



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Sistema solare ibrido accoppiato a pompa di calore
per il riscaldamento e la produzione di
acqua calda sanitaria**

Relatore: Prof. Michele De Carli

Correlatore: Ing. Giuseppe Emmi

Laureanda: Chiara Tisato

1063992

Anno Accademico 2014/2015



Università degli studi di Padova



Alla mia famiglia



SOMMARIO

Il presente lavoro di tesi si pone come obiettivo lo svolgimento di un'analisi energetica di un sistema costituito dall'accoppiamento di una pompa di calore a doppia sorgente (aria e acqua) con un campo solare ibrido e/o con sonde geotermiche. L'ambito di applicazione considerato è quello residenziale, rappresentato da un edificio tipo localizzato nella zona climatica del Nord Italia, di cui si è preso in esame il fabbisogno per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria. In particolare, si è voluto indagare quanto la combinazione di sorgente solare e geotermica comportasse un miglioramento delle prestazioni del sistema complessivo. È stata inoltre valutata la convenienza dell'operazione di ricarica del terreno per le applicazioni oggetto di studio.

Allo scopo sono stati simulati tramite il software TRNSYS quattro possibili impianti, i quali si differenziano soltanto lato sorgente della pompa di calore. Il primo prevede la presenza di un sistema solare ibrido costituito da 24 pannelli PVT, per una potenza totale di 6 kW_{el} per una superficie complessiva di circa 40 m^2 . La descrizione delle loro prestazioni al variare delle condizioni climatiche e operative è stata effettuata modellizzando il pannello con linguaggio Matlab, sulla base di bilanci energetici applicati a ciascuno dei nodi in cui questo è stato suddiviso.

Il secondo caso analizzato prevede la sostituzione del campo solare con due sonde geotermiche profonde 30 metri ciascuna. Questa configurazione quindi non prevede produzione elettrica.

Successivamente, è stato simulato un impianto caratterizzato dalla contemporanea presenza di sonde geotermiche e PVT. La scelta della sorgente da utilizzare è valutata istante per istante mediante un sistema di gestione dedicato ed implementato in Excel.

Infine, il quarto caso si differenzia dal precedente per la possibilità di sfruttare l'energia solare disponibile ma in eccesso con il fine di ricaricare il terreno.

I risultati conseguiti hanno evidenziato un limitato incremento delle prestazioni elettriche conseguite dai PVT rispetto all'impiego di pannelli fotovoltaici tradizionali. Inoltre è stata rilevata, per impianti geotermici di limitati volumi e di modesto sfruttamento, l'assenza di convenienza data sia dall'applicazione della ricarica del terreno che dalla combinazione di pannelli solari ibridi con sonde geotermiche. La maggior complessità d'impianto ottenuta in questi casi non è giustificata dall'incremento di prestazioni, che risulta poco rilevante.



Università degli studi di Padova

INDICE

Sommario.....	V
Indice.....	vii
Introduzione	1
Capitolo 1. Sistemi per la conversione di energia solare e geotermica.....	7
1.1 Collettori solari.....	7
1.2 Pannelli fotovoltaici	9
1.3 Pannelli termo-fotovoltaici (PVT)	12
1.3.1 Classificazione dei PVT	14
1.3.2 Processo roll-bond	19
1.4 Pompe di calore geotermiche	21
Capitolo 2. Configurazioni di impianti a pompa di calore elioassistita.....	25
2.1 Studi e pubblicazioni.....	25
2.2 Descrizione degli impianti analizzati.....	29
2.3 Ricarica del terreno.....	33
2.4 Modellizzazione del pannello pvt	36
2.4.1 Bilancio al nodo vetro	39
2.4.2 Bilancio al nodo celle	42
2.4.3 Bilancio al nodo piastra.....	42
2.4.4 Procedimento di risoluzione del modello.....	45
2.4.5 Configurazione del campo solare	45
2.4.6 Caratteristiche del pannello solare ibrido oggetto di studio	46
2.5 Modellizzazione della pompa di calore	48



2.6	Fabbisogno e produzione di acqua calda sanitaria.....	56
Capitolo 3.	Simulazioni in TRNSYS dei casi studio	63
3.1	Caso 1: PDC con PVT	64
3.2	Caso 2: PDC con sonde geotermiche	71
3.3	Caso 3: PDC con PVT e sonde geotermiche senza ricarica del terreno	75
3.4	Caso 4: PDC con PVT e sonde geotermiche con possibile ricarica del terreno	78
3.5	Fabbisogno di riscaldamento	80
Capitolo 4.	Presentazione e analisi dei risultati	83
4.1	Risultati PDC con PVT	83
4.2	Risultati PDC con sonde geotermiche	88
4.3	Risultati PDC con PVT e sonde geotermiche	92
4.4	Risultati PDC con PVT e sonde geotermiche con ricarica del terreno.....	95
4.5	Confronti.....	101
Conclusioni	105
Bibliografia.....		109



INTRODUZIONE

Nel corso del XX secolo la temperatura media globale sulla superficie terrestre ha fatto registrare un incremento di 0.6 °C. Tale fenomeno, destinato ad aumentare, è in buona parte imputabile all'attività umana. Esso desta grande preoccupazione in quanto è responsabile dell'innalzamento del livello dei mari, dell'aumento della desertificazione e della frequenza con cui si manifestano eventi climatici estremi, nonché delle problematiche sociali che ne conseguono.

L'emissione in atmosfera dei cosiddetti gas ad effetto serra rappresenta la causa principale del surriscaldamento del pianeta. Tra questi gas il più diffuso è l'anidride carbonica; l'aumento in atmosfera del suo contenuto è dovuto in buona parte alla combustione di fonti energetiche di origine fossile e alle deforestazioni.

A partire dalla fine del '900 si è concretizzata la prima risposta a livello internazionale a questo fenomeno allarmante. Ne è testimonianza il protocollo di Kyoto, entrato in vigore nel 2005, tramite il quale 149 Paesi hanno accordato il comune impegno alla riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra nel periodo compreso tra il 2008 e il 2012. Per ogni Paese sottoscrittore l'accordo è stato fissato un tetto di emissione, consistente per l'Unione europea ad una riduzione dell'8% delle emissioni rispetto a quelle del 1990. Successivi accordi intercontinentali ed europei hanno portato alla stesura di nuovi documenti, quale il *Pacchetto Clima ed Energia*, meglio conosciuto come "Patto 20-20-20". Quest'ultimo prevede la riduzione del 20% rispetto al 1990 delle emissioni di gas ad effetto serra e dei consumi energetici e la copertura del 20% del fabbisogno energetico europeo tramite fonti rinnovabili; tutti obiettivi da raggiungere entro il 2020. La diffusione delle fonti rinnovabili e l'efficienza energetica sono state riconosciute come i mezzi necessari per combattere il surriscaldamento. Al tempo stesso esse rappresentano importanti misure per fronteggiare il problema legato ai costi crescenti di estrazione delle fonti fossili.

Nonostante il forte impegno da parte dell'Unione europea, le emissioni a livello globale non hanno assistito a una sostanziale riduzione, a causa soprattutto del boom economico dei

paesi in via di sviluppo e della mancata sottoscrizione del protocollo di Kyoto da parte di colossi industriali, come gli Stati Uniti, responsabili di una grossa fetta di emissioni. Soltanto nell'ultimo anno la sensibilità al tema del cambiamento climatico ha raggiunto maggiore diffusione a livello mondiale.

Per quanto riguarda la situazione italiana, Ispra ha rilevato una riduzione del 25% delle emissioni dal 2004, anno in cui è stato toccato il livello massimo di 577 MtCO₂eq, al 2013. Tale andamento, apprezzabile in Figura 0.1, si spiega con la crisi economica e la delocalizzazione di attività produttive, ma anche e soprattutto con lo sviluppo e la diffusione sul mercato di fonti energetiche rinnovabili e con la maggiore efficienza energetica conseguita.

Nel 2013 in particolare le emissioni sono state del 6% inferiori rispetto a quelle dell'anno precedente. Ragione principale di questo calo risiede nella riduzione dei consumi di combustibili fossili che si è registrata nello stesso anno. Essi sono infatti responsabili per circa l'80% delle emissioni nazionali di gas serra.

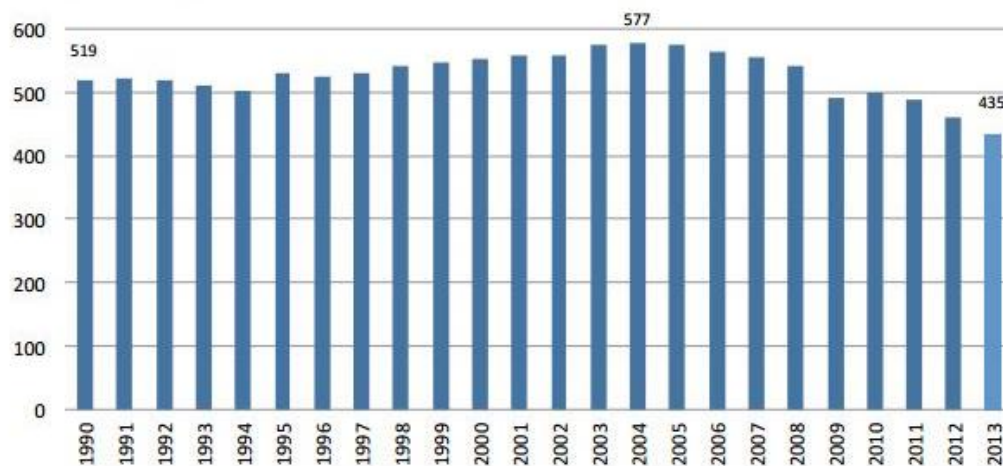


Figura 0.1 Emissioni di gas ad effetto serra in Italia nel periodo 1990-2013 (MtCO₂eq). Fonte: 1990-2012 dati Ispra, AEA; 2013 stime Fondazione per lo sviluppo sostenibile

Nel grafico di Figura 0.2, relativo al 2012, si visualizza la ripartizione in percentuale delle emissioni di gas climalteranti per settore. Ciò che emerge è una grossa fetta di emissioni

ricoperta da industrie energetiche (29%) e trasporti (23.1%), ma un contributo importante anche dal settore residenziale e dei servizi (18.5%) e dall'industria manifatturiera (11.9%).

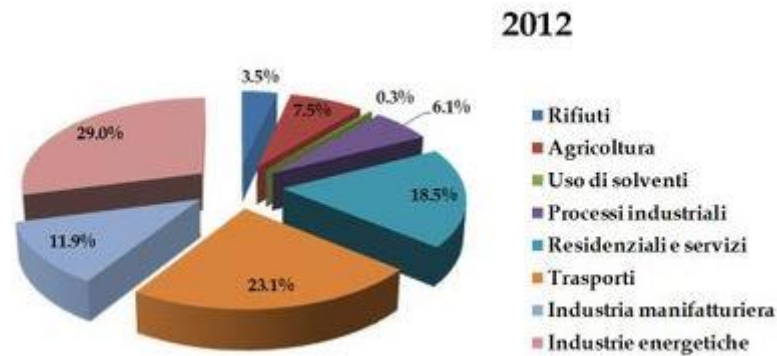


Figura 0.2 Ripartizione percentuale delle emissioni di gas climalteranti nel 2012. Fonte ISPRA

Il settore residenziale in particolare rappresenta un ambito con importanti possibilità di miglioramento. In Figura 0.3 si può osservare come le emissioni di gas climalteranti dal 1990 si siano ridotte in quasi tutti i settori, tranne in quello dei trasporti e in quello residenziale. Tuttavia questi dati si riferiscono al periodo complessivo, mentre negli ultimi anni anche quest'ultimo ambito ha vissuto un forte aumento del soddisfacimento del consumo da parte delle fonti rinnovabili.

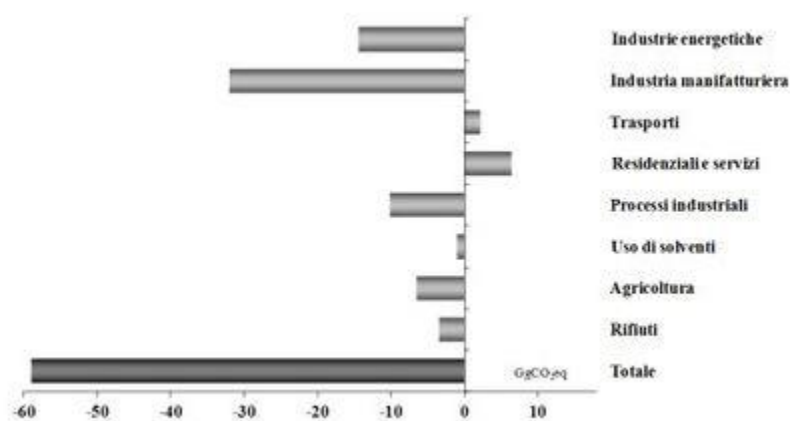


Figura 0.3 Variazioni assolute delle emissioni settoriali di gas climalteranti tra il 2012 e il 1990. Fonte ISPRA

In quest'ottica, la pompa di calore rappresenta un componente chiave, in quanto permette il miglioramento dell'efficienza tramite lo sfruttamento di sorgenti di calore a bassa

temperatura altrimenti inutilizzabili per il riscaldamento degli edifici e la preparazione di acqua calda sanitaria.

L'utilizzo di questa tecnologia nell'ambito del riscaldamento residenziale ha conosciuto un forte sviluppo negli ultimi anni. In particolare, dal Rapporto statistico "Energia da fonti rinnovabili" redatto dal GSE [1], emerge che nel 2013 quasi il 26% della complessiva energia termica prodotta in Italia da fonti rinnovabili e consumata in modo diretto da famiglie e aziende (circa 9.8 Mtep) è ottenuta da pompa di calore (Figura 0.4).

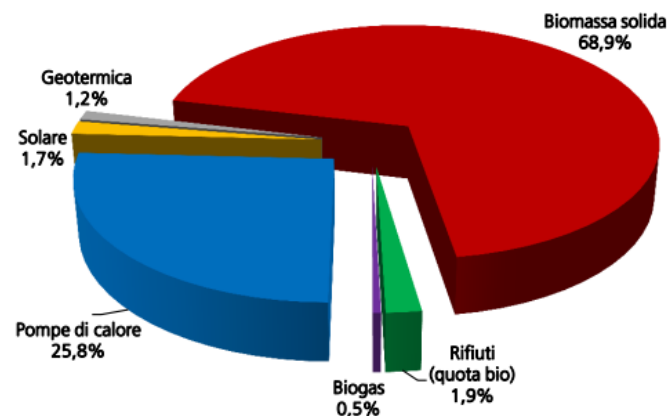


Figura 0.4 Ripartizione per fonte dei consumi di energia termica da fonte rinnovabile in Italia nel 2013. Fonte GSE, 2013

La Tabella 0.1, tratta dallo stesso documento, evidenzia la crescita della quantità di energia fornita da pompa di calore rispetto al 2012. Emerge inoltre come la grande maggioranza degli apparecchi, circa il 97%, sfrutti il calore dell'aria ambiente, mentre molto più modesta è la diffusione di macchine geotermiche o idrotermiche.



	2012	2013
Apparecchi installati a fine anno (milioni di pezzi)	16,9	17,8
Potenza termica utile installata a fine anno (GW)	115,0	119,6
Energia rinnovabile da pompe di calore (<i>Eres</i>) (TJ)	101.115	105.480
- di cui aerotermiche (TJ)	98.445	102.461
- di cui idrotermiche (TJ)	267	302
- di cui geotermiche (TJ)	2.403	2.717
Calore utile prodotto (<i>Qusable</i>) (TJ)	163.366	170.371
Seasonal Performance Factor (SPF) medio generale	2,6	2,6
Consumo energetico delle pompe di calore (<i>Qusable - Eres</i>) (TJ)	62.251	64.890

Tabella 0.1 Energia termica fornita da pompe di calore in Italia nel 2013. Fonte GSE, 2013

Poiché nel funzionamento in riscaldamento l'efficienza della macchina aumenta al crescere del livello termico della sorgente di calore, una soluzione promettente può essere la combinazione di diverse sorgenti termiche. Il presente lavoro si propone di indagare questo aspetto, ovvero valutare le prestazioni energetiche di sistemi dati dalla combinazione di più fonti energetiche rinnovabili, e atti al riscaldamento e alla produzione di acqua calda sanitaria in ambito residenziale.

In particolare sono state considerate e confrontate tra loro diverse possibili configurazioni d'impianto. Ciascuna di queste presenta come componente centrale una pompa di calore, la quale viene alimentata da due sorgenti, aria e acqua. Quest'ultima, a sua volta, può prelevare calore dal terreno o da un sistema solare ibrido, o da entrambi.

Il sistema solare ibrido considerato consiste in pannelli termo-fotovoltaici PVT non vetrati destinati alla contemporanea produzione elettrica e termica. In questo modo l'energia elettrica richiesta dalla pompa di calore a compressione viene prodotta da fonte rinnovabile.

La valutazione energetica dei sistemi analizzati e delle possibili combinazioni di fonti energetiche è il risultato di simulazioni eseguite con il software TRNSYS.



Il presente lavoro è articolato in quattro parti:

- Il capitolo 1 è dedicato ad un richiamo teorico relativo ai componenti costitutivi dell'impianto, considerati singolarmente e non come parte di un sistema.
- Nel capitolo 2 si affrontano invece le possibili combinazioni tra sorgenti. In questa fase, a differenza della precedente, si presta attenzione al sistema nel suo complesso e si considerano le possibilità di interazione tra i componenti (un esempio è la ricarica del terreno tramite calore fornito dai pannelli solari). Nella seconda parte del capitolo si descrivono i modelli costruiti per rappresentare le prestazioni dei componenti, in particolare dei PVT. La realizzazione del suddetto modello rappresenta una parte cospicua del presente lavoro.
- Nel capitolo 3 sono descritte le simulazioni effettuate, definendo le configurazioni d'impianto analizzate.
- Il capitolo 4 è dedicato alla presentazione e all'analisi dei risultati ottenuti. Particolare attenzione è rivolta al confronto tra i vari casi simulati, con lo scopo di determinare in quale misura l'integrazione tra le fonti energetiche considerate comporti un miglioramento in termini energetici rispetto al sistema che attinga, oltre all'aria, alla sola energia solare o alla sola energia geotermica.



Capitolo 1.

SISTEMI PER LA CONVERSIONE DI ENERGIA SOLARE E GEOTERMICA

I principali componenti che costituiscono il sistema studiato sono: pompa di calore con annesse sonde geotermiche e pannelli solari ibridi termo-fotovoltaici (PVT). In questo capitolo si vuole fornire un inquadramento teorico relativo alle suddette tecnologie. In particolare, la parte dedicata ai pannelli solari ibridi comprende una loro classificazione e un approfondimento relativo alla tecnica *roll bond*. Allo scopo di comprendere il funzionamento delle parti che compongono i PVT e i motivi che hanno portato al loro sviluppo, è stato scelto inoltre di iniziare con nozioni teoriche relative ai tradizionali collettori solari termici e pannelli fotovoltaici.

1.1 COLLETTORI SOLARI

I collettori solari termici permettono la conversione dell'energia solare in energia termica; ciò è reso possibile raccogliendo la radiazione solare incidente sulla superficie del pannello e utilizzandola per riscaldare un fluido termovettore che fluisce al suo interno.

I collettori sono costituiti da:

- una o più coperture trasparenti vetrate,
- piastra assorbente,
- canali o tubi per la circolazione del fluido,
- isolante,
- telaio.

In base alla loro configurazione, i collettori solari si dividono in piani vetrati, piani non vetrati o a tubi evacuati. La scelta della tipologia di collettore dipende dall'uso a cui esso è destinato. In generale, le perdite di calore verso l'esterno aumentano quanto maggiore è la differenza di temperatura tra superficie del componente ed esterno. Quando questa differenza è elevata o media il rendimento maggiore si ottiene con i collettori sottovuoto: creando il

vuoto tra copertura vetrata e piastra assorbente si limitano le dispersioni verso l'esterno perché si inibiscono gli scambi convettivi e conduttivi nell'intercapedine. Se da una parte la copertura vetrata è trasparente alla radiazione solare e opaca a quella infrarossa emessa dalla piastra, evitando così che il calore si disperda verso l'esterno, dall'altra essa genera perdite per riflessione che, al ridursi della differenza di temperatura pannello-esterno, diventano sempre più preponderanti rispetto al primo effetto. Nel caso di bassa differenza di temperatura risultano quindi vantaggiosi i collettori non vetrati.

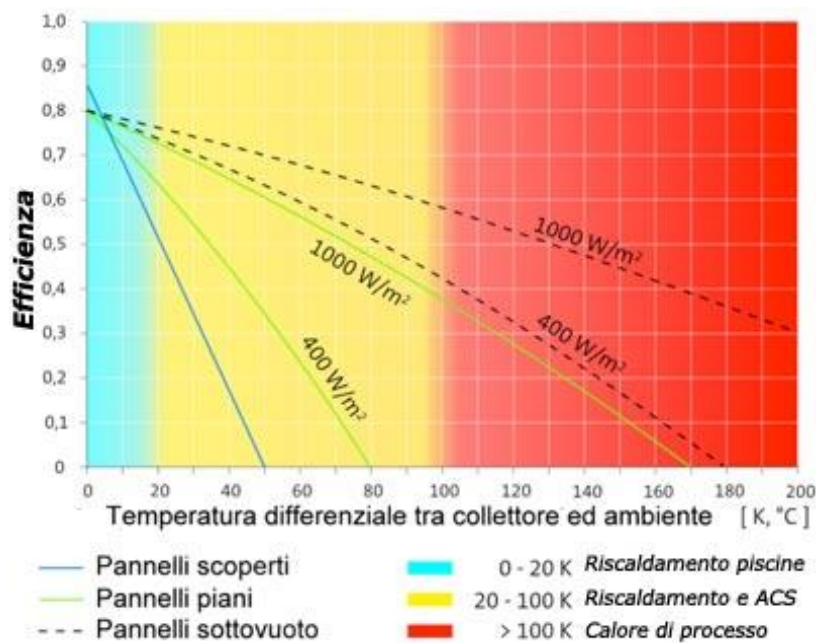


Figura 1.1 Dipendenza dell'efficienza termica dalla differenza di temperatura tra collettore e ambiente per diversi tipi di pannelli

Il fluido termovettore utilizzato dipende dal luogo in cui viene installato il campo solare. Nel caso di una zona non soggetta a gelate, si usa acqua con additivi per evitare la corrosione; nel caso sia necessaria una protezione antigelo si opta per una miscela di acqua e glicole propilenico. Si tratta infatti di un fluido che presenta buone proprietà termiche, resistenza alle alte temperature raggiungibili e non è corrosivo. L'aggiunta di glicole evita il rischio di congelamento (una miscela con il 40% di glicole garantisce il funzionamento fino a -24°C), tuttavia aumenta la viscosità della miscela e ne riduce la conducibilità termica. Per questo il suo contenuto non supera mai il 50% della miscela.



Nella quasi totalità dei casi, a causa della presenza di additivi ed eventualmente di glicole, il sistema utilizzato è di tipo chiuso, ovvero esistono due circuiti separati per il fluido termovettore e l'acqua sanitaria da scaldare e inviare all'utenza.

Un'altra distinzione è tra gli impianti a circolazione naturale e quelli a circolazione forzata. Nei primi il movimento del fluido nei collettori è assicurato dall'instaurarsi di moti convettivi naturali; nel secondo caso il moto e la regolazione del flusso vengono assicurati da un circolatore e una centralina di controllo.

1.2 PANNELLI FOTOVOLTAICI

I pannelli solari fotovoltaici permettono la conversione della radiazione solare in energia elettrica.

Gli elementi costitutivi di un pannello fotovoltaico, procedendo dal lato superiore, sono:

- lastra in vetro;
- strato protettivo di polimero trasparente EVA (Etil Vinil Acetato);
- modulo fotovoltaico, costituito dalla connessione in serie e/o parallelo delle celle;
- secondo strato di EVA;
- un foglio di *Tedlar*, con funzione di protezione verso agenti atmosferici e corrosione e supporto meccanico.

Il tutto è inglobato e unito in una cornice in alluminio. Dal modulo infine fuoriescono i terminali dei gruppi di celle che permettono di collegarlo al circuito elettrico.

La conversione di energia è realizzata grazie al materiale semiconduttore di cui sono fatte le celle, generalmente il silicio. I semiconduttori sono caratterizzati dalla presenza di una piccola banda proibita tra banda di conduzione e banda di valenza. L'applicazione di una piccola energia (per il silicio 1.2 eV) determina il moto degli elettroni dalla banda di valenza alla banda di conduzione, dove essi si possono muovere facilmente perché non più legati ai loro atomi. Ogni volta che un elettrone spezza i legami con l'atomo a cui appartiene ed entra nella banda di conduzione, lascia libera una lacuna nella banda di valenza. Si tratta del



processo di generazione di coppie elettrone-lacuna. L'energia necessaria per il moto dell'elettrone può essere fornita anche dalla luce.

Per aumentare la conduttività del materiale esso viene drogato, ovvero gli si aggiungono atomi di impurità. Nel caso in cui il silicio venga drogato con un elemento del V gruppo (come il Fosforo, l'Antimonio o l'Arsenico), il semiconduttore si arricchisce di elettroni e diventa "di tipo n". Nel semiconduttore drogato con donatori, la conduzione avviene per moto di elettroni. Se il silicio viene invece drogato con accettori, ovvero con elementi del III gruppo (come il Boro, l'Alluminio e il Gallio), si introducono lacune nella banda di valenza. In questo caso il semiconduttore drogato con accettori si dice "di tipo p". In entrambi i casi comunque il silicio rimane elettricamente neutro.

La struttura base della cella, responsabile dell'effetto fotovoltaico, è la giunzione P-N. Si tratta dell'affiancamento di due parti di silicio, una di tipo P, l'altra di tipo N. Nella zona della giunzione la differente concentrazione di lacune e elettroni provoca il formarsi di una corrente di diffusione. Conseguentemente, la parte P, ora con eccesso di elettroni, si carica negativamente; analogamente la parte N si carica positivamente per l'ingresso di elettroni attratti dall'elevata concentrazione di lacune inizialmente presente. Si generano in questo modo un campo elettrico e una differenza di potenziale tra il lato p (negativo) e il lato n (positivo). Il campo elettrico formatosi impedisce un ulteriore spostamento delle cariche maggioritarie (elettroni nella parte n, lacune nella parte p), favorendo invece quello delle cariche minoritarie. Si crea così una corrente di deriva di verso opposto alla corrente di diffusione. La zona di carica non nulla che si genera in prossimità della giunzione prende il nome di *zona di svuotamento*. Essa si estende maggiormente nella zona meno drogata.

Quando una giunzione P-N è fornita in entrambi i lati dei morsetti, attraverso i quali si collega ad un carico, essa costituisce un diodo. La cella fotovoltaica è un particolare diodo a semiconduttore. La parte superiore è drogata con fosforo, mentre quella anteriore con boro (Figura 1.2). L'effetto fotoelettrico viene generato dalla luce: il fotone ha un'energia

$e = \frac{h \cdot c}{\lambda}$, con h costante di Planck, c velocità della luce e λ lunghezza d'onda del fotone; se

tale energia è superiore alla "band gap", si genera una coppia elettrone-lacuna che produce un flusso di corrente. In caso di troppo elevata energia del fotone (bassa

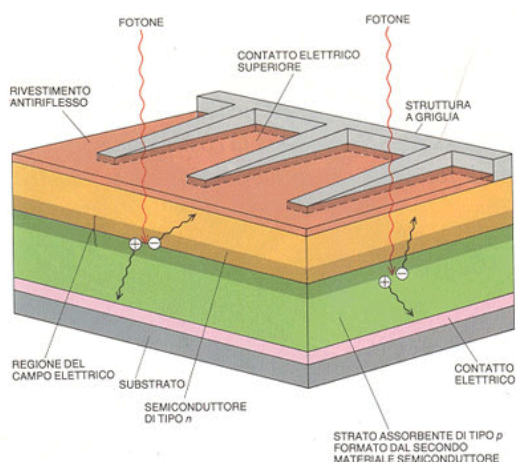


Figura 1.2: Struttura di una cella fotovoltaica

lunghezza d'onda), l'eccesso si trasforma in energia termica andando ad un aumentare la temperatura della cella.

Se il diodo viene polarizzato direttamente, si genera una corrente che fluisce nello stesso verso della tensione (da p a n): il diodo assorbe potenza. Se si illumina la cella invece i fotoni inducono una corrente che fluisce in direzione opposta: la cella eroga potenza.

La curva caratteristica "corrente-tensione" del modulo fotovoltaico (Figura 1.3) viene fornita in condizioni standard, ovvero con un'irradianza solare di $1000 \frac{W}{m^2}$, una temperatura di funzionamento delle celle di $25^\circ C$ e AIR MASS 1.5. In essa si può visualizzare il punto di massima potenza ("watt di picco", W_p) trasferita al carico, che rappresenta la potenza nominale del modulo. Al variare di temperatura e irradianza solare si ha una modifica della curva caratteristica:

- All'aumentare della temperatura di funzionamento la corrente di cortocircuito aumenta leggermente, la tensione a circuito aperto diminuisce più marcatamente e complessivamente la potenza diminuisce (Figura 1.4).
- All'aumentare dell'irradianza solare aumenta la potenza (Figura 1.5).

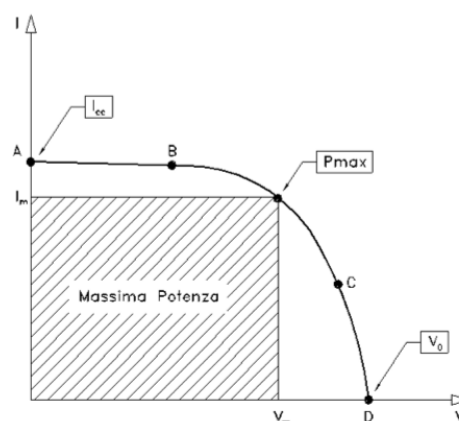


Figura 1.3: Curva caratteristica tensione-corrente di un modulo fotovoltaico

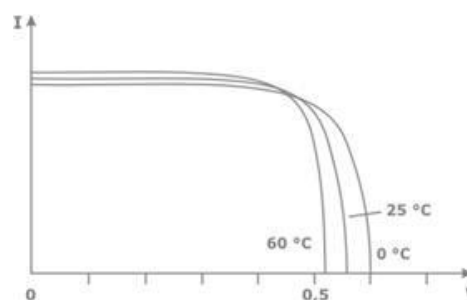


Figura 1.4: Variazione della curva caratteristica con la temperatura di funzionamento

Di conseguenza, la maggior resa dei pannelli si ha con elevato irraggiamento e basse temperature di funzionamento.

Il rendimento del modulo fotovoltaico in condizioni standard si esprime come rapporto tra potenza nominale (prima definita) e totale radiazione solare incidente sulla superficie del pannello:

$$\eta_{std} = \frac{P_{nom}}{I \cdot A_{mf}} \quad (1.1)$$

Il rendimento effettivo si definisce sostituendo alla potenza nominale la potenza effettiva, o attraverso la relazione seguente:

$$\eta = \eta_{std} \cdot [1 - b \cdot (T_{cella} - T_{cella, std})] \quad (1.2)$$

con b coefficiente di temperatura, pari a 0.004 K^{-1} per il silicio mono e policristallino.

L'energia prodotta da un impianto fotovoltaico dipende quindi dalla radiazione solare disponibile, dal rendimento effettivo e dall'orientamento e inclinazione dei moduli.

Per ottenere la tensione e la potenza richieste si collega un adeguato numero di moduli rispettivamente in serie e in parallelo. Il collegamento di più moduli in serie costituisce una stringa, mentre il collegamento di più stringhe in parallelo genera un campo fotovoltaico.

1.3 PANNELLI TERMO-FOTOVOLTAICI (PVT)

Come visto nel precedente paragrafo, dato un determinato pannello fotovoltaico, ciò che può influenzare sul suo rendimento sono radiazione solare e temperatura di funzionamento. Da questa osservazione è nata l'idea di un pannello solare ibrido (PVT) destinato alla produzione sia elettrica che termica.

Il rendimento elettrico dei pannelli fotovoltaici presenti sul mercato si aggira tra l'11 e il 17%. Ciò significa che la maggior parte della radiazione incidente sulla superficie non viene convertita in energia elettrica ma trasformata in energia termica inutilizzata e responsabile

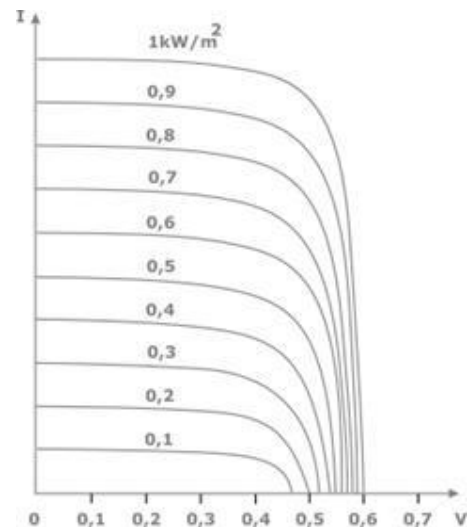


Figura 1.5: Variazione della curva caratteristica con l'irraggiamento



di uno sfavorevole aumento di temperatura. Durante i mesi estivi, quando si ha una maggiore disponibilità della radiazione solare, la temperatura di funzionamento aumenta, andando a penalizzare il rendimento proprio nel periodo di maggior potenziale.

Il principio che sta alla base dei pannelli PVT è il raffreddamento del pannello con recupero di calore, altrimenti disperso. Questo meccanismo avviene tramite trasferimento di energia termica assorbita dalle celle ad un fluido di lavoro che può essere allo stato liquido o gassoso.

Esistono due famiglie principali di PVT [2]:

- Collettori PVT: sono uno sviluppo di collettori solari termici in cui al di sopra della piastra assorbente si collocano le celle fotovoltaiche. Tra queste e la copertura vetrata si crea un *air gap* che da una parte riduce le perdite di calore verso l'esterno, dall'altra penalizza il fotovoltaico a causa dell'aumento della temperatura.
- Moduli PVT: sono uno sviluppo dei pannelli fotovoltaici in cui sul retro del pannello si applica uno scambiatore di calore.

Nel presente lavoro si considerano i moduli PVT: la parte favorita è quella elettrica.

I vantaggi principali dei moduli PVT sono:

- Raffreddamento delle celle con conseguente riduzione della loro temperatura operativa, aumento della produzione elettrica e dunque dell'efficienza;
- Recupero di parte dell'energia solare non convertita in energia elettrica e suo possibile utilizzo per preriscaldamento di acqua sanitaria, riscaldamento di piscine esterne durante i mesi estivi, o come sorgente termica di una pompa di calore.
- Unione di due pannelli in un unico componente con conseguente riduzione della superficie occupata. Questo vantaggio è tanto più evidente quanto minore è lo spazio a disposizione.

I principali svantaggi di questa tecnologia sono:

- difficile bilanciamento tra parte termica e parte elettrica: se si favorisce la parte elettrica tramite una riduzione della temperatura operativa si ha un conseguente danneggiamento della resa termica, viceversa se si favorisce la produzione termica si ottiene una penalizzazione di quella elettrica.



- Impossibilità di utilizzo per applicazioni a media o alta temperatura: molto difficilmente ad esempio il calore reso disponibile dai PVT è sufficiente per la produzione diretta di acqua calda sanitaria.

1.3.1 Classificazione dei PVT

I moduli e collettori PVT si possono suddividere in varie categorie, principalmente in base al fluido utilizzato, alla configurazione dell'assorbitore, alla presenza o meno di copertura vetrata (*covered* o *uncovered*).

Un approfondimento relativo al fluido utilizzabile è stato condotto da *Jin-Hee Kim et al.* [3]. Esso ha messo in risalto le principali differenze nell'utilizzo dei due fluidi. In particolare l'aria presenta i seguenti vantaggi rispetto all'utilizzo dell'acqua:

- Nessun problema di congelamento;
- Nessun problema di evaporazione;
- Nessun rischio o danno in caso di perdita del fluido dovuta a un guasto;
- Maggiore economicità e semplicità del sistema complessivo.

D'altra parte gli svantaggi sono molto rilevanti:

- Basso calore specifico e bassa conducibilità termica;
- Disponibilità d'impiego circoscritta ai soli periodi estivi quando in molti ambiti spesso la richiesta è minore o assente.
- Necessità di elevati volumi di fluido per ovviare al limitato trasferimento di calore;
- Possibilità di utilizzo in un numero limitato di applicazioni, a causa della bassa efficienza e delle limitate temperature raggiungibili. Tra queste l'essiccamento di prodotti agricoli e recentemente l'integrazione in un sistema di involucro edilizio.

Grazie alla maggiore efficienza, i sistemi ad acqua hanno trovato una maggiore diffusione anche in ambito residenziale, dove possono essere utilizzati per il riscaldamento dell'edificio o per il preriscaldamento di acqua calda sanitaria. Il loro utilizzo si estende anche al periodo



invernale in cui possono ad esempio alimentare un sistema a pompa di calore aumentando l'efficienza complessiva.

Essi si possono dividere essenzialmente nelle quattro categorie riportate in Figura 1.6 (Zondag et al. [4]):

- 1) Configurazione *sheet-and-tube*
- 2) Configurazione *channel*
- 3) Configurazione *free flow*
- 4) Configurazione *two-absorber*

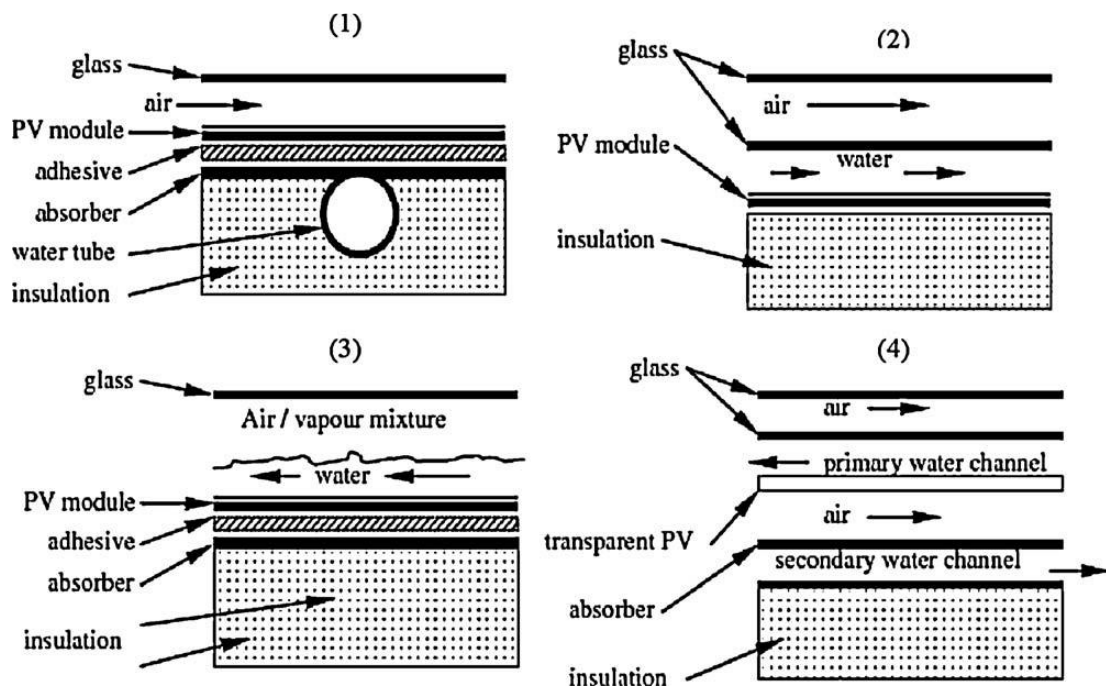


Figura 1.6: Principali configurazioni di un pannello PVT piano con fluido termovettore acqua

La prima categoria riunisce i pannelli costituiti dalla sovrapposizione di celle fotovoltaiche a una piastra canalizzata all'interno dei cui passaggi circola il fluido termovettore. Si tratta di un sistema che ha conosciuto una larga diffusione grazie soprattutto alla semplicità di realizzazione. Zondag et al. [4] hanno dimostrato che a parità di condizioni di lavoro l'efficienza annuale di un collettore PVT *sheet-and-tube* è peggiore soltanto del 2% di quella dei collettori più performanti (*channel-below-transparent-PV*), a fronte di una maggiore semplicità costruttiva. L'efficienza termica può essere incrementata aumentando il numero



di coperture vetrate fino ad un massimo di due. Tale limite è dovuto a un eccessivo calo della resa elettrica che si otterrebbe.

Chow [5] ha introdotto ulteriori suddivisioni all'interno di questa categoria, in base alla configurazione dei canali.

La seconda configurazione prevede il passaggio del fluido termovettore al di sopra del laminato fotovoltaico e sotto una copertura vetrata. Per non compromettere l'efficienza complessiva del sistema è fondamentale che il fluido sia dotato di opportune proprietà ottiche: lo spettro di assorbimento del fluido deve differire sufficientemente da quello del pannello fotovoltaico per permettere anche a quest'ultimo di captare la radiazione. Ulteriori configurazioni sono state sperimentate come l'inversione della posizione tra pannello PV e canale. In questo caso il laminato fotovoltaico può essere opaco o semitrasparente. Quest'ultima versione ha permesso il raggiungimento delle più alte efficienze complessive del sistema, a discapito di un'elevata spesa economica.

Nella terza configurazione il liquido fluisce liberamente al di sopra del modulo fotovoltaico. Ciò comporta l'utilizzo di una copertura vetrata in meno, dunque maggiore semplicità e minor costo. Il fluido, oltre a possedere opportune proprietà ottiche come nel caso precedente, deve evitare la formazione di vapore anche alle più alte temperature di esercizio. Per questo motivo tale tecnologia non trova al momento applicazione.

Infine nel pannello a due assorbitori il modulo fotovoltaico trasparente agisce da primo assorbitore cedendo al liquido che fluisce nel canale sottostante l'energia termica. Tale fluido attraversa successivamente il secondo canale posizionato sopra un assorbitore metallico. L'efficienza può essere migliorata tramite l'inserimento di un isolante trasparente tra i due canali o sostituendo al secondo un PVT *sheet-and-tube*. Tuttavia ciò comporta una maggiore complessità di un sistema già pesante e di difficile realizzazione.

Altra importante classificazione divide i PVT in *covered* e *uncovered* (Figura 1.7). Nei secondi l'assorbitore è a diretto contatto con l'ambiente, comportando maggiori dispersioni termiche verso l'esterno e una minore temperatura raggiunta dal fluido. Come descritto da Aste et al. [6], l'inserimento di una copertura vetrata riduce di circa il 10% la radiazione incidente ma nel contempo introduce un effetto di isolamento termico che limita



fortemente le perdite per convezione e irraggiamento. L'isolamento è garantito dallo strato di aria interposto tra modulo fotovoltaico e copertura che, d'altra parte, deve avere uno spessore tale da evitare moti convettivi (normalmente tra i 15 e i 40 mm). La copertura può essere realizzata anche in materiali sintetici, più leggeri ed economici rispetto al vetro. Tuttavia, essi presentano nel tempo maggiore decadimento delle proprietà ottiche e meccaniche.

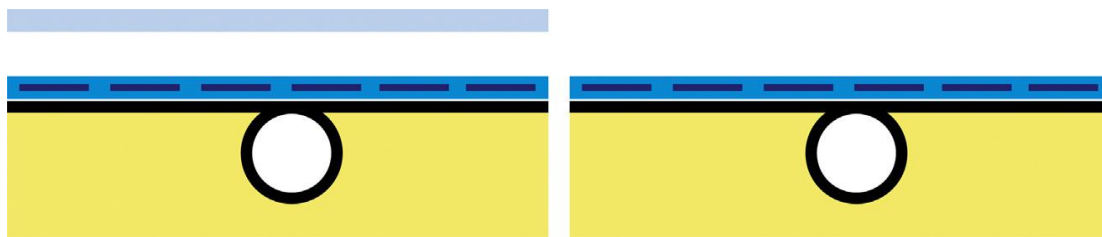


Figura 1.7: Struttura di un pannello PVT *sheet-and-tube covered* (a sinistra) e di uno *uncovered* (a destra)

Zondag et al. [4] riportano un aumento dell'efficienza termica dei PVT vetrati rispetto a quelli non vetrati compreso tra il 10 e il 30% e una riduzione dell'efficienza elettrica compresa tra l'1 e il 10%. Quest'ultima infatti decade con l'aumento della temperatura.

Un confronto effettuato da Zondag [7] tra efficienze termica ed elettrica di PVT *covered* e *uncovered* è rappresentato in Figura 1.8 e in Figura 1.9. Nella prima, si osserva che i collettori vetrati presentano una tanto maggiore efficienza termica rispetto a quelli non vetrati quanto più è elevata la temperatura ridotta. Viene inoltre riportato il confronto con il rendimento termico di un collettore solare tradizionale. Poiché tale misure sono state prese in assenza di produzione elettrica, è possibile confrontare l'efficienza termica con quella di un tradizionale collettore solare.

In Figura 1.9 si osserva la maggiore efficienza elettrica raggiunta dai collettori non vetrati. Non si ha alcuna dipendenza tra efficienza elettrica (asse y) e temperatura ridotta (asse x).

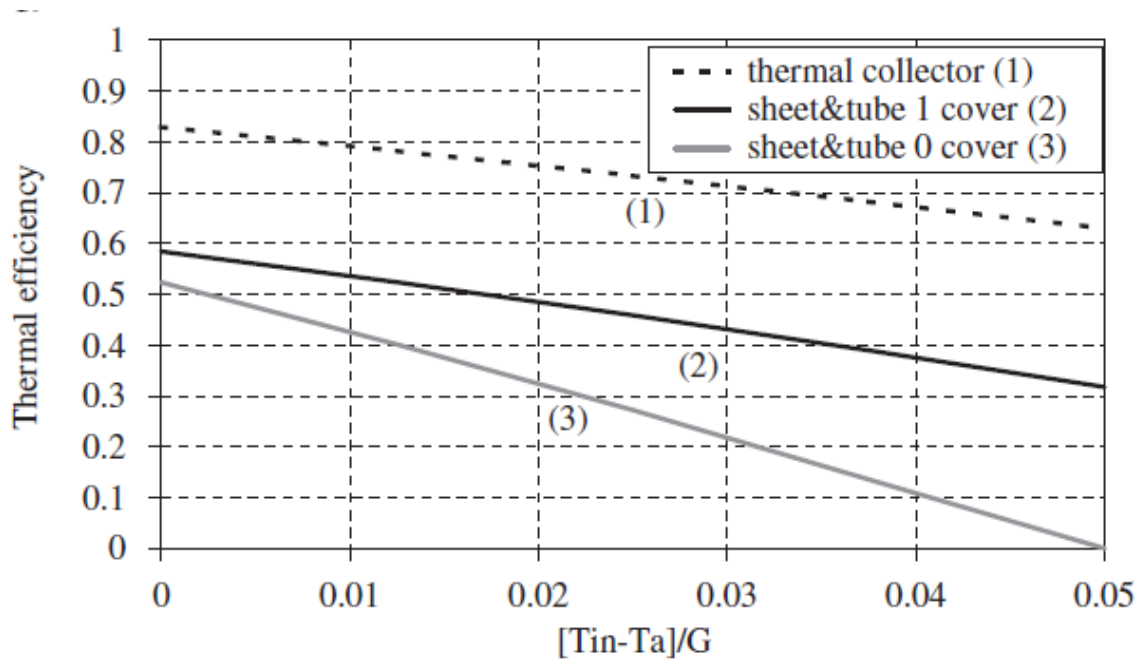


Figura 1.8: Andamento dell'efficienza termica in funzione della temperatura ridotta per un collettore termico tradizionale, un pannello PVT non vetrato e un pannello PVT vetrato

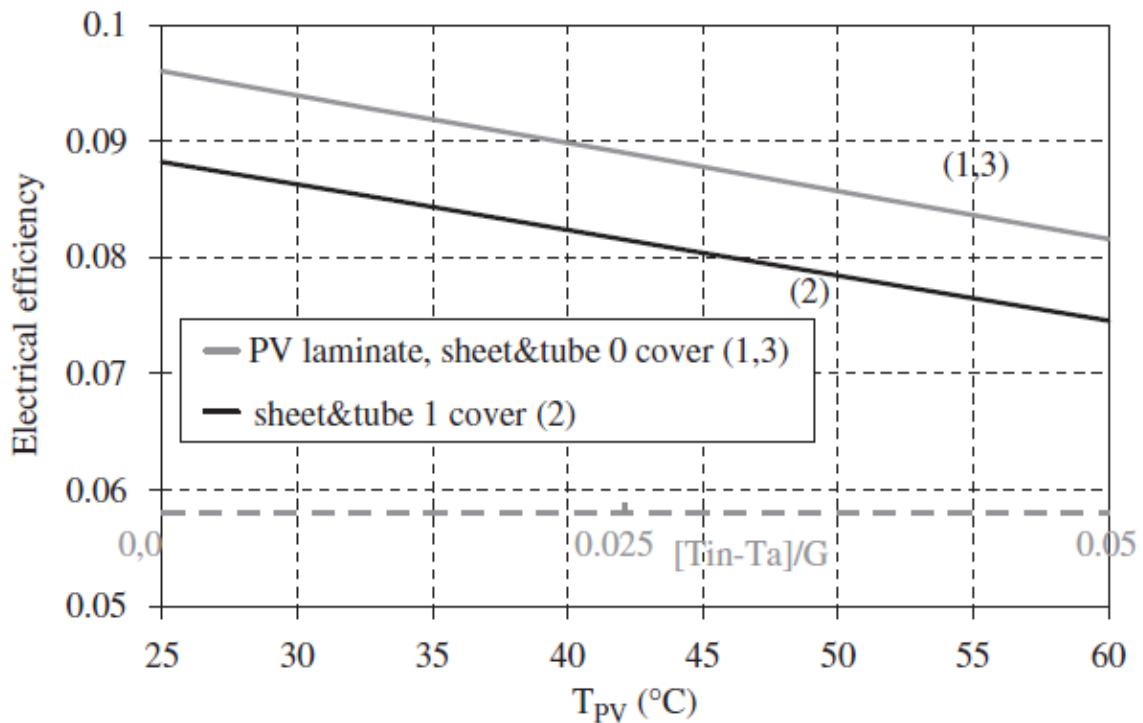


Figura 1.9: Andamento dell'efficienza elettrica in funzione della temperatura ridotta per un pannello PVT non vetrato e un pannello PVT vetrato



1.3.2 Processo roll-bond

Affianco ai comuni pannelli PVT piani *sheet-and-tube* realizzati in rame, negli ultimi anni si sono affermati pannelli PVT in alluminio costruiti con il processo detto *roll bond*. A differenza dei primi, i pannelli *roll bond* permettono una grande flessibilità nella scelta della configurazione dei canali, come si può osservare in Figura 1.10 (Aste et al. [6]). Questa motivazione, insieme all'aumento del prezzo del rame e nonostante le migliori proprietà termiche di quest'ultimo, giustifica la loro diffusione.

Il processo consiste nella giunzione di due fogli di alluminio tramite laminazione a caldo o a freddo. Prima della giunzione sulla superficie interna di uno dei due fogli si incidono con particolari inchiostri i canali e quindi il percorso desiderato. La parte incisa non aderirà al secondo foglio; al contrario, tramite l'iniezione di aria ad alta pressione essa si solleva dando vita alle canalizzazioni volute, le quali risultano in questo modo integrate nella piastra. La libertà nella scelta della configurazione permette di adottare per la sezione dei canali forme diverse rispetto a quella circolare caratteristica dei PVT *sheet-and-tube*. Ciò implica una maggiore superficie di scambio tra fluido e piastra con conseguente aumento di scambio termico. D'altra parte questa tecnica preclude la possibilità di raggiungere gli spessori sottilissimi dei PVT *sheet and tube* (0.2 mm contro 1 mm) con una conseguente maggiore resistenza termica di conduzione tra fluido e piastra [8].

Entrambe le tecnologie sono caratterizzate da bassi costi di produzione che le rendono molto competitive sul mercato.

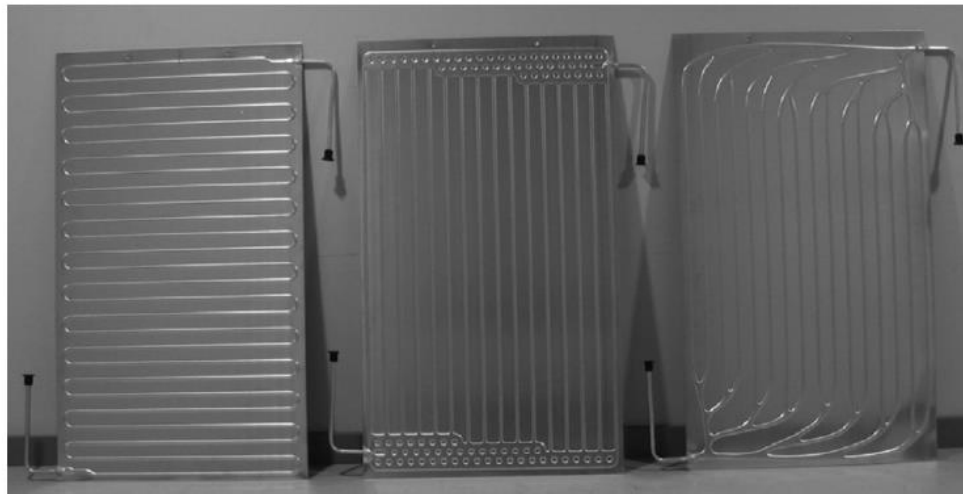


Figura 1.10: Configurazioni di assorbitore roll bond: a serpentina (sinistra), ad arpa (al centro) e Bionical (a destra)

Uno studio portato avanti da Aste et al. [9] ha messo in luce come le varie configurazioni adottabili comportino il raggiungimento di efficienze anche molto diverse. In particolare l'analisi è stata condotta su un pannello PVT vetrato, confrontando le performance ottenute con un assorbitore *roll bond* a serpentina con quelle ottenute con un assorbitore *roll bond* ad arpa. I risultati hanno evidenziato una distribuzione della temperatura e un andamento del gradiente termico molto diversi nei due casi (Figura 1.11), con conseguenti differenti performance termiche ed elettriche.

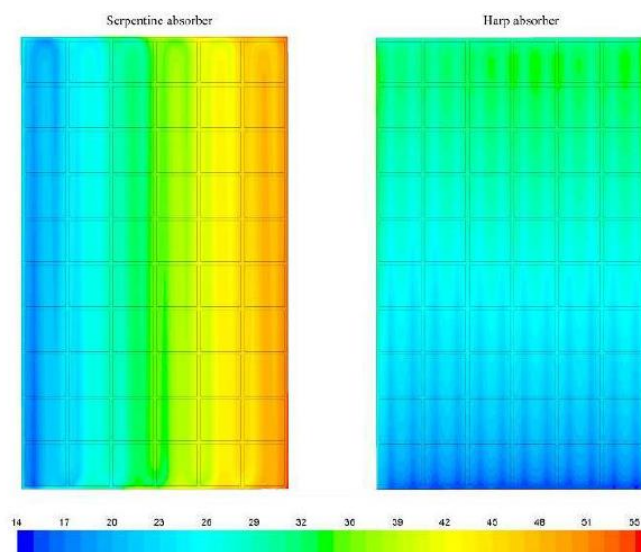


Figura 1.11: Confronto tra la distribuzione termica di un assorbitore a serpentina e quella di un assorbitore ad arpa



Un'altra indagine (Del Col et al., [2]) ha evidenziato come diversi risultati nelle performance si riscontrano anche variando, per uno stesso pannello, la modalità di unione di scambiatore e pannello fotovoltaico.

Le tecniche possibili sono incollaggio, laminazione di tutti i componenti in un unico pezzo o congiunzione meccanica. I risultati migliori sono stati raggiunti nel caso della laminazione, in quanto si riduce la resistenza termica tra le due parti rispetto all'incollaggio (dove infatti esiste il rischio di condensazione o di formazione di bolle d'aria) e le celle lavorano a temperatura minore favorendo la produzione elettrica [8].

1.4 POMPE DI CALORE GEOTERMICHE

Come visto nel precedente paragrafo, l'utilizzo di pannelli PVT, in particolare non vetrati, preclude la possibilità di coprire completamente il fabbisogno di riscaldamento e di acqua calda sanitaria di un edificio residenziale. Una valida soluzione consiste nell'accoppiare la sorgente solare ad una pompa di calore.

La pompa di calore è una macchina che lavora secondo un processo ciclico e che, quando lavora in riscaldamento, ha lo scopo di innalzare il livello termico dell'energia fornita da una sorgente: essa infatti sottrae da una sorgente a temperatura T_0 una certa quantità di calore q_0 , mentre fornisce ad una temperatura T_1 , maggiore di T_0 , una quantità di calore q_1 . Nelle pompe di calore a compressione l'effetto utile è il calore q_1 , fornito a spese di un lavoro meccanico L di compressione. I componenti necessari sono quindi un evaporatore, un compressore, un condensatore e una valvola di laminazione. Le pompe di calore reversibili possono funzionare in riscaldamento come appena descritto (effetto utile al condensatore) e, in estate, come refrigeratori, ovvero sottraendo calore all'edificio e rigettandolo all'esterno (effetto utile all'evaporatore).

L'efficienza di una pompa di calore a compressione in funzionamento invernale è detta *Coefficient Of Performance* (COP); il COP è il rapporto tra il calore fornito all'ambiente (effetto utile) e il lavoro meccanico speso:



$$COP = \frac{|q_1|}{|L|} \quad (1.3)$$

Nel caso di funzionamento estivo si definisce invece un parametro chiamato *Energy Efficiency Ratio* (EER), rapporto tra calore sottratto dall'ambiente (effetto utile) e lavoro meccanico:

$$EER = \frac{|q_0|}{|L|} \quad (1.4)$$

COP ed EER aumentano al diminuire della differenza termica tra sorgente esterna e ambiente interno. Nel caso del riscaldamento, sarà quindi necessario lavorare con sorgenti a temperature più alte e costanti possibili e con sistemi di riscaldamento funzionanti a temperature minori possibili. Nell'ambito civile si opta per impianti a pannelli radianti o a ventilconvettori (temperatura richieste fino ai 40-45°C), piuttosto che per i tradizionali impianti a radiatori (temperature richieste comprese tra i 60°C e gli 80°C).

Per quanto riguarda le sorgenti, le principali possibilità ricadono su aria (esterna o di ricambio), terreno, acqua di superficie o di falda. L'utilizzo di acqua di superficie e aria richiede sistemi integrativi del calore.

L'aria esterna rappresenta la fonte che garantisce maggiore disponibilità ed è la soluzione più semplice ed economica da realizzare. Tuttavia la sua temperatura è molto variabile e può raggiungere valori estremamente bassi proprio nei periodi di maggiore richiesta. Attorno ai 0°C è inoltre necessario un sistema di sbrinamento che richiede un ulteriore consumo di energia. L'aria interna di ricambio è invece una soluzione più interessante, ma presenta il limite di basse portate disponibili.

L'acqua superficiale è disponibile solo dove sono presenti corsi d'acqua, laghi, fiumi. Esiste anche in questo caso il rischio di congelamento nei periodi più freddi.

La fonte energetica di origine solare e geotermica immagazzinata nel sottosuolo è quella che garantisce in tutto l'arco dell'anno le migliori prestazioni della macchina. Il terreno si mantiene infatti ad una temperatura pressoché costante (le variazioni termiche sono molto attenuate e sfasate) durante tutto l'anno, pari circa alla temperatura media annuale dell'aria di quella località. L'energia può essere estratta tramite acque di falda, collettori orizzontali,



sonde verticali o pali energetici. Tutti questi mezzi, in particolare l'acqua di falda, presentano limiti d'impiego legati al costo.

Le sonde geotermiche sono un particolare tipo di scambiatore di calore costituito da tubazioni immerse verticalmente o orizzontalmente nel terreno e percorse da un fluido termovettore, generalmente acqua e glicole.

Nel caso di sonde geotermiche verticali (Figura 1.12) le perforazioni sono generalmente comprese tra 60 e 120 metri di profondità. L'installazione prevede la perforazione, l'inserimento delle tubazioni già dotate di testa zavorrata e il riempimento dello spazio interstiziale compreso tra sonda e perforazione con cemento e bentonite o calcestruzzo allo stato fluido. Quando queste solidificano assicurano la tenuta strutturale, un buon con-

tatto termico tra fluido e sorgente e un aumento della conduttività termica con il terreno. Varie sono le configurazioni possibili per le sonde verticali (Figura 1.13):

- A singolo tubo a U: consiste in un tubo di mandata e uno di ritorno collegati sul fondo.
- A doppio tubo a U: come il precedente ma con 4 tubi anziché 2.
- A tubi coassiali: tubo di ritorno inserito internamente al tubo di mandata; può essere non necessario il riempimento.

Il collegamento tra le sonde avviene di norma in parallelo per poter meglio sfruttare il gradiente termico tra fluido e terreno. La portata entrante nel campo geotermico si divide

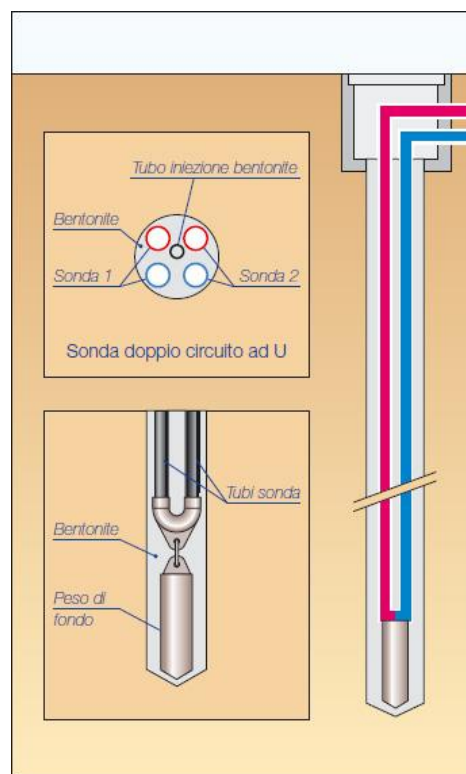


Figura 1.12: Sezione e struttura di una sonda verticale con tubo a doppia U

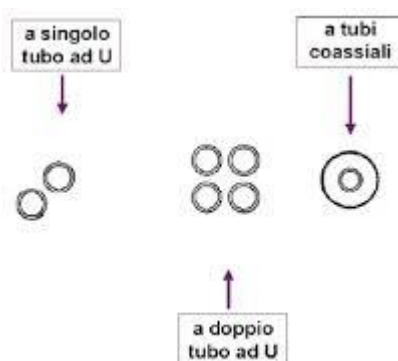


Figura 1.13: Possibili sezioni per una sonda verticale



quindi in tante parti uguali quante sono le sonde. Onde evitare interferenza termica, esse sono disposte con un passo variabile tra i 6 e gli 8 metri.

Le sonde orizzontali sono costituite da tubi in materiale plastico, interrati a una profondità massima di 2 metri. Un aspetto critico legato alla loro installazione risiede nelle operazioni di scavo, in particolare nei terreni sovrastanti falde acquifere. All'interno della trincea le tubazioni possono essere posate in numero e in forma diversi. Gli scambiatori a tubo singolo, i primi a essersi diffusi, vengono interrati in strette trincee e richiedono lunghezze importanti della tubazione e grande disponibilità di superficie. La posa di più tubi all'interno della stessa trincea da una parte limita la superficie necessaria, dall'altra richiede una maggiore lunghezza totale di tubo, per fronteggiare le perdite dovute a interferenza tra scambiatori vicini. Queste due condizioni sono ulteriormente marcate nel caso di tubi a spirale.

I vantaggi delle sonde verticali rispetto a quelle orizzontali sono:

- Minore richiesta di superficie esterna orizzontale;
- Richiesta di una minore lunghezza totale di tubazione;
- Minor spesa per il pompaggio del fluido termovettore;
- La sorgente termica (il terreno) presenta una minore variazione termica e più stabili proprietà termofisiche nell'arco dell'anno;
- Possibilità di ottenere migliori rendimenti energetici.

Gli svantaggi sono legati perlopiù a maggiori difficoltà tecniche e ai costi d'installazione.

I pali energetici rappresentano una soluzione interessante dal punto di vista economico, quando è già prevista la possibilità di incorporare sonde nei pali di fondazione dell'edificio. Con questa tipologia è necessario accertarsi che le condizioni operative dei pali energetici non portino a rischi per la stabilità dell'edificio.



Capitolo 2.

CONFIGURAZIONI DI IMPIANTI A POMPA DI CALORE ELIOASSISTITA

Il seguente capitolo è relativo a possibili combinazioni dei singoli componenti descritti precedentemente. Nella prima parte si riportano alcune delle configurazioni di impianti costituiti da pompa di calore e pannelli solari che sono state analizzate e descritte in letteratura. Il paragrafo successivo è dedicato alla descrizione delle configurazioni analizzate nel presente lavoro. In particolare, si evidenziano il percorso e le motivazioni che hanno portato alla trattazione di sistemi via via più complessi. In seguito, si affronta il tema della ricarica del terreno e si descrivono in modo dettagliato i modelli costruiti con linguaggio Matlab relativi a pannelli solari ibridi e pompa di calore e il fabbisogno che questa è tenuta a soddisfare.

2.1 STUDI E PUBBLICAZIONI

Lo studio dell'accoppiamento tra pompa di calore e collettori solari risale alla metà del '900. La configurazione indagata a partire da allora e successivamente realizzata è chiamata *Integral Solar-Assisted Heat Pump (ISAHP)*; si tratta di un accoppiamento diretto in quanto il collettore solare è parte integrante della pompa di calore, costituendone l'evaporatore. Un aspetto critico di questo sistema è la forte dipendenza della temperatura di evaporazione dalle condizioni operative, in particolare temperatura ambiente e radiazione solare [10]. Diversi studi sono stati condotti al fine di determinare la temperatura ottimale di evaporazione. Essi concordano nell'affermare che questa debba essere superiore alla temperatura ambiente. Tuttavia, in questo modo, esiste il rischio che venga superato il limite termico sopportato dal compressore. Queste difficoltà unite ai valori ottenuti del COP non particolarmente elevati, hanno fortemente limitato la diffusione di questi sistemi sul mercato.

Negli ultimi anni è stata rivolta particolare attenzione ai possibili accoppiamenti “in serie” tra pompe di calore e sistemi solari: l’energia captata dal collettore solare viene accumulata in un serbatoio inerziale sotto forma di calore a bassa temperatura. Quando necessario, esso viene trasferito al fluido refrigerante all’evaporatore della macchina. Questa soluzione presenta il vantaggio di minori costi di installazione rispetto alle pompe di calore geotermiche, ulteriormente riducibili grazie alla possibilità di utilizzare pannelli solari a bassa efficienza. D’altra parte però l’intermittenza della fonte solare ha reso necessario il ricorso a fonti integrative: a tale scopo sono state introdotte pompe di calore a doppia sorgente (acqua e aria) o si è optato per l’affiancamento di sonde geotermiche al campo solare.

Tra le varie possibilità indagate in letteratura relative all’impiego di sistemi ibridi in ambito residenziale, molte prevedono l’alimentazione diretta della fonte solare al serbatoio di accumulo per l’acqua calda.

Ralf Dott et al. [11] hanno studiato una simile configurazione per un’abitazione singola con tetto inclinato di 45° e con superficie utile per il campo solare di 50 m². Lo studio comprende l’analisi di diverse altre configurazioni, tra le quali viene realizzato un confronto.

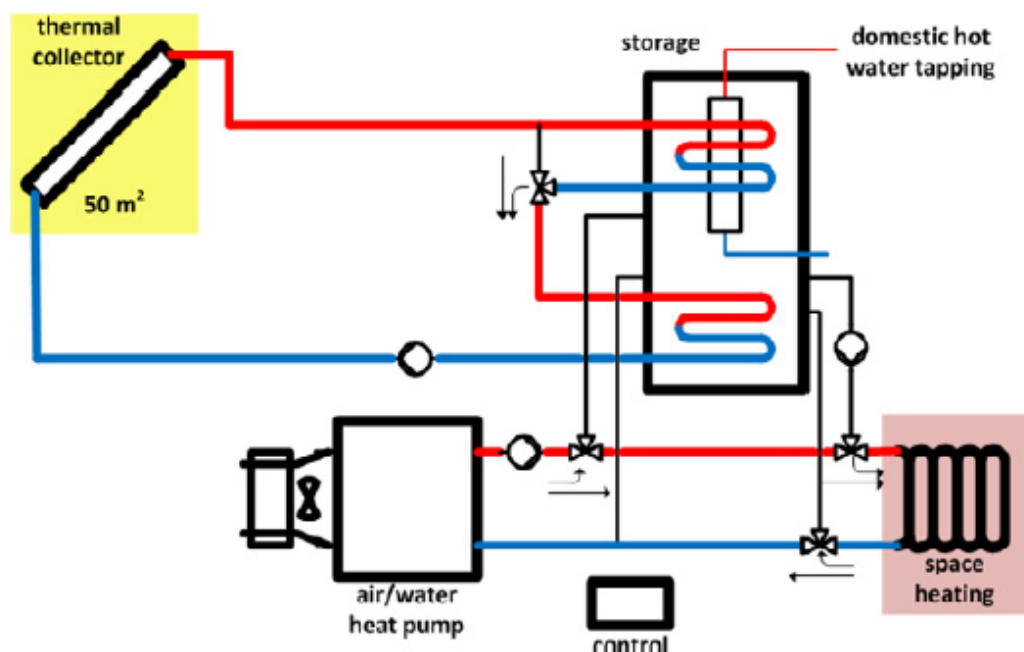


Figura 2.1 Impianto formato da collettori solari per alimentazione diretta del serbatoio e pompa di calore aria/acqua



Come si può vedere in Figura 2.1, un campo di 50 m² di collettori solari provvede al riscaldamento diretto di un serbatoio di accumulo del tipo tank in tank, destinato sia alla preparazione di ACS che di acqua diretta all'impianto di riscaldamento. La pompa di calore aria – acqua entra in funzione qualora l'energia trasferita dai collettori solari non sia sufficiente a mantenere il serbatoio al di sopra di un'adeguata temperatura.

Rispetto agli altri casi analizzati questa configurazione fornisce nettamente la maggiore quantità di energia termica. Tuttavia, essa non permette l'autosostentamento del sistema, a causa dell'assenza di produzione elettrica. Una soluzione avente lo scopo di ovviare a quest'ultima condizione sfavorevole consiste nell'impiego di collettori solari ibridi (Figura 2.2). Poiché la resa termica si riduce rispetto al caso precedente, è necessario l'impiego di una valvola a tre vie che, in base alla temperatura del fluido in uscita dal campo solare, lo convoglia all'accumulo o all'evaporatore della pompa di calore, per la quale funge da sorgente termica. La produzione elettrica del campo solare provvede a coprire il consumo della macchina.

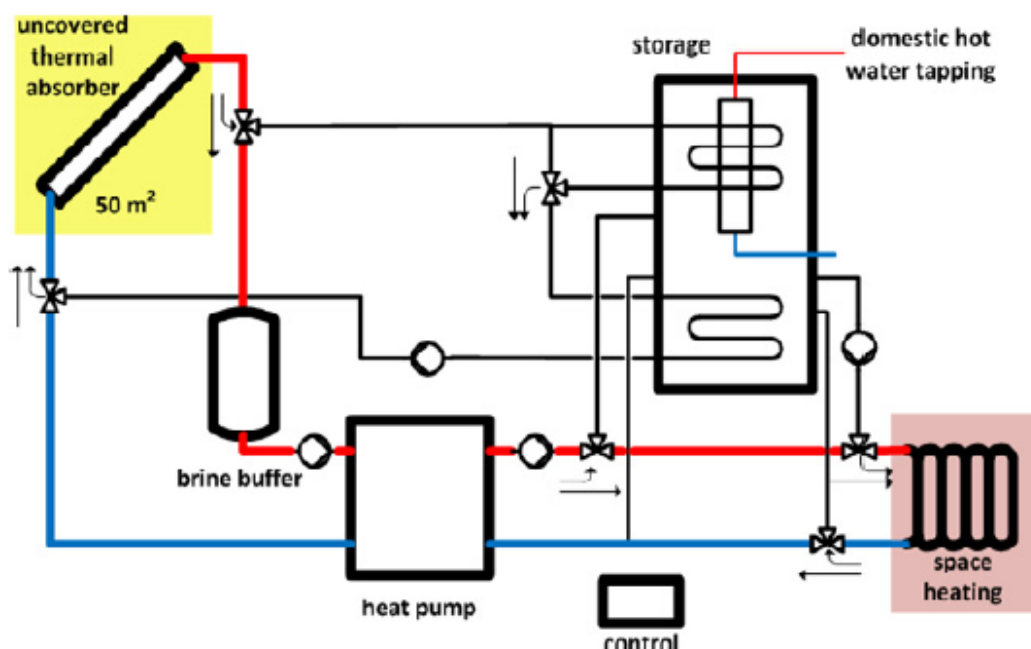


Figura 2.2 Impianto formato da sistema solare ibrido che alimenta direttamente il serbatoio di accumulo o fornisce calore alla pompa di calore



Tra le varie possibilità indagate è stato considerato anche il caso di utilizzo di pannelli fotovoltaici per una porzione del tetto di 42 m² e di collettori solari per gli 8 m² rimanenti.

Confrontando questi due casi emerge che la produzione termica assicurata dagli 8 m² di collettori solari ad alta efficienza è superiore del 15% rispetto a quella dei 50 m² di pannelli PVT non vetrati. La produzione elettrica di questi ultimi è invece del 36% superiore rispetto a quanto prodotto dai 42 m² di pannelli fotovoltaici. Il confronto tra i *Seasonal Performance Factors* (SPF) dei due sistemi è a netto vantaggio della soluzione con PVT (4.2 contro 2.8). Questi ultimi destinano solo il 18% del calore che producono al riscaldamento diretto dell'acqua contenuta nel serbatoio. Per questo si può pensare a configurazioni con PVT utilizzati unicamente come sorgente della pompa di calore.

Poiché l'energia resa disponibile dalle due sorgenti, solare e aria, presenta lo stesso andamento nel corso dell'anno, le prestazioni del sistema saranno piuttosto basse durante il periodo invernale, in cui è maggiore la richiesta di riscaldamento. Per questo motivo diversi studi hanno trattato sistemi a pompa di calore con sorgente geotermica oltre che solare. Uno di questi (Bakker et al., [12]) tratta delle performance e dei costi di un sistema solare ibrido combinato con una pompa di calore geotermica (Figura 2.3). Esso è in grado di coprire il totale fabbisogno termico dell'edificio in cui è stato installato. Grazie all'utilizzo del *surplus* del solare per la ricarica del terreno, la temperatura di quest'ultimo si mantiene costante durante gli anni. Con le stesse condizioni al contorno è stato simulato un sistema privo di PVT (pompa di calore geotermica). Esso richiede una minore spesa elettrica delle pompe di circolazione ma a discapito di un notevole aumento del consumo elettrico della pompa di calore. È stato realizzato inoltre un confronto tra i casi con e senza ricarica del terreno. Il funzionamento con ricarica comporta un maggiore tempo di utilizzo della pompa di circolazione delle sonde geotermiche. Tuttavia questo aumento di richiesta di energia elettrica viene compensato dalla maggiore produzione del PVT, dovuta al loro raffreddamento. Grazie al mancato depauperamento delle proprietà termiche del terreno, il COP ottenuto nel caso con ricarica migliora leggermente.

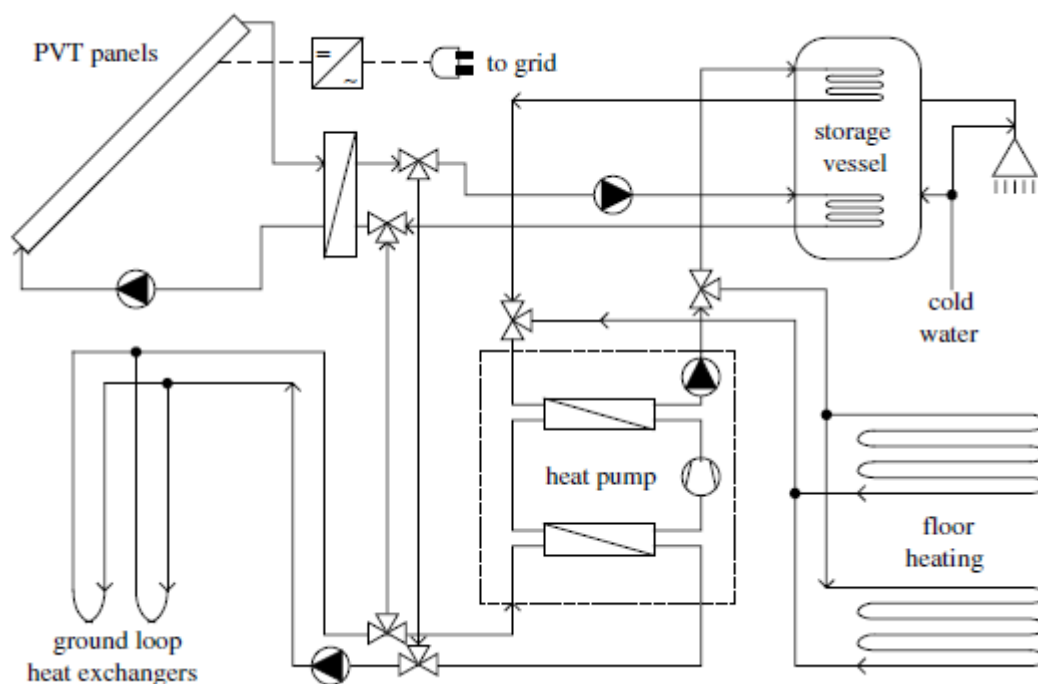


Figura 2.3: Configurazione d'impianto che prevede l'accoppiamento di una pompa di calore geotermica con pannelli solari ibridi

2.2 DESCRIZIONE DEGLI IMPIANTI ANALIZZATI

Il presente lavoro svolge un'analisi energetica di un sistema ibrido atto a soddisfare il fabbisogno di riscaldamento e di acqua calda sanitaria (ACS) richiesto da un'utenza domestica localizzata nella zona climatica del Nord Italia.

Lo strumento utilizzato per il raggiungimento dell'obiettivo è il software TRNSYS, attraverso il quale si sono eseguite simulazioni dinamiche del sistema. Quest'ultimo viene definito ibrido in quanto combina e attinge a diverse fonti energetiche. Il componente centrale è una pompa di calore a doppia sorgente: aria e acqua. L'acqua viene scaldata in un campo di pannelli solari ibridi o in un campo geotermico.

Sono stati esaminati quattro impianti, ciascuno dei quali è in grado di coprire il fabbisogno dell'utenza in ogni condizione. Essi differiscono soltanto lato sorgente della pompa di calore acqua – acqua. I componenti comuni ai casi trattati sono:



- Serbatoio di accumulo inerziale interposto tra sorgente termica e pompa di calore acqua – acqua;
- Pompa di calore a doppia sorgente; nell'applicazione pratica si utilizza un'unica macchina dotata di una valvola a tre vie, che devia il fluido verso lo scambiatore acqua – acqua o verso quello aria – acqua. In questo lavoro, in cui non ci si è soffermati sulla macchina, quanto piuttosto sulle sorgenti termiche, si sono considerate per semplicità due macchine distinte, collegate al circuito lato carico a valle dei rispettivi condensatori. Ad esse è dedicato il paragrafo 2.5.
- Bollitore per la produzione di acqua calda sanitaria; le sue caratteristiche, così come il fabbisogno di ACS e la sua modalità di preparazione, vengono descritti nel paragrafo 2.6.
- Impianto di riscaldamento a pannelli radianti. Si rimanda al paragrafo 3.5 per l'entità del carico richiesto.

A questi si aggiungono componenti imprescindibili come pompe di circolazione, valvole, sensori, vasi di espansione, sistemi di controllo, miscelatori.

Il primo caso analizzato consiste nell'impiego di un campo solare costituito da 24 pannelli PVT, per una potenza di picco complessiva di 6 kW_{el} . I pannelli considerati sono del tipo *uncovered*, cono dotati di una piastra realizzata con tecnica *roll bond* e privi di isolamento sul retro. Essi sono installati per una superficie complessiva di quasi 40 m^2 , con esposizione a sud e inclinazione di 45° . Il loro comportamento al variare delle condizioni climatiche (temperatura esterna, temperatura fittizia del cielo, velocità e direzione del vento e radiazione solare) e delle condizioni operative (temperatura e portata del fluido in ingresso) è descritto da un modello scritto in linguaggio Matlab. La spiegazione dettagliata è riportata nel paragrafo 2.4.

Per ovviare all'intermittenza e non programmabilità della fonte energetica solare, si è interposto un serbatoio di accumulo inerziale tra campo solare e pompa di calore. Esso ha la funzione di immagazzinare la quantità di calore che viene resa disponibile dai pannelli. In questo modo si disaccoppia temporalmente la produzione di energia termica dalla sua richiesta, si mantiene la temperatura della sorgente termica della pompa di calore più elevata possibile, favorendone l'efficienza, e si riduce la temperatura delle celle, incrementando la produzione elettrica.



La capacità del serbatoio è stata fissata in 1000 l, per limitare il più possibile gli ingombri.

Al suo interno è contenuta una miscela di acqua e glicole propilenico (30%).

L'accensione e lo spegnimento delle pompe di circolazione del circuito solare sono gestiti da un sistema di controllo, il cui funzionamento è spiegato nel paragrafo 3.1.

Come premesso, la fonte solare è caratterizzata da elevata variabilità: essa, per sua natura, non può assicurare la produzione termica in tutte le condizioni atmosferiche e in tutti i momenti della giornata. A tali caratteristiche si contrappongono le proprietà termofisiche del terreno, le quali si mantengono pressoché costanti durante tutto l'anno.

Nel secondo caso considerato, il campo solare è stato sostituito da due sonde geotermiche con tubi a doppio U, profonde 30 metri ciascuna.

Paragonando i risultati ottenuti nei due casi suddetti, si può verificare come variano le prestazioni dell'intero sistema utilizzando una sorgente molto variabile ma che permette il raggiungimento di livelli termici massimi superiori, o una sorgente la cui temperatura si mantiene pressoché costante nel tempo con valori contenuti.

Le osservazioni sopra riportate, relative ai diversi andamenti delle temperature assicurate da sorgente solare e geotermica, hanno indotto allo sviluppo dell'impianto trattato nel terzo caso, caratterizzato dalla combinazione di sonde con pannelli PVT. In base a quale dei due sia in grado di fornire il maggior calore, il fluido termovettore percorre le une o gli altri.

Nell'ultimo impianto esaminato l'accostamento delle due fonti, geotermica e solare, potrebbe comportare ulteriori benefici: qualora il serbatoio di accumulo fosse ad una temperatura superiore ai 30°C e la temperatura del fluido in uscita dal campo solare fosse maggiore sia di quella dell'accumulo, sia di quella del terreno, si potrebbe pensare di convogliare il fluido alle sonde tramite una valvola a tre vie. La miscela di acqua e glicole, attraverso le sonde geotermiche, fornisce energia al terreno, che accumulandola, viene almeno parzialmente ricaricato. La completa ricarica si avrebbe nel caso in cui si riuscisse a fornirgli una quantità di calore pari a quella che viene sottratta quando utilizzato come sorgente. La ricarica del terreno limita o annulla il depauperamento delle sue proprietà termiche nel lungo periodo, permette l'immagazzinamento dell'energia solare altrimenti inutilizzata e favorisce il raffreddamento dei pannelli (e quindi il miglioramento della loro

resa elettrica), anche quando il serbatoio di accumulo non necessiterebbe di energia termica entrante. Uno schema di quest'ultima configurazione è riportato in Figura 2.4.

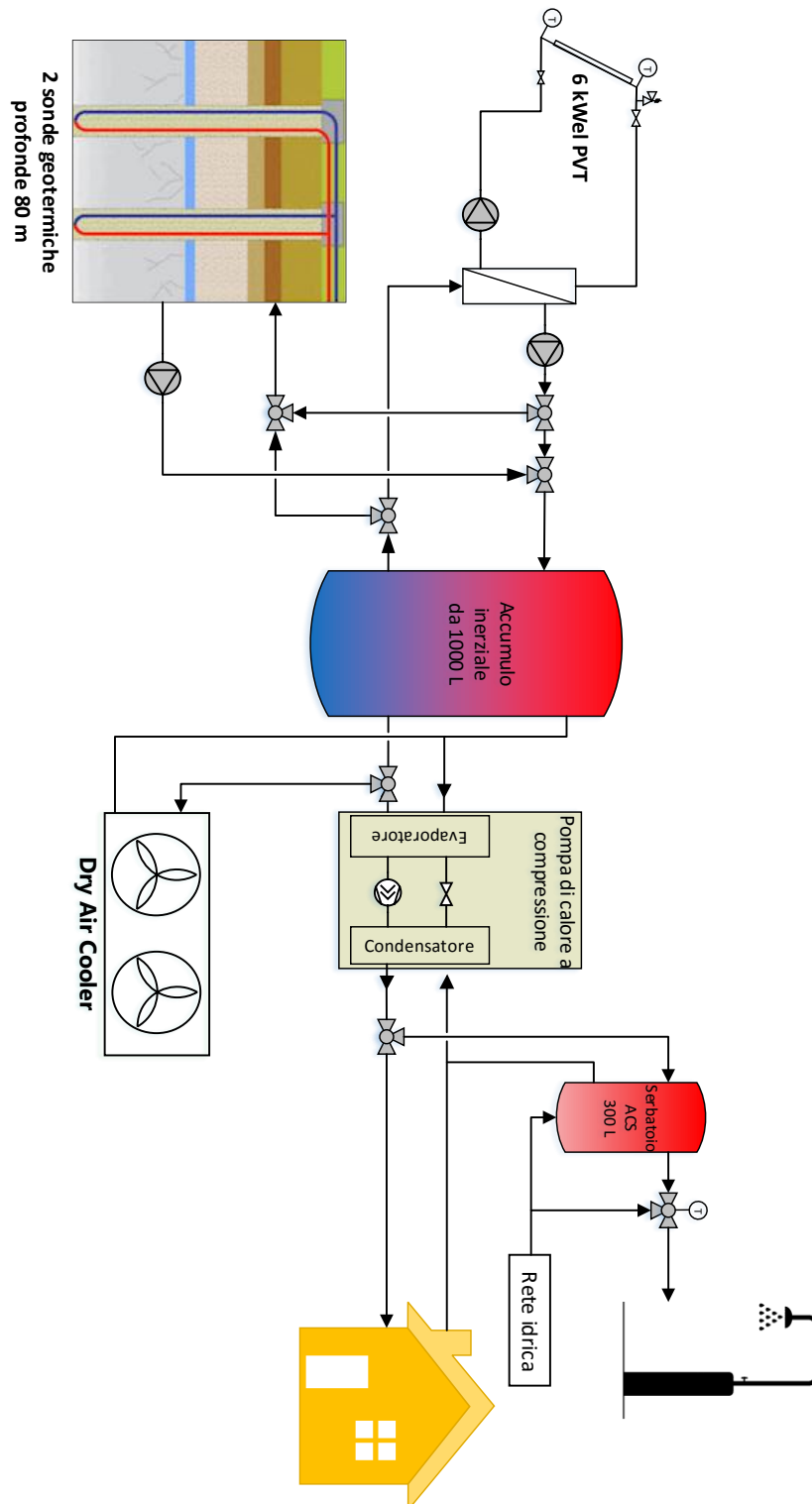


Figura 2.4 Schematizzazione dell'impianto studiato con sorgenti aria, PVT, sonde geotermiche e con ricarica del terreno



Essendo la pompa di calore a doppia sorgente, essa può utilizzare il calore dell'aria esterna, qualora in un determinato istante questa presenti temperature sufficientemente superiori rispetto a quelle dell'acqua contenuta nel serbatoio, tali da garantire un maggiore COP.

2.3 RICARICA DEL TERRENO

Come visto, un importante aspetto dell'ultimo sistema preso in esame è la ricarica del terreno.

Per comprendere l'importanza di questa operazione è necessario fornire alcune informazioni relative alle proprietà termofisiche del terreno. Le più importanti sono conduttività termica e capacità termica, data dal prodotto tra densità e calore specifico. Esse rappresentano rispettivamente l'attitudine di un corpo a trasmettere calore e l'aumento del suo livello termico in conseguenza allo scambio di calore. Entrambe sono molto variabili a seconda della tipologia e della conformazione geologica del sottosuolo considerato e hanno un grosso impatto sull'andamento della sua temperatura.

L'insieme delle suddette proprietà viene sintetizzato in un unico parametro, l'indice di diffusività termica. Esso si ottiene dal rapporto tra conducibilità termica e capacità termica volumetrica ed esprime la riluttanza del materiale a trasmettere il calore e quindi la rapidità con cui questo si diffonde nel corpo. Lo studio della tipologia del terreno e di queste sue caratteristiche è dunque un passo fondamentale per determinare la fattibilità di un campo geotermico. Inoltre fornisce indicazioni di massima relative al dimensionamento delle sonde stesse. Poiché tra terreno e sonde si ha uno strato di materiale di riempimento, è importante considerare anche le proprietà termiche di quest'ultimo. Nelle tabelle sottostanti (Tabella 2.1 e Tabella 2.2) si riportano i valori di alcune caratteristiche di vari materiali che formano il sottosuolo e di possibili materiali di riempimento.

Materiale	Densità [kg/dm ³]	Conduttività termica [W/mK]		Capacità termica volumetrica [MJ/(m ³ K)]
		intervallo	valore medio	
Argilla/limo-secco	1,8-2,0	0,4-1,0	0,5	1,5-1,6
Argilla/limo-umido	2,0-2,2	1,1-3,1	1,8	2,0-2,8
Ghiaia secca	1,8-2,2	0,4-0,9	0,4	1,3-1,6
Ghiaia umida	1,9-2,3	1,6-2,5	1,8	2,2-2,6
Depositi morenici	1,8-2,3	1,1-2,9	2,4	1,5-2,5
Sabbia secca	1,9-2,3	2,0-3,0	2,4	2,2-2,8
Sabbia umida	1,9-2,3	2,0-3,0	2,4	2,2-2,8
Torba	0,5-1,1	0,2-0,7	0,4	0,5-3,8

Tabella 2.1 Proprietà termiche di diversi tipi di materiale costituenti il terreno

Materiale di riempimento	Conduttività termica [W/mK]
Bentonite (20%)	0,73
Bentonite (30%)	0,74
Malta di cemento	0,70
Calcestruzzo leggero	1,04
Calcestruzzo (50% sabbia quarzifera)	1,90
Bentonite (20%) Quarzite (40%)	1,47
Bentonite (30%) Quarzite (30%)	1,21

Tabella 2.2 Conduttività termica di possibili materiali di riempimento

Dal punto di vista termico, il terreno può essere suddiviso in due strati [13]:

1. strato termicamente instabile: è il più superficiale e la sua temperatura è influenzata dalle condizioni atmosferiche e climatiche esterne;
2. strato termicamente stabile: la sua temperatura non è influenzata dalle fluttuazioni climatiche e, in condizioni indisturbate, rimane nel tempo pressoché invariata, assumendo un valore approssimativamente coincidente con la temperatura media annuale dell'aria esterna. All'aumentare della profondità la temperatura sale secondo un gradiente termico di 3°C ogni 100 m.

Lo sfruttamento del terreno tramite pompa di calore geotermica comporta il depauperamento del suo contenuto energetico: in questo caso la temperatura media dello strato termicamente instabile è soggetta ad un abbassamento, in quanto il terreno in modo



naturale non riesce a ricaricarsi completamente. Ciò comporta un impoverimento nel tempo del suo contenuto energetico, che si riflette in un decadimento delle prestazioni della pompa di calore.

Questi inconvenienti si possono evitare fornendo al sottosuolo una quantità di energia pari a quella che gli è stata sottratta, attraverso lo stesso fluido termovettore.

Nel sistema preso in esame, le sonde geotermiche fungono da sorgente termica per la pompa di calore quando i pannelli PVT non sono in grado di fornire sufficienti quantità di calore al fluido termovettore (generalmente durante la stagione invernale e di notte), e da accumulo termico quando, durante la stagione estiva, i pannelli PVT rigettano nel terreno il *surplus* termico prodotto. Come detto, i vantaggi apportati da questa operazione si possono apprezzare sia lato geotermico sotto forma di ricarica del terreno, sia lato solare sotto forma di raffreddamento dei PVT.

Uno studio condotto da Bertram et al. [14] ha dimostrato l'impatto della ricarica del terreno sulla distanza tra le sonde. Si tratta di un aspetto molto importante poiché legato allo spazio destinato al campo geotermico che, in particolare in ambito residenziale, può costituire una problematica. Senza ricarica solare è fondamentale mantenere le sonde ad una distanza minima di 6-7 m l'una dall'altra, onde evitare fenomeni di interferenza termica. Nello studio in questione è stato preso in esame un campo geotermico rettangolare formato da 14 sonde profonde 17 metri e distanziate l'una dall'altra di 4 metri. Gli autori hanno dimostrato come senza ricarica solare si abbia una forte dipendenza delle prestazioni dalla distanza, mentre iniettando nel terreno la stessa quantità di energia estratta precedentemente tale dipendenza venga meno. Nel caso in questione non si è infatti osservato un decadimento delle prestazioni delle sonde, pur essendo esse distanziate di soli 4 metri. Ciò grazie alla ricarica del terreno resa possibile per la presenza dei collettori solari.

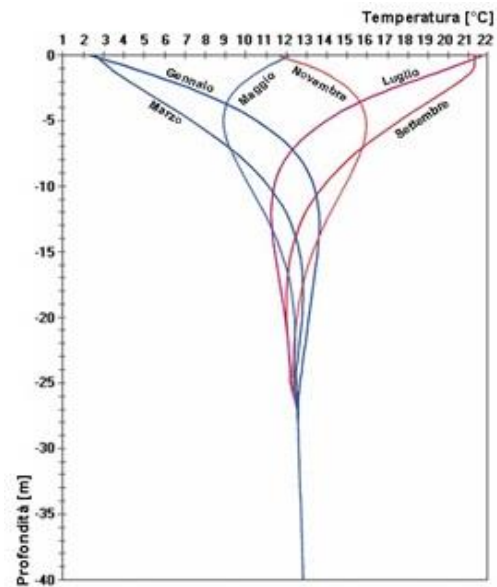


Figura 2.5 Andamento della temperatura del terreno con la profondità in una località del Nord Italia



2.4 MODELLIZZAZIONE DEL PANNELLO PVT

Una parte cospicua di questo lavoro di tesi è stata dedicata alla creazione di un codice di calcolo scritto in linguaggio Matlab, avente l'obiettivo di determinare le prestazioni dei pannelli PVT e dell'intero campo solare, al variare delle condizioni di esercizio.

Diversi autori hanno condotto studi sulle performance termiche ed elettriche dei pannelli PVT. Tali valutazioni avvengono tramite la creazione di modelli matematici più o meno complessi, basati su bilanci energetici. Chow [15] ha analizzato un collettore PVT tramite un modello dinamico tridimensionale. Esso consiste in un sistema di equazioni derivate da bilanci di massa e di energia applicati a ciascuno dei 7 nodi in cui il pannello è stato suddiviso. Il concetto del modello è rappresentato in un diagramma di flussi di energia, basato sulla rappresentazione di un circuito R-C, in cui si visualizzano gli scambi termici per convezione, conduzione e irraggiamento che avvengono tra i diversi componenti del collettore, tra questi e l'ambiente esterno e con il fluido termovettore.

Un approccio semplificato e basato su un modello 1D è stato seguito da Herrando et al. [16] per l'analisi di un PVT vetrato. Esso, così come i modelli implementati da Aste et al. [17] e da Rejeb et al. [18] introducono assunzioni che rendono più semplice l'analisi teorica.

Alcune delle ipotesi semplificative sono state adottate anche nel presente lavoro:

- Perdite di calore ai lati del pannello PVT trascurabili;
- Proprietà fisiche dei componenti del PVT costanti;
- Flusso d'acqua e glicole distribuito in maniera uniforme lungo i canali;
- Contatto perfetto tra pannello fotovoltaico e piastra sottostante;
- Cielo assimilato ad un corpo nero.

Il pannello solare ibrido oggetto di studio è stato rappresentato matematicamente tramite un modello 1D, dividendolo in tre nodi.

Il primo nodo consiste nel vetro di copertura, direttamente a contatto con le celle fotovoltaiche sottostanti. Si tratta di un vetro a basso contenuto di ossidi di ferro, dello spessore di 3.2 mm.



Il secondo nodo consiste nel sandwich fotovoltaico, composto da 60 celle di silicio policristallino.

Infine, il terzo nodo è rappresentato dalla piastra in alluminio realizzata con la tecnica *roll bond*, priva di isolamento e costituita da 40 microcanali in cui circola il fluido termovettore, una miscela di acqua e glicole propilenico (30%).

Complessivamente, il sistema riceve in input intensità e angolo di incidenza della radiazione solare, temperatura dell'aria esterna, temperatura del cielo e velocità del vento quali dati climatici, portata e temperatura in ingresso nella piastra quali dati relativi al fluido termovettore. I dati in output sono potenza termica ed elettrica sviluppate con relativi rendimenti, perdite per convezione e irraggiamento dalla parte superiore del pannello verso l'esterno e dalla parte posteriore verso l'esterno e temperatura in uscita del fluido termovettore dalla piastra. Inoltre, il modello calcola la temperatura media di ciascun nodo.

Relativamente ai flussi energetici che compongono il bilancio complessivo del sistema, si hanno in ingresso la radiazione solare, in uscita radiazione riflessa, potenza elettrica, potenza termica e flussi di energia persi per convezione e irraggiamento (Figura 2.6).

Uno schema delle resistenze termiche degli scambi per convezione, conduzione e irraggiamento che avvengono tra i diversi nodi, tra questi e l'ambiente esterno e con il fluido termovettore è rappresentato in Figura 2.7.

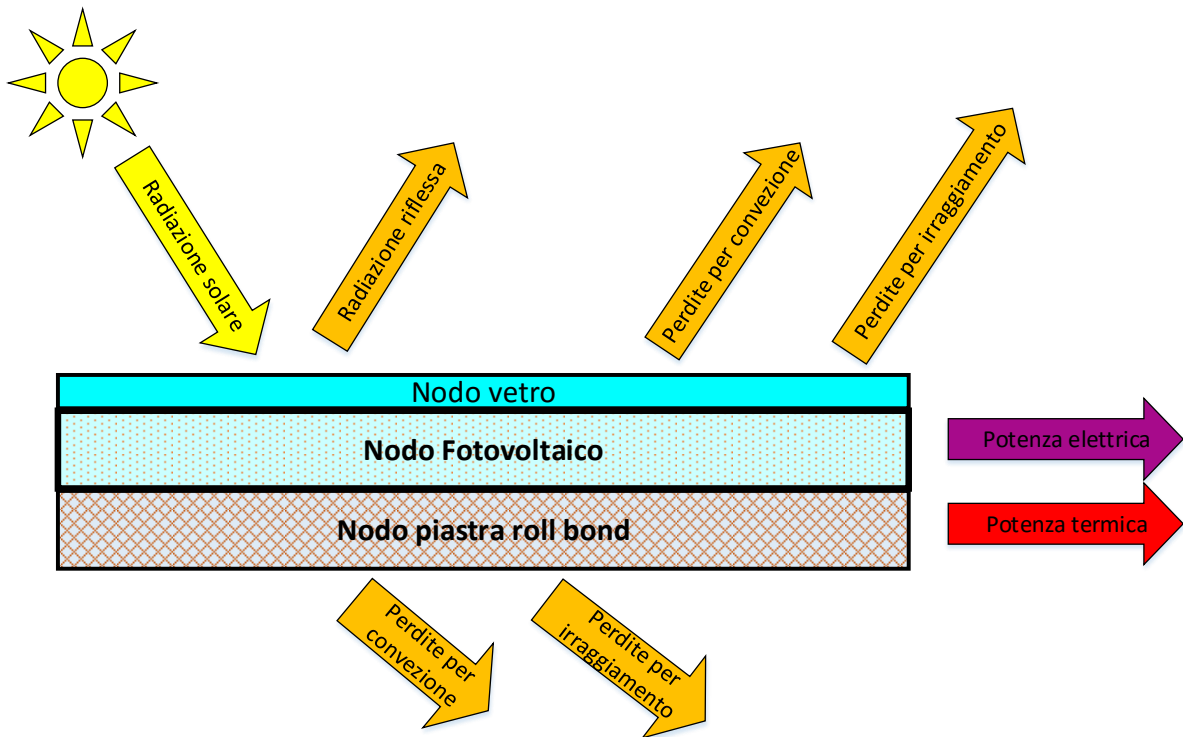


Figura 2.6 Schematizzazione del pannello PVT modellizzato con flussi di energia entranti ed uscenti

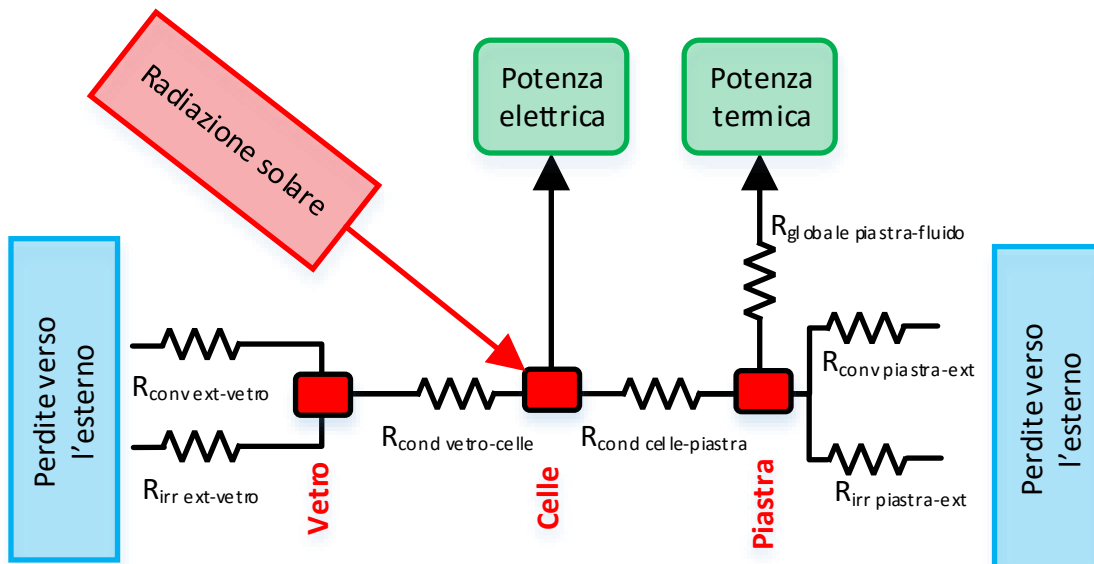


Figura 2.7 Schema delle resistenze associate agli scambi termici relativi agli elementi del pannello PVT modellizzato



Nei seguenti paragrafi si analizzano nel dettaglio i bilanci energetici in ciascuno dei nodi.

2.4.1 Bilancio al nodo vetro

Poiché il vetro rappresenta la parte superiore dell'intero pannello, è di fondamentale importanza lo studio del suo comportamento nei confronti della radiazione solare, quantificabile attraverso i coefficienti di riflessione, assorbimento e trasmissione. Questi ultimi sono dipendenti dalla radiazione solare entrante, dallo spessore del vetro s , dal suo coefficiente di estinzione K e dall'indice di rifrazione n dei mezzi attraversati (con valore 1 per l'aria e 1.526 per il vetro). Particolare attenzione allo studio delle proprietà ottiche del vetro e al suo comportamento nei confronti della radiazione sono state rivolte da numerosi studiosi. Tra questi si annoverano Duffie e Beckman, autori del testo *Solar Engineering of Thermal Processes* [19] a cui si è fatto riferimento.

Il coefficiente di trasmissione del vetro è il rapporto tra la totale radiazione trasmessa dal vetro e quella incidente ed è dato dal prodotto di due contributi (eq. 2.1). Il primo viene calcolato considerando solo le perdite per riflessione (τ_r); esso è il risultato della somma dei diversi coefficienti di trasmissione del vetro, comprendenti quelli conseguenti alle riflessioni che si creano all'interno del materiale tra le due interfacce (eq. 2.3). Al fine del suo calcolo è necessario prima conoscere l'indice di rifrazione del vetro n , l'angolo di incidenza della radiazione ϑ_2 e il coefficiente r (eq. 2.2).

Il secondo contributo considera solo le perdite per assorbimento (τ_a) e viene calcolato tramite la legge di Bouguer (eq. 2.4).

Il coefficiente di assorbimento (eq. 2.5) è il rapporto tra la totale radiazione assorbita e la radiazione incidente. Esso si può determinare dalla conoscenza di τ_a .

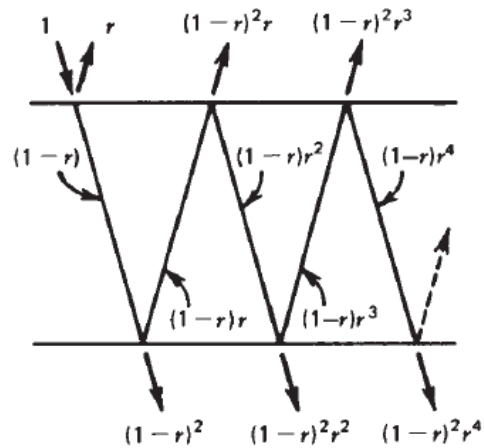


Figura 2.8 Frazioni di radiazione solare ottenute in seguito a riflessioni multiple tra le superfici del vetro



Il coefficiente di riflessione infine indica la porzione della totale radiazione incidente che viene riflessa dal pannello (eq. 2.6).

$$\tau_v = \tau_r \cdot \tau_a \quad (2.1)$$

$$r = 0,5 * \left\{ \frac{\text{sen}^2(n - \vartheta_2)}{\text{sen}^2(n + \vartheta_2)} + \frac{\text{tan}^2(n - \vartheta_2)}{\text{tan}^2(n + \vartheta_2)} \right\} \quad (2.2)$$

$$\tau_r = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_1}{1 + r_1} + \frac{1 - r_2}{1 + r_2} \right) \quad (2.3)$$

$$\tau_a = \exp\left(\frac{K \cdot s}{\cos(n)}\right) \quad (2.4)$$

$$\alpha = 1 - \tau_a \quad (2.5)$$

$$\rho = 1 - \tau_v - \alpha \quad (2.6)$$

È evidente che il vetro di copertura deve assorbire e riflettere la minore quantità di radiazione possibile e favorire la sua trasmissione. La parte trasmessa si trasforma infatti, a meno di perdite, in effetto utile.

Le celle fotovoltaiche assorbono buona parte della radiazione trasmessa dal vetro. La parte rimanente viene riflessa, raggiunge quindi la superficie inferiore del vetro dalla quale può venire assorbita oppure a sua volta riflessa (tornando quindi alle celle) o trasmessa (uscendo dal pannello definitivamente).

La totale porzione di radiazione incidente che viene assorbita dalle celle fotovoltaiche è espressa dal prodotto trasmittanza - assorbimento (eq. 2.7). I parametri necessari per la sua determinazione sono coefficiente di assorbimento delle celle α , posto pari a 0.85, e coefficiente di riflessione diffusa dall'interfaccia inferiore del vetro ρ_d (il suo valore è approssimativamente costante e uguale a 0.16).

$$\tau \cdot \alpha = \frac{\tau_v \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho_d} \quad (2.7)$$

Una volta noti i coefficienti, è possibile la definizione della radiazione assorbita dal vetro:

$$|G \cdot A|_{\text{ass-vetro}} = G \cdot A \cdot \alpha + G \cdot A \cdot (1 - \alpha - \rho_{\text{vetro}} - \tau \cdot \alpha) \cdot \alpha_{\text{vetro}} \quad (2.8)$$



dove G è l'irradianza misurata sul piano del pannello $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ e A è la sua area di apertura $[m^2]$; il primo termine rappresenta la radiazione assorbita dal vetro al primo passaggio, il secondo quella assorbita dal vetro in seguito a riflessioni multiple tra vetro e celle.

L'equazione di bilancio (eq. 2.9) è data dall'equilibrio tra:

- flussi energetici entranti nel vetro, ovvero totale radiazione solare assorbita e flusso termico per conduzione proveniente dalle celle,
- somma di flussi energetici uscenti (perdite per convezione e irraggiamento verso l'esterno) e di energia accumulata dal vetro.

$$\begin{aligned}
 |G \cdot A|_{ass-vetro} + A \cdot \frac{T_{celle} - T_{vetro}}{R_1} \\
 = A \cdot (T_{vetro} - T_{amb}) \cdot H_3 + m_{vetro} \cdot cp_{vetro} \cdot \frac{dT_{vetro}}{dt}
 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Nell'equazione R_1 rappresenta la resistenza di conduzione tra vetro e celle $\left[\frac{m \cdot K}{W}\right]$, data dalla serie dei rapporti $\frac{\text{spessore}}{\text{conduttività termica}}$ dei singoli strati (vetro, EVA, celle). Il termine $\frac{dT_{vetro}}{dt} \left[\frac{K}{s}\right]$ esprime la variazione al secondo della temperatura del vetro. Esso è diverso da zero durante il transitorio, mentre diviene nullo quando si arriva a regime. Quest'ultimo viene sempre raggiunto in quanto il timestep della simulazione a cui il modello appartiene è di 15 minuti, intervallo ritenuto sufficiente per il raggiungimento di una situazione stazionaria.

H_3 rappresenta il coefficiente di scambio per convezione e irraggiamento tra vetro e esterno $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$. La relazione utilizzata è quella proposta da Del Col et al. [2] e richiede la precedente conoscenza di emissività del vetro ϵ_{vetro} , costante di Stefan-Boltzmann

$\sigma = 5.6704 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$, temperatura del cielo $T_{sky} [^\circ C]$, inclinazione del pannello $\beta = 45^\circ$, velocità del vento $v_{vento} \left[\frac{m}{s}\right]$.

$$\begin{aligned}
 H_3 = \epsilon_{vetro} \cdot \sigma \cdot \frac{T_{vetro}^4 - T_{sky}^4}{T_{vetro} - T_{amb}} + 1.247 \cdot [(T_{vetro} - T_{amb}) \cdot \cos \beta]^{\frac{1}{3}} + 2.658 \\
 \cdot v_{vento}
 \end{aligned} \quad (2.10)$$

2.4.2 Bilancio al nodo celle

L'equazione di bilancio (2.11) è data dall'equilibrio tra

- flussi energetici entranti nelle celle, ovvero totale radiazione solare assorbita,
- e somma di flussi energetici uscenti (ovvero flussi termici conduttivi da celle a vetro, flussi termici conduttivi da celle a piastra, potenza elettrica prodotta), e energia accumulata.

$$\begin{aligned} G \cdot A \cdot (\tau \cdot \alpha) &= P_{el} + A \cdot \frac{(T_{celle} - T_{vetro})}{R_1} + A \cdot \frac{(T_{celle} - T_{piastra})}{R_2} \\ &= m_{celle} \cdot c p_{celle} \cdot \frac{dT_{celle}}{dt} \end{aligned} \quad (2.11)$$

La resistenza termica R_2 è definitiva in modo analogo a quanto fatto al paragrafo precedente, considerando quali strati nell'ordine celle, EVA, tedlar, EVA, piastra. Analogo è anche il significato del termine $\frac{dT_{celle}}{dt}$.

La potenza elettrica P_{el} è calcolabile con la seguente equazione:

$$P_{el} = G \cdot A \cdot \eta_{rif} \cdot [1 - b \cdot (T_{celle} - T_{ref})] \quad (2.12)$$

dove b rappresenta il coefficiente di temperatura del modulo (pari a 0.004 K^{-1}), η_{rif} il rendimento di riferimento del modulo fotovoltaico, valutato in condizioni standard. Queste consistono in temperatura di riferimento T_{ref} di 25°C , irraggiamento di $1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ e air mass pari a 1.5. Il suddetto rendimento tiene in considerazione soltanto caratteristiche intrinseche della cella e non le effettive condizioni operative, date dalla reale temperatura di esercizio. Per questo motivo il rendimento effettivo si ottiene dal prodotto di quello di riferimento per il termine entro parentesi quadre, che introduce dipendenza dalla temperatura. Dall'equazione 2.12 risulta evidente come la resa elettrica del pannello aumenti al diminuire della temperatura delle celle. Tale relazione è già stata discussa e visualizzata graficamente nel paragrafo 1.2.

2.4.3 Bilancio al nodo piastra

Il caso della piastra è senza dubbio il più complesso in quanto tra le variabili dipendenti si hanno sia le temperature ai nodi, sia la potenza termica prodotta.



Il bilancio (eq. 2.13) si scrive come equilibrio tra

- Flusso energetico entrante, ovvero flusso termico conduttivo da celle a piastra e
 - Flussi uscenti, dati da perdite per convezione e irraggiamento verso l'esterno,
- potenza termica prodotta e energia immagazzinata nella piastra:

$$A \cdot \frac{T_{celle} - T_{piastra}}{R_2} = A \cdot (T_{piastra} - T_{amb}) \cdot H_4 + P_{th} + M_{piastra} \cdot c_{p_{piastra}} \cdot dT_{piastra} \quad (2.13)$$

H_4 rappresenta il coefficiente di scambio per convezione e irraggiamento tra piastra ed esterno, ed è definito analogamente a quanto fatto per la parte superiore:

$$H_4 = \epsilon_{piastra} \cdot \sigma \cdot \frac{T_{piastra}^4 - T_{amb}^4}{T_{piastra} - T_{amb}} + 1.247 \cdot [(T_{piastra} - T_{amb}) \cdot \cos \beta]^{\frac{1}{3}} + 2.658 \cdot v_{vetro} \quad (2.14)$$

Particolare attenzione va rivolta alla potenza termica generata e trasferita dalla piastra al fluido termovettore circolante nei canali. Essa si può esprimere tramite due diverse relazioni:

$$\bullet \quad P_{th} = m_{fluido} \cdot c_{p_{fluido}} \cdot (T_{fluido,out} - T_{fluido,in}) \quad (2.15)$$

$$\bullet \quad P_{th} = U_{fluido-piastra} \cdot A_{scambio} \cdot (T_{piastra} - T_{media-fluido}) \quad (2.16)$$

Nella prima relazione, relativa al flusso di calore entrante nel fluido, m_{fluido} è la portata di fluido termovettore circolante in un pannello $\left[\frac{kg}{s}\right]$, $c_{p_{fluido}}$ è il suo calore specifico $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$, $T_{fluido,in}$ e $T_{fluido,out}$ [°C] sono rispettivamente la temperatura del fluido in ingresso e in uscita dalla singola piastra.

La seconda relazione è invece relativa allo scambio termico tra piastra e fluido termovettore.

Essa richiede la preventiva definizione di $U_{fluido-piastra}$ $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$, $A_{scambio}$ [m²], $T_{media\ fluido}$ [°C].

Quest'ultima rappresenta la temperatura media del fluido tra ingresso e uscita:

$$T_{media,fluido} = \frac{T_{in,fluido} + T_{out,fluido}}{2} \quad (2.17)$$



L'area di scambio e le caratteristiche geometriche della piastra necessarie alla definizione del coefficiente di scambio termico globale tra fluido e piastra sono riportate in Tabella 2.6.

Il coefficiente di trasmissione globale $U_{\text{fluido-piastra}}$ è dato dall'inverso della serie di resistenza conduttiva della piastra $\frac{\lambda_{\text{piastra}}}{\text{spessore}_{\text{piastra}}}$ e di resistenza convettiva $\frac{1}{h}$ lato fluido (eq. 2.19). Il coefficiente di scambio termico convettivo h (eq. 2.18) si ricava una volta noto il numero di Nusselt, la scelta della formula per la cui definizione è funzione della configurazione geometrica dello scambiatore e del regime di moto. In questa applicazione, in cui il regime è chiaramente laminare, il numero di Nusselt (eq. 2.20) si esprime con la formula suggerita da Duffie e Beckman [19]. In essa, oltre al diametro equivalente e alla lunghezza L dei canali calcolati in Tabella 2.6, figurano i parametri adimensionali numero di Reynolds (eq. 2.21), e numero di Prandtl (eq. 2.22). Le grandezze da cui questi dipendono sono velocità v del fluido nel canale $\left[\frac{m}{s}\right]$, e sue proprietà termofisiche (viscosità dinamica μ $[\text{Pa}\cdot\text{s}]$, densità ρ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, calore specifico c_p $\left[\frac{J}{kg\cdot K}\right]$ e conducibilità termica λ $\left[\frac{W}{m\cdot K}\right]$, tutte considerate costanti con la temperatura).

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad (2.18)$$

$$U_{\text{fluido,piastra}} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{s_{\text{piastra}}}{\lambda_{\text{piastra}}}} \quad (2.19)$$

$$Nu = 4.36 + \frac{0,067 \cdot \left(\left(\frac{d_h}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right)}{1 + 0,04 \cdot \left(\left(\frac{d_h}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr^{\frac{2}{3}}\right)} \quad (2.20)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_h}{\mu} \quad (2.21)$$

$$Pr = \mu \cdot \frac{c_p}{\lambda} \quad (2.22)$$



Dal sistema delle equazioni (2.15) e (2.16) si ottiene la temperatura del fluido uscente dallo scambiatore (eq. 2.23), rendendo possibile il calcolo della potenza termica trasferita da piastra a fluido, funzione ora di sole variabili note.

$$T_{fluido,out} = \frac{U_{fluido-piastra} \cdot A_{scambio} \cdot \frac{T_{piastra} - T_{fluido,in}}{2} + m_{fluido} \cdot cp_{fluido} \cdot T_{fluido,in}}{U_{fluido-piastra} \cdot \frac{A_{scambio}}{2} + m_{fluido} \cdot cp_{fluido}} \quad (2.23)$$

2.4.4 Procedimento di risoluzione del modello

Il metodo di calcolo del modello è basato su un procedimento iterativo. Inizialmente, si vanno a fissare arbitrariamente i valori di temperatura ai tre nodi. Successivamente si calcolano H_3 , H_4 e P_{el} (funzioni di variabili note), $\frac{dT_{vetro}}{dt}$ dal bilancio al nodo vetro, $\frac{dT_{celle}}{dt}$ dal bilancio al nodo celle, $T_{fluido,out}$ dall'equazione 2.23, P_{th} dall'equazione 2.15, $\frac{dT_{piastra}}{dt}$ dal bilancio al nodo piastra. Si procede quindi con una nuova iterazione in cui i valori iniziali di temperatura ai vari nodi sono dati dalla somma dei valori utilizzati all'iterazione precedente più i $\frac{dT}{dt}$ appena calcolati. Il procedimento iterativo si conclude quando questi ultimi risultano inferiori alla tolleranza, fissata in 10^{-6} .

2.4.5 Configurazione del campo solare

I pannelli solari ibridi utilizzati nel presente lavoro sono caratterizzati da limitate prestazioni termiche, permettendo il raggiungimento di temperature massime considerevolmente inferiori rispetto a quelle raggiunte dai tradizionali pannelli solari termici a tubi sottovuoto. Conseguentemente, si rende necessario il collegamento in serie di più pannelli. In questo modo essi sono attraversati dallo stesso fluido e la temperatura in uscita da un elemento della stringa sarà la temperatura in ingresso dell'elemento successivo. La maggiore temperatura del fluido che attraversa gli ultimi pannelli della stringa causa maggiori perdite di calore verso l'esterno, implicando minore efficienza di lavoro. Una possibile soluzione a livello teorico sarebbe l'applicazione di un maggiore isolamento negli ultimi pannelli.



Tuttavia, per favorire la standardizzazione e il minore impatto economico si contiene tale inconveniente limitando a cinque/sei il numero massimo di pannelli collegati in serie.

Nel caso seguente si provvede ad un collegamento misto serie – parallelo, ovvero si collegano in parallelo diverse stringhe, ognuna costituita dalla serie di sei pannelli.

Nel collegamento in parallelo è fondamentale che i diversi rami in cui la portata si divide presentino le stesse caratteristiche. In caso contrario il fluido troverebbe un percorso preferenziale, causando uno sbilanciamento di flusso e di resa tra le diverse stringhe.

2.4.6 Caratteristiche del pannello solare ibrido oggetto di studio

Si riportano di seguito in forma schematica le caratteristiche fisiche, termiche ed elettriche dei pannelli PVT I3A250P prodotti da Helios Technology. Essi sono costituiti da un vetro di copertura che, senza intercapedini d'aria, è a diretto contatto con le sottostanti celle fotovoltaiche in silicio policristallino. Al di sotto di queste e senza alcuna forma di isolamento è applicata una piastra termica in alluminio, nei cui canali scorre il fluido termovettore.

GRANDEZZA FISICA	MISURA COMPRENSIVA DI CORNICE
LUNGHEZZA	1650 mm
LARGHEZZA	990 mm
SPESSORE	38 mm
VETRO FRONTALE	A basso contenuto di ferro, con spessore s 3.2 mm
CELLE	60 per pannello di dimensioni 156 x 156 mm
INCAPSULANTE	EVA
BACKSHEET	Multistrato a base di poliestere
PIASTRA TERMICA IN ALLUMINIO	1595 x 935 x 1.5 mm
NUMERO DI CANALI N	40
LUNGHEZZA MEDIA DEI CANALI L	1550 mm

Tabella 2.3 Caratteristiche fisiche del pannello



GRANDEZZA TERMICA	VALORE
POTENZA TERMICA	500 W _t
VOLUME INTERNO FLUIDO TERMOVETTORE	1500 ml
LIQUIDO DI RAFFREDDAMENTO	Miscela di acqua (70%) e glicole propilenico (30%)
PRESSIONE	2 bar
TMAX PREVISTA	70 °C
PRESSIONE MASSIMA DI SISTEMA	10 bar
PORTATA CONSIGLIATA-SCELTA	75/235 l/h – 200 l/h

Tabella 2.4 Caratteristiche termiche del pannello

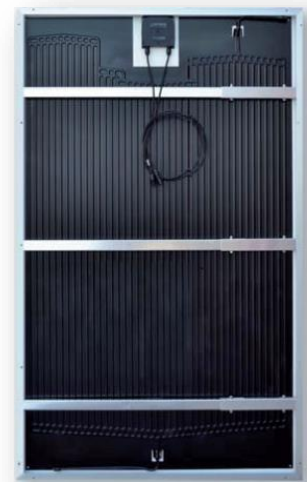


Figura 2.9 Retro del pannello

GRANDEZZA ELETTRICA IN CONDIZIONI STANDARD	MISURA
POTENZA DEL MODULO (P _{MAX})	250 W _p
TENSIONE DI MASSIMA POTENZA (V _{P_{MAX}})	31.29 V
CORRENTE DI MASSIMA POTENZA (I _{P_{MAX}})	7.99 A
TENSIONE A CIRCUITO APERTO (V _{OC})	37.70 V
CORRENTE DI CORTO CIRCUITO (I _{SC})	8.59 A
EFFICIENZA DEL MODULO H _{RIF}	15.30 %

Tabella 2.5 Caratteristiche elettriche del pannello



Figura 2.10 Parte frontale del pannello

Ciascuno dei canali ricavati nella piastra presenta una sezione trapezoidale. Conoscendo le dimensioni si possono calcolare area di scambio tra fluido e piastra, perimetro bagnato e diametro idraulico della sezione. Questi dati, come visto, sono utili nella determinazione delle performance termiche del collettore.

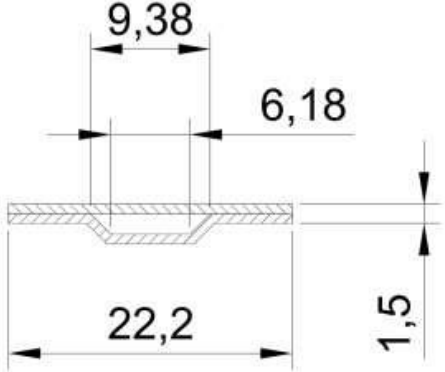
Base maggiore B	9.38 mm	
Base minore b	6.18 mm	
Altezza della piastra e della sezione trapezoidale H	1.5 mm	
AREA DELLA SEZIONE DI PASSAGGIO	$S = \frac{(b+B)}{2} \cdot H = 11.67 \text{ mm}^2$	
PERIMETRO BAGNATO	$P = B + b + 2 \cdot \left[\left(\frac{B-b}{2} \right)^2 + 1.5^2 \right]^{0.5} = 19.95 \text{ mm}$	
DIAMETRO IDRAULICO	$d_h = \frac{4 \cdot S}{P} = 2.34 \text{ mm}$	
AREA DI SCAMBIO	$A_{scambio} = P \cdot L \cdot N = 1236900 \text{ mm}^2$	

Tabella 2.6: Caratteristiche geometriche dei canali della piastra termica

2.5 MODELLIZZAZIONE DELLA POMPA DI CALORE

L'utilizzo di un'unica pompa di calore destinata sia al riscaldamento dell'edificio che alla produzione di ACS trova fattibilità attraverso due configurazioni. La prima consiste nell'utilizzo di una valvola a tre vie che, in base alla richiesta, devia il fluido verso l'accumulo di acqua calda sanitaria o verso l'impianto di riscaldamento. In caso di commutazione della valvola essa provvede alla modifica della temperatura di set point. Naturalmente, non è possibile il contemporaneo soddisfacimento di entrambe le richieste. Nel caso in cui si verifichi questa situazione, viene data priorità alla produzione di acqua calda. Si tratta di una soluzione sicuramente più semplice ed economica rispetto alla seconda. Quest'ultima consiste in una pompa di calore con doppio scambiatore: uno di questi sarà dedicato esclusivamente all'impianto di condizionamento, l'altro al serbatoio di acqua calda sanitaria. Nel funzionamento invernale in entrambi gli scambiatori si fornisce acqua calda. Come nel caso precedente, la produzione di ACS, e quindi lo scambiatore ad essa associato, ha la priorità. Durante il funzionamento estivo si può avere una situazione in cui la pompa di calore provvede contemporaneamente alla produzione di acqua calda sanitaria e di acqua refrigerata per l'impianto. In questo caso si ha un totale recupero di potenza per l'ACS.



Questa soluzione è sicuramente più costosa ma permette un importante risparmio energetico.

Per una questione di semplicità, nel seguente lavoro è stata adottata la prima alternativa.

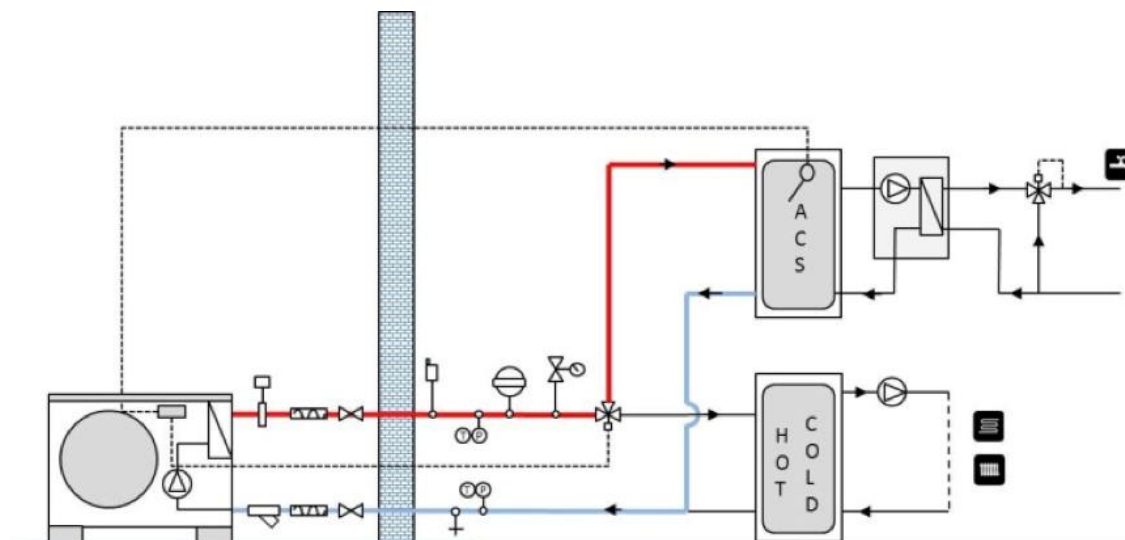


Figura 2.12 Schema di pompa di calore atta al riscaldamento o alla produzione di ACS con valvola a tre vie

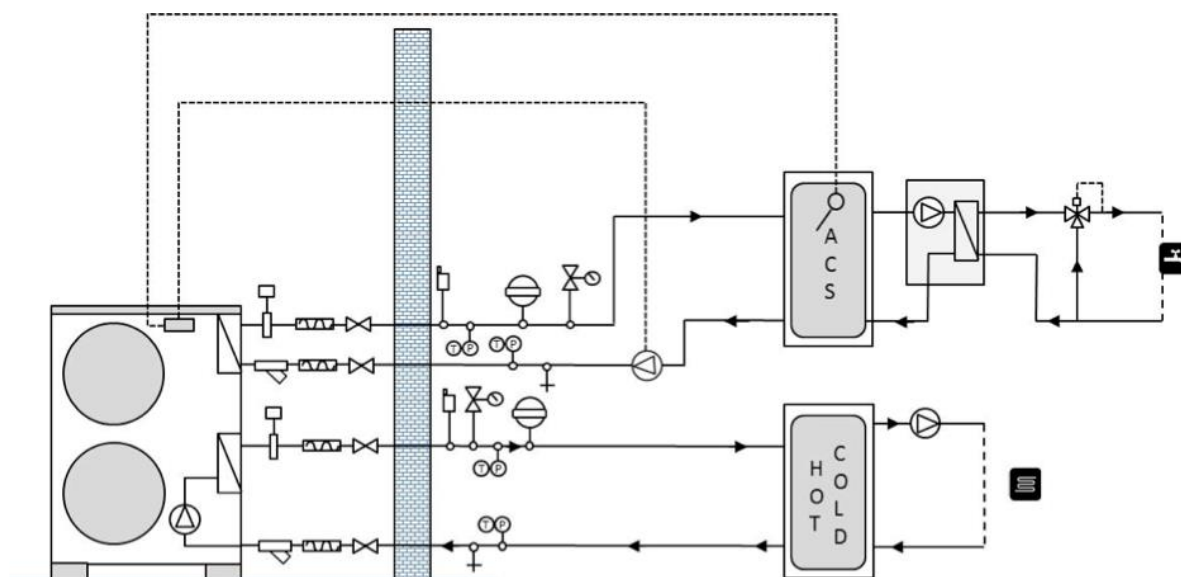


Figura 2.13 Schema di pompa di calore atta al riscaldamento o alla produzione di ACS con doppio scambiatore

La pompa di calore acqua – acqua utilizzata è la Vitocal 300-G prodotta da Viessmann. La scelta è ricaduta su questa macchina per il numero di dati resi disponibili dal costruttore e perché permette il raggiungimento di temperature in uscita dal condensatore fino a 60°C,



rendendo quindi possibile il suo utilizzo sia per il riscaldamento che per la produzione di acqua calda sanitaria. La macchina è dotata di un compressore *Scroll* ermetico e di un sistema di regolazione con sensore della temperatura esterna, che permette il funzionamento della pompa di calore in funzione delle condizioni climatiche.

La pompa di calore aria – acqua utilizzata è invece il modello HYDRONIC UNIT 8 LE prodotto da Beretta. Le motivazioni che hanno portato a questa scelta sono analoghe a quelle riportate per la macchina precedente. Il compressore è di tipo *Twin Rotary*, mentre il campo di funzionamento per riscaldamento varia dai -20°C ai 30°C .

Entrambe le pompe di calore utilizzano quale fluido refrigerante l'R-410A.

Partendo dai dati di Potenza elettrica, Potenza utile e COP forniti dal costruttore in funzione delle temperature del fluido di lavoro, è stato costruito un modello numerico in linguaggio Matlab che simula il comportamento e le prestazioni della pompa di calore al variare delle condizioni operative.

Di seguito si riportano i dati di resa forniti dal costruttore per entrambe le macchine. Nel caso della pompa di calore acqua – acqua, con riferimento al funzionamento per riscaldamento, essi sono determinati in funzione della temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore (prima colonna) e della temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore (prima riga).

I dati di resa della pompa di calore aria – acqua sono invece forniti in funzione della temperatura esterna e della temperatura di mandata.

Le potenze e il COP corrispondenti a valori di temperatura non catalogati sono stati ricavati per interpolazione lineare.



	35			40		
TWE	PEL	PCOND	COP	PEL	PCOND	COP
0	1.62	7.64	4.72	1.83	7.515	4.11
2	1.61	8.14	5.06	1.83	7.995	4.38
10	1.55	10.18	6.57	1.79	9.94	5.55
25	1.54	14.76	9.58	1.81	14.18	7.83
	45			50		
TWE	PEL	PCOND	COP	PEL	PCOND	COP
0	2.04	7.39	3.62	2.275	7.26	3.19
2	2.04	7.85	3.85	2.275	7.7	3.38
10	2.03	9.7	4.78	2.275	9.475	4.16
25	2.08	13.6	6.54	2.37	13.05	5.51
	55			60		
TWE	PEL	PCOND	COP	PEL	PCOND	COP
0	2.51	7.13	2.84	2.885	6.945	2.41
2	2.51	7.55	3.01	2.885	7.325	2.54
10	2.52	9.25	3.67	2.9	8.855	3.05
25	2.56	12.5	4.70	2.955	12.12	4.10

Tabella 2.7 Dati forniti dal costruttore relativi alla pompa di calore acqua-acqua

	35			45		
T ARIA	PEL	PCOND	COP	PEL	PCOND	COP
-15	1.30	3,20	2,47	1.59	3,35	2,11
-7	1.43	3,76	2,63	1.73	3,85	2,23
-3	1.55	4,36	2,81	1.90	4,45	2,34
2	1.71	5,12	2,99	2.02	5,15	2,55
7	1.84	7,20	3,91	2.34	7,40	3,16
10	1.84	7,82	4,26	2.33	8,03	3,44
20	1.81	9,87	5,46	2.31	10,02	4,34
	55			60		
T ARIA	PEL	PCOND	COP	PEL	PCOND	COP
-15	0.44	0,83	1,88	0.39	0,59	1,50
-7	1.94	3,60	1,86	1.17	1,83	1,57
-3	2.15	4,23	1,97	1.23	2,06	1,68
2	2.21	4,86	2,20	1.26	2,35	1,86
7	2.91	6,70	2,30	1.43	3,04	2,12
10	2.53	7,25	2,87	1.44	3,25	2,26
20	2.59	9,05	3,49	1.46	3,95	2,71

Tabella 2.8 Dati forniti dal costruttore relativi alla pompa di calore aria-acqua

In Figura 2.14, relativa alla pompa di calore acqua – acqua è visibile un aspetto noto: all'aumentare della temperatura di mandata dell'impianto di riscaldamento o di alimentazione del serbatoio per la produzione di ACS, il COP diminuisce e la macchina, per limiti tecnologici, richiede valori minimi sempre più alti per la temperatura di evaporazione. Al contrario, al crescere di quest'ultima sale il COP e si allarga il campo di funzionamento. Questo limite è visibile anche in Figura 2.15, relativa alla pompa di calore aria – acqua, in cui si nota come il campo di funzionamento non sia rappresentabile come un rettangolo perfetto, in quanto in corrispondenza delle minori temperature di aria esterna, alla macchina è preclusa la possibilità di fornire calore alle più alte temperature.

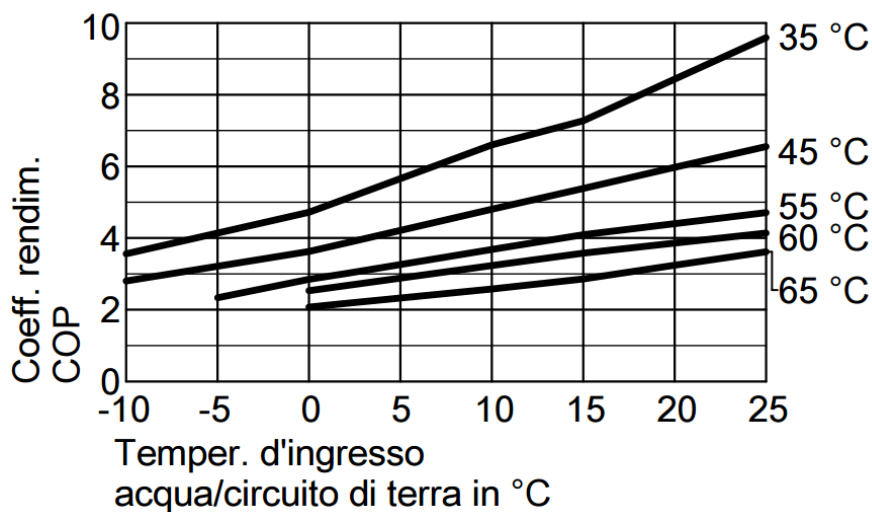


Figura 2.14 Andamento del COP della pompa di calore acqua-acqua in funzione delle temperature

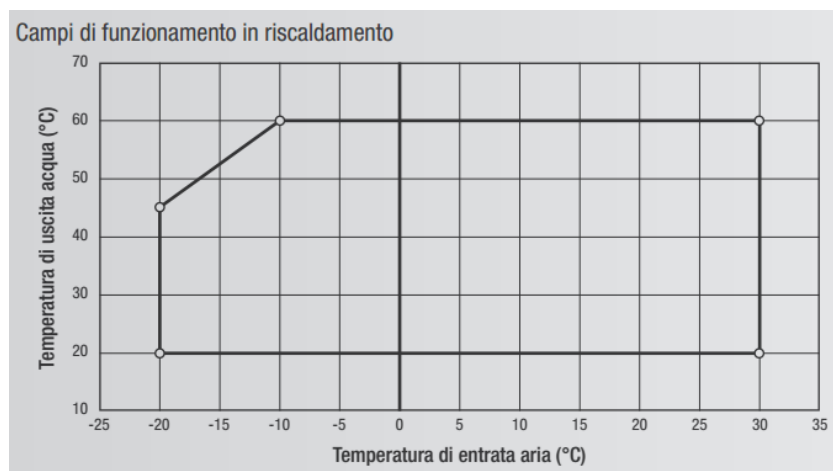


Figura 2.15 Campo di funzionamento della pompa di calore aria-acqua per riscaldamento



In virtù delle precedenti osservazioni, al fine di sfruttare al meglio la pompa di calore e di accrescerne il più possibile l'efficienza, è stato scelto di variare in modo continuativo la temperatura di mandata per l'impianto di riscaldamento, in funzione della temperatura dell'aria esterna (Figura 2.16):

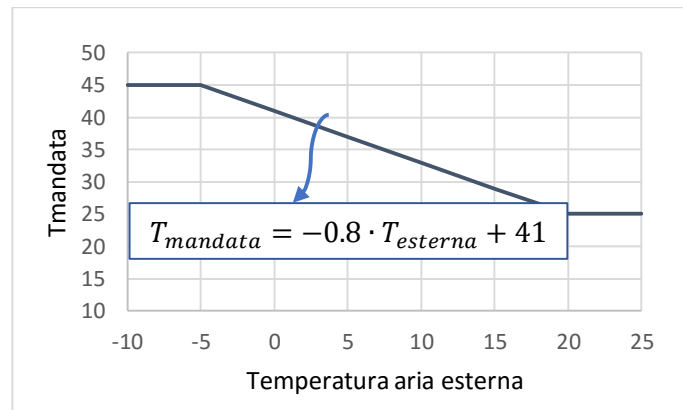


Figura 2.16 Andamento della temperatura di mandata dell'impianto di riscaldamento in funzione della temperatura esterna

- per valori della temperatura esterna minori o uguali di -5°C , la temperatura di mandata è posta pari a 45°C ;
- per valori della temperatura esterna maggiori o uguali di 20°C , la temperatura di mandata è posta pari a 25°C ;
- per valori della temperatura esterna compresi tra -5°C e 20°C , la temperatura di mandata varia in modo lineare tra i 25°C e i 45°C , secondo l'equazione riportata in figura.

Si passa ora ad analizzare il modello costruito.

I dati in ingresso necessari sono:

1. temperatura del fluido proveniente dal serbatoio di accumulo e entrante nell'evaporatore;
2. carico richiesto dall'utenza per il riscaldamento;
3. portata proveniente dal serbatoio per la produzione di ACS e
4. sua temperatura in ingresso al condensatore;
5. temperatura esterna.

L'acqua calda sanitaria ha la priorità sul riscaldamento; di conseguenza, in caso di richiesta di carico da entrambi i fronti, la pompa di calore provvede a coprire il fabbisogno di ACS e, solo quando tale domanda cessa, provvede al riscaldamento dell'edificio. Nel codice di calcolo, a tal fine, è stato introdotto un comando che stabilisce il fabbisogno da soddisfare



secondo questa logica. Quando è presente una richiesta di carico per la pompa di calore acqua - acqua, la portata all'evaporatore è fissata in $1900 \frac{kg}{hr}$. Quando ciò non avviene essa sarà nulla.

Di seguito, si descrive il metodo utilizzato per ricavare le prestazioni della pompa di calore idrotermica. Un analogo procedimento va ripetuto per la macchina aerotermica. Si ricorda che ci si riferisce al funzionamento per riscaldamento, in cui l'effetto utile avviene al condensatore.

In caso di funzionamento per produzione di acqua calda sanitaria (riconosciuto dal programma quando la portata al condensatore è positiva), si procede importando da file esterni le matrici costituite dai dati di temperatura in ingresso all'evaporatore, COP, potenza termica nominale disponibile al condensatore. Ciascuna matrice di dati è riferita ad una specifica temperatura di uscita dal condensatore, dato in realtà non noto a priori. I dati di funzionamento per diversi valori di temperatura sono stati ricavati tramite interpolazione lineare. Per ottenere le prestazioni della macchina in corrispondenza della reale temperatura in uscita dal condensatore, è stato implementato un procedimento iterativo: nella prima iterazione si inizializza il valore di tale temperatura non nota. Partendo dalle matrici di dati e attraverso interpolazione si ricavano quindi i valori di COP e potenza corrispondenti. A questo punto, noti calore specifico (c_p , fissato a costante), potenza (P_{ACS} , appena calcolata), portata e temperatura in ingresso al condensatore (m_w e $T_{in,cond}$, dati in input), si può procedere calcolando la reale temperatura in uscita ($T_{out,cond}$):

$$T_{out,cond} = T_{in,cond} + \frac{P_{ACS}}{c_p \cdot m_w} \quad (2.24)$$

Nota la nuova temperatura in uscita, si prosegue con l'iterazione successiva, fino a quando la temperatura ottenuta (arrotondata alla mezza unità) non eguaglia quella raggiunta nell'iterazione precedente.

Nel caso in cui la temperatura entrante all'evaporatore dovesse essere superiore di $10^\circ C$ rispetto a quella entrante al condensatore, non è necessario elevare il livello termico della sorgente. In questo caso si genera una sorta di by-pass della pompa di calore e si ottiene un effetto utile in modo gratuito, senza spese elettriche (*free heating*). Per tradurre ciò in



linguaggio di calcolo, quando questa condizione è verificata il COP viene posto pari ad un numero elevatissimo (10^{11}), in modo da rendere praticamente nullo e dunque trascurabile il consumo elettrico. Se questa condizione non si verifica, ma al tempo stesso la temperatura in ingresso all'evaporatore è superiore a 30°C , i dati considerati sono quelli corrispondenti a questa stessa temperatura. La macchina pone infatti questo valore come limite termico massimo della sorgente.

Se la domanda dell'utenza è per il riscaldamento, il programma procede al calcolo della temperatura di mandata secondo la legge descritta in Figura 2.16. Come per l'ACS si importano le matrici di dati utili per il riscaldamento. Da queste si ricava solo il COP, in quanto la potenza è già fornita in input al programma e corrisponde con il carico richiesto dall'utenza. La pompa di calore è scelta in modo tale che quest'ultima non sia mai superiore a quella massima fornibile dalla macchina in quelle specifiche condizioni.

Come nel caso precedente, se la temperatura della sorgente supera i 30°C viene preso il COP corrispondente a questo valore; inoltre è previsto il *free heating* (effetto utile al condensatore senza richiesta di spese elettriche). Quest'ultimo avviene quando la temperatura in ingresso all'evaporatore supera la temperatura di mandata del seguente valore:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max, \text{cond}}}{\epsilon} \quad (2.25)$$

con ϵ efficienza dello scambiatore di calore, $\Delta T_{\max, \text{cond}}$ la massima differenza di temperatura che l'acqua circolante nell'impianto di riscaldamento può subire al condensatore; questa è pari a:

$$\Delta T_{\max, \text{cond}} = \frac{P_{\text{picco}}}{m_{\text{cond}} \cdot c_p} \quad (2.26)$$

con P_{picco} carico massimo richiesto dall'edificio, in questo caso del valore di 5.5kW , m_{cond} portata d'acqua circolante nell'impianto ($1440 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$) e c_p suo calore specifico.

Una volta ottenuti COP e potenza utile è possibile ricavare il consumo elettrico, la potenza prelevata all'evaporatore e la temperatura in uscita dal condensatore e diretta al bollitore:



$$P_{el} = \frac{P_{cond}}{COP} \quad (2.27)$$

$$P_{evap} = P_{cond} - P_{el} \quad (2.28)$$

$$T_{out,cond} = T_{in,cond} + \frac{P_{cond}}{m_{cond} \cdot cp} \quad (2.29)$$

In caso di funzionamento della pompa di calore acqua – acqua è possibile calcolare la temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore:

$$T_{out,evap} = T_{in,evap} - \frac{P_{evap}}{m_{evap} \cdot cp} \quad (2.30)$$

La scelta della macchina da utilizzare è basata sul confronto tra i COP.

I dati in uscita dal programma sono:

1. Temperatura in uscita dall'evaporatore
2. Portata all'evaporatore
3. Temperatura in uscita dal condensatore
4. Portata al condensatore
5. COP
6. Potenza elettrica della pompa di calore
7. Potenza all'evaporatore
8. Potenza al condensatore richiesta per l'ACS
9. Potenza al condensatore richiesta per il riscaldamento
10. Parametro indicante la pompa di calore utilizzata e della quale sono stati calcolati tutti i dati sopra riportati.

2.6 FABBISOGNO E PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

L'acqua sanitaria proveniente dalla rete idrica può essere riscaldata tramite un sistema istantaneo o un sistema ad accumulo. Il primo consiste in una resistenza elettrica o in un combustore; essi devono fronteggiare la richiesta in modo diretto e vengono dimensionati



in modo da soddisfare anche i picchi di carico richiesti dall'utenza. I sistemi ad accumulo riscaldano invece l'acqua in modo indiretto, servendosi di un fluido riscaldato precedentemente. Essi richiedono taglie molto più limitate rispetto ai primi e favoriscono la resa termica grazie ad un funzionamento più continuo e regolare. Queste caratteristiche ne fanno la soluzione considerata spesso migliore, sebbene caratterizzata da maggiori ingombri e costi iniziali dovuti alla presenza di un serbatoio.

L'utilizzo di una pompa di calore per la preparazione di ACS necessita di un sistema ad accumulo per evitare il crollo delle sue prestazioni.

L'elemento centrale è un serbatoio contenente acqua. La modalità con cui questa viene riscaldata varia a seconda che si parli di riscaldatore a miscela o di termoaccumulatore. Nel primo l'acqua fredda entra nel serbatoio dove si miscela con quella già presente e già riscaldata. Il riscaldamento avviene tramite un fluido che attraverso uno scambiatore di calore, in genere a serpentino, cede il calore precedentemente assorbito al condensatore. Nei termoaccumulatori invece è l'acqua proveniente dalla rete idrica a percorrere un serpentino, riscaldandosi a spese del fluido contenuto nel serbatoio con cui non viene mai direttamente a contatto. In entrambe le modalità di accumulo la fase iniziale consiste nel riscaldamento del volume d'acqua contenuto. Il tempo e la potenza necessari per completare questo step dipendono dalle caratteristiche stesse del serbatoio. Per questo motivo il suo dimensionamento risulta molto importante.

A questa fase, in cui il sistema si porta alla sua temperatura massima, segue l'erogazione di acqua calda all'utenza. Essa si protrae fino al termine della richiesta o fino a quando la temperatura di erogazione raggiunge un valore al di sotto del quale non è più possibile il suo utilizzo per usi sanitari.

La temperatura a cui l'acqua nel serbatoio si porta in seguito alla fase di preriscaldamento dovrebbe sempre essere maggiore rispetto a quella a cui viene richiesta. Di conseguenza, per raggiungere il livello termico desiderato, sarà necessario miscelarla con un'adeguata quantità di acqua fredda prima di inviarla all'utenza.

Dalle precedenti considerazioni emerge come sia importante conoscere portata e temperatura dell'acqua desiderata dall'utilizzatore.

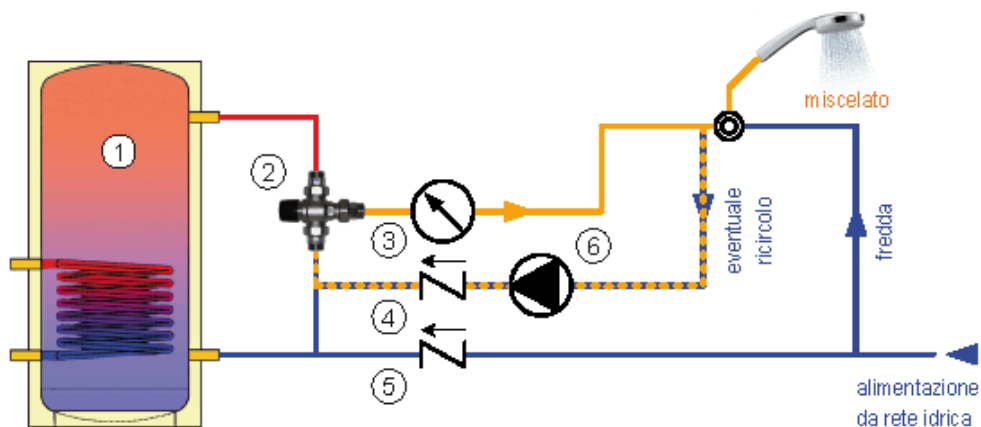


Figura 2.17 Schema di un sistema di preparazione di ACS tramite serbatoio di accumulo

In ambito domestico l'acqua viene generalmente richiesta a temperature variabili tra i 40°C e i 90°C, a seconda dell'uso a cui è destinata. Quando si parla di acqua per uso sanitario ci si riferisce convenzionalmente a una temperatura di 40°C.

Per quanto riguarda il fabbisogno di ACS, si ricorre alla normativa. Le norme di riferimento sono la UNI 11300:2 (2008) e la norma UNI 9182 (1987, ma aggiornata nel 2010). Quest'ultima in particolare riporta valori relativi al fabbisogno medio giornaliero di ACS a 40°C sia per persona (Tabella 2.9), che per apparecchio (Tabella 2.10). I valori riportati per persona devono poi essere moltiplicati per fattori correttivi che tengono conto del numero di alloggi, del numero di vani dell'abitazione e del tenore di vita degli abitanti.

UTENZA	L/PERSONA-GIORNO
Case di abitazioni	
- Di tipo popolare	Da 40 a 50
- Di tipo medio	Da 70 a 80
- Di tipo di lusso	Da 150 a 200
Alberghi e pensioni	
- Camere con servizi dotati di vasca	Da 180 a 200
- Camere con servizi dotati di doccia	130
- Camere con lavabo e bidet	60
Uffici	Da 15 a 200
Ospedali e cliniche	Da 130 a 150
Centri sportivi	Da 50 a 60
Spogliatoi di stabilimenti	Da 30 a 50

Tabella 2.9 Portata di ACS richiesta dall'utenza, secondo la norma UNI 9182



Apparecchio	LITRI
Vasca da bagno da 170 cm x 70 cm con doccetta a mano	Da 160 a 200
Vasca da bagno da 105 cm x 70 cm	Da 100 a 120
Doccia	Da 50 a 60
Lavabo	Da 10 a 12
Bidet	Da 8 a 10
Lavello di cucina	Da 15 a 20

Tabella 2.10 Consumo di ACS per apparecchio secondo la norma UNI 9182

Un valore comunemente adottato per il fabbisogno di acqua calda sanitaria di un'abitazione popolare abitata da quattro persone è di 200 l/giorno. Una simile quantità si può ottenere sia utilizzando i dati di consumo per persona al giorno (con fattori correttivi 1.15 per un alloggio e 1 per tenore di vita normale in una casa costituita da 4 vani) sia quelli per apparecchi stimando il loro utilizzo in una casa dalle caratteristiche considerate.

Per procedere al dimensionamento del serbatoio bisogna prima definire importanti parametri:

- **PERIODO DI PUNTA:** periodo in cui si concentra il maggior consumo d'acqua calda; come si può vedere in Figura 2.18, esso infatti non si ripartisce in modo omogeneo durante le 24 ore. Anche per questo dato la norma UNI 9182 fornisce dei valori in base al tipo di utenza (Tabella 2.11).

UTENZA	DURATA DEL PERIODO DI PUNTA
Case di abitazione	
a. Con alloggi sino a 4 vani	Da 2 a 2,5 h
b. Con alloggi oltre 4 vani	3 h
Alberghi e pensioni	
c. Camere con servizi dotati di vasca o doccia	Da 2,5 a 3 h
d. Camere con lavabo e bidet	Da 3 a 4 h
Uffici	1 h
Ospedali e cliniche	Da 3 a 4 h
Centri sportivi	1 h
Spogliatoi di stabilimenti	1 h

Tabella 2.11 Durate del periodo di punta per il consumo di ACS riportate nella norma UNI 9182

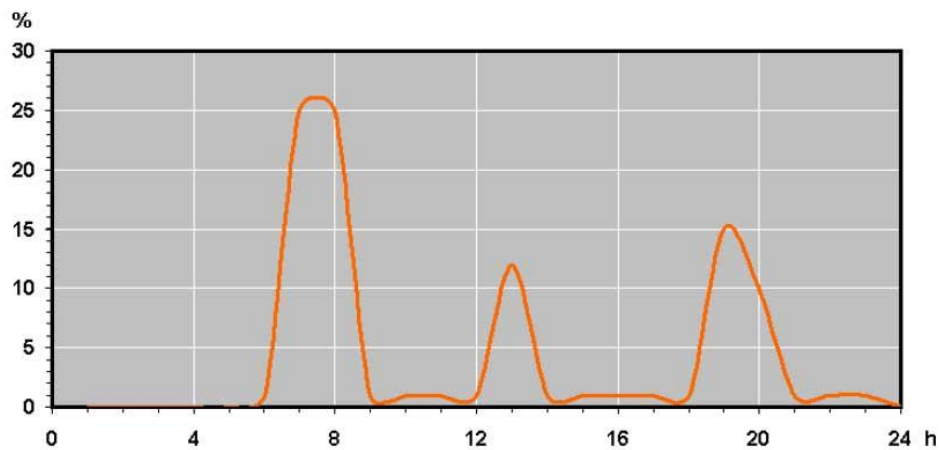


Figura 2.18 Distribuzione media giornaliera del consumo di ACS per un'utenza domestica

- PERIODO DI PRERISCALDAMENTO: intervallo di tempo che può essere riservato al preriscaldamento del serbatoio. Anche questo parametro è tabulato e in genere assume un valore pari a 2 ore.
- TEMPERATURA DELL'ACQUA FREDDA: è la temperatura dell'acqua prelevata dall'acquedotto. Il suo valore cambia in funzione della zona climatica: in genere si assumono 10-12°C per il Nord Italia, 12-15°C per il Centro Italia e 15-18°C per il Sud Italia.

La norma UNI 9182 fissa i criteri minimi di dimensionamento del serbatoio di accumulo e del serpentino.

La relazione riportata per il volume minimo del serbatoio è la seguente:

$$V_c = \frac{q_m \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_f} \quad (2.31)$$

dove V_c è il volume del bollitore in litri, q_m è il consumo orario di acqua calda sanitaria $\left(\frac{l}{hr}\right)$, T_f la temperatura dell'acqua fredda, T_m la temperatura dell'acqua erogata all'utenza, T_c la temperatura dell'acqua contenuta nell'accumulo, d_p la durata del periodo di punta e P_r la durata del periodo di preriscaldamento.

La temperatura dell'acqua contenuta nell'accumulo deve rispettare nello stesso tempo diversi criteri:

- Evitare il più possibile fenomeni di corrosione o deposito di calcare, la formazione dei quali è favorita quando la temperatura del serbatoio supera i 60°C.



- Evitare lo sviluppo di batteri, quali la Legionella. Essi sono in grado di sopportare a lungo temperature inferiori ai 45-50°C, mentre muoiono velocemente sopra i 55°C.
- Limitare gli ingombri del serbatoio. In particolare basse temperature dell'acqua contenuta nel serbatoio richiedono l'utilizzo di grandi volumi.

Una temperatura considerata ottimale per il serbatoio è di 60°C. Sono comunque accettabili valori compresi tra 50°C e 60°C.

Un altro metodo utilizzato nell'industria per il dimensionamento ricava il volume a partire dal calore accumulato. Gli step necessari per questo calcolo sono i seguenti:

1) Determinazione del consumo d'acqua calda nel periodo di punta (C). In questo caso non si utilizzano valori riportati nelle norme, ma valori utilizzati nel mondo industriale. Per edifici residenziali formati da un solo alloggio con due locali servizi si considera un consumo nei periodi di punta di 340 l, richiesti a una temperatura di 40°C. Questo valore deve essere modificato tramite i necessari coefficienti correttivi. Nel caso di un unico alloggio il fattore di contemporaneità è pari a 1.15 e, di conseguenza, il consumo risulta di 391 litri. La durata del periodo di punta per un'abitazione è fissata in 1.5 ore mentre quella del periodo di preriscaldamento in 2 ore.

2) Calcolo dell'energia termica Q_t necessaria per riscaldare tale volume. Essa si esprime come prodotto tra massa d'acqua (kg), suo calore specifico valutato alla temperatura media $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$, salto termico tra temperatura di utilizzo dell'acqua calda e temperatura di prelievo dell'acqua dall'acquedotto (K). L'equazione che esprime questa energia (in kJ) è la seguente:

$$Q_t = C \cdot \rho \cdot cp \cdot (T_m - T_f) \quad (2.32)$$

3) Calcolo della potenza necessaria per fornire l'energia termica appena calcolata durante l'intero periodo di preriscaldamento e erogazione (kW):

$$Q_h = \frac{Q_t}{P_r + d_p} \quad (2.33)$$

4) Calcolo del calore da accumulare Q_a durante il solo periodo di preriscaldamento (kJ):

$$Q_a = Q_h \cdot P_r \quad (2.34)$$



5) Calcolo del volume minimo del serbatoio in m³:

$$V = \frac{Q_a}{(T_c - T_f) \cdot cp \cdot \rho} \quad (2.35)$$

Questo metodo risulta molto semplificato e non tiene conto di perdite che caratterizzano il reale funzionamento del serbatoio; queste sono principalmente legate alla miscelazione che avviene tra acqua fredda introdotta nel serbatoio e acqua calda ivi contenuta e alla stratificazione del serbatoio. Per considerare questi aspetti si moltiplica la potenza ottenuta per un fattore di 1.5. In questo modo il volume risulta maggiorato.

Un ulteriore coefficiente da considerare è legato alla configurazione del riscaldatore: nel caso di presenza di un unico serpentino o di due scambiatori entrambi funzionanti, esso è posto pari a 1. In caso di scambiatori a doppio serpentino in cui solo uno dei due è in funzione il coefficiente risulta pari a 2.

Nel presente caso di studio le temperature dell'acqua fredda, dell'acqua inviata all'utenza e del serbatoio sono state poste rispettivamente pari a 10°C, 45°C e 60°C. Il bollitore considerato è a monoserpentino.

Applicando il metodo della normativa (eq. 2.31) e considerando quindi un consumo nel periodo di punta di 200 litri, si ottiene un volume minimo del serbatoio di 120 l.

Dal secondo metodo, che prevede un consumo di 391 litri nel periodo di punta, risulta un volume di 235 litri.

Dal confronto tra i due risultati emerge una grossa differenza e un sottodimensionamento nel caso si applichi la normativa. Alla luce di quanto ottenuto e considerando che si tratta di volumi minimi è stato scelto un bollitore da 300 litri.



Capitolo 3.

SIMULAZIONI IN TRNSYS DEI CASI STUDIO

Lo strumento principale utilizzato in questo lavoro di tesi è il software TRNSYS (*TRaNsient SYstem Simulation tool*). Si tratta di un programma di simulazione con struttura modulare che permette di modellare e di studiare il comportamento di sistemi dinamici di vario tipo. La sua struttura modulare gli conferisce una grandissima flessibilità, che lo rende particolarmente adatto all'analisi dettagliata di sistemi energetici. Ulteriore punto di forza è la possibilità di creare nuovi modelli personalizzati o di modificare quelli già presenti, e di collegare TRNSYS ad altri software. Esso è suddiviso in due parti principali: la prima consiste in un *kernel* che, dopo aver letto e processato i file in ingresso, risolve il sistema determinando la convergenza e plottandone le variabili. La seconda parte consiste in una vasta libreria di componenti, chiamati *type*. Ciascuna *type* contiene il modello matematico del componente rappresentato consistente in equazioni di tipo algebrico e differenziale.

Il sistema simulato in TRNSYS è formato dalla connessione di specifiche *type*. Ciascuna di queste richiede la determinazione di parametri e di dati in input e restituisce dei valori in output. Il calcolo è di tipo sequenziale e iterativo.

Il programma, sviluppato dall'Università del Wisconsin-Madison nel 1975, è nato inizialmente per simulare il comportamento di sistemi solari. Oggi rappresenta uno strumento molto utilizzato nell'ambito energetico soprattutto per valutare il comportamento termico di impianti, o dell'involucro di edifici, o del sistema costituito da entrambi.

Nel presente lavoro le simulazioni eseguite in TRNSYS hanno permesso confronti e valutazioni energetiche relativi ai diversi impianti rappresentati. Tali rappresentazioni sono comunque semplificative di ciò che avviene realmente e non contengono tutti gli elementi esistenti. Si trascurano ad esempio le perdite di carico dovute alla circolazione del fluido nelle tubazioni e la presenza di vasi di espansione.



I quattro sistemi simulati sono quelli descritti nel paragrafo 2.2. Di seguito si riportano e si descrivo i modelli costruiti nell'interfaccia grafica *Simulation Studio* di TRNSYS.

3.1 CASO 1: PDC CON PVT

Il primo caso prevede una pompa di calore a doppia sorgente, aria e acqua. L'acqua, miscelata con glicole propilenico, viene riscaldata assorbendo il calore fornito dal campo solare da 6 kW. Viene quindi immagazzinata in un serbatoio di accumulo inerziale da dove, quando necessario, fluisce verso l'evaporatore della pompa di calore per cedere energia al fluido di lavoro. Lo schema costruito in *Simulation Studio* è riportato in Figura 3.1.

Il periodo simulato per questa configurazione d'impianto è di un anno, con timestep di 15 minuti. I dati climatici adottati sono quelli relativi a Vicenza.

Si descrivono ora tutte le *type* che compongono il modello.

La **type 15.3**, denominata *dati climatici*, richiama un file esterno (utilizzato anche dal software *EnergyPlus*), in cui sono contenuti i dati climatici di Vicenza. La *type* chiede di fissare come parametri l'azimut della superficie considerata, posta pari a 0° perché esposta a sud, e l'angolo di inclinazione della stessa, fissato in 45°. Tali dati vengono richiesti dal programma per poter calcolare in ogni momento l'effettiva radiazione incidente sulla superficie di interesse, che sarà quella su cui sono installati i pannelli solari PVT. Oltre alla radiazione totale, vengono restituiti anche i valori delle sue componenti diretta e diffusa. Poiché i dati climatici sono presi con timestep di un'ora, in questo caso viene eseguita un'interpolazione lineare per estrapolarli ogni 15 minuti.

Tra i numerosi dati forniti in output, quelli di interesse sono temperatura a bulbo secco, temperatura del cielo, radiazione totale incidente, velocità e direzione del vento. Tutti questi vengono forniti in ingresso alla **type 155**, denominata *PVT*. Essa richiama il programma esterno Matlab in cui è stato modellato il sistema solare ibrido, già descritto nel paragrafo 2.4.

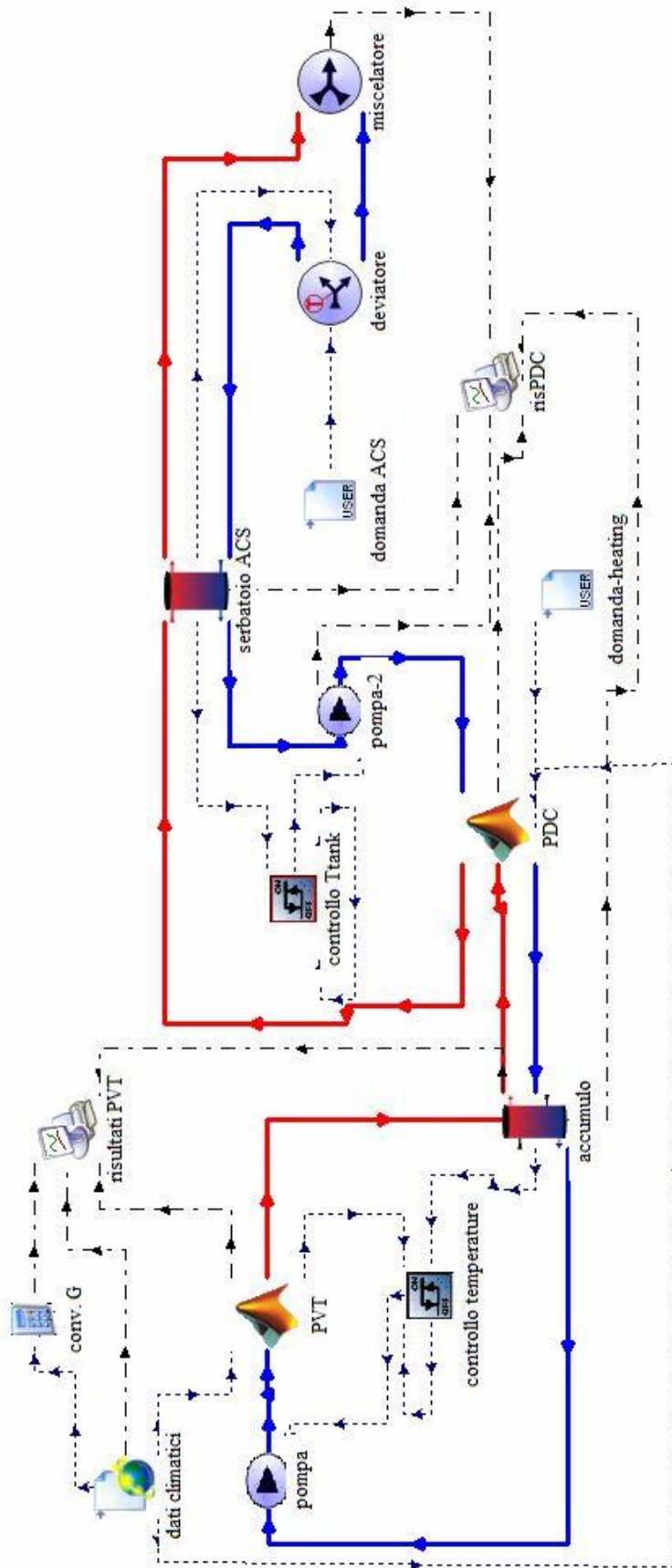


Figura 3.1 Modello in TRNSYS per la simulazione del caso 1 PDC con PVT

Le informazioni richieste dalla *type* 155 sono numero di dati forniti in input al programma esterno e numero di dati che quest'ultimo invia in output a TRNSYS.

La *type* 4e, qui denominata *accumulo*, contiene il modello di un serbatoio di accumulo cilindrico verticale stratificato e privo di scambiatori di calore interni. Il serbatoio è stato diviso in 5 nodi di uguale altezza (0.42 m), in ciascuno dei quali viene applicato un bilancio energetico che consiste in un'equazione differenziale.

La temperatura del singolo nodo si ottiene integrando nel tempo le derivate contenute nel bilancio. Una

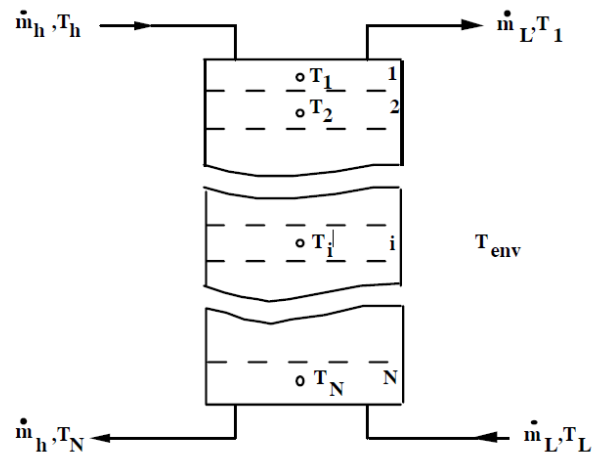


Figura 3.2 Schema del serbatoio di accumulo modellizzato nella *type* 4e con relativa stratificazione

volta nota, vengono calcolati flussi di energia e variazioni di energia interna del sistema.

Non essendo presenti scambiatori interni, il fluido caldo proveniente dai pannelli PVT e il fluido freddo proveniente dalla pompa di calore si miscelano all'interno del serbatoio. Si tratta di una semplificazione in quanto generalmente in assenza di scambiatore interno si utilizza uno scambiatore a piastre esterno. È stato scelto di fissare l'ingresso del fluido caldo proveniente dal PVT in corrispondenza del nodo 4, e la sua uscita al nodo inferiore.

Lato pompa di calore, il fluido freddo entra al nodo inferiore (nodo 5) per tornare alla macchina al nodo superiore (nodo 1), così da poter sfruttare il più possibile l'energia termica accumulata. Per quanto riguarda i parametri, il volume del serbatoio è stato fissato in 1000 litri. Una grossa taglia è necessaria in quanto esso funge da sorgente della pompa di calore e deve assicurare il suo funzionamento in ogni condizione. Tuttavia è necessario tenere conto di aspetti pratici legati essenzialmente agli ingombri. La capacità scelta è stata ritenuta un adeguato compromesso tra le precedenti esigenze, soprattutto considerando il tipo di utenza e dunque l'importanza degli spazi. Il fluido contenuto è lo stesso che circola nei PVT, ovvero una miscela di acqua (70%) e glicole (30%). Il fatto che questo accumulo non contenga acqua sanitaria rappresenta un vantaggio importante in quanto non sono presenti



problemi di calcare o Legionella. Tra i parametri richiesti figurano densità e calore specifico del fluido. Compiendo un errore trascurabile, essi sono considerati costanti e posti rispettivamente pari a $3.867 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ e $1022 \frac{kg}{m^3}$. Al fine di calcolare le perdite di calore verso l'esterno sono infine richieste temperatura dell'ambiente, di 20°C, e coefficiente di perdita del serbatoio. L'isolamento degli accumulatori è normalmente realizzato tramite uno strato di 10 cm di poliuretano espanso, avente conduttività termica di $0.038 \frac{W}{m \cdot K}$.

Il moto del fluido all'interno del circuito solare avviene grazie ad una pompa, rappresentata nel modello dalla **type 3d** (*pompa*). La portata di massa uscente dalla pompa di circolazione è pari al prodotto tra la portata massima, fissata come parametro, e un segnale di controllo differenziale, fornito come input. Quest'ultimo viene determinato dalla **type 2b** (*controllo temperature*), e il suo valore può essere 0 o 1. Il primo caso comporta il comando di spegnimento della pompa, il secondo la sua accensione con conseguente circolazione nell'impianto della portata massima. Il segnale di controllo si genera in seguito al confronto di una differenza di temperature con valori prefissati. In questo caso specifico, in ogni timestep viene calcolata la differenza tra temperatura del fluido in uscita dal campo solare (T_H) e temperatura nel nodo inferiore del serbatoio (T_L). I casi che si possono verificare sono quattro:

1. Se $(T_H - T_L) < 2$ il comando è sempre nullo ($\gamma = 0$) e la pompa sempre spenta. Questo perché, considerando anche le perdite di carico lungo le tubazioni, al di sotto di questa differenza di temperatura non sarebbe possibile lo scambio termico da pannelli PVT a serbatoio.
2. Se $(T_H - T_L) > 6$ il comando è sempre unitario ($\gamma = 1$) e la pompa sempre accesa. Quando infatti la temperatura del fluido in uscita dal campo solare supera di 7°C la temperatura nella parte inferiore dell'accumulo, è garantita la possibilità di scambio termico da PVT a serbatoio, con conseguente aumento della sua temperatura.
3. Se $2 < (T_H - T_L) < 6$ e il comando al timestep precedente era nullo il comando rimane tale e la pompa spenta, fino all'eventuale raggiungimento di una differenza di 6°C.

4. Se $2 < (T_H - T_L) < 6$ e il comando al timestep precedente era unitario, il comando rimane tale e la pompa accesa, fino all'eventuale raggiungimento di una differenza di temperatura di 2°C .

Uno schema esemplificativo del funzionamento del controllore è riportato in Figura 3.3.

Questa logica di controllo evita i continui spegnimenti/accensioni della pompa di circolazione, che implicherebbero un maggior consumo della stessa e una riduzione della sua vita utile. Questa motivazione giustifica la scelta degli estremi dell'intervallo (2 e 6).

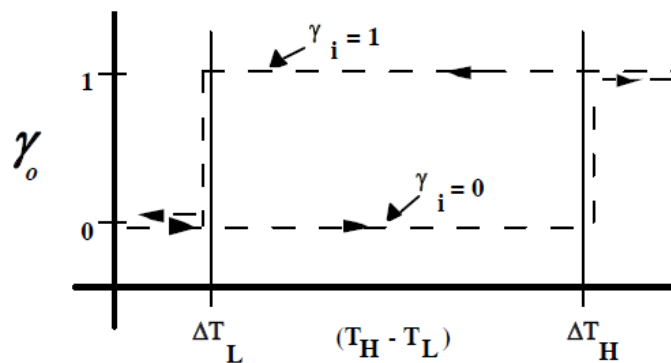


Figura 3.3 Rappresentazione del funzionamento del sistema di controllo delle temperature

La **type PDC (155)** richiama il programma Matlab in cui è scritto il modello della pompa di calore, già descritto nel paragrafo 2.5. I dati forniti in input alla *type* sono:

- Temperatura del fluido proveniente dal serbatoio di accumulo e entrante all'evaporatore;
- Carico richiesto per il riscaldamento dell'edificio;
- Portata e temperatura dell'acqua proveniente dal serpentino del serbatoio per la produzione di ACS e entrante nel condensatore;
- Temperatura esterna.



La maggior parte dei dati forniti in output vengono stampati nel file di risultati. Alcuni sono invece necessari alle *type* collegate. Questi sono temperatura e portata del fluido uscenti dai due scambiatori e diretti ai relativi serbatoi.

La domanda di riscaldamento richiesta dall'utenza viene fornita in input al modello della macchina tramite un file esterno, richiamato dalla **type 9a** (*domanda heating*). I dati contenuti, rilevati con timestep di 15 minuti, sono presentati nel paragrafo 3.5.

La parte rimanente è relativa al fabbisogno di acqua calda sanitaria. Il serbatoio destinato alla sua preparazione non è descritto dalla *type* utilizzata per l'accumulo, bensì dalla **534** (*serbatoio ACS*), contenente un modello matematico più complesso e dettagliato. Anch'essa rappresenta un serbatoio cilindrico verticale con un grado di stratificazione che viene stabilito tramite la scelta del numero di nodi isotermi di eguale volume; ciascun nodo interagisce termicamente con quelli attigui attraverso i meccanismi di conduzione e convezione. A differenza della *type 4*, in questo caso all'interno del serbatoio è immerso uno scambiatore di calore. Di conseguenza, il fluido contenuto nel serbatoio interagisce

termicamente con il fluido circolante nello scambiatore, con l'esterno e con il flusso entrante e uscente dalla porta che collega il bollitore al circuito idraulico dell'utenza. Al fine di determinare le perdite termiche verso l'esterno è necessario conoscere la conduttività termica e lo spessore del materiale di isolamento, nonché la temperatura dell'ambiente.

Nel caso preso in esame la scelta è ricaduta su un serbatoio da 300 l e alto 1.48 m, diviso in cinque nodi. L'isolamento è uniforme e costituito da uno spessore di 5 cm di poliuretano (conduttività di $0.025 \frac{W}{m \cdot K}$). L'acqua fredda proveniente dalla rete entra al nodo inferiore e esce a quello superiore, mentre all'interno del serbatoio scambia calore principalmente con il fluido contenuto nello scambiatore a serpentino. Per semplicità, è stato ipotizzato che lo scambiatore fosse concentrato nel nodo inferiore del

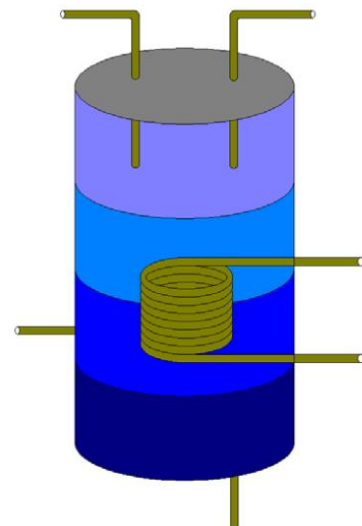


Figura 3.4 Schema di un serbatoio a 4 nodi, 2 porte e scambiatore a serpentino contenuto nella *type 534*



serbatoio e che presentasse un comportamento termico analogo lungo tutto il suo sviluppo. Di conseguenza, esso non è stato suddiviso in ulteriori sezioni isoterme nella direzione del flusso. Per calcolare il coefficiente di scambio termico globale tra acqua contenuta nel serbatoio e acqua contenuta nel serpentino, vengono richiesti dati relativi alle proprietà geometriche e termiche delle tubazioni dello scambiatore, nonché adeguati esponenti e coefficienti per la determinazione delle correlazioni di scambio termico, in particolare del coefficiente convettivo. Infine, la *type* richiede di specificare il fluido circolante nello scambiatore (acqua pura perché non sussistono problemi di congelamento) e quello contenuto nel serbatoio (acqua per uso sanitario); le proprietà termiche di entrambi sono dipendenti dalla temperatura. Quest'ultima si diversifica nei vari nodi e per ciascuno di questi deve essere fissato il suo valore iniziale. Le grandezze fornite in input alla *type* sono temperatura e portata del fluido entrante nel serpentino e del fluido entrante nel serbatoio attraverso la porta.

La circolazione del fluido tra serbatoio e pompa di calore è regolata anche in questo caso dal sistema pompa + controllore, ovvero dalle **type 3d** (*pompa*) e **2-AquastatH** (*controllo Ttank*). La prima funziona come descritto precedentemente, mentre la seconda si discosta dalla *type* 2b. Essa infatti non genera un controllo fondato su confronti tra differenze di grandezze, ma sulla base della temperatura di un singolo componente. Nel caso specifico, il controllore deve assicurare che la temperatura del serbatoio si mantenga il più possibile prossima a un valore di set-point, fissato in 52°C, e comunque all'interno di un determinato range. L'intervallo stabilito è compreso tra 50°C e 55°C. Qualora la pompa fosse spenta e l'acqua nel serbatoio scendesse al di sotto dei 50°C, la *type*, il cui modello si basa su un processo iterativo, comanderebbe l'accensione della pompa tramite un comando unitario.

L'acqua proveniente dall'acquedotto non è sempre interamente convogliata all'interno del serbatoio. Essa attraversa infatti una valvola (**type 11b**, *deviatore*) che suddivide la portata entrante in due porzioni: una diretta al serbatoio, l'altra ad un miscelatore (**type 11h**, *miscelatore*) in cui si rimescola all'acqua calda prodotta nel bollitore per poi essere distribuita all'utenza. Tale operazione è necessaria per garantire che l'acqua distribuita all'abitazione non sia troppo calda, ma più vicina possibile alla temperatura voluta. La *type deviatore* richiede in input temperatura dell'acqua dalla rete idrica (12°C per Vicenza),



portata di acqua calda richiesta dall'utenza, temperatura dell'acqua calda uscente dal serbatoio e temperatura desiderata. Quest'ultima è impostata ad un valore cautelativo di 50°C, che assicura soddisfacimento del fabbisogno anche considerando perdite di carico nelle tubazioni. In output si avranno portata e temperatura per ciascuna delle due uscite. Nel miscelatore avviene il contrario: in input si hanno portata e temperatura dei due ingressi, in output le stesse grandezze relative al fluido inviato all'utenza. La portata di ACS richiesta dall'utenza viene fornita in $\frac{kg}{hr}$ tramite un file di dati esterni (**type 9a**, *domanda ACS*), con timestep di 15 minuti. Il profilo di portata di ACS, considerando una richiesta giornaliera di $200 \frac{l}{hr}$, è stato sviluppato in occasione della conferenza di Heat Pump Programme, afferente all'International Energy Agencies (Annex 42).

Infine, i risultati desiderati vengono graficati e stampati in file esterni tramite le **type 65c** (*risultatiPVT* e *risPDC*).

3.2 CASO 2: PDC CON SONDE GEOTERMICHE

La struttura dell'impianto complessivo è la stessa costruita per il caso 1, ma in questa configurazione i pannelli solari sono sostituiti da un campo geotermico costituito da due sonde verticali e descritto dalla **type 557**. Rispetto al caso precedente, la sorgente raggiunge temperature massime inferiori ma pressoché costanti durante l'anno, assicurando un buon funzionamento della macchina in tutte le condizioni climatiche. Il campo geotermico, formato da due sonde verticali a doppia U profonde 30 m, presenta un volume di stoccaggio complessivo di 1870 m³. Al suo interno le proprietà del terreno sono uniformi, a differenza di quanto accade nella zona limitrofa, in cui il sottosuolo è stato suddiviso in direzione verticale in 10 strati, ognuno dei quali presenta proprie caratteristiche.

La scelta del volume di stoccaggio deriva in realtà dalla scelta della distanza D a cui posizionare le sonde. Questa in genere è superiore ai 6-7 m per evitare il più possibile fenomeni di interferenza termica. Il volume V si calcola attraverso l'equazione

$$V = \Pi \cdot N \cdot h \cdot (0.525 \cdot D)^2 \quad (3.1)$$



con N numero di sonde e h profondità di ciascuna.

Le due sonde sono collegate in parallelo, in modo da assicurare minori perdite di carico e l'interruzione della sola coinvolta in caso di malfunzionamento.

Le tubazioni sono realizzate in polietilene ad alta densità (conducibilità termica di $0.45 \frac{W}{m \cdot K}$), materiale che garantisce buona resistenza meccanica e alle sostanze chimiche, buona durata, basse perdite di carico e buon rapporto prezzo/prestazioni. Esse presentano un diametro esterno di circa 32 mm e uno spessore di 2.9 mm. La loro installazione richiede la perforazione di un foro con diametro 16 cm. Al fine di determinare le prestazioni di scambio termico delle sonde, la *type* richiede quali parametri le proprietà termofisiche del terreno, del materiale di riempimento delle perforazioni e del fluido. Quest'ultimo è la stessa miscela di acqua e glicole circolante nel caso precedente nei pannelli PVT. La portata entrante nel campo geotermico è di $1000 \frac{kg}{hr}$, che si divide equamente nelle due sonde. Per quanto riguarda il terreno, la sua conducibilità termica è stata posta cautelativamente pari a $1.9 \frac{W}{m \cdot K}$, mentre il suo calore specifico è di $2400 \frac{kJ}{m^3 \cdot K}$. Il materiale di riempimento scelto è il calcestruzzo, per le sue migliori proprietà termiche.

Un aspetto di particolare importanza è la determinazione della temperatura iniziale dello stoccaggio. Il suo valore è molto rilevante poiché può modificare in modo considerevole le prestazioni delle sonde. La temperatura iniziale del terreno coincide con la temperatura media annua della località considerata. Per Vicenza questo valore è di 12.5°C. Oltre a questo dato è necessario specificare il gradiente termico del terreno, ossia $0.03 \frac{^{\circ}C}{m}$. È evidente che ad una maggiore temperatura iniziale del terreno corrisponde una maggiore resa delle sonde.

La circolazione del fluido tra terreno e accumulatore è gestita e regolata come nel caso 1. In questo caso però il sistema di controllo funziona su un range molto più limitato di differenze di temperatura. Il limite massimo è infatti di soli 3 K. Questa scelta è dovuta al fatto che il fluido in uscita dalle sonde presenta una temperatura sempre costante che difficilmente può



essere molto superiore a quella dello stesso fluido uscente dal serbatoio, come può invece avvenire con sorgente solare.

La simulazione per questa configurazione d'impianto viene fatta durare 10 anni, in modo tale da poter analizzare il comportamento del terreno in seguito al suo sfruttamento prolungato, e le conseguenze sulle prestazioni del sistema complessivo.

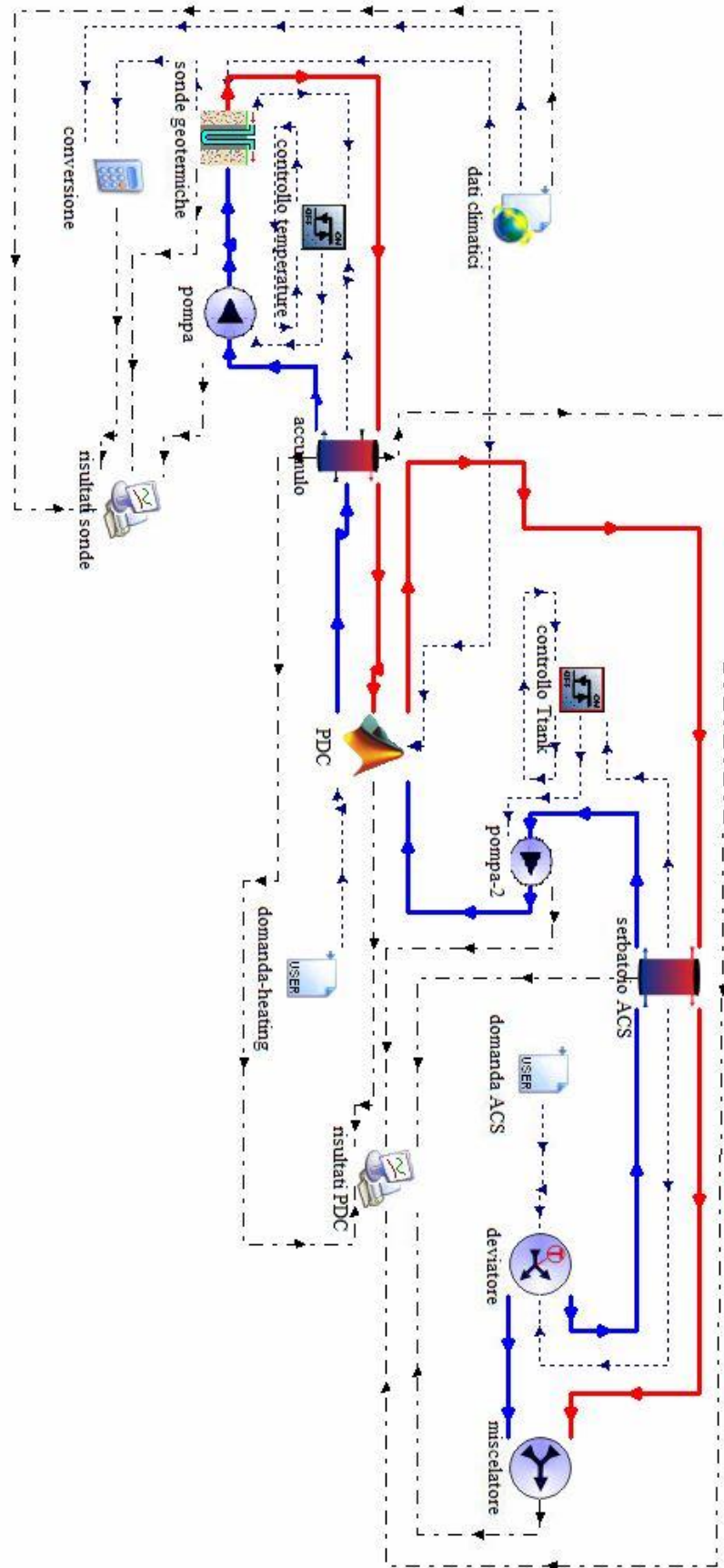


Figura 3.5 Modello in TRNSYS per la simulazione del caso 2: PDC con sonde geotermiche



3.3 CASO 3: PDC CON PVT E SONDE GEOTERMICHE SENZA RICARICA DEL TERRENO

L'impianto rappresentato in Figura 3.6 vede la combinazione delle due sorgenti, che prima si escludevano a vicenda. Non si tratta ancora di una vera integrazione in quanto i due circuiti, solare e geotermico, rimangono separati e sono disposti "in parallelo": il fluido uscente dall'accumulo attraversa l'uno o l'altro in base a quale delle due fonti sia in grado di fornirgli la maggior quantità di energia termica. A tale regolazione provvede la **type 62** (controllo), la quale richiama un file esterno Excel da cui provengono i comandi che stabiliscono il percorso del fluido. Gli input necessari al programma scritto in Excel sono i comandi in output delle tre *type 2b*. La *type* nominata *PVT-serbatoio* confronta la temperatura del fluido uscente dai PVT con quella uscente dall'accumulo, la *type sonde-serbatoio* opera il confronto tra temperatura del fluido uscente dalle sonde e temperatura del fluido in uscita dall'accumulo e, la *type PVT-sonde* confronta le temperature in uscita dalle due sorgenti, per stabilire quale sia in grado di aumentare maggiormente il livello termico della miscela di acqua e glicole.

I comandi creati dalle tre *type 2b* vengono raccolti nel file Excel in cui si generano i segnali di controllo per la pompa di circolazione e per la *valvola deviatrice (type 11f)*.

Si possono presentare cinque casi principali:

1. I segnali provenienti dai controllori PVT-serbatoio e sonde-serbatoio sono entrambi nulli: il file restituisce alla pompa di circolazione un comando nullo; di conseguenza non transita alcuna portata nei circuiti, poiché le sorgenti non sono in grado di fornire calore al fluido proveniente dall'accumulo.
2. I segnali provenienti dai controllori PVT-serbatoio, sonde-serbatoio e PVT-sonde sono tutti unitari: il circuito attivo è quello solare. Se la taglia del campo solare è di 6 kW la portata circolante è di $800 \frac{kg}{hr}$; poiché la portata massima della pompa è di $1000 \frac{kg}{hr}$ il comando generato sarà pari a 0.8. Il segnale in ingresso alla valvola è tale da deviare il fluido verso i pannelli PVT.
3. Il segnale del controllore PVT-serbatoio è unitario, mentre quello del controllore sonde-serbatoio è nullo. Si verifica la stessa situazione del caso 2.



4. I segnali provenienti dai controllori PVT-serbatoio e sonde-serbatoio sono unitari, mentre quello PVT-sonde è nullo: il circuito attivo è quello geotermico. Il segnale in ingresso alla pompa di circolazione è pari a 1 e la valvola deviatrice convoglia il fluido alle sonde.
5. Il segnale del controllore PVT-serbatoio è nullo, mentre quello del controllore sonde-serbatoio è unitario. Si verifica la stessa situazione del caso 4.

Al fine di introdurre la portata nel serbatoio di accumulo tramite un unico ingresso, si inserisce una *type* rappresentante un miscelatore a valle di entrambe le fonti. La diversificazione dei percorsi è quindi compresa tra valvola deviatrice e miscelatore.

A causa della presenza delle sonde geotermiche, anche per questo impianto la simulazione viene fatta durare 10 anni con timestep di 15 minuti.

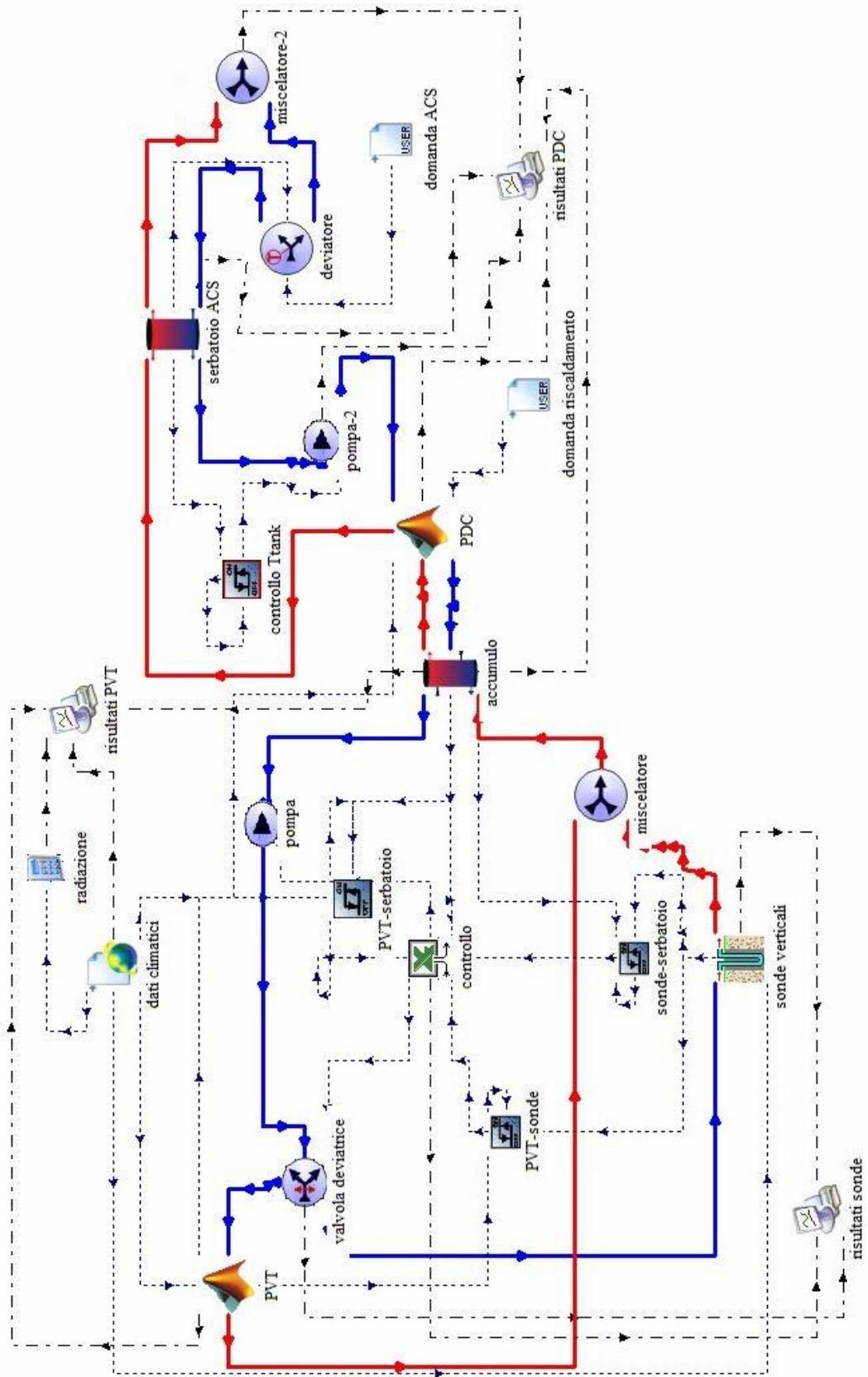


Figura 3.6 Modello in TRNSYS per la simulazione del caso 3: PDC con PVT e sonde geotermiche senza ricarica del terreno



3.4 CASO 4: PDC CON PVT E SONDE GEOTERMICHE CON POSSIBILE RICARICA DEL TERRENO

È soltanto in quest'ultimo impianto che PVT e sonde interagiscono tra loro. La differenza rispetto al caso precedente consiste nell'introduzione della ricarica del terreno. Operativamente ciò corrisponde all'aggiunta di una valvola deviatrice a valle della *type* PVT. Il concetto che sta alla base di questa operazione di ricarica è il seguente: poiché la temperatura massima tollerata all'evaporatore della pompa di calore è di 30°C, si può pensare di accumulare calore nel serbatoio fino a quando viene raggiunto questo livello termico. Quando ciò avviene e nel contempo il segnale generato dal controllore PVT-serbatoio è unitario, si può sfruttare il calore che il fluido ha assorbito nel campo solare, per cederlo in parte al terreno. In questo modo, si compensa l'energia sottrattagli durante il periodo invernale e si provvede alla sua ricarica. Pannelli solari e sonde geotermiche vengono percorsi in serie dal fluido, che successivamente chiude il circuito entrando nel serbatoio.

Tale impianto, oltre all'introduzione di una valvola deviatrice, richiede l'aggiunta di un miscelatore per far sì che un unico flusso entri nel campo geotermico.

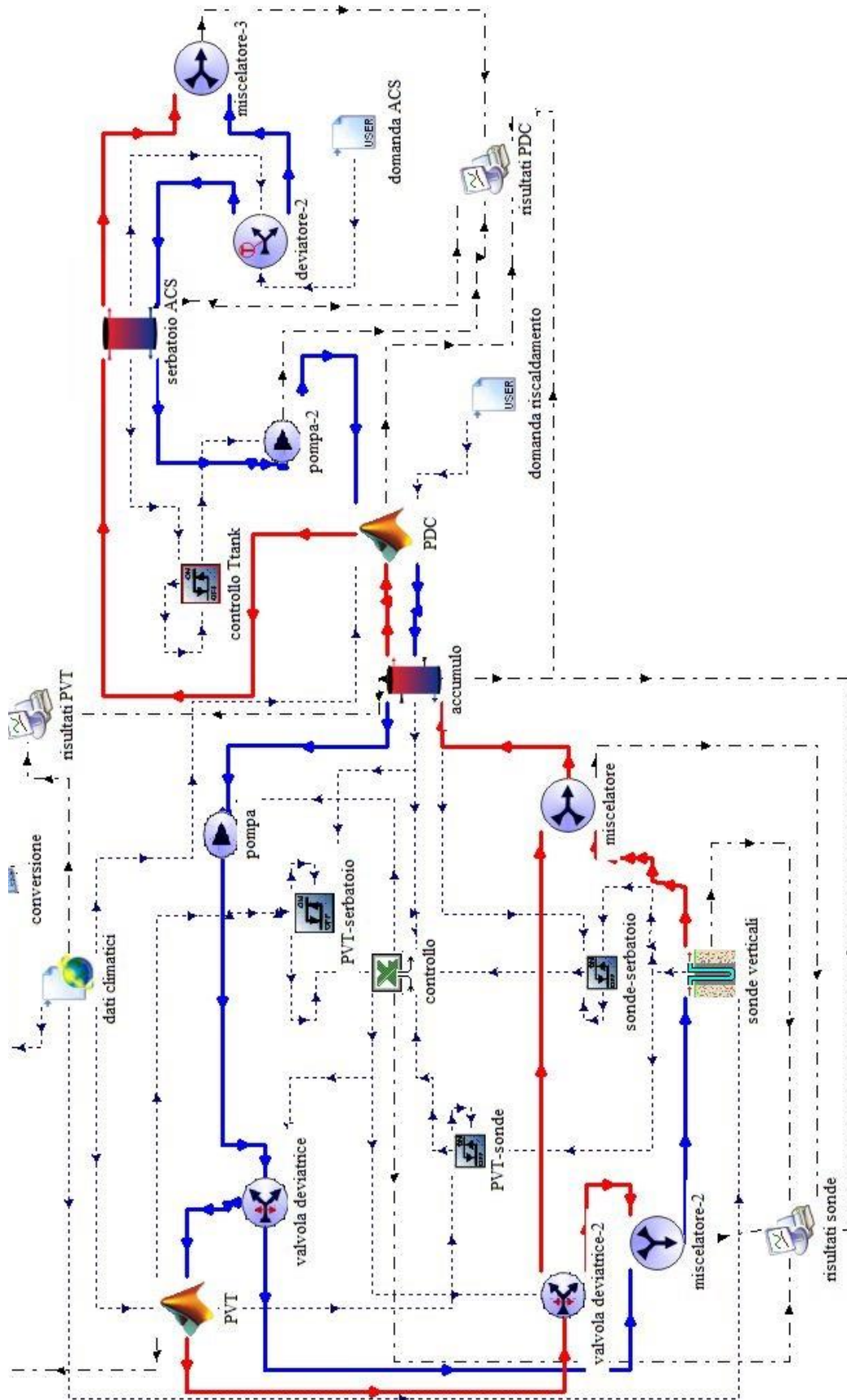


Figura 3.7 Modello in TRNSYS per la simulazione del caso 4: PDC con PVT e sonde geotermiche con ricarica del terreno

Si riporta infine l'ordine con cui il programma procede nella risoluzione dei modelli contenuti in ogni singola *type*. Questo aspetto è importante perché ha conseguenze dirette sulla capacità di arrivare o meno a convergenza.

Unit Number	Name	Index	Macro
1	CONTROL CARD	1	Project
15	dati climatici	2	Project
17	conversione	3	Project
13	domanda riscaldamento	4	Project
5	domanda ACS	5	Project
16	accumulo	6	Project
27	PVT-serbatoio	7	Project
30	sonde-serbatoio	8	Project
31	PVT-sonde	9	Project
32	controllo	10	Project
22	pompa	11	Project
26	valvola deviatrice	12	Project
2	PVT	13	Project
28	valvola deviatrice-2	14	Project
29	miscelatore-2	15	Project
23	sonde verticali	16	Project
24	miscelatore	17	Project
11	bollitore	18	Project
21	controllo Tank	19	Project
10	pompa-2	20	Project
19	PDC	21	Project
4	deviatore-2	22	Project
3	miscelatore-3	23	Project
7	risultati PVT	24	Project
18	risultati PDC	25	Project
25	risultati sonde	26	Project

Figura 3.8 Ordine con cui la simulazione procede al calcolo

3.5 FABBISOGNO DI RISCALDAMENTO

L'edificio considerato è un'abitazione monofamiliare suddivisa in due piani. La superficie complessiva misura 108 m², mentre la superficie vetrata ammonta a 18 m². L'involucro è caratterizzato dalla presenza di un isolante interno di polistirene.



I dati relativi al fabbisogno dell'edificio derivano da simulazioni eseguite con TRNSYS, effettuate dopo aver rappresentato la struttura in un'apposita interfaccia grafica del software, TRNBuild.

I risultati relativi al fabbisogno netto, di cui si era già in possesso, vengono di seguito riportati in forma grafica. La Figura 3.9 evidenzia la suddivisione del fabbisogno nell'arco dell'anno. La determinazione del periodo di riscaldamento è avvenuta considerando la zona climatica di appartenenza della località. Vicenza appartiene alla zona climatica E, pertanto il periodo di riscaldamento si estende dal 15 ottobre al 15 aprile. Il fabbisogno netto è di $5622 \frac{kWh}{anno}$, mentre quello lordo ammonta a $5913 \frac{kWh}{anno}$. Dalla Figura 3.10 si osserva l'andamento della potenza. Il suo valore massimo si registra a dicembre, e risulta pari a 5.21 kW.

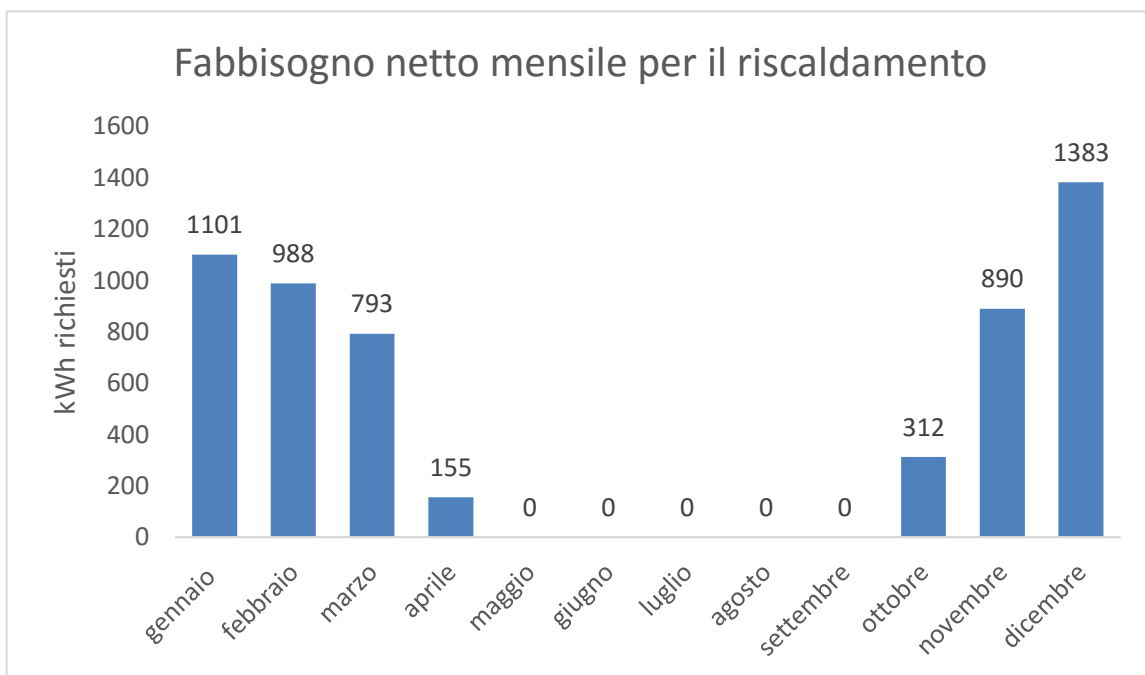


Figura 3.9 Fabbisogno netto mensile per il riscaldamento dell'abitazione

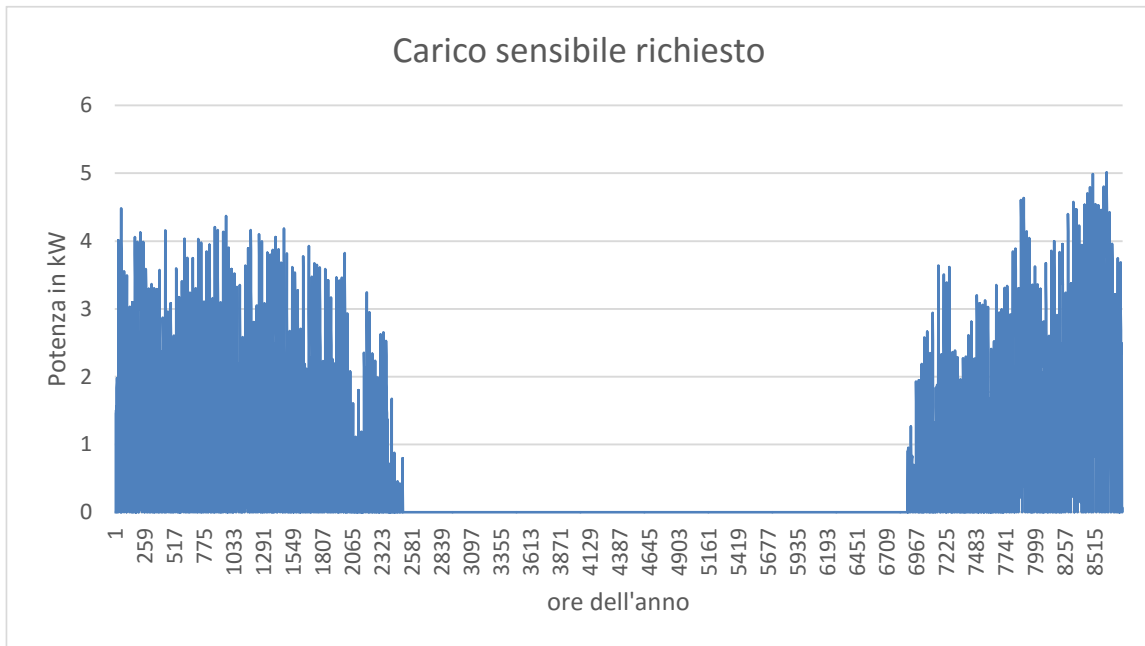


Figura 3.10 Carico sensibile richiesto dall'utenza per il riscaldamento



Capitolo 4.

PRESENTAZIONE E ANALISI DEI RISULTATI

Il seguente capitolo è dedicato alla presentazione e all'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni.

Nella prima parte ogni caso viene analizzato singolarmente, mentre successivamente si opera un confronto tra i risultati relativi alle diverse configurazioni d'impianto.

4.1 RISULTATI PDC CON PVT

La simulazione relativa all'impianto con serbatoio di accumulo alimentato dal solo campo solare è l'unica tra le quattro ad essere stata effettuata su un periodo di un anno. Questo perché la disponibilità della fonte solare, a parità di condizioni climatiche, non varia di anno in anno, come accade invece per le sonde geotermiche.

Si ricorda che il campo solare considerato è costituito da 24 moduli fotovoltaici con scambiatore di calore, per una superficie complessiva di 36 m² e una potenza elettrica di picco di 6 kW.

In figura 4.1 è rappresentata la temperatura del fluido in uscita dallo scambiatore del campo solare. Il fluido termovettore presenta un'importante variabilità durante l'anno, passando da -10°C (ad impianto solare termico spento) nel periodo invernale, fino a 60°C nel periodo estivo. La temperatura massima raggiungibile è dunque sensibilmente minore rispetto a quella ottenibile con i tradizionali collettori solari. In Figura 4.1 si può anche apprezzare il confronto di tale temperatura con quella dell'aria. È evidente che il pannello PVT risente fortemente delle condizioni esterne, in particolare temperatura dell'aria, e della radiazione solare.

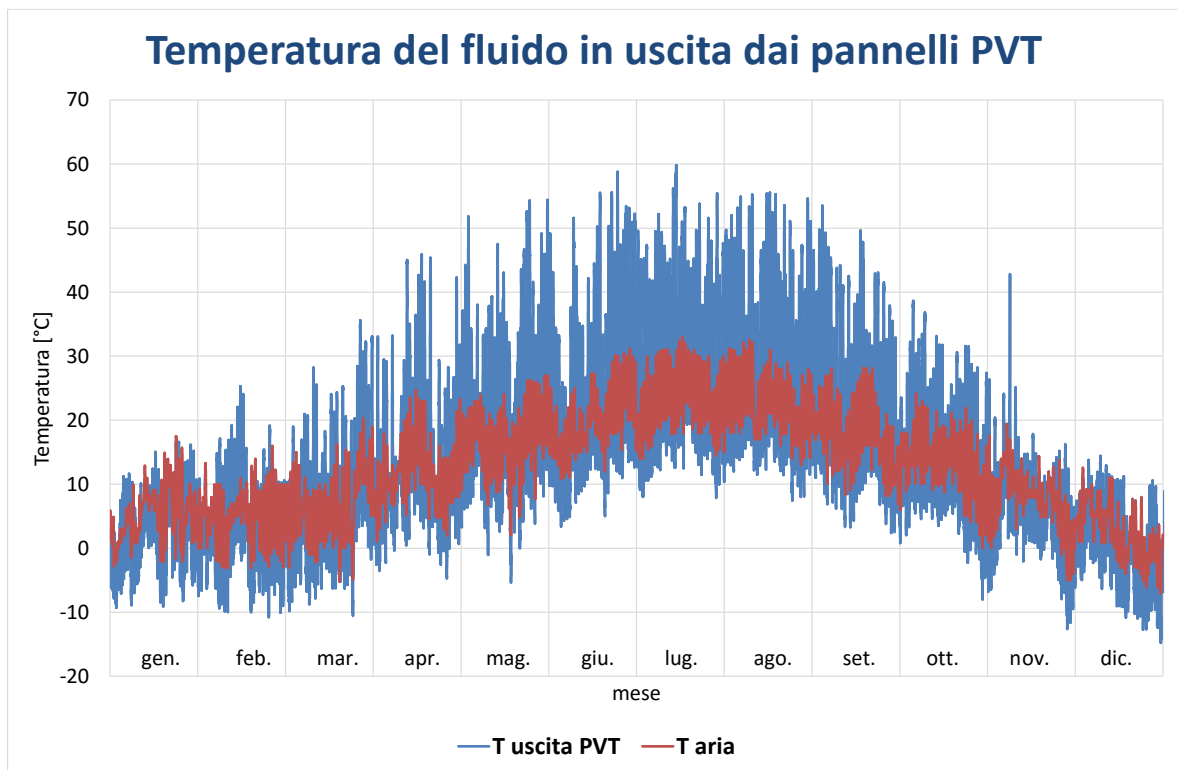


Figura 4.1 Andamento delle temperature dell'aria esterna e del fluido in uscita dai pannelli PVT in un anno

Si può osservare tuttavia come la temperatura delle celle e del fluido possano essere visibilmente inferiori a quella esterna. Ciò è dovuto al fatto che nel modello definito per descrivere il comportamento dei pannelli PVT (paragrafo 2.4) si è tenuto conto, oltre che dello scambio convettivo, anche dello scambio termico per irraggiamento con la volta celeste. Quest'ultimo può essere significativo con valori ridotti o in assenza di radiazione solare, in particolare quindi durante il periodo notturno. L'equazione utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio termico per irraggiamento con la volta celeste (eq. 2.10) coinvolge la temperatura fittizia del cielo calcolata tramite la Type di TRNSYS. Essa può assumere valori inferiori rispetto a quella dell'aria. Questo fatto spiega il motivo per cui nelle ore notturne e nelle giornate con cielo particolarmente coperto la temperatura delle celle fotovoltaiche si porta a valori inferiori dell'aria che lambisce il pannello. L'andamento delle tre temperature considerate e della radiazione solare si può apprezzare in maniera più dettagliata in Figura 4.2, relativa alla prima settimana di gennaio. Questo aspetto appena discusso avrà rilevanza nella scelta della pompa di calore, come descritto più avanti.

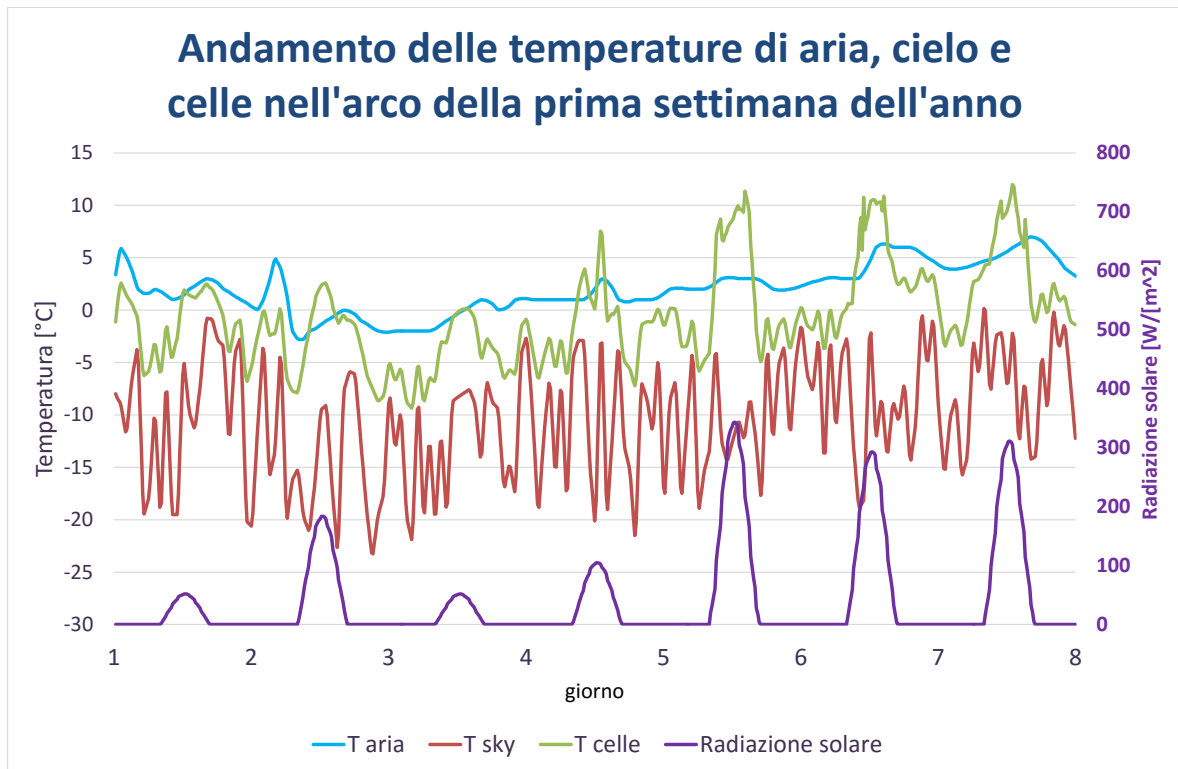


Figura 4.2 Confronto tra le temperature fittizia del cielo, dell'aria e delle celle e loro dipendenza dalla radiazione solare

Relativamente alle prestazioni del campo solare, si registra una produzione termica annua di 6623 kWh e un rendimento termico medio annuo di circa il 16%. Si tratta di un valore piuttosto modesto dovuto in buona parte all'assenza di isolamento sul retro della piastra nonché all'assenza dell'intercapedine d'aria sulla parte frontale del modulo. Il rendimento si riferisce all'intero sistema, non al singolo pannello. Di conseguenza, rappresenta un valore medio delle prestazioni dei componenti che costituiscono il campo solare, che nelle simulazioni è stato diviso in quattro nodi; il comportamento di questi infatti è variabile poiché i primi, lavorando a temperature inferiori, presenteranno rese migliori degli ultimi, sottoposti a maggiori perdite di calore verso l'esterno.

La produzione elettrica annua ammonta a 6276 kWh, con un rendimento medio del 15%.

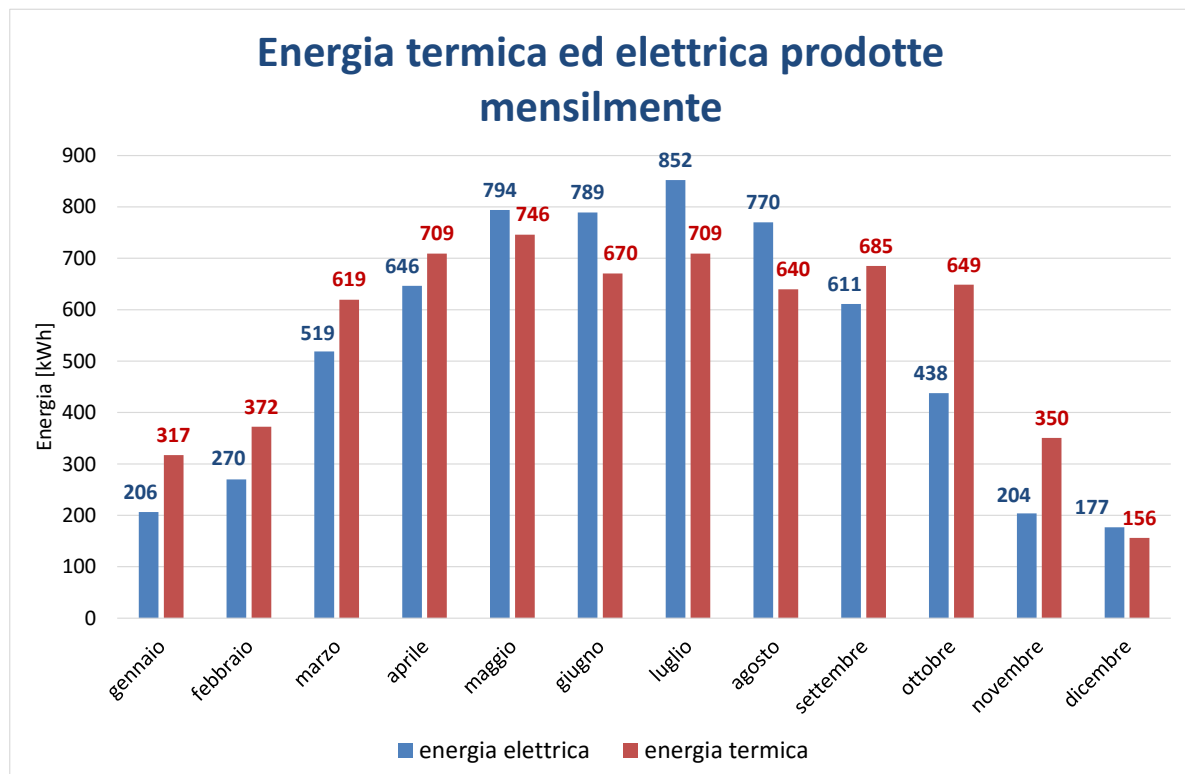


Figura 4.3 Produzioni termica ed elettrica mensili dei PVT

Le migliori prestazioni elettriche si registrano durante i mesi invernali, in cui le celle lavorano a temperature inferiori: si passa infatti dal rendimento medio di luglio che ammonta al 14.4% a quello di dicembre, pari al 16.5%. Come riportato in letteratura e ripreso nel paragrafo 1.3, uno dei vantaggi dei pannelli solari ibridi consiste nel loro raffreddamento tramite cessione di calore al fluido termovettore che li attraversa, con conseguente aumento dell'efficienza elettrica. Tuttavia, la seguente simulazione non ha portato a rilevanti aumenti di prestazioni elettriche rispetto a quelle di un pannello tradizionale fotovoltaico. Tale confronto è stato effettuato rappresentando quest'ultimo attraverso lo stesso modello costruito per il PVT ma privo del "nodo piastra" (cioè lo scambiatore di calore posto sul retro). Nella Tabella 4.1 si può comparare la produzione elettrica totale mensile per i due casi.



	ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA IN kWh		DIFFERENZA RELATIVA
	PVT	PV	%
gennaio	206	204	1.4
febbraio	270	265	1.8
marzo	519	511	1.6
aprile	646	639	1.2
maggio	794	787	0.9
giugno	789	784	0.6
luglio	852	847	0.6
agosto	770	766	0.5
settembre	611	604	1.1
ottobre	438	429	1.9
novembre	204	201	1.7
dicembre	177	176	0.8
	6276	6212	1.0

Tabella 4.1 Confronto tra produzione elettrica ottenuta con tradizionali pannelli fotovoltaici e con pannelli ibridi

Mediamente il miglioramento di rendimento elettrico conseguito con i pannelli solari ibridi è dell'1%. Le differenze più accentuate si registrano nei mesi freddi, in particolare febbraio, ottobre e novembre. Si tratta comunque di incrementi limitati, che si possono spiegare con il fatto che la temperatura del fluido entrante nella piastra non è sempre tale da operare un sufficiente raffreddamento. In estate in particolare il serbatoio di accumulo da cui proviene il fluido ha una temperatura spesso superiore ai 25°C. La ridotta differenza, in termini di produzione elettrica, ottenuta per i due sistemi, è giustificabile anche dal fatto che durante il periodo estivo il fabbisogno di calore legato alle utenze è solamente quello relativo alla produzione di ACS che di fatto è molto limitato.

La sorgente diretta della pompa di calore acqua-acqua (PDC_{ww}) utilizzata per riscaldamento consiste nel serbatoio di accumulo. La sua temperatura è fortemente variabile e con essa le prestazioni della macchina. Il campo di funzionamento di quest'ultima varia tra una temperatura in ingresso all'evaporatore di 5°C e una temperatura massima di 30°C. Qualora il fluido proveniente dall'accumulo non dovesse essere ad una temperatura superiore ai 5°C si attiverebbe la pompa di calore aria – acqua (PDC_{aw}). Ulteriore situazione che porta al funzionamento di quest'ultima è quella descritta precedentemente e riportata in Figura 4.2. Della totale energia fornita all'evaporatore la quota dovuta all'aria è del 15.2%, quella dovuta alla fonte solare è pari all'84.8%.



Poiché la temperatura massima a cui l'acqua tecnica entra nell'evaporatore è di soli 50°C, le possibilità perché avvenga il *free heating* sono quasi nulle: la totale energia fornita in un anno gratuitamente per il riscaldamento dell'edificio ammonta a 3.5 kWh, quantità trascurabile rispetto ai quasi 5400 kWh richiesti.

Il COP annuale ottenuto per questa configurazione è pari a 3.64. Dividendo la richiesta da parte dell'utenza, si ottiene un COP per riscaldamento di 4.4 e uno per l'ACS pari a 3.3. La maggiore richiesta di fabbisogno per acqua calda sanitaria determina il protendere del COP complessivo verso il secondo.

Dividendo le prestazioni delle due macchine si ottiene un COP annuale della PDCww pari a 4, che sale a 4.7 considerando il funzionamento per riscaldamento e scende a 3.7 quando opera per la preparazione di ACS.

Il COP annuale della PDCaw ammonta a 2.6, il valore diventa 2.5 per produzione di acqua calda sanitaria e 3.0 per riscaldamento.

4.2 RISULTATI PDC CON SONDE GEOTERMICHE

Nel sistema studiato il campo geotermico consiste in due sonde verticali con tubi a doppia U, collegate in parallelo e profonde 30 m ciascuna. La pompa di calore acqua – acqua è affiancata, come in tutti i casi analizzati, da una pompa di calore aria – acqua.

La simulazione effettuata, così come le successive, è relativa ad una periodo di funzionamento di 10 anni, tale da poter apprezzare il comportamento del terreno nel corso del tempo. A questo proposito si può osservare in Figura 4.4 come la temperatura media del terreno facente parte del volume di stoccaggio su cui insistono e scambiano le due sonde geotermiche subisca una riduzione nei primi 3-4 anni, per poi stabilizzarsi. Si tratta tuttavia di variazioni modeste, in quanto il minimo, relativo al periodo invernale, varia da 11.3°C a 10.2°C. La temperatura media superficiale del terreno è stata considerata pari alla temperatura media annuale della località di Vicenza (12.5°C) con un gradiente geotermico pari a 0.03 °C/m.



La conseguenza del suddetto fenomeno si traduce in una minore quantità di energia estraibile dal terreno nel corso degli anni (Figura 4.5), con conseguente riduzione del COP della pompa di calore.

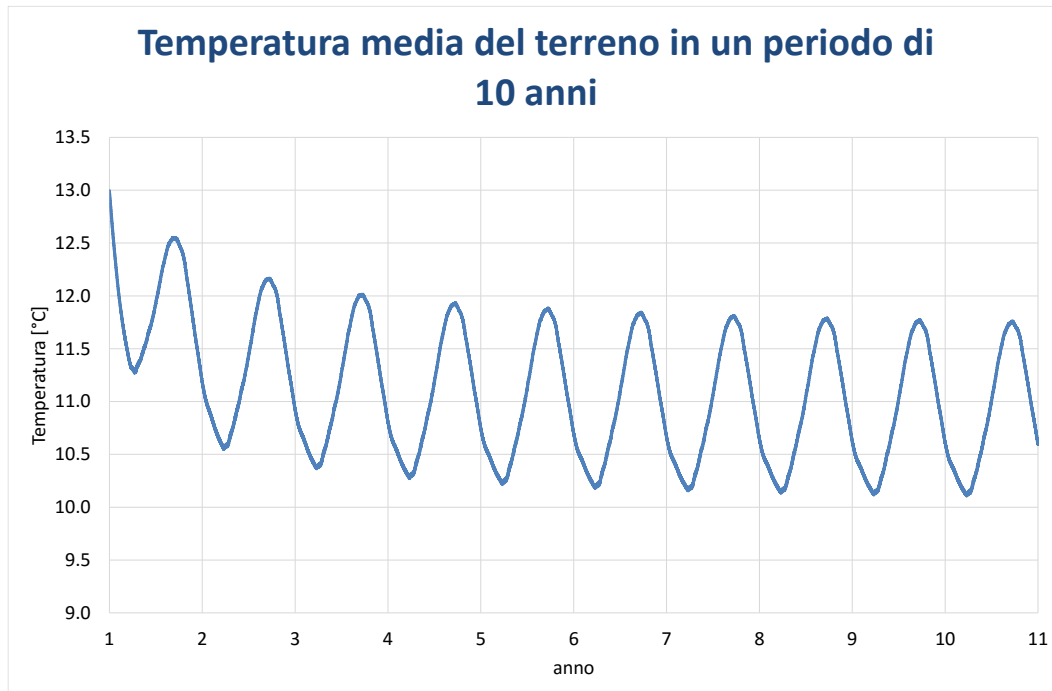


Figura 4.4 Andamento della temperatura media del terreno in un periodo di 10 anni nel sistema con sole sonde geotermiche

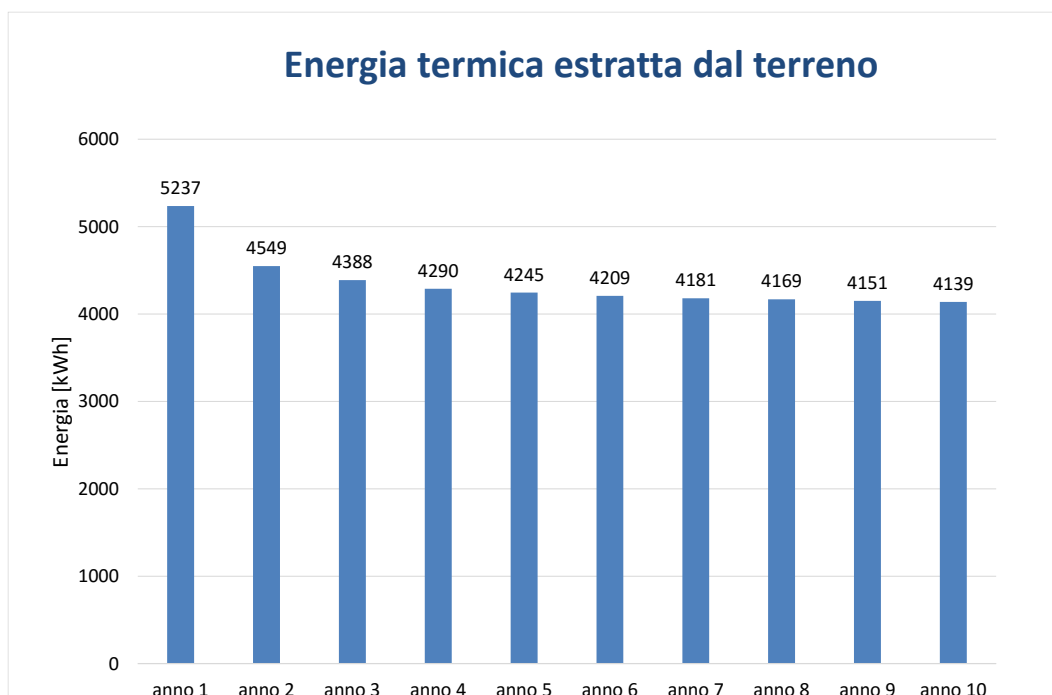


Figura 4.5 Variazione di energia termica estratta dal terreno in un periodo di 10 anni

Tra i diversi casi affrontati il presente è quello in cui l'aria gioca un ruolo rilevante: l'utilizzo della PDCaw non avviene infatti solo quando si esce dal campo di funzionamento della PDCww ma anche e soprattutto quando la temperatura dell'aria supera sufficientemente la temperatura dell'acqua contenuta nell'accumulo inerziale di acqua tecnica, situazione che si verifica frequentemente nel periodo estivo. Un confronto tra le due temperature annoverate viene presentato graficamente in Figura 4.6 con riferimento al periodo di un anno. A differenza del caso esaminato nel paragrafo precedente, la temperatura del fluido uscente dalle sonde non presenta grande variabilità durante l'anno, a causa delle proprietà termiche intrinseche del terreno.

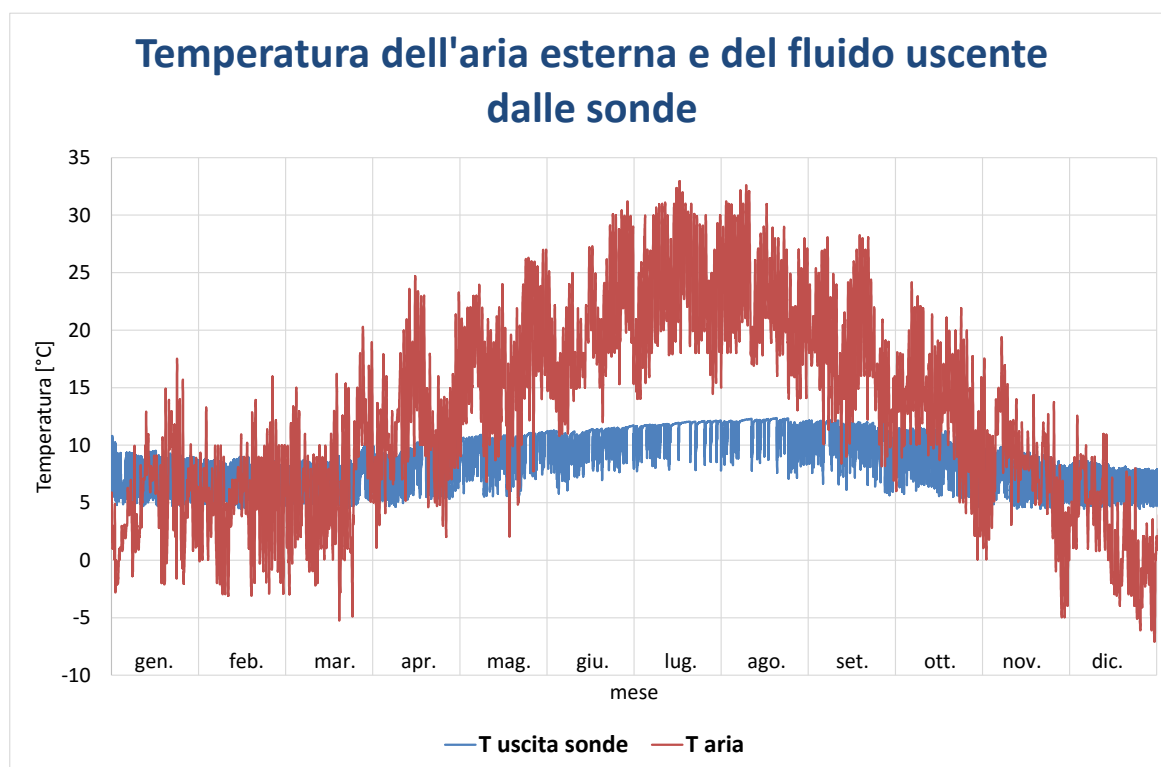


Figura 4.6 Confronto tra temperatura del fluido in uscita dalle sonde e temperatura dell'aria esterna in un anno

Tali condizioni determinano la suddivisione di energia fornita dalle due fonti rappresentata in Figura 4.7. Un aspetto evidente che si evince dal grafico è l'aumento della frazione della sorgente aria negli anni, dovuta proprio alla riduzione della temperatura del terreno.

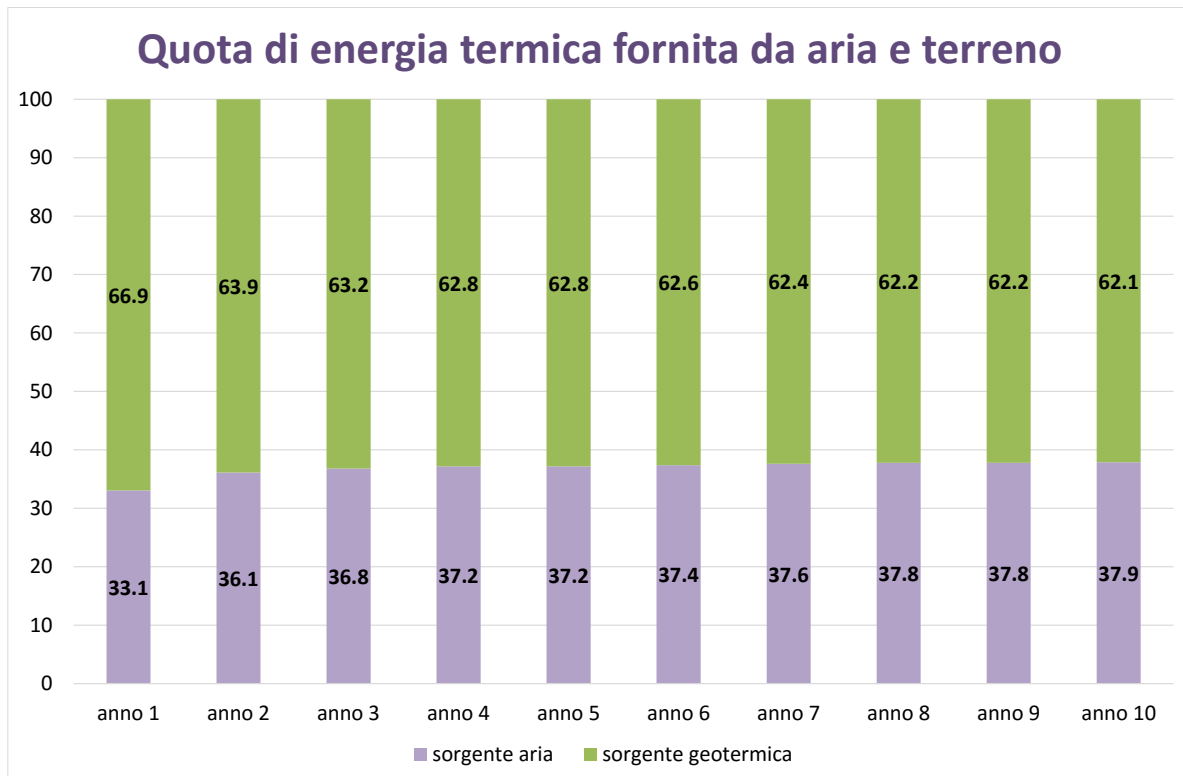


Figura 4.7 Variazione in un periodo di 10 anni della quota di energia termica fornita lato sorgente della pompa di calore da ciascuna fonte

Relativamente alle prestazioni della macchina, i dati ottenuti sono stati raccolti in Tabella 4.2.

Si sono divisi i COP relativi alla sola PDC_{ww}, alla sola PDC_{aw} e al sistema complessivo. La pompa di calore acqua-acqua funziona come visto essenzialmente nel periodo invernale e lavora dunque sia per il riscaldamento che per la produzione di acqua calda sanitaria. Al contrario, la pompa di calore aria-acqua lavora essenzialmente in estate, ovvero quando è assente la domanda di riscaldamento dell'edificio. Ciò spiega il motivo per cui il COP complessivo della prima macchina assume un valore intermedio tra quello ottenuto per riscaldamento e quello ottenuto per ACS, mentre il COP complessivo della seconda coincide quasi con quello calcolato per la sola produzione di ACS.

Confrontando i valori ottenuti nel primo e nell'ultimo anno di simulazione, emerge una situazione quasi costante nel tempo. La lieve riduzione di energia fornita dal terreno viene sopperita dal maggior sfruttamento dell'aria.

		ANNO 1	ANNO 10	10 ANNI
PDC ww	ACS	3.20	3.20	3.20
	RISCALDAMENTO	4.49	4.45	4.46
	TOTALE	3.89	3.87	3.88
PDC aw	ACS	2.76	2.75	2.75
	RISCALDAMENTO	5.33	5.33	5.33
	TOTALE	2.77	2.77	2.77
SISTEMA COMPLESSIVO	ACS	2.93	2.89	2.90
	RISCALDAMENTO	4.49	4.45	4.46
	TOTALE	3.36	3.33	3.34

Tabella 4.2 COP medi ottenuti nel primo anno, nel decimo anno e nel periodo totale, valutati per la PDC ww, la PDC aw e il sistema complessivo

4.3 RISULTATI PDC CON PVT E SONDE GEOTERMICHE

La combinazione della sorgente solare con quella geotermica determina un maggior sfruttamento della pompa di calore del tipo acqua-acqua rispetto a quella aria-acqua. Questo risultato lo si ottiene grazie ad una temperatura del fluido nel serbatoio di accumulo mediamente superiore rispetto agli altri casi analizzati.

Ulteriore conseguenza è la possibilità di sfruttare meno il terreno quando il sistema PVT è in grado di fornire calore al serbatoio. Difatti la complessiva energia estratta nel primo anno risulta pari a 3285 kWh, ovvero un terzo in meno rispetto a quella estratta nel caso con sole sonde. Ne consegue che la riduzione della temperatura del terreno è meno marcata nel corso degli anni. Un confronto tra le temperature in gioco è riportato in Figura 4.10.

Soffermandosi sulle sorgenti del serbatoio di accumulo, si possono innanzitutto confrontare le temperature del fluido in uscita dal sistema solare e dal campo geotermico, rappresentate in Figura 4.8 con riferimento al primo anno di simulazione. Il grafico evidenzia come il livello termico raggiunto in uscita dai pannelli PVT sia più frequentemente maggiore rispetto a



quello registrato in uscita dalle sonde. A causa delle forti oscillazioni termiche a cui è sottoposto il pannello solare nel passaggio da giorno a notte, la sua temperatura scende al di sotto della temperatura del terreno anche nelle ore notturne del periodo estivo. Tuttavia, in queste situazioni non si verifica il passaggio di fluido attraverso il campo geotermico: l'impianto rimane spento poiché il fluido contenuto nel serbatoio di accumulo presenta un livello termico superiore rispetto a quello del terreno. La mancata oscillazione della temperatura del fluido in uscita dalle sonde durante il periodo estivo è dovuta al fatto che, essendo il circuito spento, il terreno non cede calore.

La scelta della sorgente geotermica avviene dunque soltanto durante il periodo invernale, tranne sporadiche situazioni in cui il suo utilizzo è favorevole nelle ore notturne del periodo estivo.

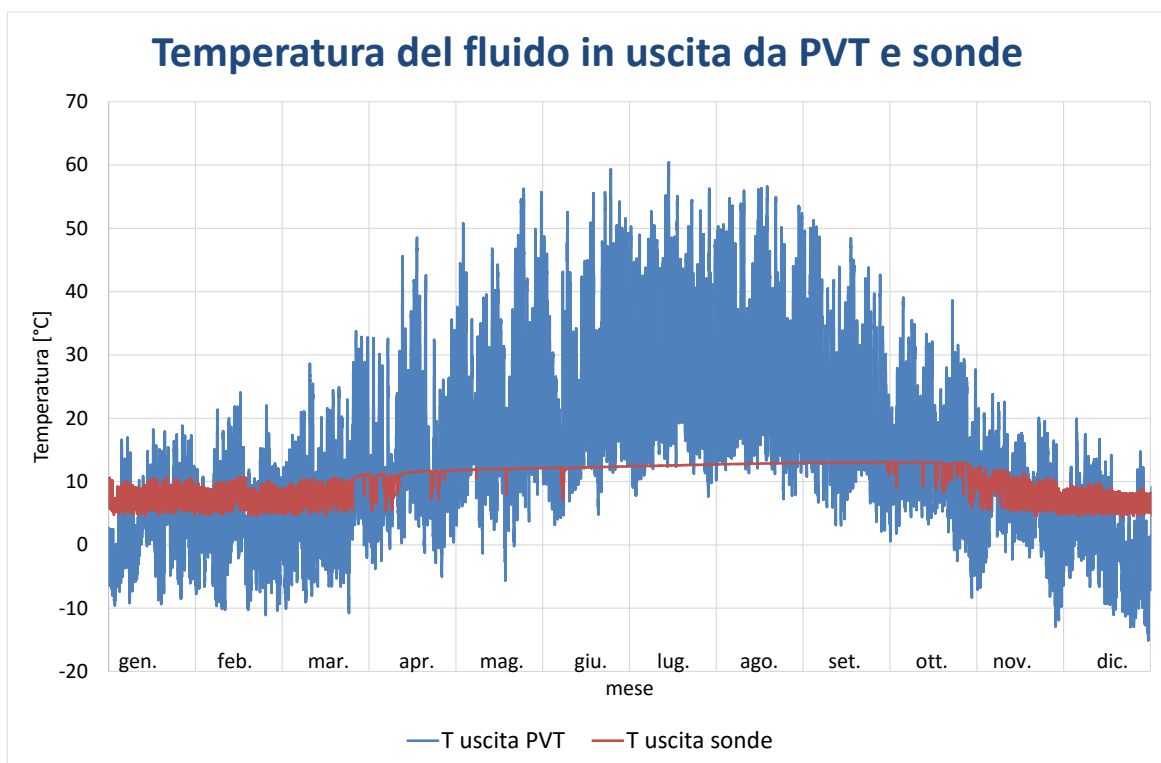


Figura 4.8 Confronto tra la temperatura del fluido uscente dal campo solare la temperatura del fluido in uscita dalle sonde nel primo anno di simulazione

Complessivamente, l'energia termica da fonte solare prodotta in un anno è pari a circa 6760 kWh, quella estratta dal terreno è pari a meno della metà, 3285 kWh, per un totale di circa

10 MWh/anno. Negli anni successivi, come già accennato, si riduce l'energia fornita dal terreno fino a 2782 kWh nel decimo anno. Parallelamente aumenta lo sfruttamento dell'energia solare. La produzione elettrica dei pannelli solari si mantiene pressoché costante di anno in anno e risulta di circa 6270 kWh/anno. Si tratta di una quantità sufficiente a coprire la richiesta elettrica delle pompe di calore (4400 kWh/anno). La produzione mensile di energia elettrica segue l'andamento e le quantità già descritti nel paragrafo 4.1.

La scelta di azionamento della PDCaw o della PDCww dipende dalle stesse considerazioni esposte per il primo caso, con la sola differenza che, disponendo di una doppia sorgente, il serbatoio di accumulo presenta temperature superiori al caso precedente che limitano a pochi time-steps l'uscita dal campo di funzionamento previsto ed imposto per la PDCww. In Figura 4.9 è riassunta la quota di energia termica fornita complessivamente all'utenza da ciascuna delle tre fonti utilizzate dal sistema. La frazione di energia geotermica passa dal 30% per il primo anno fino al 26% per il decimo di funzionamento. La differenza viene coperta dalle due fonti rimanenti.

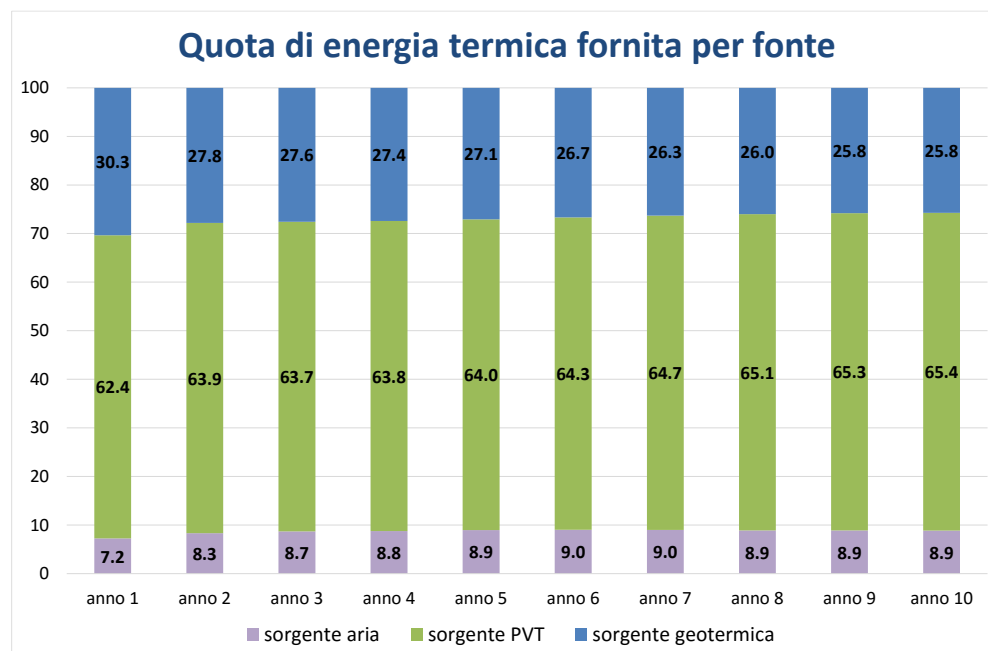


Figura 4.9 Variazione in un periodo di 10 anni della quota di energia termica fornita lato sorgente della pompa di calore da ciascuna fonte



Il COP ottenuto è riassunto in Tabella 4.3 analogamente a quanto fatto per il caso con le sole sonde geotermiche. Soffermendosi sul valore ottenuto per il sistema complessivo di entrambe le macchine si riscontra una riduzione non significativa.

		ANNO 1	ANNO 10	10 ANNI
PDC _{ww}	ACS	3.61	3.60	3.60
	RISCALDAMENTO	4.79	4.75	4.77
	TOTALE	3.94	3.93	3.93
PDC _{aw}	ACS	2.40	2.42	2.42
	RISCALDAMENTO	-	-	-
	TOTALE	2.40	2.42	2.42
PDC _{aw} + PDC _{ww}	ACS	3.41	3.37	3.39
	RISCALDAMENTO	4.79	4.75	4.76
	TOTALE	3.75	3.70	3.73

Tabella 4.3 COP medi ottenuti nel primo anno, nel decimo anno e nel periodo totale, valutati per la PDC_{ww}, la PDC_{aw} e il sistema complessivo

4.4 RISULTATI PDC CON PVT E SONDE GEOTERMICHE CON RICARICA DEL TERRENO

Questa configurazione di impianto è simile alla precedente analizzata ma con una condizione operativa dell'impianto in grado di scambiare il calore in eccesso proveniente dal sistema PVT con il terreno. In questa configurazione si è quindi in grado di effettuare una ricarica del sottosuolo per compensare l'estrazione di calore effettuata durante il periodo di riscaldamento.

Dai risultati ottenuti si evidenzia come il sistema PVT sia stato in grado di compensare totalmente il calore estratto dal terreno nel periodo invernale. La conseguenza, apprezzabile in Figura 4.10, è un sensibile incremento della temperatura massima del terreno (valore del

picco della curva) e di conseguenza la stabilità nel tempo della sua temperatura media. Soltanto nel primo anno la quantità di energia estratta dal terreno supera quella iniettata. Ciò determina una lieve riduzione dell'energia estratta durante l'anno successivo. Nei periodi seguenti si ottiene sempre una ricarica completa che si manifesta nell'invariabilità dell'energia fornita dal terreno (Figura 4.11).

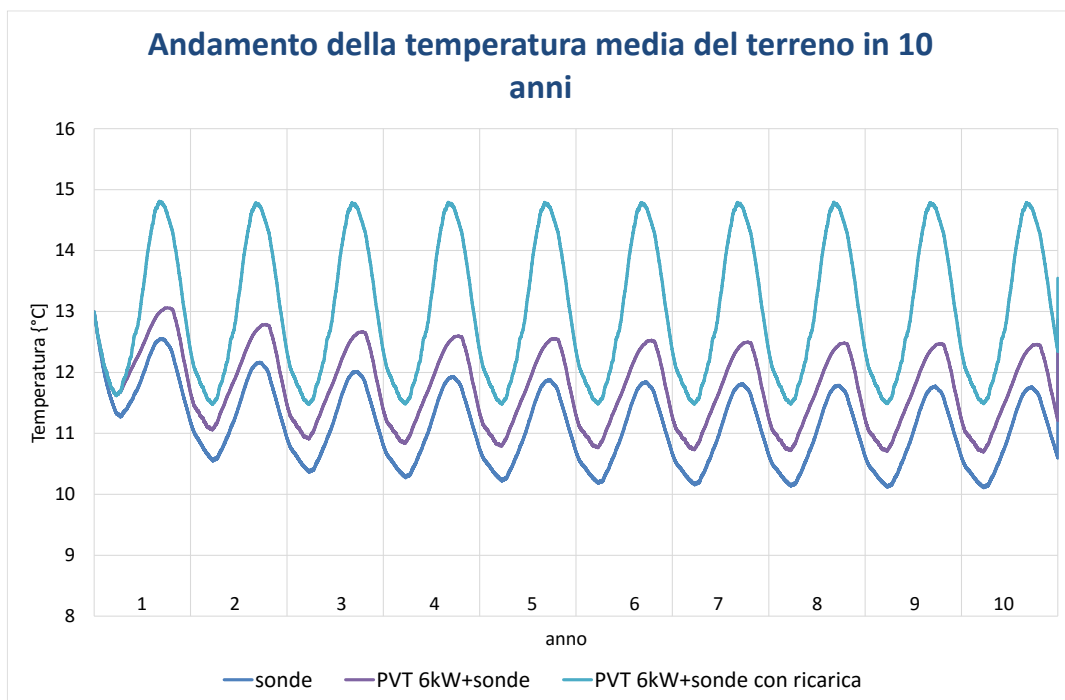


Figura 4.10 Confronto tra gli andamenti della temperatura media del terreno conseguiti nei diversi casi simulati e valutati su un periodo di 10 anni

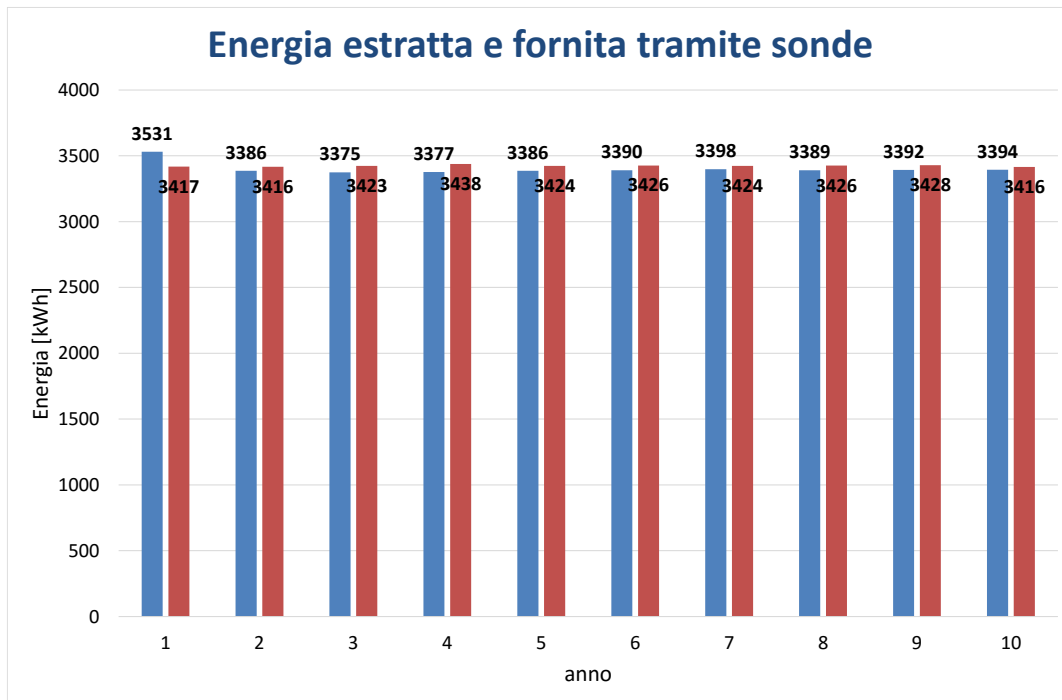


Figura 4.11 Variazione in 10 anni dell'energia estratta e fornita al terreno

La ricarica del terreno comporta una variazione significativa della temperatura del fluido uscente dalle sonde: se nei casi precedenti il relativo valore oscillava in una fascia limitata, nella situazione ora esaminata tale fascia si allunga. Questo fenomeno è ben visibile in Figura 4.12, in cui risulta altrettanto evidente come l'iniezione del calore prodotto da fonte solare nel sottosuolo avvenga durante il periodo estivo. Durante le ore diurne la maggior temperatura viene comunque sempre raggiunta dai pannelli PVT e dunque l'operazione di ricarica non va a variare la scelta della sorgente rispetto al caso precedente. Quest'ultima situazione si verifica invece nelle ore notturne, in cui si trae vantaggio dallo stoccaggio nel terreno di calore da fonte solare, avvenuto durante il giorno. D'altra parte è necessario tener conto del fatto che di notte, ovvero quando si sfruttano gli effetti apportati dalla ricarica, si registrano i minori fabbisogni da parte dell'utenza, limitati alla sola richiesta di acqua calda sanitaria.

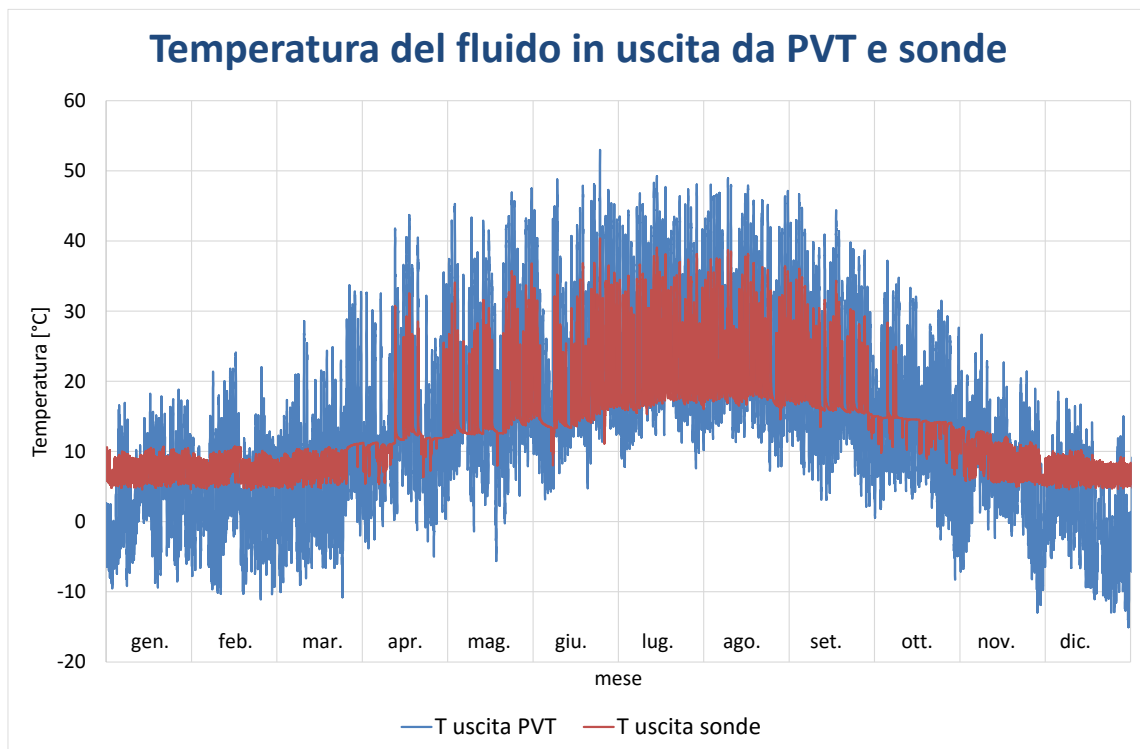


Figura 4.12 Confronto tra la temperatura del fluido uscente dal campo solare la temperatura del fluido in uscita dalle sonde nel primo anno di simulazione

Se da una parte la ricarica del terreno evita la riduzione della temperatura di quest'ultimo, dall'altra essa causa, nelle situazioni in cui avviene, un calo della temperatura del fluido in ingresso al serbatoio di accumulo rispetto al caso in cui quest'ultimo venga alimentato direttamente dal fluido in uscita dal campo solare. Qualora questa condizione si dovesse presentare frequentemente, la riduzione della temperatura del serbatoio che ne conseguirebbe potrebbe prevalere sui vantaggi apportati dalla ricarica del terreno, implicando una perdita di convenienza di quest'ultima.

Le considerazioni relative alla scelta della sorgente solare o geotermica sono analoghe a quelle presentate nel paragrafo precedente.

Per quanto riguarda la produzione solare, lato elettrico essa si mantiene vicina ai 6630 kWh/anno, più che sufficienti per coprire le richieste elettriche delle pompe di calore, sempre inferiori ai 4500 kWh/anno.

La Tabella 4.4 riporta un confronto tra la produzione elettrica ottenuta nei diversi casi analizzati. Il miglior risultato è stato ottenuto per l'impianto analizzato nel presente paragrafo. La differenza ottenuta, rispetto al caso PVT + sonde, è imputabile al trasferimento



di calore dal sistema solare verso il terreno. Questa condizione si verifica durante il processo di ricarica che determina di conseguenza un sensibile raffreddamento del PVT con temperature più basse del fluido termovettore in ingresso al campo solare. Tuttavia la ricarica avviene soltanto quando la temperatura del serbatoio è superiore ai 30°C; di conseguenza, il livello termico del fluido in ingresso alla piastra sarà inferiore rispetto al caso con soli PVT, ma in ogni modo non tale da determinarne un apprezzabile raffreddamento. Per questo motivo l'incremento di produzione è limitato a circa l'1%. Considerando che la ricarica avviene per un periodo complessivo di 502 ore all'anno e che porta ad un aumento della produzione elettrica di 56 kWh rispetto al caso con soli PVT, il vantaggio si ottiene soltanto se la potenza dei circolatori necessaria per convogliare il fluido dal campo solare a quello geotermico è inferiore ai 110 W.

CASI ANALIZZATI	En elettrica PVT (kWh/anno)		
	anno 1	anno 10	10 anni
PVT	6276	6276	62760
SONDE	0	0	0
PVT + sonde	6266	6270	62669
PVT + sonde con ricarica	6332	6331	63313

Tabella 4.4 Confronto dell'energia elettrica prodotta nei quattro casi simulati

La quantità di energia termica prodotta da fonte solare e destinata direttamente al serbatoio di accumulo è di circa 6500 kWh/anno. Dalla Figura 4.13 si può riscontrare un aumento della quota di energia termica assicurata da fonte geotermica rispetto a quanto ottenuto e descritto nel paragrafo precedente. Tale quota, pari circa al 32%, si mantiene costante durante i 10 anni. Anche in questo caso comunque la frazione di energia termica fornita da fonte solare è più significativa.

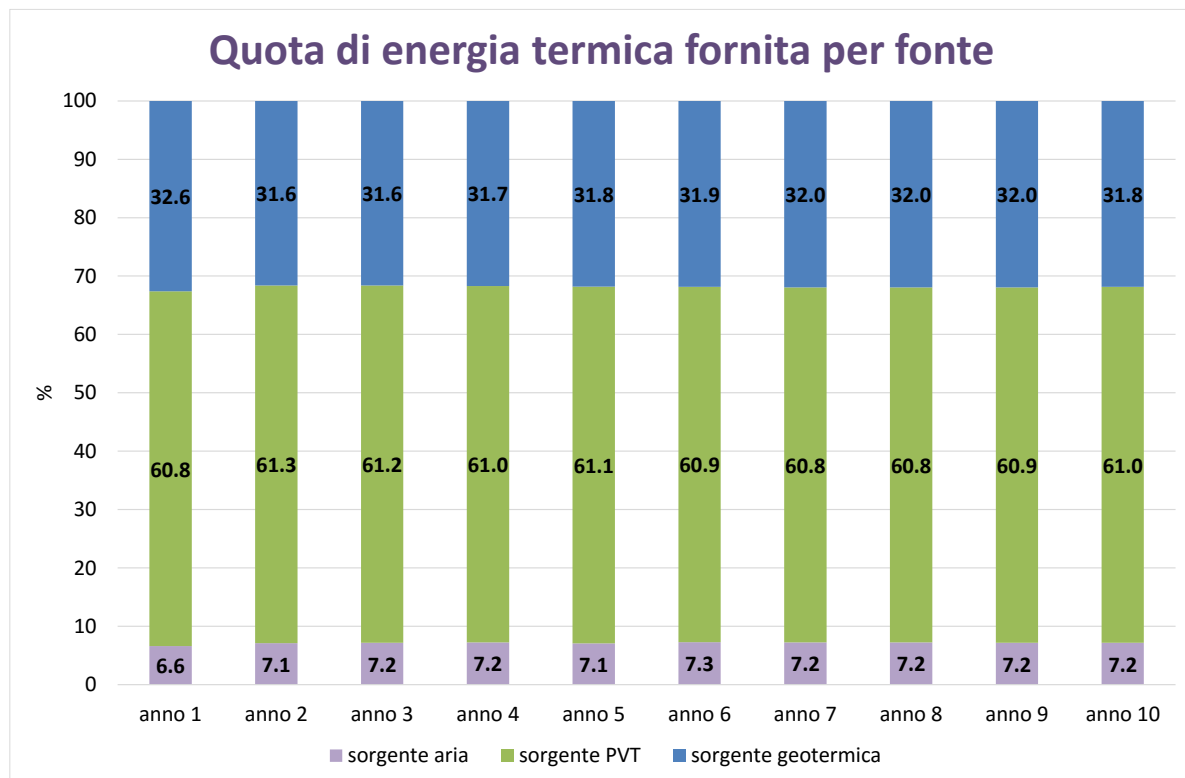


Figura 4.13 Variazione in un periodo di 10 anni della quota di energia termica fornita lato sorgente della pompa di calore da ciascuna fonte

I valori del COP ottenuti in questa configurazione di funzionamento del sistema sono riassunti in Tabella 4.5. Dai risultati riportati, si osserva come il sistema da un punto di vista energetico sia ben “bilanciato”. Difatti le prestazioni valutate mediante il COP della pompa di calore sono costanti nel tempo.



		ANNO 1	ANNO 10	10 ANNI
PDC ww	ACS	3.53	3.53	3.54
	RISCALDAMENTO	4.81	4.82	4.81
	TOTALE	3.88	3.89	3.89
PDC aw	ACS	2.39	2.40	2.40
	RISCALDAMENTO	4.76	4.76	4.92
	TOTALE	2.40	2.40	2.40
SISTEMA COMPLESSIVO	ACS	3.36	3.36	3.36
	RISCALDAMENTO	4.81	4.81	4.81
	TOTALE	3.71	3.71	3.71

Tabella 4.5 COP medi ottenuti nel primo anno, nel decimo anno e nel periodo totale, valutati per la PDC ww, la PDC aw e il sistema complessivo

4.5 CONFRONTI

In questo paragrafo si riporta un confronto tra i risultati ottenuti per tutte le configurazioni di impianto analizzate. In Figura 4.14 sono riassunti i COP ottenuti mediante le simulazioni. La prima serie di colonne è relativa al caso con la sola pompa di calore del tipo aria-acqua. La simulazione ad essa relativa è stata svolta con il solo scopo di avere una base per il confronto con gli altri sistemi simulati.

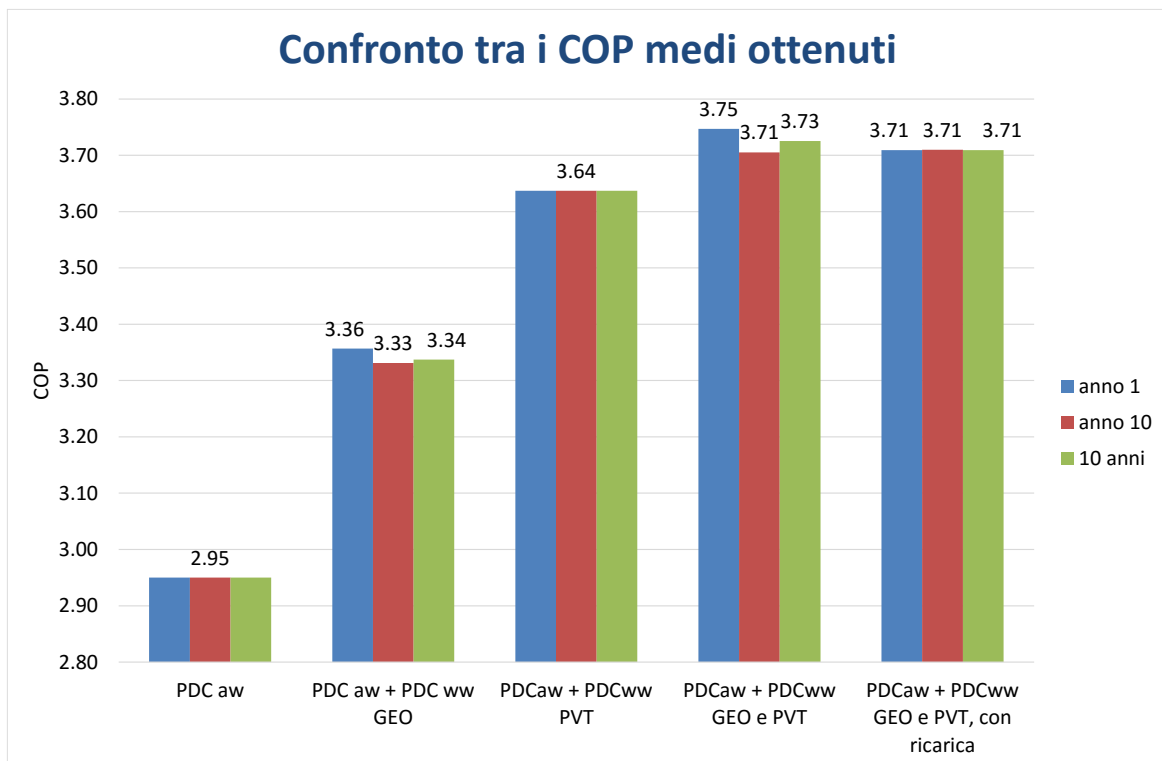


Figura 4.14 Confronto tra i COP ottenuti nei diversi casi, valutati nel primo anno, nel decimo anno e come media del periodo complessivo

Una prima osservazione è relativa all'evidente miglioramento di prestazioni che si ottiene accostando alla pompa di calore aria – acqua una pompa di calore acqua – acqua. Nel caso meno favorevole tra quelli analizzati, cioè quello che affianca ai dry cooler una pompa di calore acqua – acqua con sorgente geotermica, si ottiene un miglioramento di prestazioni di circa il 14% rispetto all'impiego dei soli dry cooler (caso PDCaw).

Il caso di impiego di sole sonde geotermiche ha restituito i valori minori di COP. Nel primo anno il suo valore è pari a 3.36, per ridursi a 3.33 nel decimo anno di simulazione. Si tratta di un decremento non significativo dovuto al limitato utilizzo del terreno come sorgente.

L'aumento della profondità delle sonde potrebbe rappresentare una soluzione per ottenere prestazioni migliori. Al fine di quantificare tale miglioramento sono state effettuate ulteriori simulazioni con sonde profonde rispettivamente 40 e 60 m. Il primo caso non ha fatto riscontrare differenze rilevanti rispetto a quello analizzato. Relativamente alla simulazione con sonde profonde 60 metri, è stato ottenuto un COP del sistema complessivo pari a 3.48



nel primo anno. D'altra parte, a causa del maggior sfruttamento a cui il terreno è sottoposto, il calo di COP dal primo al decimo anno di funzionamento è maggiore di quello ottenuto nel caso di partenza. Esso infatti passa dal valore di 3.48 a 3.40, mentre con sonde profonde 30 metri calava da 3.36 nel primo anno a 3.33 nel decimo anno. Con riferimento al primo anno di funzionamento, il sistema con le sonde da 60 metri ottiene un trascurabile miglioramento del COP, che passa da 3.36 a 3.48.

Nel caso di utilizzo dei pannelli PVT come unica sorgente di calore si ottiene un COP pari a 3.64, che resta invariato nel corso degli anni di simulazione. Tale prestazione si ottiene a fronte della necessità di una superficie del campo solare di quasi 40 m² opportunamente orientata.

Gli svantaggi di questa configurazione consistono nella forte variabilità della fonte solare e nel contributo nullo durante le ore notturne. Essi vengono in parte compensati grazie all'apporto dell'energia fornita dall'aria, alla presenza e funzione del serbatoio di accumulo, e al contenuto fabbisogno energetico richiesto dall'utenza durante la notte. Il periodo di maggior produzione è quello estivo in cui l'impianto è utilizzato per la preparazione dell'acqua calda sanitaria.

Nella configurazione con PVT e sonde è stato ottenuto un COP di 3.75 nel primo anno, ridotto a 3.71 nel decimo anno. Anche in questo caso la riduzione della prestazione energetica è trascurabile. Rispetto al caso con soli PVT il miglioramento delle prestazioni è lieve, a causa del limitato contributo delle sonde geotermiche.

Nel caso finale, che si discosta dal precedente per l'introduzione della ricarica del terreno, si ottiene un COP pari a 3.71, valore coincidente con quello ottenuto senza ricarica.

Si può quindi affermare che la ricarica del terreno non comporta un miglioramento apprezzabile nell'applicazione considerata, né dal punto di vista termico, né da quello elettrico. Le proprietà del terreno sono stabili nel lungo periodo, così come l'energia estratta dal sottosuolo. Tuttavia, poiché il fluido cede calore attraversando le sonde, il suo livello termico all'ingresso del serbatoio di accumulo subisce un abbassamento rispetto al caso in cui uscendo dai pannelli solari alimenta direttamente il serbatoio che funge da sorgente per la pompa di calore acqua-acqua. Questo aspetto, congiuntamente con il limitato



sfruttamento delle sonde geotermiche, spiega il non significativo incremento di prestazione che si ottiene nel caso senza ricarica. Con il procedere degli anni di funzionamento le prestazioni di tale sistema subiscono però una deflessione, seppur molto contenuta, mentre il secondo mantiene prestazioni costanti grazie all'effetto della ricarica. Relativamente a questo aspetto si può concludere che nel caso di campi geotermici di così ridotti volumi ed interessati da poche sonde, la ricarica del terreno non porta ad apprezzabili benefici. A differenza del caso analizzato, esistono infatti sistemi in cui l'iniezione di calore nel terreno viene realizzata con l'obiettivo di ottenere un vero e proprio accumulo di calore sotterraneo. Tali sistemi interessano volumi e lunghezze complessive del campo sonde decisamente superiori a quelli considerati nel caso qui trattato.

Estendendo il confronto a tutti i sistemi simulati, da una prima analisi appare evidente come la maggiore complessità dell'impianto ottenuto combinando sorgente solare e geotermica non sia giustificata da un così contenuto aumento di prestazioni, rispetto all'impiego della sola fonte solare.

Dal punto di vista termico, l'impianto con i soli pannelli PVT affiancati da dry cooler sembra essere una valida alternativa a un sistema con sorgente geotermica affiancata sempre da dry cooler. Questa considerazione vale naturalmente nel caso in cui si disponga di una sufficiente e opportunamente orientata superficie della falda (circa 40 m² per il caso in esame). Nel caso di spazi ridotti le sonde geotermiche rappresentano comunque una efficiente soluzione impiantistica.

CONCLUSIONI

Il presente lavoro indaga possibili configurazioni di impianto per lo sfruttamento di fonti rinnovabili, destinate al soddisfacimento del fabbisogno di riscaldamento e acqua calda sanitaria di un edificio singolo a destinazione residenziale. Esso dunque ben si colloca nell'ambito dell'attuale politica energetica europea relativa al settore residenziale, avente l'obiettivo di promuovere l'efficienza energetica, aumentare il fabbisogno di energia soddisfatto da fonti rinnovabili e ridurre le emissioni di gas ad effetto serra.

L'obiettivo del lavoro è quello di valutare le prestazioni energetiche ottenute accostando e integrando tra loro diverse fonti disponibili in natura, ovvero provenienti da sole, terreno e aria. In tutti i casi il calore destinato all'utenza viene reso disponibile alle temperature adeguate attraverso l'utilizzo di una pompa di calore.

Lo scambio di energia con il terreno (energia geotermica) è ottenuto utilizzando due sonde verticali con tubi a doppia U, profonde 30 metri e collegate tra loro in parallelo.

La radiazione solare viene captata da 24 pannelli solari ibridi, per una potenza di picco di 6 kW e una superficie complessiva di 36 m². Ciascun componente è costituito da un pannello fotovoltaico, sul retro del quale viene applicata una piastra assorbente in alluminio nei cui canali scorre un fluido termovettore. Quest'ultimo componente svolge il duplice scopo di raffreddare il pannello, favorendone la produzione elettrica, e trasferire calore ad un fluido termovettore e ad un serbatoio di accumulo successivamente. Il serbatoio funge poi da sorgente per la pompa di calore.

Nella prima parte sono stati indagati comportamento e prestazioni del pannello ibrido al variare delle condizioni operative e climatiche. Tale analisi è stata condotta realizzando un modello del PVT in linguaggio Matlab. Esso si basa su bilanci energetici applicati a ciascuno dei tre nodi in cui il pannello è stato suddiviso: vetro, celle e piastra. In particolare, sono stati considerati gli scambi termici per convezione tra PVT e aria esterna, di irraggiamento tra PVT e volta celeste e di conduzione tra i nodi adiacenti. Il modello costruito ha permesso di ottenere, in ogni istante e per ogni set di dati in input, potenza termica ed elettrica prodotte



con relativi rendimenti, temperatura e portata del fluido uscente dal campo solare e temperatura delle celle. Relativamente a quest'ultima grandezza si è potuta osservare la sua dipendenza da radiazione solare, temperatura fittizia del cielo e temperatura esterna.

Nella seconda parte si è rivolta l'attenzione all'integrazione e combinazione dei componenti, tramite codici di calcolo dinamico implementati con il Software TRNSYS.

I quattro casi indagati differiscono soltanto lato sorgente della pompa di calore. Essa, a sua volta, soddisfa le richieste energetiche per il riscaldamento invernale e della produzione di ACS di un edificio tipo localizzato in Nord Italia. Il fabbisogno di acqua calda sanitaria è stato fissato in 200 l/giorno e la sua produzione, avente priorità sul riscaldamento, avviene tramite un serbatoio da 300 l.

Le differenze tra gli impianti studiati si riscontrano nella scelta della/e sorgente/i e nella modalità con cui queste interagiscono eventualmente tra loro.

Il primo sistema simulato consiste unicamente in un campo solare attraversato da un fluido che trasferisce il calore assorbito al serbatoio di accumulo. La totale copertura del fabbisogno è assicurata dall'affiancamento di una pompa di calore aria – acqua a quella acqua – acqua alimentata dal solare. Lo sfruttamento dell'aria avviene in particolare nel periodo notturno, quando lo scambio termico di irraggiamento tra pannello e volta celeste determina una riduzione della temperatura del primo rispetto all'aria esterna. L'aumento di produzione elettrica in confronto ai tradizionali pannelli fotovoltaici risulta del solo 1%: il fluido entrante nella piastra e proveniente dal serbatoio di accumulo non presenta sempre livelli termici tali da garantirne un efficace raffreddamento.

Il secondo sistema simulato sostituisce al campo solare due sonde geotermiche. In questo caso lo sfruttamento dell'aria è più cospicuo ed è concentrato nel periodo estivo. La quota di energia termica fornita lato sorgente dall'aria è pari al 33% nel primo anno, mentre raggiunge il 38% nel decimo per sopperire alla minore resa del terreno. Così come nelle simulazioni successive è stato infatti indagato il comportamento del terreno in un periodo di 10 anni, con lo scopo di valutare quanto fosse rilevante il depauperamento delle sue proprietà termiche e quanto questo incidesse sulle prestazioni complessive del sistema.

Il terzo impianto prevede la presenza sia dei pannelli PVT che delle sonde. Il fluido percorre l'uno o l'altro in base a quale assicuri il raggiungimento del maggior livello termico. Dai risultati emerge un minor sfruttamento del terreno rispetto al caso precedente; la sorgente geotermica è privilegiata durante le ore notturne e nei periodi più freddi dell'anno; tuttavia risulta preponderante lo sfruttamento di energia solare (più del doppio di quella geotermica). L'impiego della pompa di calore aria – acqua si riduce rispetto ai casi precedenti.

L'ultima simulazione è stata effettuata su un sistema analogo al precedente con l'aggiunta della possibilità di ricarica del terreno. Questa avviene convogliando il fluido in uscita dai PVT alle sonde quando la temperatura del serbatoio supera i 30°C. Questo valore rappresenta infatti il limite superiore del campo di funzionamento della macchina e, viste le scarse possibilità di *free heating*, non è stato ritenuto conveniente aumentarlo. Lo scopo di tale operazione è il bilanciamento tra energia estratta dal terreno e energia fornita annualmente, in modo da mantenere costante la sua temperatura. Di conseguenza, l'apporto da fonte aria, geotermica e solare negli anni si mantiene costante attestandosi rispettivamente al 7%, 32% e 61%.

Dai risultati ottenuti è emerso come per sistemi geotermici di così ridotto volume non sia opportuna l'operazione di ricarica. Non si sono infatti riscontrate differenze sostanziali tra il terzo e il quarto caso esaminati e le sonde geotermiche, in tutti i casi in cui sono state inserite, non hanno riportato netti cali di prestazione del terreno. Nemmeno il miglioramento delle rese elettriche che si consegue raffreddando i PVT per trasferire calore al terreno sembra essere conveniente se si considera la maggior spesa di energia necessaria per il funzionamento dei circolatori.

Il COP annuale ottenuto per i due sistemi più complessi si attesta vicino a 3.7, quello ottenuto nel caso con sonde è di circa 3.35, mentre il COP ottenuto con PVT è di circa 3.6. La maggior complessità degli impianti con combinazione di sorgente solare e geotermica non porta a netti miglioramenti di prestazione per questo tipo di applicazione. D'altra parte, l'impiego di una pompa di calore acqua – acqua affianco alle tradizionali e maggiormente diffuse macchine ad aria determina un netto miglioramento del COP medio ottenibile.



La soluzione con pannelli PVT collegati ad un serbatoio di accumulo inerziale e affiancati da una pompa di calore aria – acqua appare una buona alternativa all’impiego di una pompa di calore geotermica, qualora si disponga di superfici sufficienti e idonee. Ulteriore e rilevante vantaggio è la produzione di energia elettrica in quantità superiori a quanto richiesto dall’impianto.

Un possibile sviluppo del presente lavoro consiste nell’aggiunta del carico di raffrescamento: in questo caso si potrebbe pensare di stoccare nel terreno il calore estratto dall’edificio, tramite una singola sonda di contenuta profondità. Essa assisterebbe il campo solare durante il periodo invernale o nelle ore notturne per poi essere ricaricata durante la stagione estiva.

Si ricorda infine che il presente lavoro ha voluto svolgere un’analisi energetica dei sistemi considerati. Una valutazione completa tuttavia non può prescindere dallo studio dell’aspetto economico.



BIBLIOGRAFIA

- 1 GSE. *Rapporto statistico Energia da fonti rinnovabili*. 2015.
- 2 Davide Del Col, Marco Dai Prè, Matteo Bortolato, Andrea Padovan. INVESTIGATION OF PV SOLAR DEVICES FOR ELECTRICITY PRODUCTION AND HEAT RECOVERY. (Trieste 2012).
- 3 Jin-Hee Kim, Se-Hyeon Park, Jun-Tae Kim. Experimental performance of a photovoltaic-thermal air collector. *Energy Procedia* (2014), 888-894.
- 4 H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven. The yield of different combined PV-thermal collector designs. *Solar Energy* (2003), 253-269.
- 5 Chow, T.T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Applied Energy* (2010), 365-379.
- 6 Niccolò Aste, Claudio del Pero, Fabrizio Leonforte. Water flat plate PV–thermal collectors: A review. *Solar Energy* (2014), 98-115.
- 7 Zondag, H.A. Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2008), 891-959.
- 8 Leonforte, Fabrizio. *MESSA A PUNTO E ANALISI PRESTAZIONALE DI UN COLLETTORE IBRIDO FOTOVOLTAICO TERMICO A FLUIDO TERMOVETTORE ACQUA*. Milano, 2014.
- 9 Niccolò Aste, Claudio Del Pero, Fabrizio Leonforte. Thermal-electrical optimization of the configuration a liquid PVT collector. *Energy Procedia* (2012), 1-7.
- 10 G. Corallo, A. Simonetti, A. Franchi, R. Latini, R. Trinchieri. *Realizzazione di una test facility per pompe di calore con evaporatore elioassistito*. 2010.
- 11 Ralf Dott, Andreas Genkinger, Thomas Afjei. System evaluation of combined solar & heat pump systems. *Energy Procedia* (2012), 562-570.



- 12 M. Bakker, H.A. Zondag, M.J. Elswijk, K.J. Strootman, M.J.M. Jong. Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump. *Solar Energy* (2005), 331-339.
- 13 Antonio Capozza, Michele De Carli, Antonio Galgaro, Angelo Zarrella. Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore. *RSE* (2012).
- 14 E. Bertram, J. Glembin, J. Scheuren, G. Zeinterra. Soil regeneration by unglazed solar collectors in heat pump systems. In *ISES Solar World Congress 2009: Renewable Energy Shaping Our Future* (2009).
- 15 Chow, T.T. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. *Solar Energy* (2003), 143-152.
- 16 María Herrando, Christos N. Markides, Klaus Hellgardt. A UK-based assessment of hybrid PV and solar-thermal systems for domestic heating and power: System performance. *Applied Energy* (2014), 288-309.
- 17 Niccolò Aste, Fabrizio Leonforte, Claudio Del Pero. Design, modeling and performance monitoring of a photovoltaic–thermal (PVT) water collector. *Solar Energy* (2015), 85-99.
- 18 Oussama Rejeb, Houcine Dhaou, Abdelmajid Jemni. A numerical investigation of a photovoltaic thermal (PV/T) collector. *Renewable Energy* (2015), 43-50.
- 19 John A. Duffie, William A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley, Wisconsin, 2013.
- 20 Dott. Ing. R. Battisti, Dott. M. Calderoni, Dott. A. Siciliano, Dott. R. Pasinetti. *Linee guida alla progettazione, installazione e all'esercizio di impianti solari termici*. 2013.



RINGRAZIAMENTI

Per la realizzazione di questo lavoro voglio ringraziare il Prof. De Carli per la sua competenza, e l'Ing. Giuseppe Emmi, per la disponibilità che mi ha sempre dimostrato.

Un sentito ringraziamento ai miei genitori Laura e Gigi e alla mia sorella Flavia che mi hanno permesso di arrivare fino a questo traguardo, sostenendomi e incoraggiandomi in ogni momento e trasmettendomi sempre la loro vicinanza e serenità.

Grazie a Diego per il grandissimo sostegno e aiuto e per l'affetto che non manca mai di dimostrarmi.

Grazie infine a tutti gli amici con cui ho condiviso questi bellissimi anni.