases} \quad (20)$$

Il controllo PID, invece, serve a regolare il grado di apertura della valvola che gestisce l'alimentazione del combustibile alla caldaia a biomassa, realizzando quindi una corrispondente modulazione della potenza erogata tra il valore minimo ($P_{BIO,min}$) ed il valore nominale o di progetto ($P_{BIO,d}$).

In particolare, il controllo PID restituisce una variabile di controllo k_{PID} , secondo la seguente funzione:

$$k_{PID} = K_P e_t + K_I \int_0^t e_t dt + K_D \frac{de_t}{dt} = P + I + D \quad (21)$$

dove i parametri K_P , K_I e K_D rappresentano rispettivamente il guadagno proporzionale, il guadagno integrale ed il guadagno derivativo. Il valore della variabile di controllo è data dalla somma di tre contributi, il primo proporzionale all'errore tra la variabile da controllare ed il valore di riferimento (e_t), il secondo proporzionale all'integrale di e_t ed il terzo proporzionale alla derivata di e_t .

Pertanto, la potenza fornita dalla caldaia è:

$$P_{BIO} = P_{BIO,d} \gamma_t k_{PID} \quad (22)$$

dove $P_{BIO,d}$ è la potenza nominale della caldaia a biomasse.

Inoltre, il consumo di biomassa nell'intero periodo di funzionamento dell'impianto è calcolato come segue:

$$m_{BIO} = \int \frac{P_{BIO}}{\eta_{BIO} H_{BIO}} \quad (23)$$

dove H_{BIO} è il potere calorifico inferiore della biomassa (kWh/kg).

9.4 Appendice IV: Modello del generatore fotovoltaico

La potenza nominale del campo fotovoltaico è definita come segue:

$$P_{MP} = N_m P_{MP,m} \quad (24)$$

dove N_m è il numero di moduli e $P_{MP,m}$ è la potenza nominale del singolo modulo fotovoltaico; in maniera analoga la superficie complessiva del campo fotovoltaico è:

$$A_{PV} = N_m A_m \quad (25)$$

dove A_m è la superficie del singolo modulo.

La potenza effettiva del campo fotovoltaico è calcolata come segue:

$$P_{eff} = P_{MP} \eta_{term} k_{rifl} k_{MPPT} \quad (26)$$

dove k_{rifl} e k_{MPPT} sono due fattori che tengono conto delle perdite per riflessione dei moduli fotovoltaici e della riduzione della potenza prodotta dal modulo fotovoltaico quando opera in condizioni di irraggiamento diverse da quelle nominali (1000 W/m²).

Il fattore k_{MPPT} dipende dalla radiazione solare incidente sui moduli, secondo una funzione definita dal sistema di inseguimento del punto di massima potenza (MPPT):

$$k_{MPPT} = f(I_{inc}) \quad (27)$$

In particolare, l'MPPT consente di determinare, per ogni valore dell'irraggiamento, le condizioni di corrente e tensione che determinano la massima produzione di potenza del modulo fotovoltaico.

Infine, η_{term} è il rendimento termico, che tiene conto delle perdite termiche del modulo fotovoltaico, tanto maggiori quanto più elevata è la temperatura del medesimo. Il rendimento termico è calcolato secondo la seguente relazione:

$$\eta_{term} = 1 - \gamma_m(T_m - 25) - 0.08 \quad (28)$$

dove γ_m è un coefficiente di temperatura normalizzato, che definisce la diminuzione di rendimento per unità di differenza di temperatura:

$$\gamma_m = \frac{1}{\eta_{MP}(25^\circ C)} \frac{d\eta_{MP}}{dT} * 100 \quad (29)$$

La temperatura del modulo fotovoltaico è valutata in funzione della temperatura ambiente (T_{amb}) e della radiazione solare incidente (I_{inc}), secondo il seguente modello:

$$T_m = T_{amb} + \frac{NOCT - 20}{0.8} I_{inc} \quad (30)$$

dove $NOCT$ è la temperatura operativa nominale del modulo, ovvero la temperatura rilevata sperimentalmente quando la radiazione solare incidente è di 800 W/m^2 , la velocità del vento è di 1 m/s , la temperatura ambiente è di $20^\circ C$ ed il modulo opera a circuito aperto (cioè con rendimento nullo).

Infine, il rendimento effettivo dei moduli fotovoltaici è

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{I_{inc} A_{PV}} \quad (31)$$