

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



SISTEMI A POMPA DI CALORE ELIOASSISTITA: MODELLO DI SIMULAZIONE IN AMBIENTE TRNSYS E CONFRONTO ENERGETICO DI CONFIGURAZIONI IMPIANTISTICHE

Relatore: Prof. Cesare Maria JOPPOLO

Co-relatore: Ing. Stefano DE ANTONELLIS
Ing. Luca MOLINAROLI

Tesi di Laurea di:

Nicola FALLINI Matr. 731303

Stefano Luigi FLOREANO Matr. 731045

Anno Accademico 2009 – 2010

Ringraziamenti

Desidereremmo ringraziare tutte le persone che ci hanno aiutato nello sviluppo di questo lavoro, in particolare il nostro relatore Prof. Cesare Maria Joppolo e i co-relatori Ing. Stefano De Antonellis e Ing. Luca Molinaroli.

Un grazie anche all' Ing. Federico Pedranzini e l'Ing. Rossano Scoccia per i consigli forniti.

“Esercitare liberamente il proprio ingegno, ecco la vera felicità”

Aristotele

Indice

Sommario	15
Introduzione	17
1 Analisi bibliografica: pompe di calore elioassistite.....	19
1.1 Sistemi indiretti	20
1.1.1 Sistemi indiretti ad acqua glicolata	21
1.1.2 Sistemi indiretti ad aria	28
1.2 Sistemi diretti.....	31
2 Edificio e configurazioni di impianto	39
2.1 Edificio	39
2.1.1 Caratteristiche generali edificio	40
2.1.2 Scelte progettuali	41
2.1.3 TRNBuild	41
2.2 Legislazione pompe di calore	42
2.3 Tipologie di impianto.....	44
2.3.1 Impianto con caldaia a condensazione	44
2.3.2 Impianto a pompa di calore aria-acqua con caldaia di back up.....	44
2.3.3 Impianto a pompa di calore acqua-acqua elioassistita con caldaia di back up	45
2.3.4 Impianto a pompa di calore aria-acqua elioassistita con caldaia di back up	47
2.4 Descrizione del modello	48
2.4.1 Modello impianto a pompa di calore acqua-acqua elioassistita con caldaia di back up	48
2.4.2 Modello impianto a pompa di calore aria-acqua elioassistita con caldaia di back up.....	55
2.4.3 Modello impianto a pompa di calore aria-acqua con caldaia di back up.....	57
3 Metodo di calcolo	59

3.1	Metodo di calcolo: pompa di calore.....	59
3.2	Metodo di calcolo: caldaia.....	63
3.3	Metodo di calcolo: sistema pompa di calore con caldaia di back up..	67
4	Scelte progettuali: parametri di simulazione.....	69
4.1	Pompe di calore acqua-acqua elioassistite	69
4.1.1	Collettori solari non vetrati	70
4.1.2	Collettori solari vetrati	71
4.2	Pompe di calore aria-acqua elioassistite	72
4.3	Caldaia di back up.....	73
5	Analisi risultati delle simulazioni.....	75
5.1	Analisi dati pompe di calore acqua-acqua elioassistite.....	75
5.1.1	Analisi dati collettori solari vetrati	75
5.1.2	Analisi dati collettori solari non vetrati.....	79
5.2	Analisi dati pompe di calore aria-acqua elioassistite	82
5.2.1	Analisi dati con pompa di calore elioassistita con compressore on-off.....	82
5.2.2	Analisi dati con pompa di calore con compressore dotato di inverter	83
5.3	Confronto energetico	86
5.3.1	Confronto energetico configurazioni con pompa di calore acqua-acqua.....	87
5.3.2	Confronto energetico configurazioni con pompa di calore aria-acqua	89
5.3.3	Variazione parametri di studio: volume accumulo e inclinazione dei collettori.....	92
5.4	Riscaldamento diretto con collettori solari.....	95
	Conclusioni	97
	Appendice.....	101

Indice delle figure

Figura 1.1 Schema sistema indiretto SAHP	20
Figura 1.2 efficienza collettore solare	21
Figura 1.3 COP sistema.....	22
Figura 1.4 Sistema indiretto SAHP accoppiato ad un impianto di riscaldamento a pannelli radianti.....	23
Figura 1.5 Rappresentazione schematica dell'impianto	24
Figura 1.6 Configurazione impiantistica SAHP per riscaldamento - raffrescamento ambiente	25
Figura 1.7 Schema di impianto SAHP	26
Figura 1.8 Andamento COP SAHP – Temperatura accumulo – Temperatura ambiente	27
Figura 1.9 Configurazione diretta	28
Figura 1.10 Configurazione indiretta	29
Figura 1.11 Pompa di calore elioassistita con collettore solare ad aria	30
Figura 1.12 Schema sistema diretto SAHP	31
Figura 1.13 Sistema SAHP diretto	31
Figura 1.14 Andamento del COP in funzione del numero di giri del compressore.....	32
Figura 1.15 SAHP diretta	33
Figura 1.16 Variazione del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore a diverse pressioni di evaporazione.....	34
Figura 1.17 Schema di impianto.....	35
Figura 1.18 Andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nelle ore diurne	36
Figura 1.19 Andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nelle ore notturne	36
Figura 1.20 SAHP espansione diretta	37
Figura 1.21 Andamento del COP, Q_H (energia utile), W_c (potenza richiesta dal compressore) in funzione del numero di giri del compressore	38
Figura 2.1 Pianta dell'edificio di riferimento	39
Figura 2.2 Schema funzionale configurazione pompa di calore aria-acqua	44
Figura 2.3 Schema funzionale pompa di calore acqua-acqua elioassistita.....	45
Figura 2.4 Schema funzionale pompa di calore acqua-acqua elioassistita con scambiatore di calore.....	46
Figura 2.5 Schema funzionale pompa di calore aria-acqua elioassistita	47
Figura 2.6 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita acqua-acqua	49

Figura 2.7 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita acqua-acqua con scambiatore di calore	54
Figura 2.8 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita aria-acqua	56
Figura 5.1 Campo solare da 60,24 m ² ; andamento temperature uscita serbatoio (curva verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore; curva azzurra: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)	77
Figura 5.2 Campo solare vetrato da 150,60 m ² ; andamento temperature uscita serbatoio (curva verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore;	78
Figura 5.3 Campo solare da 59,52 m ² ; andamento temperature uscita serbatoio (linea grigia: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore; linea blu: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)	81
Figura 5.4 Campo solare non vetrato da 148,80 m ² ; andamento temperature uscita serbatoio (linea verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore; linea blu: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)	81
Figura 5.5 Campo solare collettori ad aria da 120,60 m ² ; andamento temperatura [°C] ambiente (linea rosa); andamento temperatura uscita [°C] campo collettori (linea arancione)	85
Figura 5.6 Energia primaria con collettori vetrati e unglazed (metratura più piccola).....	87
Figura 5.7 Energia primaria con collettori vetrati e unglazed (metratura più grande)	88
Figura 5.8 Energia primaria con collettori ad aria caso on-off (metratura più piccola).....	89
Figura 5.9 Energia primaria con collettori ad aria caso on-off (metratura più grande)	90
Figura 5.10 Energia primaria con collettori ad aria caso inverter (metratura più piccola).....	91
Figura 5.11 Energia primaria con collettori ad aria caso inverter (metratura più grande)	91
Figura a.1 Schema impianto pompa di calore.....	99
Figura a.2 Ct (coefficiente correttivo potenza termica), Ca (coefficiente correttivo potenza assorbita), asse ordinate (temperatura °C acqua prodotta al condensatore), asse ascisse (temperatura °C acqua prodotta all'evaporatore).....	100
Figura a.3 estratto file *.dat TRNSYS.....	101
Figura a.4 Schema serbatoio di accumulo in TRNSYS	103
Figura a.5 Schema bilancio serbatoio in TRSYS.....	104
Figura a.6 Schema controllo TRNSYS	105

Figura a.7 Collettore solare unglazed	108
Figura a.8 Schema bilancio sistema back up TRNSYS.....	110

Indice delle tabelle

Tabella 5.1 Risultati relativi a collettori vetrati con scambiatore di calore	75
Tabella 5.2 Risultati relativi a collettori vetrati senza scambiatore.....	76
Tabella 5.3 Risultati relativi a collettori non vetrati con scambiatore di calore	79
Tabella 5.4 Risultati relativi a collettori non vetrati senza scambiatore.....	80
Tabella 5.5 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con on-off (dati con ventilatore azionato da fotovoltaico).....	83
Tabella 5.6 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con on-off (dati con ventilatore).....	83
Tabella 5.7 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con inverter (dati con ventilatore azionato da fotovoltaico)	84
Tabella 5.8 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con inverter (dati con ventilatore).....	84
Tabella 5.9 Risultati relativi a caldaia	86
Tabella 5.10 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua.....	86
Tabella 5.11 Confronto accumuli termici caso collettori vetrati con scambiatore	92
Tabella 5.12 Confronto accumuli termici caso collettori vetrati senza scambiatore.....	93
Tabella 5.13 Confronto accumuli termici caso collettori non vetrati con scambiatore	93
Tabella 5.14 Confronto accumuli termici caso collettori non vetrati senza scambiatore.....	93
Tabella 5.15 Confronto con variazione dell'inclinazione dei collettori.....	94
Tabella 5.16 Valori caso con riscaldamento diretto con i collettori solari (configurazione con scambiatore di calore).....	96

Sommario

Il presente lavoro di tesi è volto ad effettuare un'analisi energetica di diverse configurazioni impiantistiche con pompa di calore elioassistita accoppiata indirettamente ai collettori solari mediante circuito ad acqua o ad aria per il riscaldamento invernale di un edificio. Mediante simulazione in ambiente TRNSYS si sono sviluppati modelli sia per pompe di calore ad acqua che ad aria, con i quali, variando parametri come la tipologia e la superficie del campo collettori, si è giunti ad un confronto energetico.

Parole chiave: pompa di calore, elioassistita, S.A.H.P., collettore solare

Abstract

This work is about an energetic analysis of different plant solutions with solar assisted indirect heat pump coupled with water or air circuit to heat a building during winter season. Models both water and air heat pumps have been developed by simulations with TRNSYS and an energetic comparison has been made and changing parameters such as type and area of the solar collectors.

Key words: heat pump, solar assisted, S.A.H.P., solar collector

Introduzione

Con sistemi impiantistici basati sull'utilizzo di fonti rinnovabili non si ha la pretesa di risolvere i problemi legati ad una produzione più sostenibile di energia, quanto offrire un'interessante alternativa ai metodi di generazione incentrati sull'utilizzo di combustibili fossili.

All'interno di questa dinamica assumono un ruolo di importanza sempre crescente i sistemi a pompa di calore così come testimoniato all'interno della recente Legge 244 del 24 dicembre 2007. Questa infatti riconosce come fonte energetica rinnovabile e di conseguenza incentiva proprio tale tecnologia.

In particolare, in questa trattazione, si intende investigare una configurazione volta ad incrementare le performance della pompa di calore stessa avvalendosi dell'apporto di energia solare (SAHP – Solar Assisted Heat Pump).

In ambiente TRNSYS sono stati implementati modelli per la simulazione di differenti configurazioni impiantistiche elioassistite volte a soddisfare il fabbisogno di riscaldamento di un edificio. Successivamente, i risultati ottenuti sono stati elaborati in modo tale da tenere in considerazione il funzionamento della macchina ai carichi parziali. Infine, è stato effettuato un confronto energetico fra le varie soluzioni adottate.

Nel capitolo uno viene presentata un'analisi bibliografica sui sistemi a pompa di calore elioassistita.

Il capitolo due tratta la descrizione dell'edificio di cui soddisfare il fabbisogno, delle configurazioni d'impianto adottate e dei relativi modelli in TRNSYS.

Il capitolo tre illustra il metodo di calcolo utilizzato per determinare le prestazioni dell'impianto.

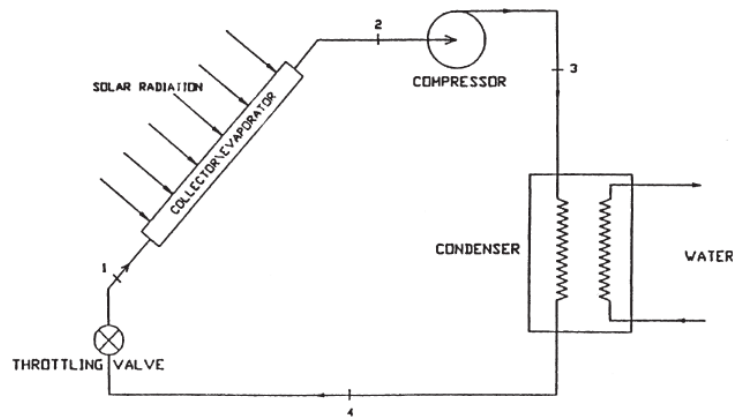
Il capitolo quattro verte sulle scelte progettuali ed i rispettivi parametri di simulazioni scelti.

Infine, nel capitolo cinque si riporta l'analisi dei risultati ottenuti nelle simulazioni.

Capitolo 1

Analisi bibliografica: pompe di calore elioassistite

Una pompa di calore elioassistita è una pompa di calore il cui evaporatore è accoppiato ad un collettore solare che produce aria/acqua calda o che diviene l'evaporatore stesso.



Nell'ambito delle pompe di calore elioassistite sono individuabili due macro categorie impiantistiche:

- 1) Sistemi indiretti;
- 2) Sistemi diretti.

I sistemi indiretti prevedono due circuiti distinti con interposto uno scambiatore di calore che rappresenta l'evaporatore della pompa di calore. I secondi sono caratterizzati dall'aver il circuito della parte solare direttamente integrato con quello della pompa di calore (HP), poiché il collettore costituisce l'evaporatore della macchina. Entrambi i sistemi possono essere realizzati nelle configurazioni "riscaldamento", "acqua calda sanitaria" (ACS) e "riscaldamento + ACS". Il vantaggio di una configurazione elioassistita, rispetto ad una pompa di calore tradizionale, consiste nella possibilità di poter sfruttare il calore a bassa temperatura mediante collettori solari aventi caratteristiche non necessariamente di rilievo. In questo modo si incrementa il livello termico a

cui avviene l'evaporazione della pompa di calore con un suo conseguente aumento del COP. Per contro, è da rilevare un aumento del costo di investimento di cui bisognerà tenere conto per valutare la fattibilità economica dell'impianto. Nel caso di configurazioni indirette, l'analisi energetica dovrà anche considerare l'incremento dell'energia spesa per il funzionamento della pompa di circolazione del sistema solare.

1.1 Sistemi indiretti

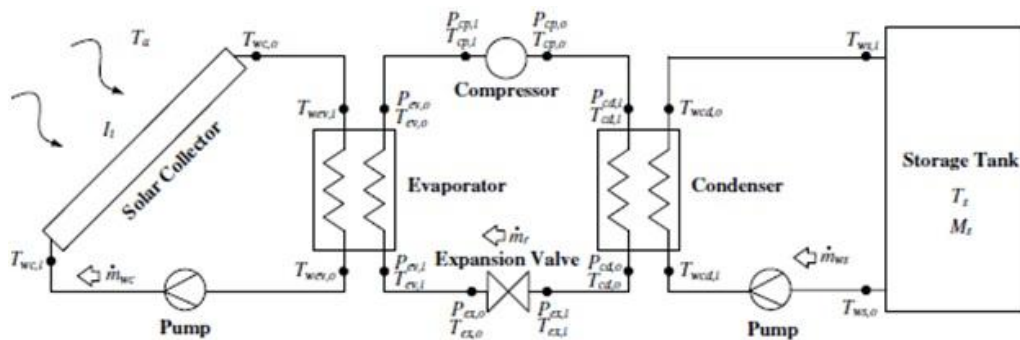


Figura 1.1 Schema sistema indiretto SAHP

Lo schema riportato in Figura 1.1 illustra una tipica configurazione di SAHP indiretta. Si noti come sia possibile suddividere il sistema in tre parti: collettore solare, pompa di calore, serbatoio di accumulo; quest'ultimo collegato all'utenza (riscaldamento e/o ACS). Il fluido impiegato nel circuito del collettore solare riceve energia dal sole attraverso scambi di natura convettiva e radiativa, per poi cederla al fluido frigorifero mediante l'evaporatore. Così facendo la temperatura di evaporazione risulta incrementata, con conseguente benefico aumento del COP. Come in una pompa di calore tradizionale, l'effetto utile si ottiene attraverso la cessione di calore da parte del fluido frigorifero, mediante il condensatore, al circuito ad acqua che serve l'utenza termica.

Un'ulteriore suddivisione può essere effettuata in relazione al fluido adoperato nel circuito solare, che può essere acqua glicolata o aria. Numerose sono state le trattazioni in merito a queste tipologie di impianto, di cui riportiamo una sintesi.

1.1.1 Sistemi indiretti ad acqua glicolata

Kuang et al. [1] si sono occupati dello studio sperimentale di un sistema SAHP funzionale al riscaldamento di un laboratorio di 42 m² sito nel nord della Cina. L'impianto prevede un campo collettori piani con singola copertura, un accumulo per il riscaldamento, uno per l'ACS, una pompa di calore acqua-acqua, una resistenza elettrica ausiliaria e terminali ambiente fan-coil. Al termine del periodo di studio nell'inverno tra il 2000 e il 2001, si è determinato il COP medio stagionale della pompa di calore che è risultato pari a 2,55; mentre il COP del sistema, comprendente il circuito solare e l'impianto di riscaldamento oltre, ovviamente la pompa di calore, è risultato 2,19. Questa diminuzione è spiegabile in quanto l'effetto utile del sistema e della pompa di calore ceduto dal condensatore è il medesimo, mentre l'energia richiesta tiene conto anche dell'ulteriore presenza di pompe di circolazione.

Yamankaradeniz e Horuz [2] hanno progettato un modello teorico di una pompa di calore elioassistita confrontando i risultati numerici con i dati sperimentali derivanti dall'utilizzo della SAHP stessa operante a Bursa (Turchia) nella stagione invernale ed esclusivamente durante giornate soleggiate. Dai loro studi hanno determinato come ci fosse buona corrispondenza dei dati ricavati rispetto al modello sperimentale come riportato nelle figure seguenti (Figura 1.2 e Figura 1.3).

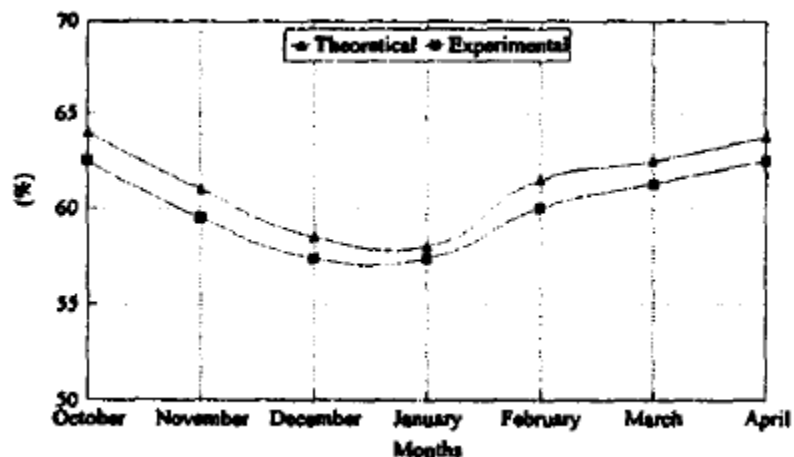


Figura 1.2 efficienza collettore solare

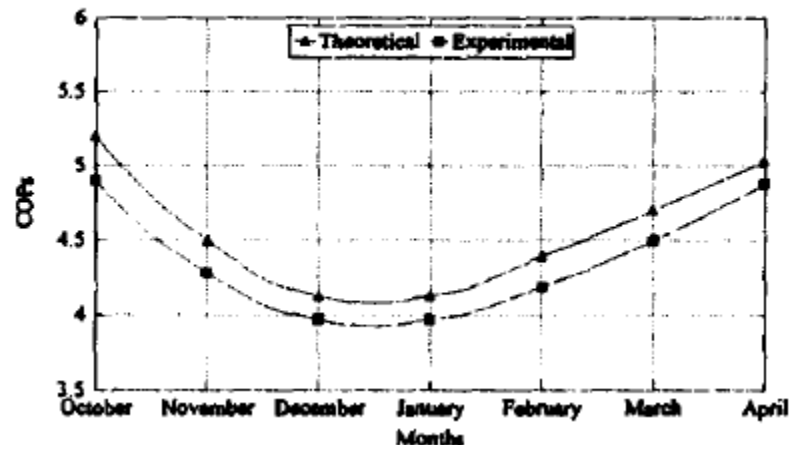
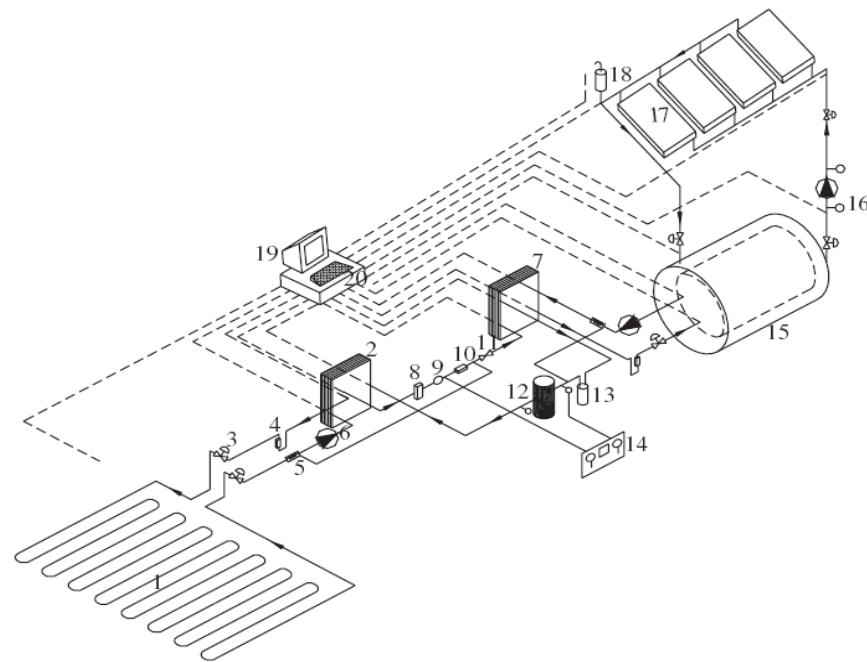


Figura 1.3 COP sistema

Yumrutas e Kaska [3] riportano lo studio sperimentale di una SAHP utilizzata per il riscaldamento di un laboratorio di 45 m² situato a Gaziantep (Turchia). L'analisi è volta a verificare le prestazioni di un impianto, il cui schema è di seguito riportato (Figura 1.4), collegato ad un sistema a pannelli radianti.



- | | | |
|--------------------------|--------------------|------------------------|
| 1-Floor heating system | 8-Receiver | 15-Energy storage tank |
| 2-Valve | 9-Sight glass | 16-Pressure gauge |
| 3-Condenser | 10-Drier | 17-Solar collectors |
| 4-Mass flow meter | 11-Expansion valve | 18-Flash tank |
| 5-Water regulating valve | 12-Compressor | 19-PC and data logger |
| 6-Circulation pump | 13-Accumulator | 20-Thermocouples |
| 7-Evaporator | 14-Pressure gauge | |

Figura 1.4 Sistema indiretto SAHP accoppiato ad un impianto di riscaldamento a pannelli radianti

Questo tipo di configurazione offre molteplici vantaggi che comportano un innalzamento del valore medio del COP, dal momento che l'utilizzo di un sistema di riscaldamento a bassa temperatura consente di avere una minore temperatura di condensazione a pari temperatura di evaporazione. Inoltre, questo impianto prevede la possibilità di far circolare direttamente l'acqua presente nell'accumulo qualora questa superi i 30°C. La pompa di calore ha presentato dei valori medi di COP pari a 2,5 nel caso di serbatoio a temperature basse, situazione verificatasi durante giornate nuvolose; mentre di 3,5 per temperature dell'accumulo alte, come avveniva in giornate soleggiate. Il COP del sistema è risultato essere circa minore del 20 % rispetto a quello della sola pompa di calore, a causa di consumi delle pompe di circolazione come già detto in precedenza.

Stojanovic e Akander [4] hanno realizzato un impianto che sfrutta sia le potenzialità dell'energia solare, che la tecnologia geotermica per un periodo di funzionamento di due anni circa. All'interno di una casa già esistente in Svezia, è stato appositamente costruito un collettore solare privo di copertura e integrato nel tetto, interfacciato mediante uno scambiatore al circuito geotermico. Sia durante il regime estivo che quello invernale, la pompa di calore viene mantenuta in funzione dal momento che non è previsto un preriscaldamento dell'acs né un riscaldamento diretto dell'ambiente da parte dell'energia proveniente dai collettori solari. Durante il regime estivo, il calore proveniente dai pannelli viene utilizzato per alimentare la pompa di calore (acs) e stoccato poi nel terreno attraverso sonde geotermiche.

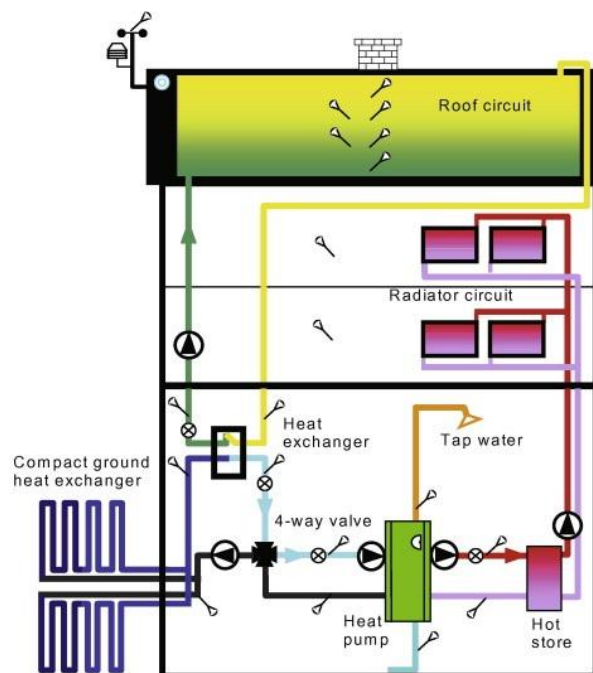


Figura 1.5 Rappresentazione schematica dell'impianto

Nel periodo di riscaldamento si sfrutta sia la componente solare che il calore geotermico che risente anche dell'accumulo estivo. È da notare come oltre al ruolo dei circolatori nella determinazione del COP medio stagionale sia importante anche il funzionamento del compressore, che se a giri costante può essere soggetto ad un elevato numero di accensioni e spegnimenti con conseguente decremento della sua efficienza. I valori dei COP riscontrati risultano pari a 2,85 per la sola HP e 2,09 per l'intero sistema. Il primo, considerando le condizioni operative non ottimali (edificio non ben isolato e

impianto di riscaldamento ad alta temperatura, radiatori), risulta in ogni caso soddisfacente se paragonato ad una pompa di calore geotermica in condizioni abituali in Svezia.

Andria et al. [5] hanno realizzato un modello in ambiente TRNSYS simulante il funzionamento di una SAHP utilizzata per riscaldamento, raffrescamento degli ambienti e ACS di un edificio di 100 m² sito in Taranto.

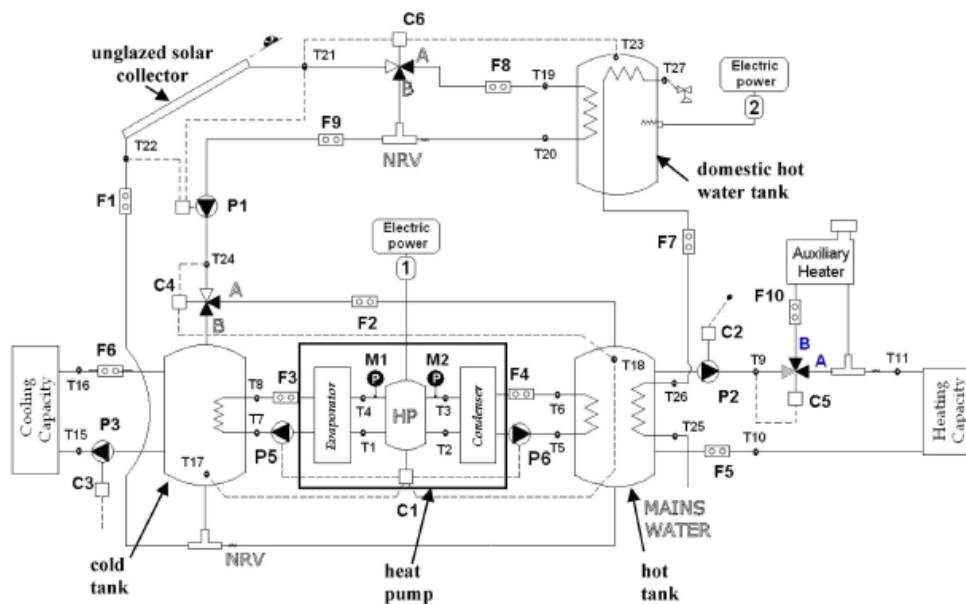


Figura 1.6 Configurazione impiantistica SAHP per riscaldamento - raffrescamento ambiente

Come mostrato nello schema di funzionamento (Figura 1.6), in regime invernale, se il fluido circolante all'interno del campo collettori ha una temperatura superiore rispetto a quella dell'acqua nel serbatoio caldo (collegato all'utenza termica), questo è inviato nel serbatoio stesso ed utilizzato per produrre direttamente acqua calda sanitaria. Diversamente, il fluido viene mandato nel serbatoio freddo per aumentarne la temperatura e di conseguenza incrementare la temperatura di evaporazione della pompa di calore, garantendo, a pari temperatura di condensazione, un COP più elevato. Durante il periodo estivo, invece, la pompa di calore è utilizzata per il raffrescamento dell'ambiente, mentre i collettori solari sono utilizzati per la produzione di ACS. Inoltre, nei periodi di scarsa radiazione e notturni, se la temperatura del serbatoio caldo è di un certo grado superiore a quella del serbatoio acs, è possibile inviare ai collettori l'acqua presente nell'accumulo caldo in modo tale da smaltire parte dell'energia in esso presente, diminuendo

così la sua temperatura migliorando il COP. Ciò è possibile dal momento che i collettori solari utilizzati non presentano una copertura e quindi è possibile sfruttare lo scambio convettivo. L'utilizzo di questa tipologia di pannelli solari termici sembra particolarmente adeguata per le temperature richieste non elevate e per la loro economicità.

Odeh e Akash [6] partendo da dati sperimentali sono giunti alla realizzazione di un modello di una pompa di calore elioassistita a doppia sorgente. Infatti al contributo dato dal collettore solare viene affiancato quello fornito dall'aria esterna. Ciò è possibile poiché l'evaporatore è costituito da uno scambiatore di calore anulare, in cui il refrigerante scorre nella parte esterna, potendo così interagire con il fluido proveniente dal collettore solare che transita nella sezione interna e con l'aria che lambisce l'evaporatore.

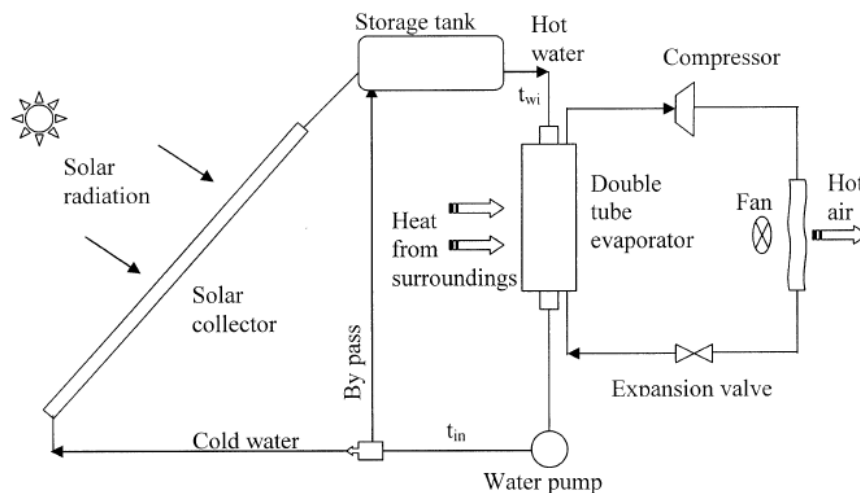


Figura 1.7 Schema di impianto SAHP

Nelle prime ore della giornata, essendo la temperatura dell'aria esterna maggiore di quella del serbatoio, sarà l'aria stessa a fornire maggior energia al fluido. Si riscontra così che l'andamento del COP segue quello della temperatura esterna.

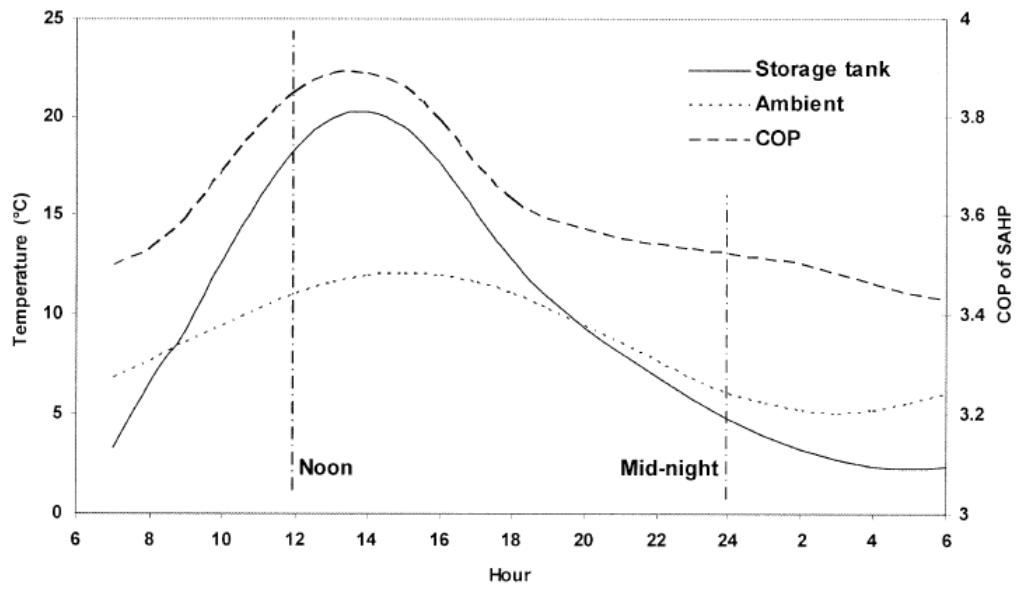


Figura 1.8 Andamento COP SAHP – Temperatura accumulo – Temperatura ambiente

1.1.2 Sistemi indiretti ad aria

Karagiorgas et al. [7] si sono occupati dell'accoppiamento di una pompa di calore aria – acqua con un campo collettori solari ad aria, al fine di effettuare il riscaldamento di un laboratorio situato in Grecia. La configurazione dell'impianto prevede due modalità di funzionamento: la prima, detta "diretta" (Figura 1.9), in cui, se la temperatura dell'aria transitante nei pannelli solari è adeguata al riscaldamento, questa viene direttamente immessa in ambiente, affiancando il contributo dato dalla pompa di calore ad aria; la seconda, "indiretta" (Figura 1.10), in cui la medesima aria viene utilizzata per riscaldare quella esterna in ingresso all'evaporatore dell'HP.

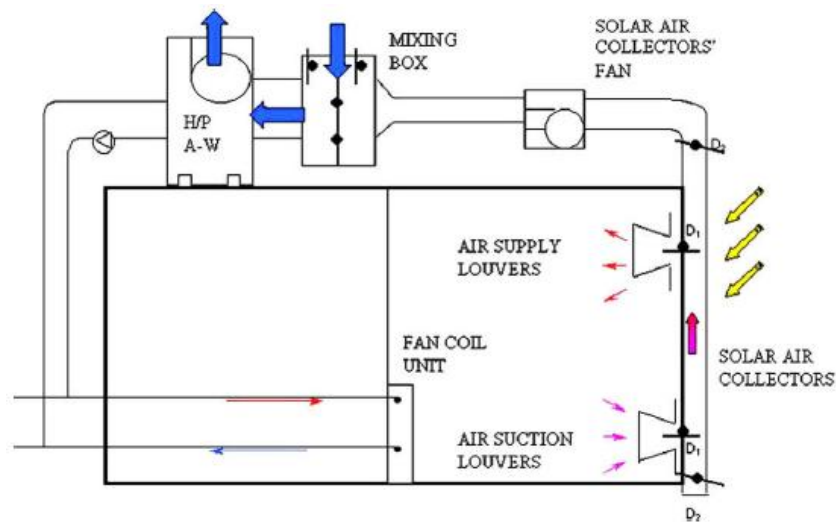


Figura 1.9 Configurazione diretta

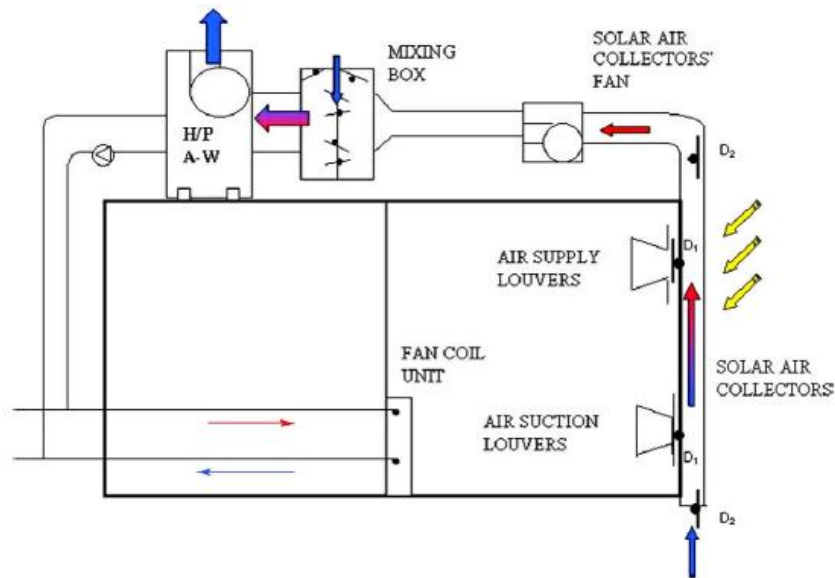


Figura 1.10 Configurazione indiretta

È stato poi realizzato un modello matematico al fine di poter effettuare delle simulazioni su questo tipo di impianto. In aggiunta, per verificarne l'attendibilità, i risultati di questo sono stati poi confrontati con una simulazione svolta con TRNSYS, il che ha permesso di dedurre come i due risultati fossero simili.

L'utilizzo di una configurazione indiretta consente un incremento del COP della HP rispetto a quella diretta dal valore di 3,33 a 4,94. Questi dati sono stati ottenuti mediando i risultati riscontrati durante due giorni dalla temperatura media simile (circa 10°C).

Abou-Ziyan et al. [8] hanno realizzato un modello di calcolo per verificare le performance di una SAHP accoppiata ad un collettore solare ad aria, sotto diverse configurazioni di impianto e con due differenti fluidi frigoriferi (R404a e R134a).

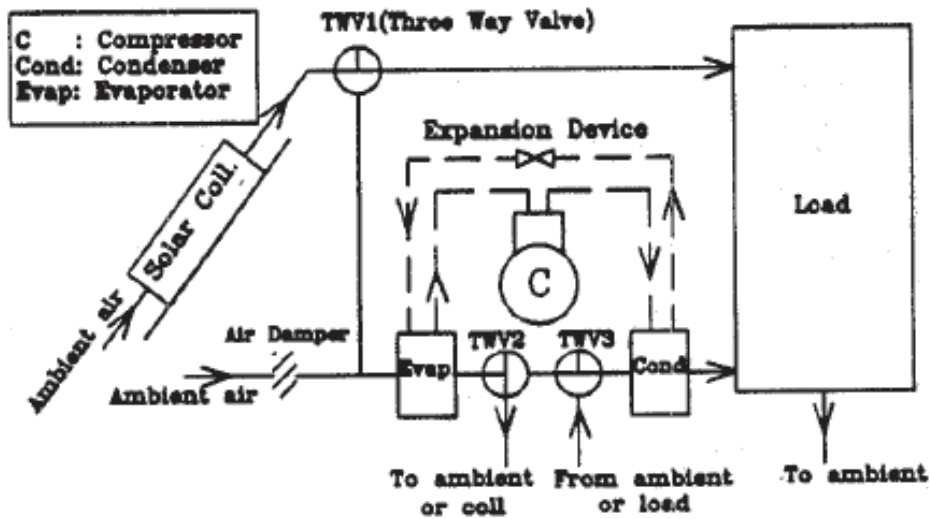


Figura 1.11 Pompa di calore elioassistita con collettore solare ad aria

Le modalità di funzionamento previste sono:

- Pompa di calore tradizionale (il collettore solare ad aria è omesso);
- L'aria scaldata attraverso il pannello solare può scorrere in serie prima nell'evaporatore e poi nel condensatore;
- L'aria scaldata nel collettore transita nell'evaporatore prima di essere immessa in ambiente;
- Collettore ad aria convenzionale (la pompa di calore non è considerata).

Le simulazioni effettuate hanno permesso di stabilire che per l'applicazione a bassa temperatura (50°C) in esame è preferibile il fluido R134a. Inoltre emerge come sia la prima modalità che l'ultima risultino poco performanti rispetto alle altre due configurazioni che contemplavano l'accoppiamento dei due sistemi. Nello specifico, per poter utilizzare l'aria sia nell'evaporatore che nel condensatore è risultato possibile un ampio range di portata d'aria, mentre per la configurazione che prevede l'immissione dell'aria in ambiente è necessaria una portata della stessa minore.

1.2 Sistemi diretti

Come è possibile notare dallo schema in Figura 1.12, questa particolare tipologia di pompa di calore elioassistita è caratterizzata dall'aver un evaporatore costituito da un collettore solare. All'interno del pannello solare non scorrerà quindi una miscela di acqua e glicole, bensì il fluido frigorifero scelto per la pompa di calore.

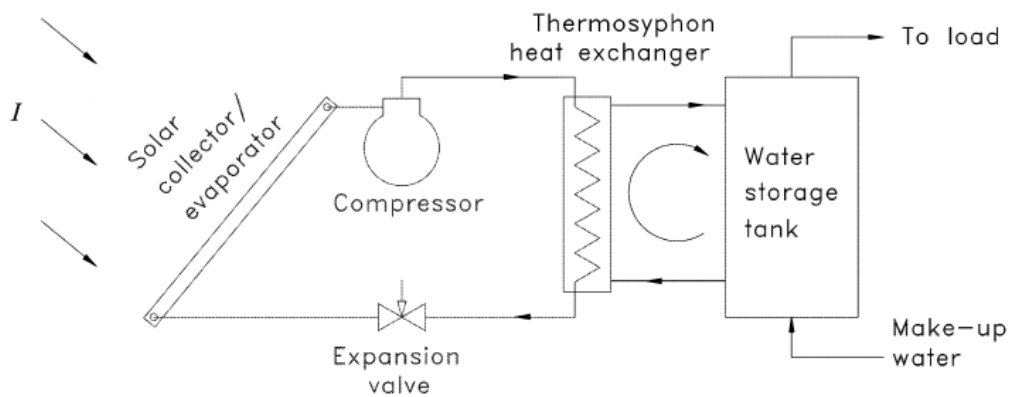


Figura 1.12 Schema sistema diretto SAHP

Hawlder et al. [9] nella loro trattazione si sono voluti concentrare sull'impianto appena presentato costituito da una SAHP ad espansione diretta. Studi sperimentali effettuati a Singapore sono stati condotti per verificare l'attendibilità dei risultati di un modello analitico atto a simulare l'andamento delle prestazioni di un sistema di SAHP diretto utilizzato per il riscaldamento ambiente.

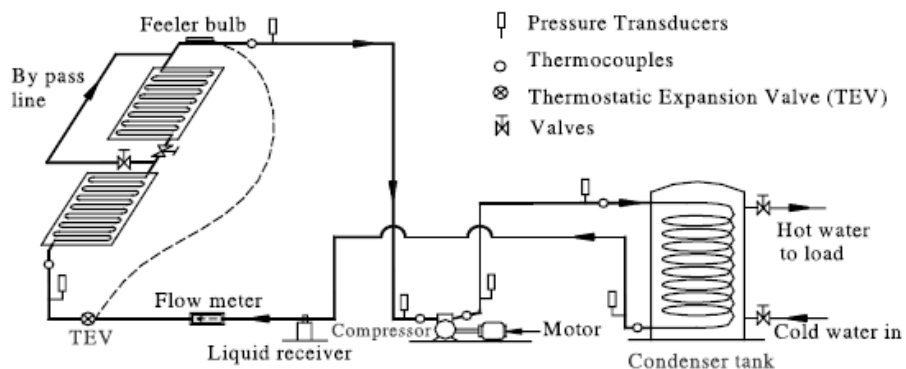


Figura 1.13 Sistema SAHP diretto

Dalle prove realizzate è emerso come le prestazioni del sistema siano fortemente influenzate dall'irradiazione solare, dall'area del collettore, dalla velocità di rotazione del compressore e dal volume del serbatoio di accumulo. Per alte velocità di rotazione del compressore ed una irradiazione fissata, si abbassa la temperatura del refrigerante all'ingresso del collettore-evaporatore, il che comporta una contemporanea riduzione del COP e incremento dell'efficienza del collettore. Il sistema è stato quindi realizzato in modo tale da raggiungere il numero di giri ottimo del compressore al fine di fronteggiare i due diversi andamenti ottenendo così un miglioramento delle performance del sistema. Inoltre, è stato notato come diversi parametri tra cui l'energia utile fornita dall'HP all'impianto, la temperatura di evaporazione, la temperatura di condensazione e quella dell'accumulo siano influenzate dalle dimensioni del serbatoio stesso, il cui aumento di volume comporta un decremento sensibile della temperatura di condensazione e contemporaneamente una leggera diminuzione di quella di evaporazione. Questo causa un abbassamento del lavoro di compressione portando così ad un COP più elevato.

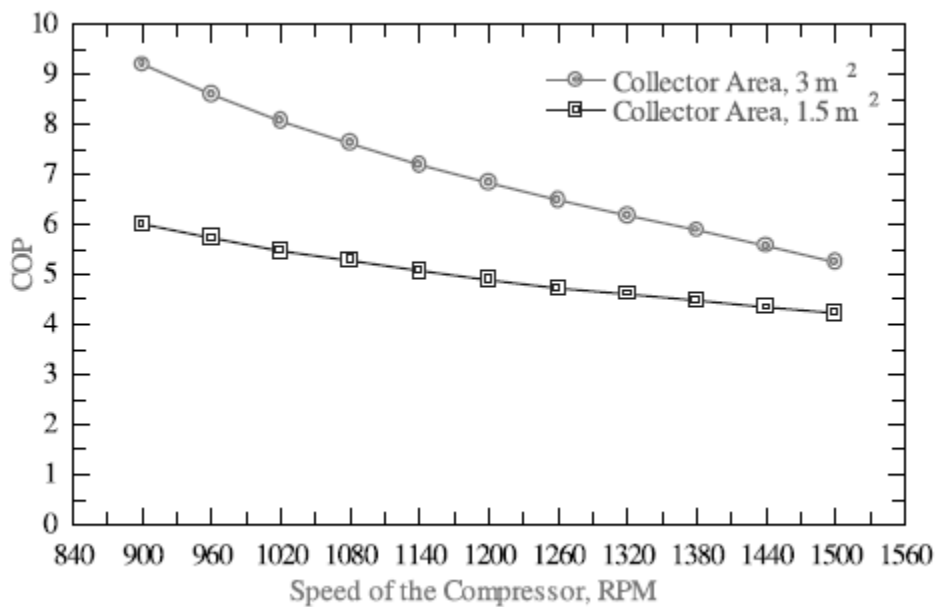


Figura 1.14 Andamento del COP in funzione del numero di giri del compressore

Il COP della pompa di calore è risultato essere all'interno di un range di valori che spazia da 4 fino a 9.

Aziz et al. [10] hanno effettuato un'analisi termodinamica sull'utilizzo di miscele di fluidi refrigeranti binarie al fine di sostituire gli ormai banditi CFC. I due fluidi che compongono la miscela usata sono R-134a (10 %) e R-123 (90 %). È stato sviluppato un codice di calcolo per la determinazione delle dimensioni (diametro e lunghezza) del tubo collettore basandosi sull'utilizzo di REFPROP per la determinazione delle proprietà termodinamiche della miscela. Le simulazioni hanno dimostrato come sia trascurabile il diametro interno del tubo e la pressione nel collettore in riferimento alla lunghezza del collettore, mentre essi esercitano un ruolo importante sulle variazioni del coefficiente di scambio termico.

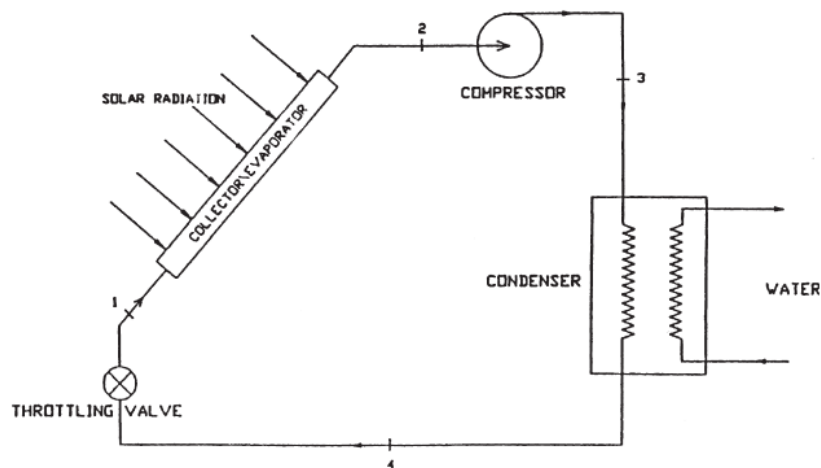


Figura 1.15 SAHP diretta

Nel grafico riportato in Figura 1.16 viene proprio messo in evidenza l'effetto della pressione sull'andamento del coefficiente di scambio termico.

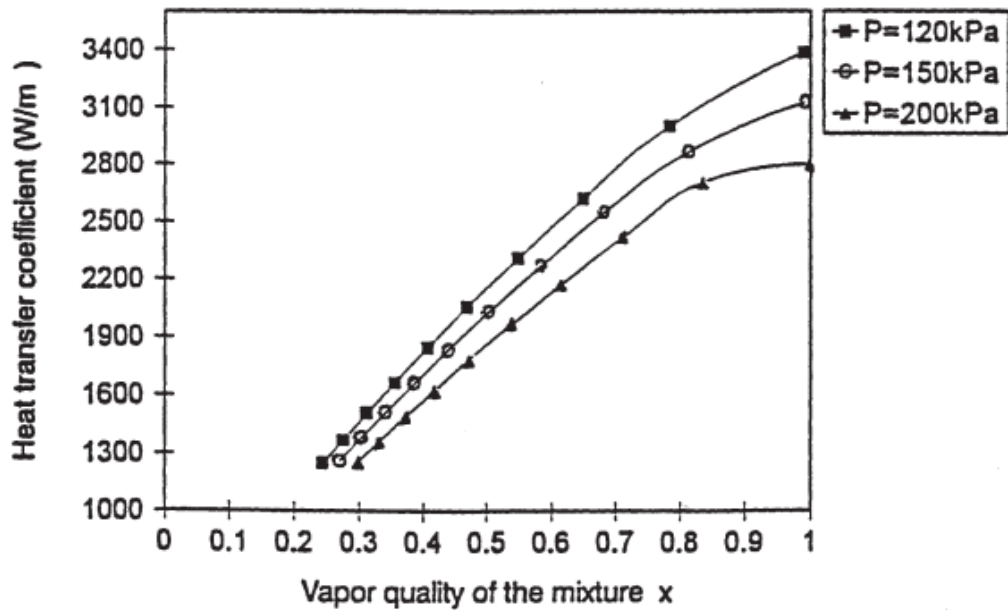


Figura 1.16 Variazione del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore a diverse pressioni di evaporazione

Le prove compiute mettono in luce come una variazione della portata di refrigerante e dell'energia solare assorbita hanno una ricaduta importante sulla lunghezza del tubo del collettore e sul coefficiente di scambio termico della miscela refrigerante.

Guoying et al. [11] hanno sviluppato un prototipo di pompa di calore elioassistita ad espansione diretta in cui l'evaporatore trae calore oltre che dalla radiazione incidente anche dall'aria esterna. Nello schema di impianto sottostante, oltre che ai componenti già trovati in precedenza, si è optato per un collettore-evaporatore a spirale alettata. Servendosi di un ventilatore assiale, viene incrementato lo scambio convettivo in quanto l'aria circostante è forzata all'interno dello spazio che si viene a formare tra la piastra assorbente del collettore e la copertura vetrata.

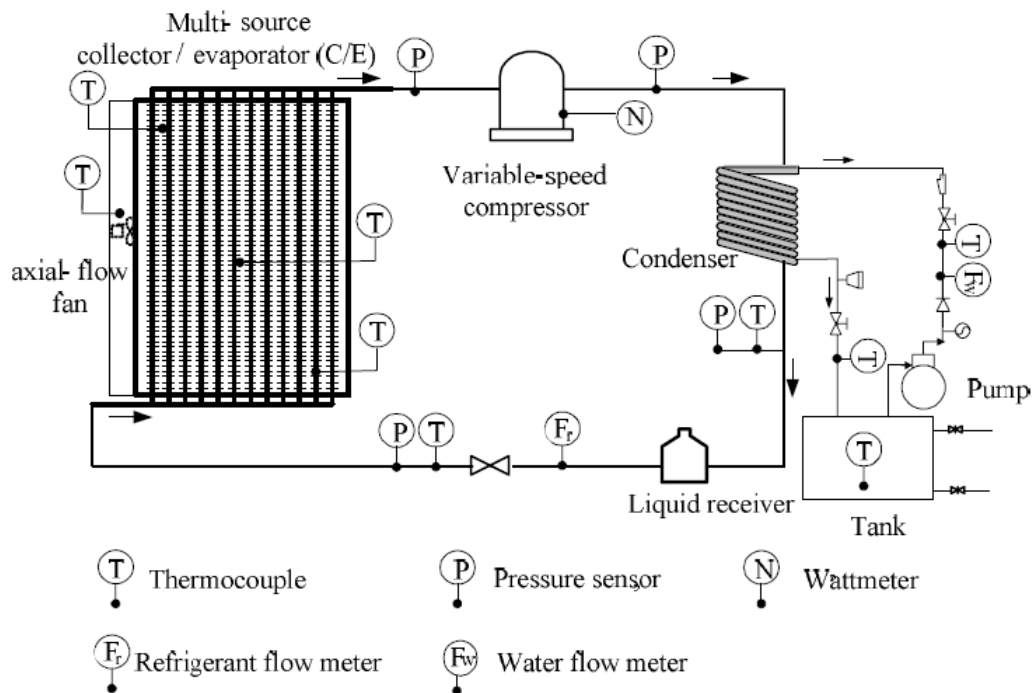


Figura 1.17 Schema di impianto

Sono previste tre modalità di funzionamento a seconda che la temperatura dell'aria sia maggiore o minore rispetto a quella ambiente. Quando l'energia solare disponibile consente il raggiungimento di una temperatura di evaporazione maggiore di quella dell'aria (giornate soleggiate), il ventilatore viene spento ed il collettore-evaporatore è alimentato esclusivamente dall'energia solare. Nel caso in cui l'irradiazione sia insufficiente (giornate soleggiate invernali), il sistema sfrutta entrambe le sorgenti di calore. Qualora invece ci si trovi nel caso di irradiazione assente o molto bassa (giornate nuvole, piovose o durante la notte), il collettore-evaporatore trae calore solamente dall'aria esterna.

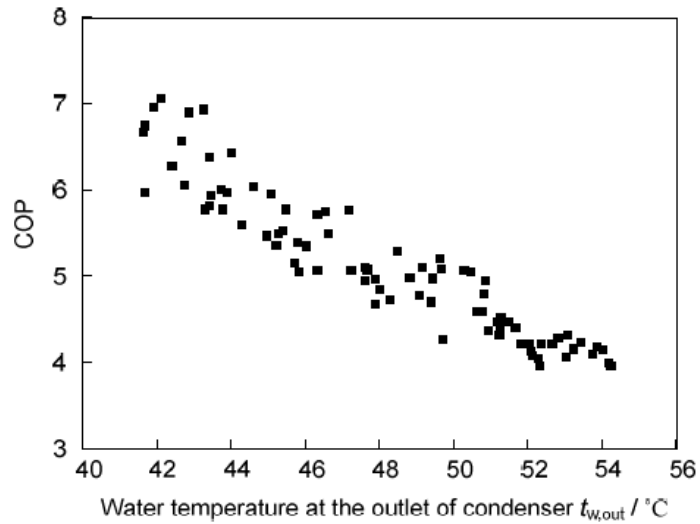


Figura 1.18 Andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nelle ore diurne

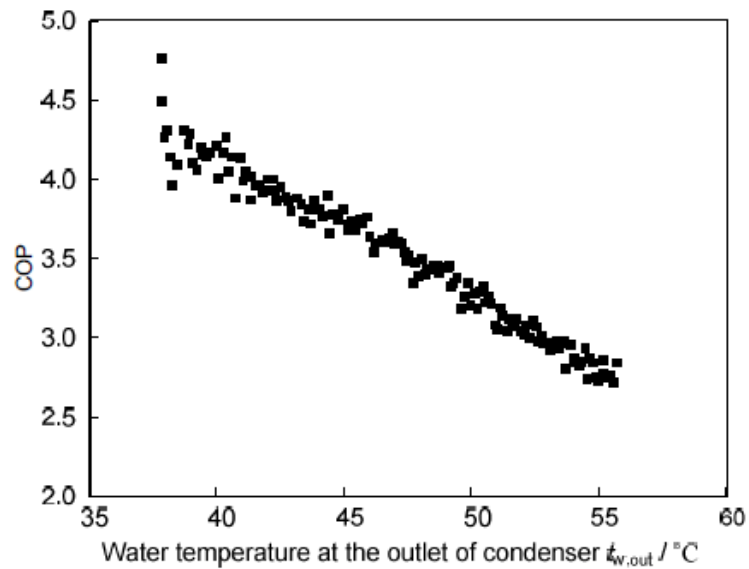


Figura 1.19 Andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nelle ore notturne

Sono state effettuate delle prove durante il mese di Ottobre a Nanjing (Cina), le quali hanno mostrato un COP medio nelle ore diurne di 5,1 mentre tale parametro durante la notte è sceso a 3,5.

Chaturvedi et al. [12] hanno incentrato il loro studio su una SAHP ad espansione indiretta, come quella rappresentata nello schema sottostante, volta alla produzione di acqua calda sanitaria. È stato realizzato dapprima un modello teorico dell'impianto, successivamente è stato costruito un prototipo, ed è stato possibile dimostrare come l'utilizzo di un compressore dotato di inverter consenta il raggiungimento di prestazioni più elevate.

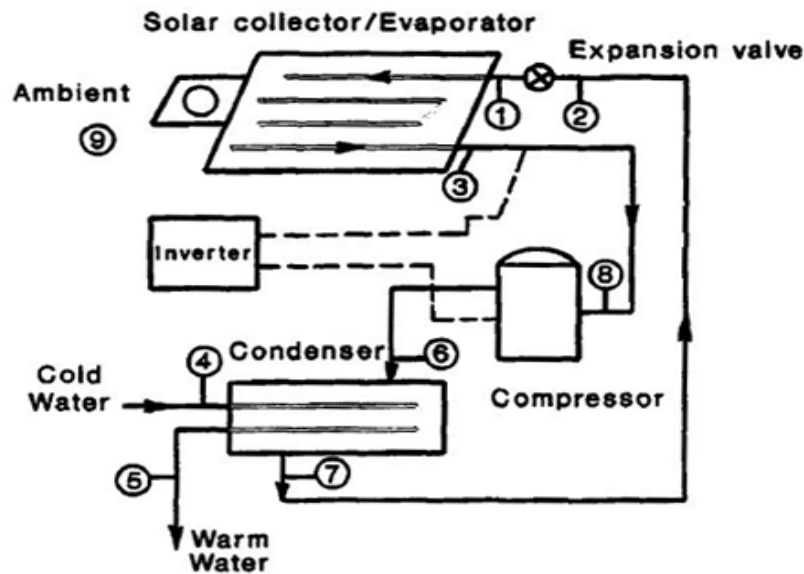


Figura 1.20 SAHP espansione diretta

Infatti, se non ci fosse questa possibilità di modulazione, il compressore durante i mesi estivi risulterebbe sovradimensionato in quanto la presenza di una temperatura dell'aria e di una radiazione incidente superiore comporterebbero la necessità di un lavoro di compressione minore.

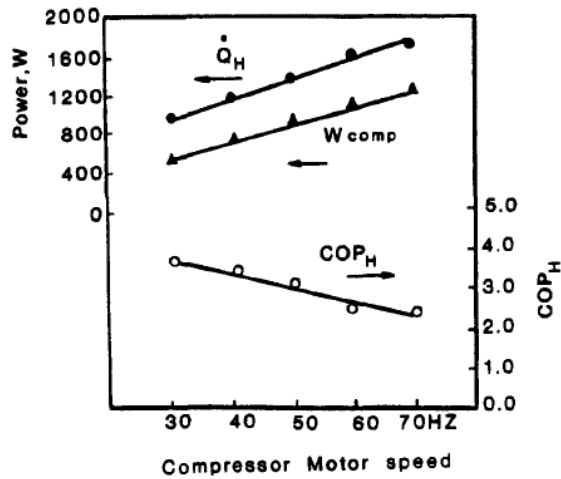


Figura 1.21 Andamento del COP, Q_H (energia utile), W_c (potenza richiesta dal compressore) in funzione del numero di giri del compressore

È stato registrato un valore di COP compreso in un range di valori da 2,5 a 4, il che rende questa tecnologia competitiva rispetto ad un impianto di produzione di acqua calda sanitaria basato su una resistenza elettrica.

L'analisi bibliografica effettuata ha permesso di mettere in evidenza quanto sistemi di questo tipo presentino delle prospettive energetiche future interessanti, ma al contempo ha posto in luce carenze dal punto di vista degli studi in merito alla fattibilità economica dell'impianto. Inoltre, è emersa la necessità di approfondire l'aspetto della regolazione e della gestione del sistema in quanto un utilizzo più mirato degli ausiliari comporterebbe un aumento delle prestazioni. Al fine di migliorare il COP globale del sistema dovrebbero poi essere ulteriormente indagate configurazioni diverse di impianto, come ad esempio la possibilità di alimentare direttamente un circuito a pannelli radianti con il fluido transitante nel pannello solare durante i periodi di mezza stagione. Altra problematica tutt'ora aperta riguarda poi l'utilizzo dell'elevata quantità di energia termica raccolta dai collettori durante l'estate.

Capitolo 2

Edificio e configurazioni di impianto

2.1 Edificio

Con il lavoro in esame si è voluto prendere in studio un'utenza classificata secondo il D.P.R. 59 del 2009 come E.1(3) corrispondente ad edifici appartenenti al settore alberghiero, presente sul territorio di Milano.

Qui di seguito (Figura 2.1) viene riportata la pianta dell'edificio di riferimento per una maggior chiarezza:

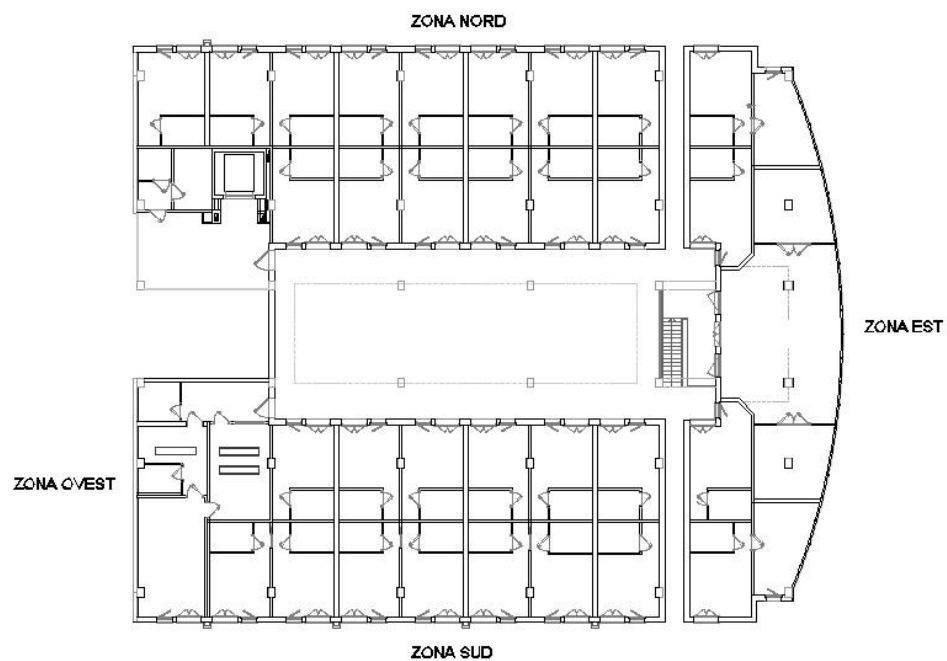


Figura 2.1 Pianta dell'edificio di riferimento

2.1.1 Caratteristiche generali edificio

Nella simulazione in ambiente TRNSYS si è deciso di suddividere l'edificio in quattro zone, rispettivamente NORD, SUD, EST, OVEST come da disegno. Le zone NORD e SUD corrispondono alle camere; la zona EST alla sala colazione e cucina; mentre la zona OVEST racchiude atrio, reception e deposito biancheria. Per tutte le zone in questione, tranne che per la zona OVEST, si è scelto di settare la temperatura ambiente interna ad un valore pari a 20 °C dalle ore 6.00 alle 22.00, mentre per le restanti ore la temperatura viene impostata pari a 16°C, in entrambi l'umidità interna relativa non viene controllata. Nella zona OVEST, al contrario, si prevede di utilizzare un solo livello di temperatura pari a 20°C in quanto corrisponde ad ambienti comuni quali reception, atrio, in cui si presuppone una presenza più significativa di persone e frequente in tutto l'arco della giornata.

Le strutture disperdenti sono formate dai seguenti materiali: i muri perimetrali (trasmittanza termica 0,25 W/m²K), nello specifico hanno un primo spessore esterno di intonaco calce e cemento; uno spessore di materiale Gasbeton; isolamento interno costituito da pannelli rigidi in fibra minerale; ed uno strato interno di intonaco in cartongesso. Le singole pareti perimetrali sono state caratterizzate dalla presenza di aggetti dai quali dipenderanno opportuni coefficienti di ombreggiamento.

Per quanto riguarda i componenti finestrati (trasmittanza termica 1,40 W/m²K, fattore solare 0,6), sono composti da due lastre separate da un'intercapedine di Argon.

Il controsoffitto (trasmittanza termica 0,21 W/m²K) è composto da quadrotti in fibra minerale e spessori di isolante in lana imbustata; mentre il solaio (trasmittanza termica 0,30 W/m²K) presenta internamente piastrelle in cotto, calcestruzzo cellulare, uno spessore di isolante in poliestere espanso, ed un altro spessore di calcestruzzo denso.

Il rapporto tra la superficie vetrata rispetto a quella calpestabile risulta essere 0,16.

2.1.2 Scelte progettuali

Oltre alle scelte di temperatura interna impostata e umidità relativa prevista, sono state effettuate altre scelte progettuali.

Sono stati ipotizzati 0,3 vol/h definiti dalla UNI/TS 11300-1. Gli apporti gratuiti interni globali sono stati posti pari a 6 W/m^2 in accordo con la UNI/TS 11300-1.

La tipologia di impianto prevista è quella con fan coil a parete funzionanti con acqua a 45°C , presenti in tutti gli ambienti, tranne nei bagni delle camere da letto e nel deposito biancheria presente nella zona OVEST, che verranno serviti da un impianto a radiatori funzionante sempre con acqua a 45°C . Al fine di determinare il fabbisogno cui l'impianto deve far fronte si sono adottati rendimenti di distribuzione, emissione, regolazione pari rispettivamente a 0,98; 0,95; 0,97 secondo la norma UNI/TS 11300-2.

La metratura complessiva da servire è pari a circa 1000 m^2 , con ambienti di altezza pari a 2,7 metri, con un fabbisogno di riscaldamento invernale di picco pari a 46 kW ed un fabbisogno di energia dell'edificio pari a 40 kWh/m^2 anno. Per quanto riguarda il consumo di acqua calda sanitaria, non se ne tiene in conto nelle configurazioni di impianto trattate; il fabbisogno risultate da calcolo effettuato sulla base della norma UNI/TS 11300-1 è pari a 41000 kWh/anno .

2.1.3 TRNBuild

TRNBuild è un sottoprogramma dell'ambiente TRNSYS che consente la gestione del progetto dell'edificio. In esso è possibile creare la singola struttura, sia opaca che vetrata, attingendo da apposite librerie che racchiudono tutte le caratteristiche principali dei materiali utilizzati. In esso vengono scelte sia le metrature, che le orientazioni di ogni singola struttura impostando poi le scelte progettuali delle zone termiche per avere un modello di edificio il più possibilmente vicino a quello reale. Questo programma consente di determinare il fabbisogno e tutte le caratteristiche dell'edificio in esame necessarie al fine della simulazione, che verrà poi opportunamente richiamato nella parte di simulazione denominata SIMULATION STUDIO dove verranno poi impostate le condizioni climatiche appartenenti alla zona di Milano.

2.2 Legislazione pompe di calore

In seguito all'emanazione della direttiva europea 93/76/CEE in merito alla diagnosi e alla certificazione energetica degli edifici e all'"*Energy performance of building*" (2002/91/CEE) inerente al rendimento energetico degli edifici è iniziato un processo volto a creare un nuovo stile di progettazione, al centro del quale ci fosse "la progettazione sostenibile del sistema edificio–impianto".

In Italia la direttiva 2002/91/CEE è stata recepita attraverso i decreti legislativi 192 dell'agosto 2005 e 311 del 29 dicembre 2006, i quali sono andati ad integrare la Legge 10/91, che rappresenta un testo fondamentale in ambito di utilizzo razionale dell'energia e di sviluppo delle fonti energetiche rinnovabili. Tale norma risulta molto importante anche per la storia delle pompe di calore in Italia, in quanto nell'articolo 8 della medesima si fa riferimento per la prima volta all'utilizzo di tale tecnologia, ed anzi se ne riconosce il valore, in quanto viene stanziato un finanziamento sotto forma di contributi in conto capitale (da un minimo del 20 % ad un massimo del 40 % della spesa di investimento) per quegli impianti che fossero stati capaci di soddisfare il 30 % del fabbisogno termico del caso in esame.

All'interno del decreto 192 dell'agosto 2005 al fine di promuovere un miglior utilizzo dell'energia, viene riportato anche il parametro da rispettare qualora si intendesse sostituire una caldaia con una pompa di calore per far sì di ottenere un impianto più efficiente:

$$\eta_u = X \cdot COP \geq 90 + 3 \log_{10} \cdot Q_{nom} \quad (2.1)$$

dove il COP e il Q_u (potenza utile espressa in kW) rappresentano i valori determinati in condizioni nominali del coefficiente di prestazione e della potenza utile, ed X è il rendimento di conversione fra energia elettrica ed primaria, stabilito dall'Autorità per l'energia elettrica ed il gas.

Un ulteriore passo nell'incentivazione delle energie rinnovabili così come nel risparmio energetico è stato fatto mediante la Legge 296 del 27 dicembre 2006, nella quale viene previsto un incentivo pari al 55 % delle spese di investimento effettuate per la realizzazione di edifici ed impianti di riscaldamento con particolari peculiarità di risparmio energetico. All'interno di tale testo mancava però un riferimento alle pompe di calore, riferimento che sarà poi inserito nella finanziaria dell'anno successivo tramite la Legge 244 del 24 dicembre 2007, grazie alla quale anche le pompe di calore rientrano nel meccanismo di incentivazione.

Nel frattempo l'8 dicembre 2007 la Commissione Europea ha stabilito i parametri prestazionali che le pompe di calore dovevano possedere al fine di essere fregiate del marchio comunitario di qualità ecologica, e tali criteri sono stati utilizzati anche a livello italiano nel Decreto del 7 aprile 2008 del Ministero dell'Economia e delle Finanze, con il quale l'assegnazione degli incentivi viene vincolata al superamento dei parametri sopra citati.

Malgrado le pompe di calore siano sottoposte ad un sistema di incentivazione fin dal 1991, è solo negli ultimi anni che esse stanno conquistando una maggiore quota di mercato. Le ragioni di ciò sono probabilmente da attribuire in primis, per quanto concerne le pompe di calore elettriche, ad un elevato costo dell'energia elettrica, e successivamente alle complicazioni impiantistiche che l'adozione di una pompa di calore poteva presentare rispetto ad un più conosciuto ed utilizzato sistema tradizionale a combustibile fossile.

Oggi però la possibilità di una produzione di energia elettrica sempre più distribuita (mediante l'uso di tecnologie rinnovabili) con il conseguentemente sistema di incentivazione, ed in futuro la possibilità di avvalersi dell'energia nucleare con una conseguenziale diminuzione del costo dell'energia elettrica, dovrebbero rendere lo scenario italiano più accogliente per questa tecnologia. Inoltre bisogna sottolineare i progressi tecnici svolti in questo campo, così come quelli legislativi (UNI-EN 15316-4-2 e la prEN 14825), con i quali si cerca di fare chiarezza rispetto le prestazioni delle pompe di calore andando a definire un metodo di calcolo.

Per permettere di confrontare fra loro le prestazioni delle pompe di calore fra loro e rispetto ad altre tipologie di impianti, tali norme saranno riprese dalla 11300-4 la quale andrà anche a definire le prestazioni energetiche di impianti di riscaldamento non convenzionali e formati a loro volta da sottosistemi differenti (es. pompe di calore, collettori solari, caldaie a biomasse e a combustibili fossili ecc.).

2.3 Tipologie di impianto

Nello studio sono state analizzate differenti tipologie di impianto le quali potessero rispondere al fabbisogno dell'edificio, in modo tale da poterle poi confrontare. Sono state adottate le seguenti quattro soluzioni impiantistiche:

- 1- Impianto con caldaia a condensazione;
- 2- Impianto a pompa di calore aria-acqua con caldaia di back up;
- 3- Impianto a pompa di calore acqua-acqua elioassistita con caldaia di back up;
- 4- Impianto a pompa di calore aria-acqua elioassistita con caldaia di back up;

2.3.1 Impianto con caldaia a condensazione

Come caso base è stato scelto un impianto con caldaia a condensazione per soddisfare integralmente il fabbisogno termico dell'edificio.

2.3.2 Impianto a pompa di calore aria-acqua con caldaia di back up

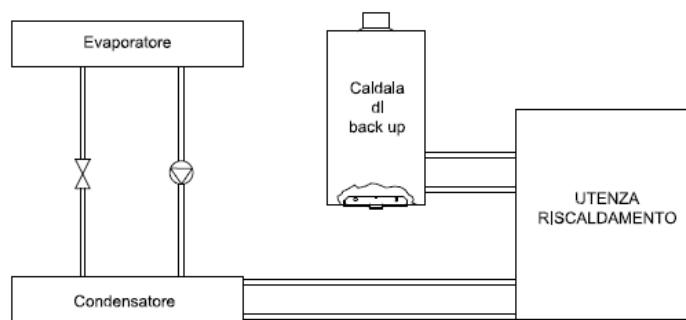


Figura 2.2 Schema funzionale configurazione pompa di calore aria-acqua

Questo secondo caso è stato individuato per essere rappresentativo di una tipologia di impianto considerata come ulteriore caso di riferimento, dal momento che le pompe di calore sono entrate a pieno diritto nella consuetudine impiantistica oggi adottata. L'impianto a fan coil è alimentato da una pompa di calore ad aria coadiuvata da una caldaia a condensazione di back up.

Poiché con il decrescere della temperatura dell'aria esterna si ha un peggioramento del COP della pompa di calore, si è stabilito che al di sotto di una temperatura dell'aria esterna di 0°C viene azionata la caldaia posta in parallelo alla pompa di calore, di modo che la stessa si trovi a dover sopperire ad una richiesta di potenza minore, limitando quindi la diminuzione di prestazioni del sistema.

2.3.3 Impianto a pompa di calore acqua-acqua elioassistita con caldaia di back up

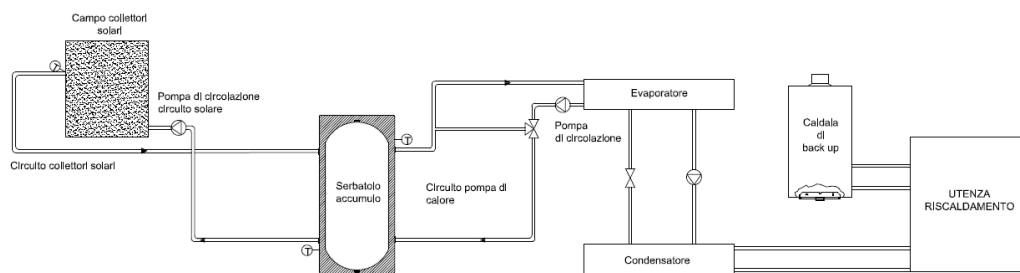


Figura 2.3 Schema funzionale pompa di calore acqua-acqua elioassistita

Questa terza soluzione impiantistica prevede l'utilizzo di una pompa di calore elioassistita mediante un circuito di pannelli solari termici alimentati da una miscela di acqua e glicole. Le simulazioni sono state effettuate sia con collettori solari di tipo vetrato che non, in alimento ad un serbatoio di accumulo. La circolazione del fluido nel circuito solare avviene mediante una pompa la quale è azionata tramite un regolatore differenziale che prende in esame la temperatura della miscela in uscita dai collettori e la temperatura nella parte bassa del serbatoio di ritorno al campo collettori. L'evaporatore della pompa di calore è poi alimentato dal fluido più caldo, che in seguito alla stratificazione viene prelevato dalla parte alta del serbatoio. Poiché le temperature raggiungibili all'interno dell'accumulo sono variabili in funzione delle condizioni climatiche (temperatura dell'aria esterna, radiazione solare) sono stati utilizzati alcuni accorgimenti al fine di alimentare l'evaporatore in modo adeguato. Prendendo in considerazione la diminuzione del COP della pompa di calore quando questa viene alimentata lato evaporatore da un fluido a bassa temperatura, è stato previsto un sistema di regolazione che, qualora la temperatura in uscita dalla parte alta del serbatoio scenda al di sotto degli 0°C, consente lo spegnimento della pompa di calore e l'azionamento di una caldaia di back up in grado di fornire la potenza termica di picco richiesta dall'edificio. Qualora si riscontrino temperature nella zona superiore del serbatoio maggiori

di 20°C, poiché l'evaporatore non è in grado di ricevere in ingresso una miscela con temperatura superiore a tale valore, onde evitare un eccessivo surriscaldamento del fluido frigorifero, è presente una valvola miscelatrice a tre vie termostatica. Tale valvola permette di ricircolare parte della portata uscente dall'evaporatore con il flusso proveniente dal serbatoio, in modo tale da ottenere all'entrata dell'evaporatore il valore di portata costante stabilito per l'impianto, ad una temperatura non superiore ai suddetti 20°C.

Come ulteriore configurazione, si è prevista l'aggiunta di uno scambiatore di calore tra il circuito solare ed il serbatoio di accumulo.

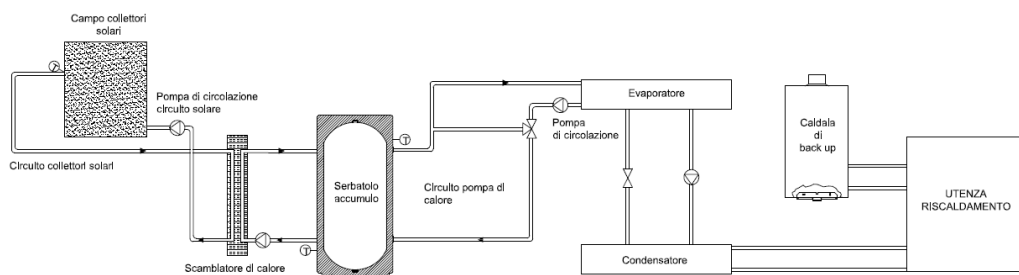


Figura 2.4 Schema funzionale pompa di calore acqua-acqua elioassistita con scambiatore di calore

Tale modifica è stata effettuata al fine di evitare di aggiungere glicole all'intero volume di accumulo, in modo da contenere i presumibili costi elevati di tale operazione. In questo caso per non correre il rischio di gelo nel circuito pompa di calore lato evaporatore, si è impostato un nuovo valore limite di temperatura (6 °C) sotto il quale viene azionata la sola caldaia di back up.

2.3.4 Impianto a pompa di calore aria-acqua elioassistita con caldaia di back up

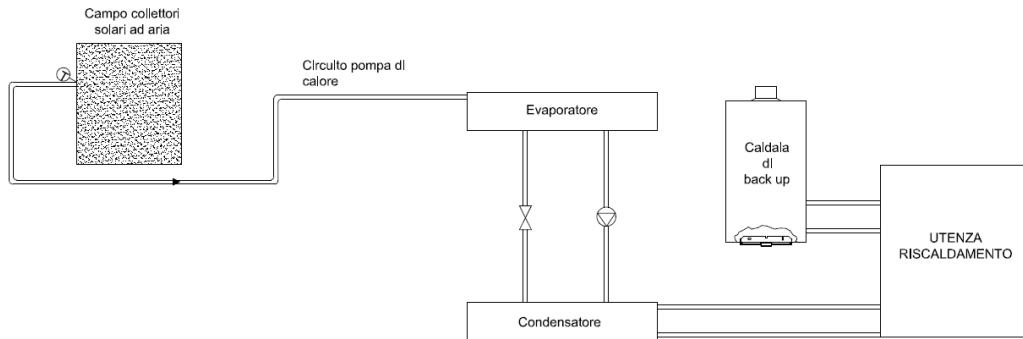


Figura 2.5 Schema funzionale pompa di calore aria-acqua elioassistita

Tale configurazione d'impianto prevede di accoppiare ad una pompa di calore aria-acqua un circuito solare costituito da pannelli solari ad aria. Prima dell'ingresso nell'evaporatore, l'aria ambiente viene fatta transitare all'interno di un campo collettori solari termici, i quali possono così innalzare la temperatura della stessa e migliorare il COP della pompa di calore. Poiché al di sotto del valore di temperatura dell'aria in uscita dal campo collettori, pari a 0°C si ha il cosiddetto punto di cut-off della pompa di calore, tale valore di soglia definisce l'azionamento di una caldaia la quale va a sostituire la pompa di calore. Questo valore è stato scelto in quanto la macchina in quelle condizioni presenta delle prestazioni maggiormente efficienti rispetto alla caldaia, inoltre offre valori di potenza termica utile tali per cui si è in grado di soddisfare il fabbisogno termico dell'edificio.

2.4 Descrizione del modello

Di seguito vengono illustrati i modelli sviluppati in ambiente TRNSYS circa le configurazioni di impianto investigate.

2.4.1 Modello impianto a pompa di calore acqua-acqua elioassistita con caldaia di back up

I modelli realizzati riguardano sia la parte edificio che quella impianto.

Per quanto concerne quella relativa all'edificio, esso viene modellizzato mediante l'utilizzo di un type apposito, il quale facendo riferimento al sottoprogramma TRNBUILD riceve in ingresso le caratteristiche dell'involucro e le condizioni di progetto richieste in ambiente, che variano in funzione dell'orario giornaliero. Vengono poi definite le condizioni climatiche annuali del sito scelto per le simulazioni.

L'impianto è costituito da due componenti principali, campo solare e pompa di calore, interconnessi mediante un accumulo.

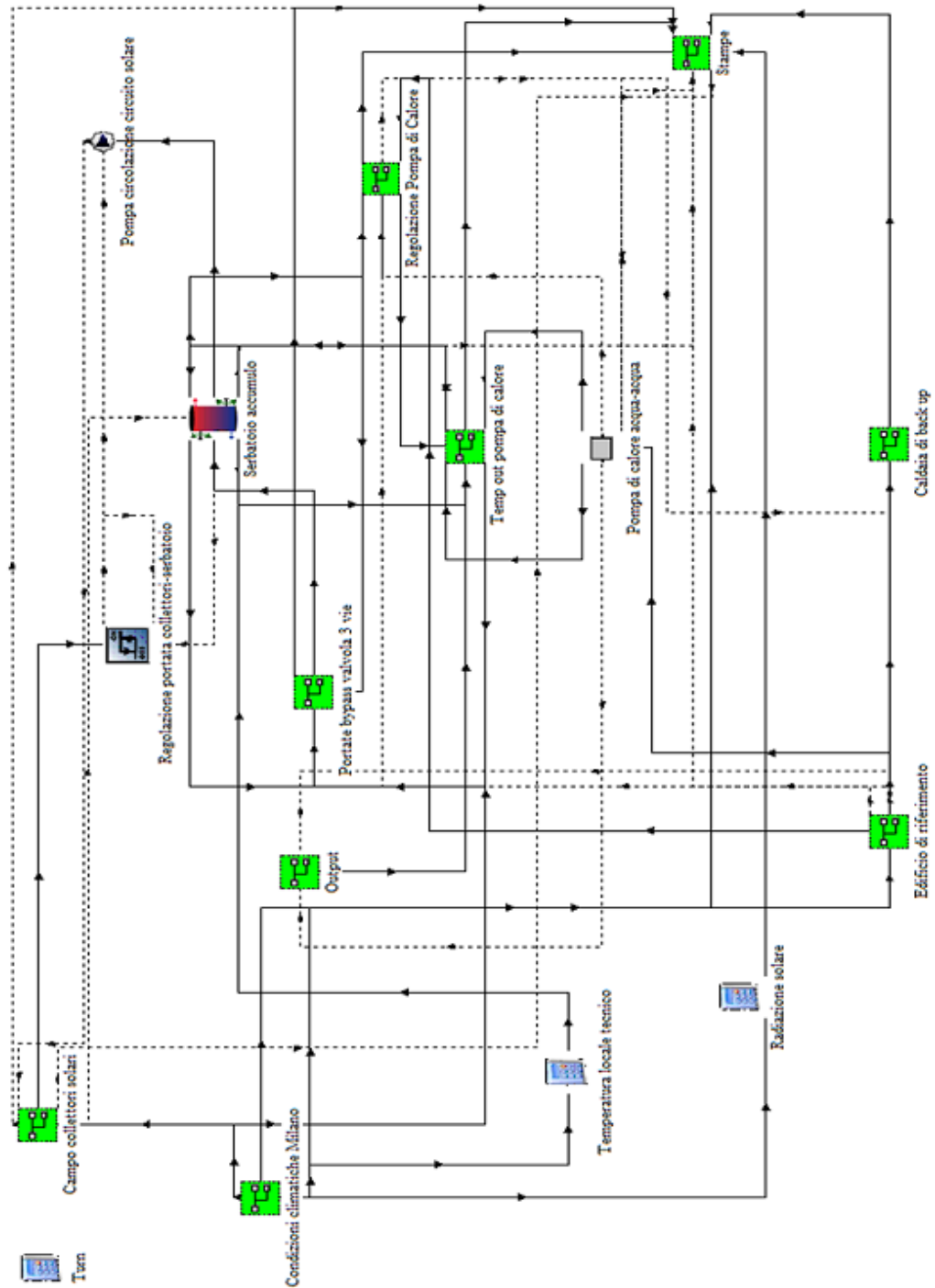


Figura 2.6 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita acqua-acqua

Il circuito solare è formato da un campo collettori solari termici (sia nella configurazione con pannelli vetrati, che non) aventi sottocampi in serie posti tra loro in parallelo. Al fine di consentire la realizzazione dei diversi campi parallelo sono stati utilizzati types, i quali consentono di simulare la presenza di valvole deviatrici al 50 % della portata e di valvole miscelatrici, in modo tale da collegare il campo collettori con il serbatoio di accumulo. Il serbatoio utilizzato nella simulazione è dotato di due ingressi (mandata dal campo collettori collegata alla parte alta del serbatoio, ritorno dall'evaporatore della pompa di calore a quella bassa) e due uscite (mandata al campo collettori nella zona inferiore del serbatoio, e all'evaporatore della pompa di calore in quella superiore).

Questa configurazione permette di migliorare la stratificazione dell'accumulo (tale modello è stato concepito considerando il serbatoio come suddiviso in tre blocchi di uguale volume, ognuno dei quali presenta un valore di temperatura uniforme), incrementando così l'efficienza dei collettori solari. È stata poi implementata una funzione che permette di calcolare la temperatura del locale tecnico in cui si prevede di posizionare il serbatoio, la quale prevede un incremento rispetto alla temperatura ambiente di 2°C. Il fluido termovettore (opportunamente glicolato) viene fatto circolare dall'accumulo al campo solare mediante una pompa a numero di giri costante, la quale viene azionata per mezzo di un regolatore di temperatura differenziale.

Una volta impostati i valori di banda morta superiore ed inferiore, se la pompa è già in funzione, si spegnerà solo qualora la differenza di temperatura tra il fluido in mandata dai pannelli e l'acqua nella parte bassa del serbatoio sia minore della banda morta inferiore, nel caso in cui il circolatore risulti spento, esso si attiverà solamente nel momento in cui la stessa differenza di temperatura sia maggiore del valore di banda morta superiore.

Per ciò che concerne la pompa di calore, le prestazioni vengono determinate mediante l'interpolazione dei valori di potenza termica fornita ed elettrica assorbita, in funzione dei livelli di temperatura del fluido in ingresso sia lato evaporatore che condensatore. I valori ottenuti riflettono il comportamento di una macchina a pieno carico, con scambiatori di calore caratterizzati da salto termico nominale di 5°C. Si è scelto come terminali di erogazione un sistema a fan coil e radiatori a portata costante determinata sulla potenza di picco richiesta, con una temperatura dell'acqua di alimento pari a 45°C; conseguentemente il salto termico dell'acqua nei terminali (valore di progetto 5°C) viene calcolato in funzione del fabbisogno ad ogni step orario della

simulazione, quindi inviato in input alla pompa di calore. L'accensione e lo spegnimento della pompa di calore avviene fornendo in ingresso alla stessa un segnale di controllo, il quale viene elaborato dal programma ora per ora mediante una serie di equazioni. I parametri presi in esame, affinché la pompa di calore funzioni, che devono dare contemporaneamente valore positivo, sono il periodo dell'anno (in modo tale che la pompa di calore sia accesa solamente durante il periodo di riscaldamento, ovvero dal 15 ottobre al 15 aprile), la richiesta di energia dell'edificio, e una condizione sulla temperatura di mandata dall'accumulo all'evaporatore. Infatti una bassa temperatura della miscela all'evaporatore provoca un peggioramento delle prestazioni della macchina, tanto da non renderla in grado di fornire l'energia necessaria, o da renderla energeticamente sconveniente rispetto ad un sistema di produzione di energia convenzionale, quale ad esempio una caldaia a condensazione.

Considerando quindi :

$$\eta_{gn} = \frac{Q_{utile}}{Q_{prim}} \quad (2.1)$$

$$COP = \frac{Q_{utile}}{P_{el}} \quad (2.2)$$

e ponendo il rendimento di conversione dell'energia elettrica in energia primaria pari al 46 % (come indicato dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas secondo la delibera EEN 3/08), si ottiene la disequazione che indica il valore di COP sotto il quale l'utilizzo di una pompa di calore diventa sconveniente dal punto di vista energetico:

$$COP \leq \frac{\eta_{gn}}{0,46} \quad (2.3)$$

Esaminando quindi le performance della macchina al variare della temperatura del fluido in ingresso all'evaporatore, e considerando una temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore pari a 40°C (valore minimo di temperatura al condensatore, relativo al picco dell'impianto), si è determinata la temperatura dell'acqua al di sotto della quale viene spenta la pompa di calore, ed al suo posto è azionata una caldaia di back-up, la quale risulta più efficiente in quelle determinate condizioni. All'interno del modello è stato utilizzato un opportuno type in grado di simulare un termostato on-off con

banda morta di $\pm 1^\circ\text{C}$, il quale ricevendo dal serbatoio il valore della temperatura della parte alta dello stesso, aziona in alternativa la pompa di calore o la caldaia, a seconda che si rilevi un valore superiore o inferiore rispetto al setpoint impostato.

È poi importante controllare che la temperatura dell'acqua in mandata all'evaporatore della pompa di calore non raggiunga valori troppo elevati, in quanto si corre il rischio di avere un surriscaldamento eccessivo del fluido frigorifero. Nelle pompe di calore prese in considerazione tale parametro è posto pari a 20°C . Per rispondere a tale esigenza si è scelto di prevedere una valvola a tre vie sul ritorno dell'evaporatore, in modo tale da effettuare una miscelazione con il fluido in arrivo dal serbatoio, così da avere in entrata allo scambiatore medesimo la portata costante desiderata e una temperatura non superiore a 20°C . Mediante l'utilizzo di tale valvola è quindi possibile estrarre dal serbatoio solamente l'energia necessaria all'evaporatore, senza dover essere costretti a smaltire il calore in ambiente e poter al contempo rispettare la condizione in ingresso all'evaporatore.

All'interno del modello la scelta progettuale sopra descritta è stata implementata mediante una serie di equazioni e condizioni. Innanzitutto la temperatura in ingresso all'evaporatore è posta pari a quella uscente dal serbatoio di accumulo se quest'ultima è minore od uguale a 20°C ; diversamente tale temperatura viene posta pari a 20°C , e conseguentemente viene calcolata la portata variabile q entrante (quindi uscente) dall'accumulo:

$$q = m_{source} \cdot \frac{(20 - T_{source,out})}{(T_{tan k,out} - T_{source,out})} \quad (2.4)$$

Contemporaneamente viene calcolata la portata dell'evaporatore ricircolata n al fine di mantenere una temperatura di mandata allo stesso adeguata:

$$n = m_{source} \cdot \frac{(20 - T_{tan k,out})}{(T_{source,out} - T_{tan k,out})} \quad (2.5)$$

Così facendo è quindi possibile garantire l'integrità dello scambiatore, e allo stesso modo non si è costretti a smaltire energia termica al fine di rispettare il limite di temperatura sopra citato.

Si ottiene dunque una configurazione secondo cui la portata uscente ed entrante dal tank risulta variabile in funzione della necessità di mantenere la

mandata dello stesso al di sotto del valore di soglia, mentre quella circolante nell'evaporatore risulta sempre costante.

L'utilizzo di un modello di pompa di calore con compressore a giri costanti ha reso necessario implementare alcune funzioni per permettere di utilizzare lo stesso anche per simulare realtà impiantistiche differenti. Per avere un corretto andamento dei valori di temperatura all'interno del serbatoio, si è quindi dovuto calcolare la temperatura in uscita dall'evaporatore con un componente realizzato appositamente.

Ad ogni step orario della simulazione viene fornita l'energia richiesta per il riscaldamento dell'edificio, e parimenti in funzione dei valori di temperatura entranti negli scambiatori della pompa di calore, il modello calcola la potenza che la macchina è in grado di erogare in quelle determinate condizioni.

Poiché il modello non permette di effettuare alcuna parzializzazione in funzione del carico, si calcola la reale potenza richiesta all'evaporatore sapendo che la potenza effettivamente fornita alla macchina non è quella nominale stabilita, bensì quella pari al fabbisogno richiesto. Conseguentemente la reale energia che il serbatoio deve fornire al momento considerato, risulta proporzionale a quella nominale secondo il rapporto tra il fabbisogno della struttura e la potenza termica erogata dalla pompa di calore. Una volta determinata la potenza dell'evaporatore, sapendo che la portata di fluido è costante, è possibile risalire alla temperatura di uscita dall'evaporatore consentendo così un corretto bilancio energetico al serbatoio.

$$Q_{assorbitqcorr} = \frac{Fabbisogno}{Q_{utile,nom}} \cdot Q_{assorbito} \quad (2.6)$$

$$T_{source,out} = T_{source,in} - \frac{Q_{assorbitqcorr}}{m_{source} \cdot Cp_{source}} \quad (2.7)$$

Come precedentemente detto, la configurazione appena presentata con pompa di calore acqua-acqua ha previsto anche l'aggiunta di uno scambiatore di calore interposto tra il campo collettori solari ed il serbatoio di accumulo, che risulta essere la sola variazione oltre ad un diverso settaggio della temperatura di esclusione della pompa di calore e conseguente azionamento della caldaia di back up. Tale scambiatore di calore viene modellizzato in ambiente TRNSYS con efficienza costante posta pari a 0,7.

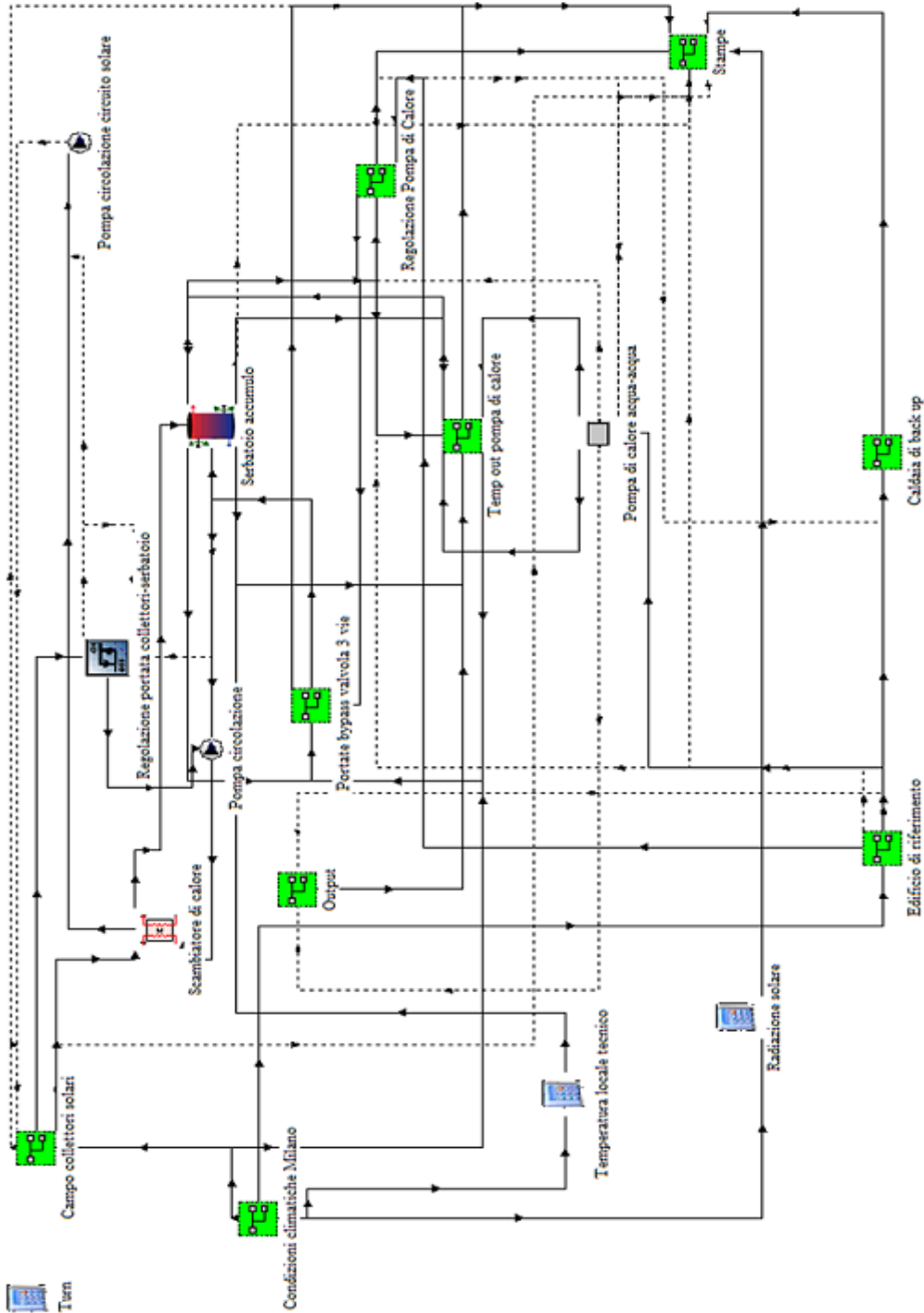


Figura 2.7 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita acqua-acqua con scambiatore di calore

2.4.2 Modello impianto a pompa di calore aria-acqua elioassistita con caldaia di back up

Questa configurazione impiantistica prevede l'accoppiamento di un campo collettori solari ad aria con una pompa di calore aria-acqua.

Con il type utilizzato per il campo collettori, si vuole calcolare la temperatura della portata d'aria (stabilita pari a quella richiesta dall'evaporatore della pompa di calore) all'uscita dai pannelli, che in seguito andrà poi ad alimentare lo scambiatore della macchina, incrementando quindi le performance della stessa. La potenza termica fornita dalla pompa di calore, così come la potenza elettrica necessaria al compressore sono calcolate richiamando, come fatto con la pompa di calore acqua-acqua, un file *.dat, che grazie ai valori di temperatura d'aria in ingresso all'evaporatore e della portata d'acqua entrante nel condensatore è in grado di restituire le prestazioni della pompa di calore in quelle determinate condizioni. Come nel caso precedente la reale temperatura di ritorno dell'acqua dall'edificio è calcolata ponendo 45 °C come temperatura di mandata, considerando la portata costante e calcolata sul picco del fabbisogno.

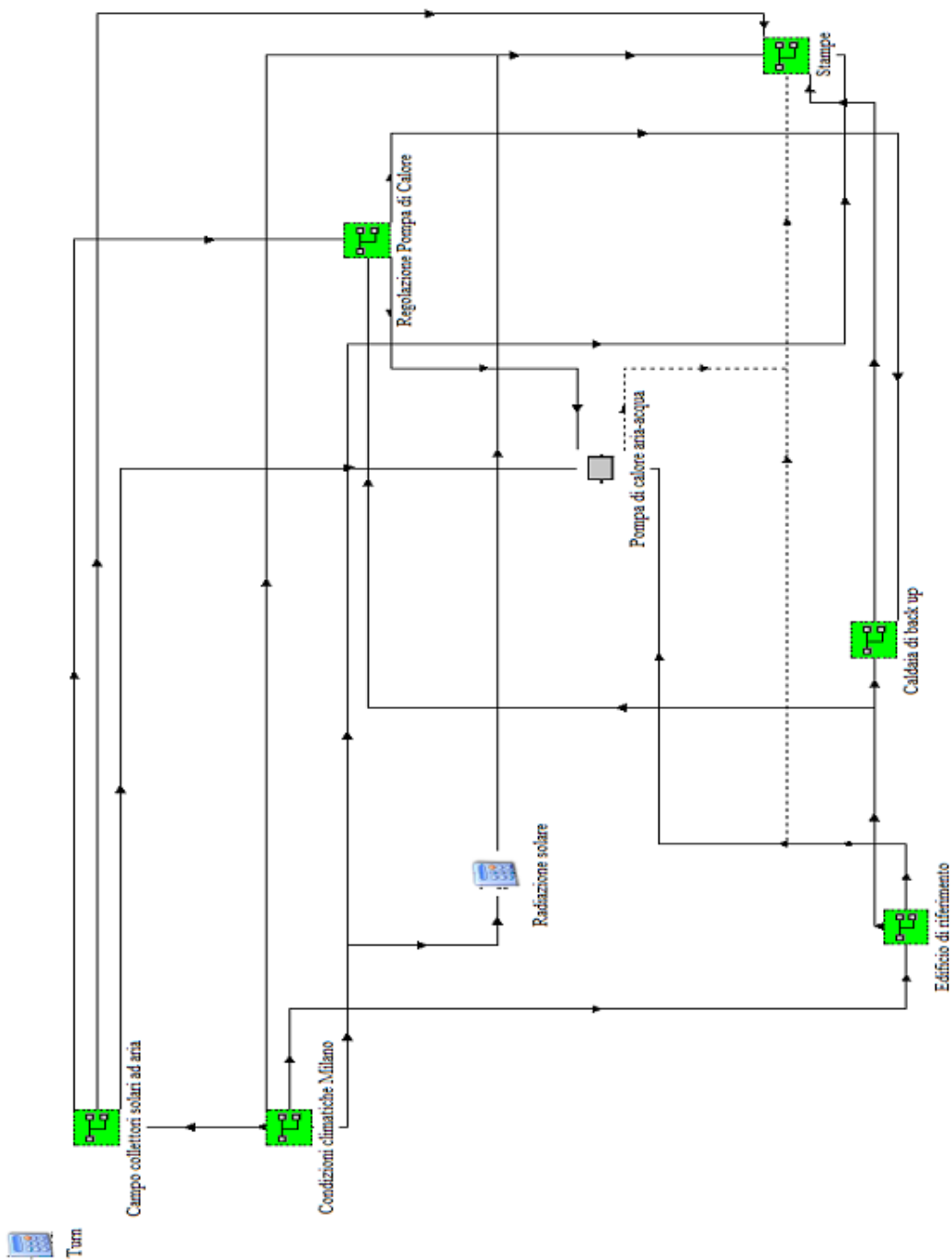


Figura 2.8 Modello TRNSYS pompa di calore elioassistita aria-acqua

2.4.3 Modello impianto a pompa di calore aria-acqua con caldaia di back up

Tale modello consente di simulare le prestazioni di una pompa di calore acqua convenzionale, che ricevendo in ingresso all'evaporatore aria alla temperatura ambiente e al condensatore l'acqua di ritorno dall'impianto di riscaldamento dell'edificio (la cui temperatura è calcolata come nei casi precedenti) è in grado di fornire i dati di funzionamento della macchina. È poi stata prevista la presenza di una caldaia di back up, al fine di far fronte alle diminuzioni prestazionali della pompa di calore quando la temperatura dell'aria ambiente scende al di sotto del valore di cut-off sempre pari a 0°C.

Capitolo 3

Metodo di calcolo

3.1 Metodo di calcolo: pompa di calore

Una volta effettuate le diverse simulazioni in ambiente TRNSYS queste sono state rielaborate in modo tale da poter ottenere i risultati desiderati.

Innanzitutto per quanto riguarda la pompa di calore, le macchine scelte per la simulazione (a parte un caso ad inverter per la pompa ad aria) sono dotate di due compressori scroll di uguale taglia, ognuno fornito di un proprio circuito indipendente, privi di inverter. Da ciò ne deriva una pompa di calore in grado di fornire il 50 % od il 100 % della potenza nominale a fronte di un proporzionale assorbimento di potenza elettrica del compressore. Ne consegue che nel momento in cui la macchina parzializza la potenza erogata (50 %), il suo COP è pari a quello a carico massimo.

Al fine di giungere ad una valutazione il più corretta possibile del sistema, si è poi deciso di valutare le prestazioni della macchina tenendo conto della penalizzazione di prestazione dovuta agli inevitabili cicli di accensione e spegnimento derivanti dalla modulazione fra due gradini di potenza.

A tale proposito si è scelto di utilizzare il fattore correttivo “ f ” definito come:

$$f = \frac{COP_{CR}}{COP_{nom}} \quad (3.1)$$

il quale permette di correlare il COP a pieno carico in determinate condizioni di temperatura dei fluidi secondari in ingresso agli scambiatori della pompa di calore (COP_{nom}) con il COP a carico parziale (COP_{CR}), dove CR è pari a:

$$CR = \frac{Fabbisogno_{orario}}{E_{nom}} \quad (3.2)$$

ovvero il rapporto tra l’energia richiesta ($Fabbisogno_{orario}$) e l’energia che la pompa di calore sarebbe in grado di erogare in determinate condizioni di temperatura dei fluidi termovettori in ingresso ai rispettivi scambiatori (E_{nom}).

Il fattore correttivo “f” viene definito dalla norma prEN 14825 (secondo una formulazione corretta da Scarpa):

- acqua come fluido termovettore lato evaporatore

$$f = \frac{CR}{0,1 + 0,9 CR} \quad (3.3)$$

- aria come fluido termovettore lato evaporatore

$$f = \frac{CR}{0,1 + 0,9 CR} (1 - 0,25 \cdot (1 - CR)) \quad (3.4)$$

Nel caso specifico in esame, si è considerato che qualora il fattore di carico fosse minore od uguale a 0,5 la pompa di calore si comporti come una macchina on-off dotata di un solo compressore ed in grado di fornire metà della potenza nominale in quelle condizioni di temperatura di ingresso dei fluidi lato condensatore ed evaporatore.

Di conseguenza con $CR < 0,5$ definendo $CR_{1st\ comp}$ il fattore di carico per l'unico compressore funzionante quando la potenza richiesta risulta inferiore al 50 % di quella erogabile:

$$CR_{1st\ comp} = \frac{Fabbisogno_{orario}}{0,5 E_{nom}} \quad (3.5)$$

risulta che il fattore correttivo dell'unico compressore funzionante $f_{1st\ comp}$ è pari a:

$$f_{1st\ comp} = \frac{CR_{1st\ comp}}{0,1 + 0,9 CR_{1st\ comp}} \quad (3.6)$$

Qualora si abbia $CR > 0,5$ si considera invece che un compressore funzioni a pieno regime, mentre l'altro sia soggetto ad on-off in modo tale che sull'ora considerata la pompa di calore vada a fornire l'energia richiesta, così facendo viene calcolato f solamente per il secondo compressore ($f_{2nd\ comp}$), mentre il primo non è soggetto a diminuzione di prestazioni.

Per cui con $CR > 0,5$ si ha come fattore di carico del secondo compressore:

$$CR_{2ndcomp} = \frac{Fabbisogno_{orario} - (0,5 E_{nom})}{0,5 E_{nom}} \quad (3.7)$$

da cui consegue:

$$f_{2ndcomp} = \frac{CR_{2ndcomp}}{0,1 + 0,9 CR_{2stcomp}} \quad (3.8)$$

Successivamente si determina l'energia elettrica richiesta ad ogni step orario di funzionamento del compressore e degli ausiliari (l'apporto delle pompe di circolazione varia a seconda della configurazione considerata, in quanto sono presenti in diverso numero a seconda dello scenario che si sta studiando).

Anche in questo caso sono state adottate due formulazioni differenti a seconda del fattore di carico.

Per $CR \leq 0,5$ l'energia elettrica assorbita dal compressore indicata con $E_{el, 1st comp}$ è definita come:

$$E_{el,1stcomp} = \frac{Fabbisogno_{orario}}{COP_{CR}} \quad (3.9)$$

Per $CR > 0,5$ si considera l'entità dell'energia elettrica assorbita pari alla somma di metà della nominale (ovvero considerando un compressore funzionante a pieno regime), e della quota parte derivante dal funzionamento intermittente del secondo compressore. Per stabilire l'energia richiesta dal secondo compressore si determina il COP_{CR} della macchina con solo il secondo compressore funzionante moltiplicando il COP nominale per il fattore correttivo precedentemente calcolato. Successivamente sottraendo al fabbisogno orario la quantità di energia erogata dal primo compressore, si determina il carico cui il secondo compressore deve far fronte, quindi mediante il COP_{CR} prima calcolato è possibile stabilire la quantità di energia necessaria per il funzionamento del primo compressore. Dunque l'energia elettrica assorbita dai due compressori $E_{el,2 comp}$ risulta essere:

$$E_{el,2comp} = \frac{0,5 E_{nom}}{COP_{nom}} + \frac{Fabbisogno_{orario} - (0,5 E_{nom})}{COP_{nom} \cdot f_{2ndcomp}} \quad (3.10)$$

Sommando l'energia da erogare ai due compressori $E_{el,comp}$ e quelle richieste dagli ausiliari $E_{el,aux}$ (pompe di circolazione dell'impianto solare, tra serbatoio ed

evaporatore, tra serbatoio e scambiatore di calore nella configurazione in cui questo è previsto) è possibile determinare l'energia elettrica totale richiesta $E_{el,tot}$. Al fine di determinare correttamente l'energia elettrica richiesta dalle pompe di circolazione dell'evaporatore, l'energia elettrica richiesta dalla stessa se funzionasse per l'intero step orario, è moltiplicata per il fattore di carico CR, cosicché è possibile stabilire l'energia realmente assorbita da tali ausiliari durante il passo di simulazione preso in esame.

Conoscendo l'energia elettrica richiesta complessivamente, così come il fabbisogno orario dell'edificio è possibile determinare il COP corretto (COP_{COR}) della pompa di calore ad ogni ora di funzionamento.

$$E_{el,tot} = E_{el,comp} + E_{el,aux} \quad (3.11)$$

$$COP_{COR} = \frac{Fabbisogno_{orario}}{E_{el,tot}} \quad (3.12)$$

Da notare però come vi sia un ausiliario, ovvero la pompa del circuito solare, il quale può funzionare anche quando la pompa di calore non è attiva, poiché non vi è richiesta di fabbisogno, ma vi sono le condizioni per cui è possibile immagazzinare comunque energia nel serbatoio di accumulo.

Per tenere conto anche di questo fattore nel confrontare i sistemi fra loro, è opportuno determinare un COP stagionale (COP_{stag}), il quale viene calcolato mediante il rapporto tra l'energia fornita all'edificio dalla pompa di calore $Fabbisogno_{stag}$ e la somma dell'intera quantità di energia elettrica richiesta per il funzionamento del sistema $P_{el,tot,stag}$, grandezze entrambe determinate sull'intera stagione di riscaldamento:

$$COP_{stag} = \frac{Fabbisogno_{stag}}{P_{el,tot,stag}} \quad (3.13)$$

Inoltre, nel caso delle pompe di calore elioassistite ad aria si considera quale ausiliario solamente il ventilatore che, qualora sia presente radiazione (diversamente l'aria viene aspirata direttamente dall'ambiente circostante), permette di far transitare l'aria nei collettori solari ad aria, prima che questa entri nell'evaporatore. Anche in questo caso, se la pompa di calore ad aria non è dotata di inverter, la potenza istantanea del ventilatore viene moltiplicata per il fattore di carico, in quanto si considera che il ventilatore è in moto solamente per il tempo in cui anche la pompa di calore è in funzione. Nel caso invece di compressore dotato di inverter, tale operazione viene effettuata solamente

quando si ha un fattore di carico minore del 25 %, in quanto solamente al di sotto di tale valore si verificano fenomeni di on-off.

Nel caso delle configurazioni che prevedono l'inverter, i valori di COP sono noti dal costruttore fino al valore di parzializzazione pari al 25 % del carico nominale. Conseguentemente è necessario determinare un fattore f_{inv} di correzione del COP solamente per i valori al di sotto di tale soglia:

$$f_{inv} = \frac{4CR}{0,1 + 3,6CR} (1 - 0,25 \cdot (1 - 4CR)) \quad (3.14)$$

3.2 Metodo di calcolo: caldaia

Per effettuare la determinazione del sistema nel suo complesso sono poi stati effettuati i calcoli per determinare l'energia primaria richiesta dalla caldaia a condensazione di back up che si è deciso di adottare.

Per stimare tali valori ci si è avvalsi del procedimento di calcolo presente nell'appendice A della UNI/TS 11300 – 2, ed in particolare della metodologia di calcolo basata sui dati che il produttore è tenuto a fornire secondo la direttiva 92/42/CEE.

Le informazioni necessarie al calcolo sono il rendimento a pieno carico $\eta_{gn,Pn}$, il rendimento al 30 % del carico $\eta_{gn,Pint}$, e le perdite del generatore a carico nullo $\Phi_{gn,I,Po}$.

Per prima cosa il metodo permette di calcolare gli effettivi rendimenti della caldaia in funzione delle reali temperature di esercizio della stessa, in quanto i dati forniti sono riferiti alle condizioni nominali di prova.

Il rendimento corretto a pieno carico $\eta_{gn,Pn,cor}$ risulta quindi pari a:

$$\eta_{gn,Pn,cor} = \eta_{gn,Pn} + f_{cor,Pn} \cdot (\theta_{gn,test,Pn} - \theta_{gn,w}) \quad (3.15)$$

dove:

- $f_{cor,Pn}$: fattore di correzione del rendimento a potenza nominale, che viene determinato tramite il prospetto B.1. della norma [%/°C];
- $\Theta_{gn,test,Pn}$: temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova a potenza nominale [°C];
- $\Theta_{gn,w}$ temperatura media effettiva dell'acqua nel generatore (nel caso di caldaie a condensazione si considera la temperatura dell'acqua di ritorno) [°C].

Parimenti la norma fornisce la correzione per determinare il rendimento corretto a potenza intermedia $\eta_{gn,Pint,cor}$:

$$\eta_{gn,Pint,cor} = \eta_{gn,Pint} + f_{cor,Pint} \cdot (\Theta_{gn,test,Pint} - \Theta_{gn,w}) \quad (3.16)$$

con:

- $f_{cor,Pint}$: fattore di correzione del rendimento a potenza intermedia, stabilito tramite il prospetto B.2. [%/°C];
- $\Theta_{gn,test,Pint}$: temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova a potenza intermedia [°C].

Grazie ai rendimenti sopra calcolati è perciò possibile ricavare le perdite corrette del generatore:

- a potenza nominale $\phi_{gn,l,Pn,cor}$

$$\phi_{gn,Pn,cor} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pn,cor})}{\eta_{gn,Pn,cor}} \cdot \phi_n \quad (3.17)$$

con ϕ_n pari alla potenza nominale della caldaia;

- a potenza intermedia $\phi_{gn,l,Pint,cor}$

$$\phi_{gn,Pint,cor} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pint,cor})}{\eta_{gn,Pint,cor}} \cdot \phi_{int} \quad (3.18)$$

dove ϕ_{int} rappresenta la potenza del generatore al 30 % del carico.

Al fine di prendere in considerazione le perdite a carico nullo $\phi_{gn,l,P0,cor}$, cui la caldaia è soggetta a seguito della temperatura del locale di installazione in cui è posta, viene fornita da norma la formula per effettuare la correzione:

$$\phi_{gn,l,P0,cor} = \phi_{gn,l,P0} \cdot \left(\frac{\theta_{gn,avg} - \theta_{a,gn}}{\theta_{test,avg} - \theta_{test,a}} \right)^{1,25} \quad (3.19)$$

in cui:

- $\Theta_{gn,avg}$: temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di utilizzo effettivo [°C];
- $\Theta_{a,gn}$: temperatura del locale in cui è installato il generatore [°C];
- $\Theta_{a,gn}$: temperatura media del generatore in condizioni di prova (valori indicativi presenti nel prospetto B.6. [°C];
- $\Theta_{a,test}$: temperatura del locale in cui il generatore è installato nelle condizioni di prova (solitamente 20°C) [°C].

Mediante l'ausilio delle formule sopra riportate è possibile effettuare il calcolo delle perdite del generatore sia quando questo eroga una potenza minore della potenza intermedia (4.18) $\phi_{gn,I,Px}$ sia quando si trova a soddisfare un fabbisogno compreso tra la potenza di picco e il valore della potenza al 30 % (4.19):

$$\phi_{gn,I,Px} = \frac{\phi_x}{\phi_{int}} \cdot (\phi_{gn,I,Pint,cor} - \phi_{gn,I,P0,cor}) + \phi_{gn,I,P0,cor} \quad (3.20)$$

$$\phi_{gn,I,Px} = \frac{(\phi_x - \phi_{int})}{(\phi_n - \phi_{int})} \cdot (\phi_{gn,I,Pn,cor} - \phi_{gn,I,Pint,cor}) + \phi_{gn,I,Pint,cor} \quad (3.21)$$

dove ϕ_x rappresenta la potenza effettiva che deve erogare la caldaia, pari al fabbisogno richiesto.

E' quindi possibile determinare la quantità di energia primaria che il generatore richiede ϕ_{prim} per fornire il fabbisogno desiderato sommando l'energia utile che la caldaia deve erogare ϕ_{utile} e le perdite sopra calcolate.

$$\phi_{prim} = \phi_{utile} + \phi_{gn,I,Px} \quad (3.22)$$

Infine il rendimento di generazione della caldaia η_{gen} viene calcolato come:

$$\eta_{gen} = \frac{\phi_{utile}}{\phi_{prim}} \quad (3.23)$$

3.3 Metodo di calcolo: sistema pompa di calore con caldaia di back up

Attraverso il rendimento di conversione dell'energia elettrica in energia primaria è poi possibile riportare l'energia elettrica richiesta dalla pompa di calore in energia primaria, la quale sommata all'energia richiesta dalla caldaia permette di stabilire l'energia primaria totale richiesta dal sistema $E_{prim,sist}$. Eseguendo il rapporto tra l'energia termica utile di cui necessita l'edificio durante la stagione di riscaldamento ($Fabbisogno_{stag}$) e la grandezza prima determinata è possibile determinare il rendimento totale del sistema η_{sist} pompa di calore con caldaia di back up:

$$\eta_{sist} = \frac{Fabbisogno_{stag}}{E_{prim,sist}} \quad (3.24)$$

Capitolo 4

Scelte progettuali: parametri di simulazione

Per ognuna delle diverse configurazioni impiantistiche presentate sono state effettuate una serie di simulazioni in cui si è variato:

- tipologia dei collettori solari;
- metratura del campo collettori;
- volume dell'accumulo.

4.1 Pompe di calore acqua-acqua elioassistite

Calcolato un fabbisogno di picco pari a 46 kW si è stabilito di utilizzare una pompa di calore in grado di fornire circa il 90 % della potenza massima richiesta dall'edificio. Facendo riferimento ad una pompa di calore presente in commercio, la macchina scelta per le simulazioni presenta le seguenti caratteristiche di targa:

- potenza termica fornita: 43 kW;
- potenza elettrica assorbita: 12,15 kW;
- C.O.P. : 3,56;
- portata all'evaporatore: 4900 l/h;
- portata al condensatore: 7300 l/h.

Tali valori sono riferiti alle seguenti condizioni:

- temperatura acqua prodotta: 50°C;
- temperatura acqua ingresso all'evaporatore: 10°C;
- salto termico lato evaporatore e condensatore: 5°C.

Per studiare l'influenza del volume dell'accumulo sono state utilizzate differenti taglie: 6 m³, 7 m³ e 8 m³. Rifacendosi ai dati tecnici dei serbatoi presenti in commercio si è considerata una trasmittanza delle pareti dello stesso pari a 0,2 W/m²K.

In merito alla regolazione della pompa di circolazione del circuito solare, si è deciso di adottare per l'accensione e lo spegnimento della stessa, una banda morta inferiore di 2°C, ed una banda morta superiore pari a 5°C.

Per ciò che concerne gli impianti dotati di pompa di calore acqua-acqua (sia nella configurazione dotata di scambiatore di calore, che in quella senza), sono state effettuate delle prove con collettori solari piani non vetrati e con collettori vetrati, rifacendosi ai dati tecnici di pannelli solari presenti sul mercato, e alle loro reali dimensioni fisiche. Al fine di ottenere dei risultati confrontabili, sono stati costituiti campi collettori dalle dimensioni quanto più simili tra loro. In entrambi i casi si è scelto di utilizzare un'inclinazione dei collettori pari a 55°.

Inoltre, in funzione della portata e della prevalenza stimate necessarie sono state dimensionate le pompe di circolazione, in modo tale da tener conto dell'energia elettrica da esse assorbite:

- pompa di circolazione del circuito solare: 35 W;
- pompa di circolazione tra serbatoio di accumulo ed evaporatore: 40 W;
- pompa di circolazione tra serbatoio di accumulo e scambiatore di calore (qualora previsto): 25 W.

4.1.1 Collettori solari non vetrati

Nel caso dei collettori solari non vetrati si sono utilizzati pannelli di area unitaria pari a 3,72 m², con una portata di 372 l/h, ovvero corrispondente a 100 l/h m² di collettore, indicata dal produttore del pannello come la portata ottimale da far transitare nello stesso. Non essendo disponibili dati ulteriori sul modello utilizzato, per quanto riguarda l'emissività e l'assorbanza del pannello (unici dati, insieme alle dimensioni del pannello, richiesti dal type per il calcolo delle prestazioni), si sono adottati valori pari a 0,9 come impostati di default. Questi ultimi sono adeguati in quanto i pannelli con verniciatura nera presentano un'assorbanza elevata, ma l'assenza di vetratura comporta valori di emissività elevati.

Per permettere di osservare le variazioni delle prestazioni dell'impianto in funzione della superficie del campo solare, sono state adottate quattro configurazioni differenti, ognuna delle quali comprende un numero diverso di pannelli in serie a formare quattro sottocampi parallelo:

- n° 4 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $14,88 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $59,52 \text{ m}^2$;
- n° 5 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $18,60 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $74,40 \text{ m}^2$;
- n° 8 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $29,76 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $119,04 \text{ m}^2$;
- n° 10 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $37,20 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $148,80 \text{ m}^2$.

4.1.2 Collettori solari vetrati

Per le configurazioni che prevedono l'utilizzo di collettori solari vetrati, sono stati scelti pannelli di area unitaria pari a $2,51 \text{ m}^2$, ed anche in questo caso è stata adottata una portata specifica al m^2 pari a 100 l/h m^2 , da cui deriva una portata del singolo campo serie di 251 l/h . Al fine di ricostruire la curva di rendimento η del collettore:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (4.1)$$

dove:

- a_0 : rendimento ottico;
- a_1 : coefficiente lineare di dispersione termica [$\text{W/m}^2\text{K}$];
- a_2 : coefficiente quadratico di dispersione termica [$\text{W/m}^2\text{K}^2$];
- ΔT : differenza fra la temperatura media del fluido nel pannello e l'aria esterna [K].

Si sono utilizzati i dati tecnici del pannello considerato:

- a_0 : 0,793;
- a_1 : $4,04 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- a_2 : $0,0182 \text{ W/m}^2\text{K}^2$.

L'intero campo solare è suddiviso in quattro sottocampi parallelo, ognuno dei quali è costituito da un diverso numero di collettori in serie:

- n° 6 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $15,06 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $60,24 \text{ m}^2$;
- n° 8 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $20,04 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $80,32 \text{ m}^2$;
- n° 12 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $30,12 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $120,48 \text{ m}^2$;
- n° 15 pannelli in serie, per un'area del singolo sottocampo pari a $37,65 \text{ m}^2$, ed una superficie totale pari a $150,60 \text{ m}^2$.

4.2 Pompe di calore aria-acqua elioassistite

Nel caso di pompa di calore aria-acqua elioassistita si è adottata la seguente macchina, di taglia il più vicino possibile a quella adottata nel caso precedente:

- potenza termica fornita: 46 kW;
- potenza elettrica assorbita: 13,3 kW;
- C.O.P. : 3,46;
- portata all'evaporatore: $12000 \text{ m}^3/\text{h}$
- portata al condensatore: 7900 l/h.

Tali dati sono da riferirsi alle seguenti condizioni:

- temperatura acqua prodotta: 45°C ;
- temperatura bulbo secco aria esterna 7°C ;
- salto termico lato evaporatore e condensatore: 5°C .

Anche in questo caso si è previsto di costituire un campo solare formato a sua volta da sottocampi parallelo.

Poiché le perdite di carico dovute al passaggio dell'aria all'interno dei collettori solari risultano non trascurabili, ma anzi influiscono notevolmente sul dimensionamento del ventilatore volto a movimentare l'aria negli stessi, per effettuare le simulazioni al variare dell'area del campo collettori sono aumentati i numeri di campi in parallelo e non il numero dei collettori in serie.

Risultano quindi differenti sottocampi parallelo, ognuno costituito da singoli campi formati da due collettori in serie, di area unitaria pari a $2,01 \text{ m}^2$.

Il costruttore dei pannelli solari ad aria fornisce i seguenti dati tecnici per determinare le prestazioni del pannello:

- a_0 : 0,834;
- a_1 : 3,197 W/m²K;
- a_2 : 0,034 W/m²K².

Anche per i collettori solari ad aria sono stati studiati campi solari di dimensioni totali simili a quelle utilizzate per i pannelli solari ad acqua:

- n° 16 sottocampi parallelo per una superficie totale pari a 67,24 m² ed una portata nel singolo sottocampo di 750 m³/h;
- n° 20 sottocampi parallelo per una superficie totale pari a 80,40 m² ed una portata nel singolo sottocampo di 600 m³/h;
- n° 30 sottocampi parallelo per una superficie totale pari a 120,60 m² ed una portata nel singolo sottocampo di 400 m³/h;
- n° 38 sottocampi parallelo per una superficie totale pari a 152,76 m² ed una portata nel singolo sottocampo di 316 m³/h;

Al fine di considerare il consumo aggiuntivo dato dal ventilatore che deve far transitare l'aria all'interno del campo solare, mediante un dimensionamento di massima, si è stabilito essere necessario un ventilatore della potenza di 1,65 kW, 1,3 kW, 1,23 kW, 1,19 kW rispettivamente per i casi con 16, 20, 30, 38 sottocampi in parallelo.

4.3 Caldaia di back up

Come caldaia di back up è stata scelta una a condensazione, di cui si riportano gli indici richiesti nel calcolo secondo la norma UNI/TS 11300-2:

- Potenza utile nominale massima 50 kW;
- Rendimento al 100 % potenza nominale (80 °C/60 °C): 98,5 %;
- Rendimento al 30 % del carico (50 °C/30 °C): 106,5;
- Perdite del generatore a carico nullo: 0,49 %.

Capitolo 5

Analisi risultati delle simulazioni

Nel seguente capitolo vengono riportati i risultati delle simulazioni svolte e l'analisi energetica delle configurazioni studiate.

5.1 Analisi dati pompe di calore acqua-acqua elioassistite

Si sono studiate configurazioni elioassistite con pompa di calore acqua-acqua avendo come termine di paragone la superficie totale del campo collettori.

5.1.1 Analisi dati collettori solari vetrati

Per ciò che concerne il caso con campo solare formato da collettori vetrati e impianto dotato di scambiatore di calore aggiuntivo tra il serbatoio di accumulo e il campo collettori stesso, si riportano in tabella 5.1 i risultati ottenuti.

Tabella 5.1 Risultati relativi a collettori vetrati con scambiatore di calore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
60,24	7	15468	25240	2,81	1,14	3,42	1,22
80,32	7	17585	22001	2,89	1,17	3,48	1,26
120,48	7	20843	16969	2,98	1,22	3,54	1,34
150,60	7	22514	14202	3,04	1,26	3,59	1,39

Come facilmente presumibile, all'incrementare della superficie totale del campo collettori corrisponde un aumento in termini di efficienza sia della sola pompa di calore, che del sistema nel suo complesso. Passando da una superficie di 60,24 m² ad una di 150,60 m², si è registrato un miglioramento del COP della pompa di calore di circa l'8 %, mentre il sistema del suo complesso ha un guadagno del rendimento di circa l'11 %. Tale comportamento è spiegabile in quanto l'incremento della superficie comporta un aumento delle ore di funzionamento della pompa di calore, un innalzamento delle temperature dell'acqua in uscita dal serbatoio ed in ingresso all'evaporatore

della pompa di calore, il che è positivo da una parte in quanto determina un miglioramento dell'efficienza energetica, ma dall'altra risulta penalizzato dall'introduzione del fattore correttivo "f". Infatti, all'aumentare delle temperature nell'accumulo consegue un innalzamento della potenza erogabile dalla macchina, ma a parità di fabbisogno richiesto dall'edificio, ciò comporta una maggiore parzializzazione della stessa, quindi una diminuzione del COP.

La forte influenza del funzionamento a carichi parziali, con conseguenti cicli di on-off, è visibile nel confronto con gli indici prestazionali determinati basandosi sul COP nominale della macchina, che come è visibile risultano superiori del 18 % per esempio nel caso con la metratura più estesa.

Ulteriore prova è da rintracciarsi nel differente incremento passando dalla superficie minore a quella maggiore, infatti, se non si considera la penalizzazione ai carichi parziali, questo non risulta più pari all'11 %, bensì al 14 %.

Una differenza più sostanziale è visibile in termini di energia primaria richiesta dalla pompa di calore così come dal sistema. Passando dalla metratura minore a quella maggiore, si riscontra un incremento dell'energia primaria della pompa di calore di circa il 46 % ed un decremento di circa il 44 % in termini di energia primaria richiesta dalla caldaia di back up.

Ciò mette in evidenza come la maggiore superficie consenta un più elevato utilizzo della pompa elioassistita con i derivanti vantaggi energetici.

Tabella 5.2 Risultati relativi a collettori vetrati senza scambiatore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
60,24	7	16564	24188	2,77	1,14	3,33	1,22
80,32	7	18840	20663	2,86	1,17	3,40	1,27
120,48	7	22360	15218	2,96	1,23	3,48	1,35
150,60	7	23993	12335	3,03	1,27	3,55	1,41

Riflessioni analoghe sono valide anche per la configurazione che non prevede la presenza di uno scambiatore di calore (Tabella 5.2) interposto tra il campo solare e l'accumulo termico. Anche in questo caso si è riscontrato un miglioramento dell'efficienza sia della sola pompa di calore che del sistema, all'incrementare della superficie solare, in particolare tale aumento è risultato essere rispettivamente del 9 % e dell'11 % tra i due casi limite.

Come detto nei capitoli precedenti, nella configurazione con scambiatore aggiuntivo rispetto a quella priva dello stesso, la temperatura discriminante per l'accensione-spegnimento della pompa di calore e conseguente intervento della caldaia di back up, viene spostata da 0 °C a 6 °C.

Ciò implica un aumento del COP della sola pompa di calore in quanto questa si trova ad operare solamente a valori di temperatura in ingresso all'evaporatore superiori ai suddetti 6 °C.

Se si considera invece l'andamento del rendimento dell'intero sistema, è possibile osservare come sia superiore nel caso senza scambiatore di calore, malgrado il COP della pompa di calore segua un trend inverso. Questo è spiegabile in quanto l'innalzamento della soglia di azionamento della pompa di calore comporta un minor numero di ore di funzionamento della stessa a favore della meno performante caldaia, il che peggiora il rendimento del sistema.

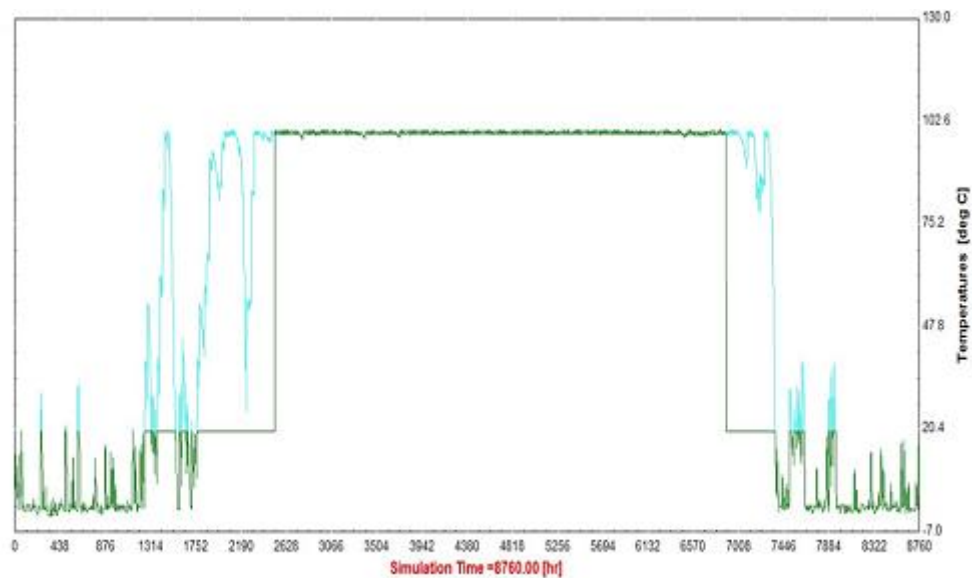


Figura 5.1 Campo solare da 60,24 m²; andamento temperature uscita serbatoio (curva verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore; curva azzurra: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)

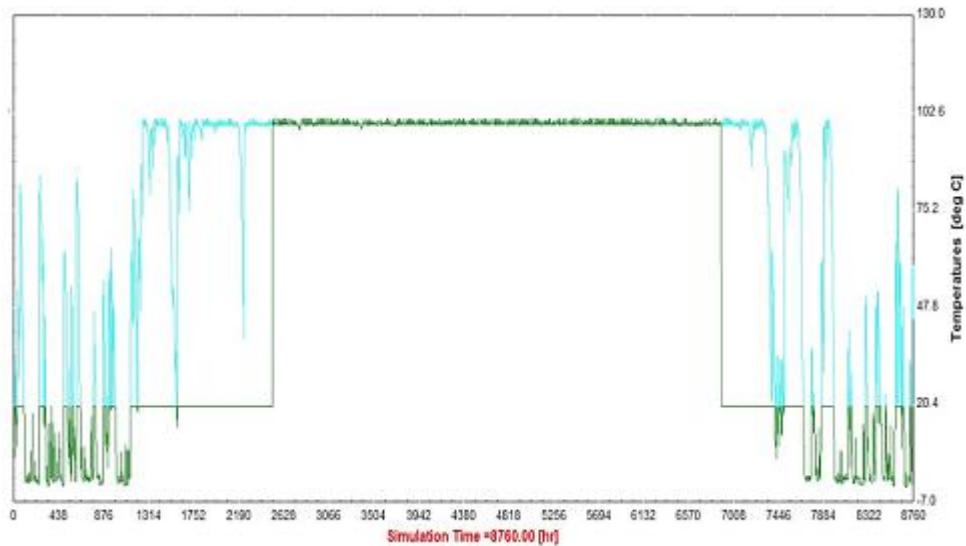


Figura 5.2 Campo solare vetrato da 150,60 m²; andamento temperature uscita serbatoio (curva verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore; curva azzurra: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)

Come osservabile dai grafici soprastanti (Figura 5.1 e Figura 5.2), l'andamento delle temperature in uscita dal serbatoio di accumulo (curva azzurra) presenta, come facilmente prevedibile, picchi più elevati nel caso con campo collettori con superficie più estesa. È opportuno notare poi (curva verde) il limite inferiore del fluido termovettore posto pari a 0 °C sotto il quale (caso senza scambiatore di calore intermedio) viene spenta la pompa di calore ed azionata la caldaia di back up; mentre il limite superiore corrispondente a 20 °C è invece riferito, come già detto precedentemente, al fluido termovettore in entrata all'evaporatore della pompa di calore.

5.1.2 Analisi dati collettori solari non vetrati

In merito alla configurazione che prevede l'utilizzo di collettori solari non vetrati, anche in questo caso sono riscontrati i medesimi andamenti posti in luce in precedenza (Tabella 5.3). In particolare, nel passare dalla superficie di campo solare di 59,52 m² a quella di 148,8 m² si ritrova un incremento del COP della macchina e del rendimento del sistema quantificabili rispettivamente pari a 7 % e 5 %. È possibile notare come il miglioramento del rendimento del sistema in termini percentuali dell'omologa configurazione con collettori vetrati sia nettamente superiore (11 %), e ciò può essere rintracciato nel differente aumento di energia primaria richiesta dalla pompa di calore. Infatti, nel caso vetrato si ha un incremento del 46 %, mentre nella situazione non vetrata tale differenza si attesta al 34 %, il che implica un minore guadagno percentuale rispetto alle ore di funzionamento della pompa di calore.

Tabella 5.3 Risultati relativi a collettori non vetrati con scambiatore di calore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
59,52	7	13113	28681	2,72	1,11	3,37	1,18
74,40	7	14247	26971	2,78	1,12	3,40	1,20
119,04	7	16653	23346	2,87	1,16	3,46	1,25
148,80	7	17622	21888	2,90	1,17	3,49	1,27

Infine, nel caso senza scambiatore di calore (Tabella 5.4) è possibile notare come il trend dell'efficienza della sola pompa elioassistita sia pressoché simile rispetto al caso con scambiatore di calore e pari circa al 7 %. Diverso appare invece il discorso per quanto riguarda il rendimento del sistema, che presenta un incremento superiore rispetto al caso senza scambiatore (9 %). Ciò, come precedentemente osservato, è dovuto alla non trascurabile differenza in termini di aumento dell'energia primaria richiesta dalla pompa di calore, il che si traduce in un maggiore numero di ore di funzione della stessa.

Tabella 5.4 Risultati relativi a collettori non vetrati senza scambiatore di calore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
59,52	7	17364	23644	2,71	1,13	3,24	1,21
74,40	7	19265	20955	2,76	1,15	3,28	1,24
119,04	7	22772	15688	2,86	1,20	3,35	1,32
148,80	7	24327	13397	2,89	1,23	3,38	1,35

È poi possibile effettuare un confronto fra le due configurazioni, con pannelli vetrati e non, a parità di superficie del campo collettori.

Nello specifico, il caso con scambiatore di calore vede un incremento del COP della pompa di calore del 3 % (come per il sistema) con superficie minore; mentre per quello con superficie maggiore l'aumento è di circa il 5 % per il COP della macchina e dell'8 % per il sistema.

Similare è la situazione senza scambiatore di calore in cui si osserva con la superficie minore un incremento del 2 % per quanto riguarda il COP (1 % nel caso del sistema); mentre con la superficie maggiore l'incremento è del 5 % come nella configurazione con scambiatore, e del 3 % per il sistema.

Già da questa prima analisi è possibile dedurre come i collettori vetrati presentino vantaggi in termini energetici, i quali però risultano contenuti. Infatti, è importante considerare che i collettori vetrati permettono di avere temperature all'uscita del serbatoio più elevate e conseguenti COP nominali e potenze erogabili maggiori, ma questo può presentare penalizzazioni dovute ad una più marcata incidenza del fattore correttivo per il funzionamento ai carichi parziali. Inoltre, la forbice tra le efficienze dell'impianto con le due tipologie di collettori viene limitata da un miglior rendimento dei pannelli non vetrati quando questi si trovano ad operare tra differenze di temperatura fra ambiente e fluido transitante nel collettore contenute.

Di seguito (Figura 5.3 e Figura 5.4), come fatto in precedenza per la tecnologia vetrata, riportiamo gli andamenti delle temperature del fluido termovettore in uscita dal serbatoio, quindi in entrata all'evaporatore della pompa di calore. Anche in questo caso è evidente come la metratura più estesa consenta il raggiungimento di temperature più elevate sempre avendo come limite

inferiore e superiore (caso senza scambiatore intermedio) rispettivamente 0 °C e 20 °C.

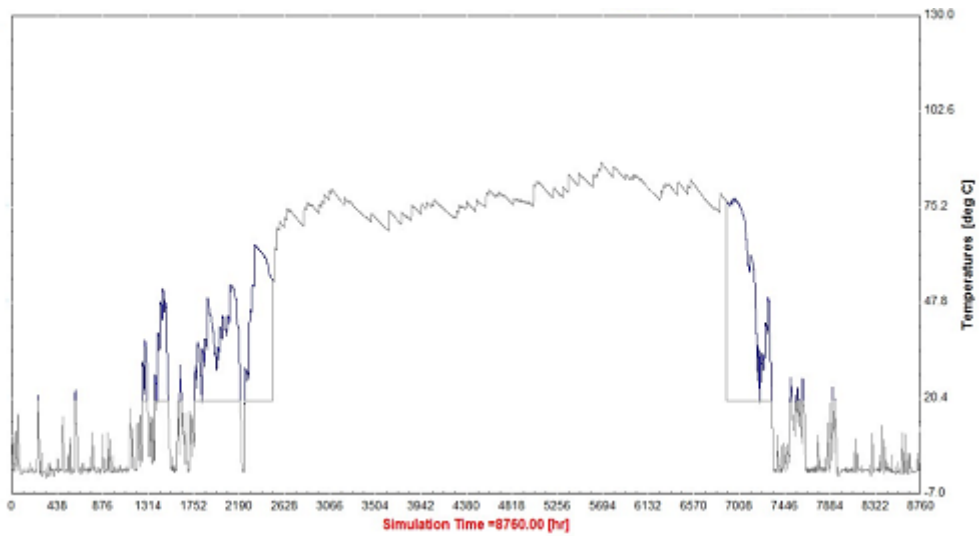


Figura 5.3 Campo solare da 59,52 m²; andamento temperature uscita serbatoio
(linea grigia: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore;
linea blu: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)

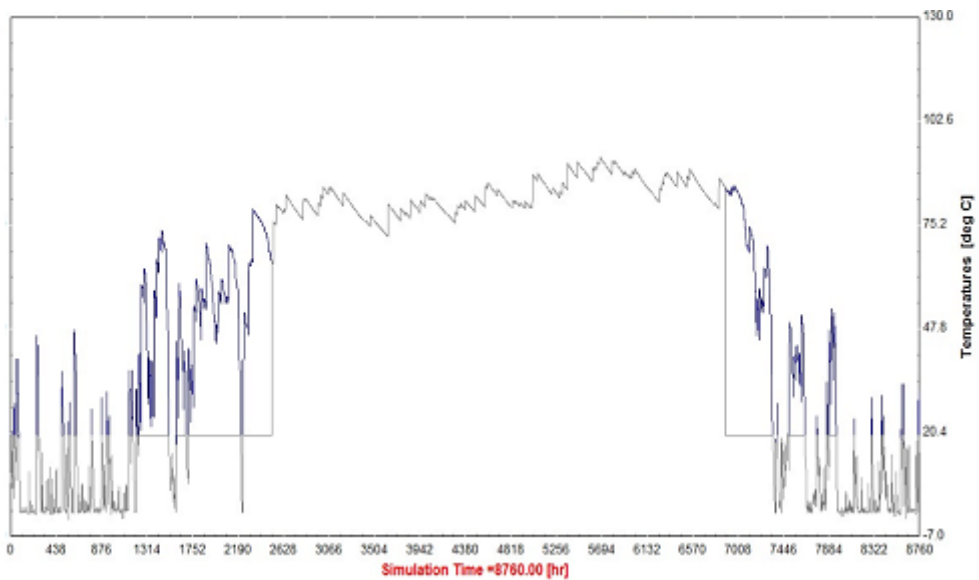


Figura 5.4 Campo solare non vetrato da 148,80 m²; andamento temperature uscita serbatoio
(linea verde: temperatura ingresso [°C] evaporatore pompa di calore;
linea blu: temperatura [°C] uscita serbatoio effettiva)

5.2 Analisi dati pompe di calore aria-acqua elioassistite

Ulteriori analisi sono state effettuate su casi di studio che prevedono l'impiego di una pompa di calore aria-acqua elioassistita, mediante collettori solari che utilizzano come fluido termovettore aria anziché acqua, sempre avendo come termine di confronto principale la metratura totale del campo collettori.

5.2.1 Analisi dati con pompa di calore elioassistita con compressore on-off

La prima configurazione prevede l'utilizzo di una pompa di calore dotata di due circuiti indipendenti ognuno costituito da un compressore on-off.

Come nel caso ad acqua, i compressori hanno le medesime caratteristiche tecniche, il che implica un unico gradino di parzializzazione al 50 % della potenza fornita ed assorbita. Di conseguenza il COP nominale della macchina rimane invariato anche al 50 % della potenza nominale a pari temperatura dell'aria ambiente e dell'acqua all'ingresso del condensatore.

In prima analisi (Tabella) è possibile notare come l'adozione di quattro metrature del campo collettori differenti non comporti importanti differenze a livello di energia primaria consumata sia dalla pompa di calore che dalla caldaia di back up. Infatti, si registra un incremento del COP della sola pompa di calore di circa il 4 % (incremento del rendimento del sistema di circa il 2 %) a fronte di un aumento della superficie totale del campo collettori da 67,20 m² a 152,76 m².

In termini di energia primaria consumata si osserva una variazione trascurabile, pari circa l'1 %, corrispondente all'energia primaria consumata dalla pompa di calore, mentre la caldaia fa registrare una diminuzione dell'energia primaria consumata di circa il 9 %. Tali risultati sono da addebitare al fatto che i periodi in cui è possibile sfruttare la radiazione solare corrispondono a momenti in cui il fabbisogno termico dell'edificio risulta limitato; tale questione è poi aggravata dalla mancanza di un accumulo termico che garantirebbe una riserva di energia termica per i periodi dell'anno più gravosi.

Anche nel caso con pompa di calore aria-acqua è evidente come la correzione delle prestazioni tenendo conto del funzionamento ai carichi parziali porti ad un sensibile peggioramento delle stesse.

Solitamente ai collettori solari termici ad aria viene affiancata la tecnologia fotovoltaica per soddisfare il consumo elettrico derivante dall'impiego di un ventilatore per far transitare l'aria all'interno del circuito solare. Per questa ragione si è deciso di effettuare i calcoli sia tenendo conto dell'energia elettrica

da fornire al ventilatore (Tabella 5.6), che considerandola prodotta da fonte rinnovabile (Tabella 5.5).

Tabella 5.5 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con on-off (dati con ventilatore azionato da fotovoltaico)

Superficie Totale [m ²]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
67,20	34049	10236	2,27	1,04	2,90	1,25
80,40	34138	9975	2,28	1,05	2,91	1,26
120,60	34268	9462	2,31	1,06	2,94	1,27
152,76	34132	9352	2,33	1,06	2,97	1,28

Si osserva come le già non elevate prestazioni derivanti dalla tecnologia con collettori solari ad aria siano influenzate in modo non del tutto trascurabile dalla presenza o meno del ventilatore (4 % nel caso del COP con la metratura più estesa).

Tabella 5.6 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con on-off (dati con ventilatore)

Superficie Totale [m ²]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
67,20	35773	10237	2,16	1,01	2,72	1,20
80,40	35430	9975	2,20	1,02	2,78	1,22
120,60	35643	9462	2,22	1,03	2,80	1,23
152,76	35379	9352	2,24	1,03	2,84	1,24

5.2.2 Analisi dati con pompa di calore con compressore dotato di inverter

In aggiunta alla configurazione con pompa di calore aria-acqua dotata di doppio compressore on-off si è voluto studiare anche il caso con compressore unico provvisto di inverter (Tabella 5.6 e Tabella 5.7), in cui la correzione delle prestazioni ai carichi parziali è stata effettuata basandosi sulle equazioni derivanti dalla prEN 14825, nel caso invece con inverter ciò è avvenuto per valori del fattore di carico inferiori al 25 % (dove il compressore è comunque sottoposto a cicli on-off). Per valori di CR maggiori di 0,25 ci si è invece riferiti ai dati del costruttore.

È bene sottolineare come l'utilizzo della norma vada a penalizzare le prestazioni ai carichi parziali rispetto all'utilizzo dei dati del costruttore; a questo va poi aggiunto come all'interno della stessa norma le pompe di calore con compressore on-off risultino, se parzializzate, maggiormente penalizzate rispetto al caso con inverter.

Tabella 5.7 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con inverter (dati con ventilatore azionato da fotovoltaico)

Superficie Totale [m ²]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
67,20	28148	10237	2,75	1,20	2,90	1,25
80,40	28225	9975	2,76	1,21	2,91	1,26
120,60	28341	9462	2,79	1,22	2,94	1,27
152,76	28187	9352	2,82	1,23	2,97	1,28

Tabella 5.8 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua elioassistita con inverter (dati con ventilatore)

Superficie Totale [m ²]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
67,20	29845	10237	2,59	1,15	2,72	1,20
80,40	29573	9975	2,64	1,17	2,77	1,21
120,60	29606	9462	2,67	1,18	2,81	1,23
152,76	29365	9352	2,70	1,19	2,84	1,24

Nella tabella 5.8 soprastante, l'andamento dell'energia primaria richiesta dalla pompa di calore non segue un andamento definito, in quanto tale parametro viene contemporaneamente influenzato sia dal numero di ore in cui è possibile far funzionare la pompa di calore, che dal consumo decrescente (con l'aumentare della superficie del campo collettori) del ventilatore.

A riprova della differenza tra il caso con compressore on-off rispetto alla tecnologia con inverter, è possibile osservare come per esempio sia nel caso con ventilatore che senza, e con il campo solare più esteso, vi sia un incremento del COP della pompa di calore di circa il 20 % e del 16 % per quanto riguarda il rendimento dell'intero sistema.

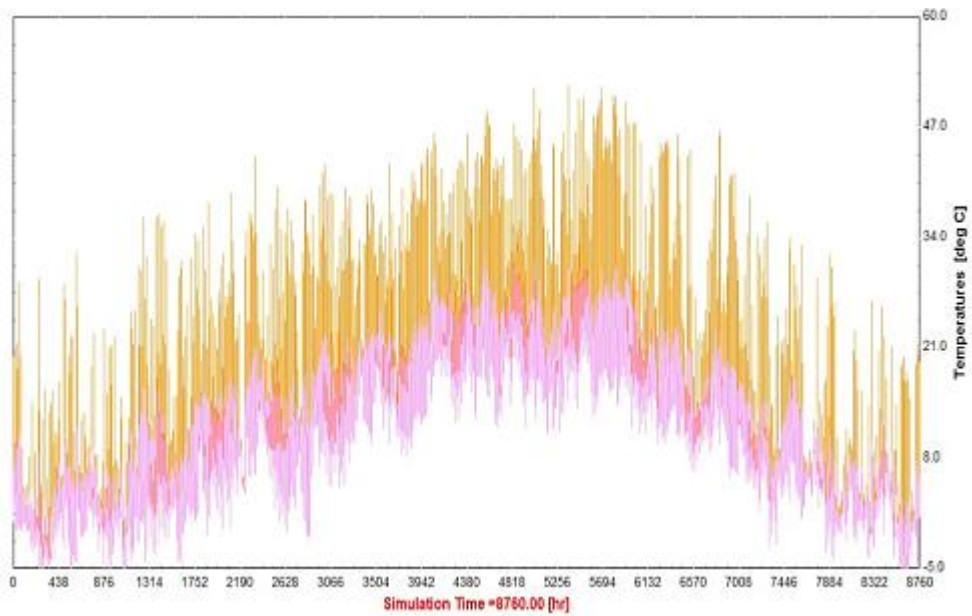


Figura 5.5 Campo solare collettori ad aria da 120,60 m²; andamento temperatura [°C] ambiente (linea rosa); andamento temperatura uscita [°C] campo collettori (linea arancione)

Nel grafico qui sopra riportato (Figura 5.5) è visibile, come per il campo solare ad aria con superficie totale di 120,60 m², ci sia un guadagno in termini di temperatura in uscita dal campo collettori rispetto alla temperatura ambiente.

5.3 Confronto energetico

Innanzitutto vengono riportati i dati relativi alla configurazione con sola caldaia a condensazione (Tabella 5.9) e a quella con pompa di calore aria-acqua non elioassistita con caldaia di back up (Tabella 5.10).

Tabella 5.9 Risultati relativi a caldaia

EP Caldaia [kWh]	Rendimento Caldaia
44634	1,03

Tabella 5.10 Risultati relativi a pompa di calore aria-acqua

	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η Sistema	COP nominale PDC	η nominale sistema
Inverter	27532	11795	2,68	1,18	2,83	1,22
On-Off	33332	11795	2,21	1,03	2,83	1,22

I calcoli effettuati riguardo le prestazioni delle caldaia hanno messo in evidenza un valore di rendimento stagionale pari a 1,03. Attraverso l'ausilio del rendimento di conversione da energia primaria ad elettrica di 0,46 (AEEG: Delibera EEN 03/08) si è giunti a definire come la pompa di calore risulti energeticamente conveniente qualora possieda un COP maggiore di 2,24.

Come è possibile osservare nella tabella soprastante (Tabella 5.10) l'impiego di una pompa di calore aria-acqua con doppio compressore ognuno dotato di un proprio circuito indipendente, unitamente all'utilizzo di un fattore correttivo per il funzionamento ai carichi parziali, comporta una decisa penalizzazione del COP della pompa di calore. Ciò porta il rendimento del sistema nel suo complesso ad un valore pari a quello della configurazione con sola caldaia.

5.3.1 Confronto energetico configurazioni con pompa di calore acqua-acqua

Confrontando, a parità di metratura del campo collettori e di accumulo termico, le configurazioni con collettori vetrati, non vetrati, con scambiatore e senza scambiatore, è possibile mettere in evidenza alcuni aspetti (Figura 5.6 e Figura 5.7).

I collettori vetrati rispetto a quelli unglazed consentono il raggiungimento di COP e rendimento del sistema di poco migliori. Tale risultato è da spiegarsi in quanto la prima tipologia di collettori consente di raggiungere una temperatura media in uscita dagli stessi più alta. È interessante notare però come l'utilizzo dello scambiatore aggiuntivo ed il conseguente spostamento del valore di temperatura limite per il funzionamento della pompa di calore (da 0 °C a 6 °C), determini un differente andamento nella distribuzione dell'energia primaria. Se nel caso senza scambiatore l'utilizzo di collettori solari vetrati comporta un maggior numero di ore di funzionamento della caldaia, andamento contrario si ha quando è previsto lo scambiatore. Tale differenza è dovuta al fatto che i collettori unglazed a basse temperature permettono di ottenere rendimenti superiori, sfruttando anche lo scambio convettivo tra il fluido termovettore e l'aria ambiente.

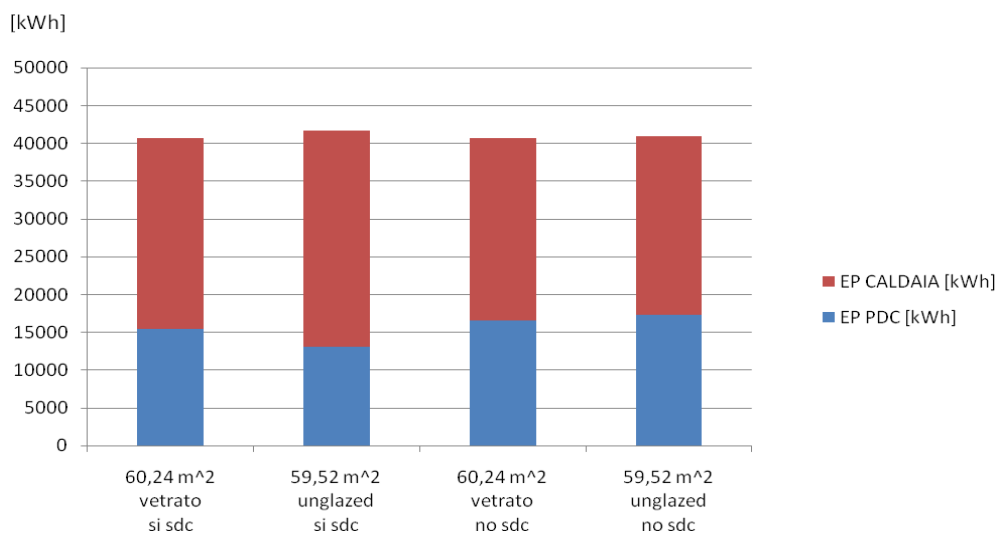


Figura 5.6 Energia primaria con collettori vetrati e unglazed (metratura più piccola)

Analizzando la variazione di prestazioni fra i casi sopra elencati si evince come passando ad una metratura di campo solare superiore (Figura 5.7) siano maggiormente marcate le differenze in termini di COP, rendimento del sistema e soprattutto nella distribuzione dell'energia primaria. E' riscontrabile ad esempio come il passaggio da collettori non vetrati a vetrati nel caso provvisto di scambiatore comporti un aumento dell'energia primaria della pompa di calore nel campo da 60,24 m² del 18 %. Incremento più importante si ha invece con la metratura di 150,6 m², che si attesta intorno al 28 %.

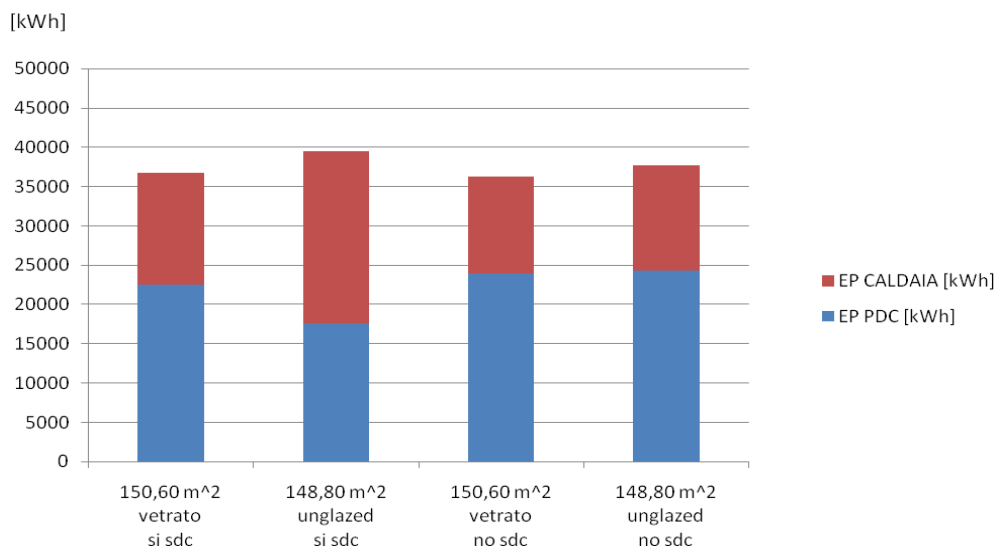


Figura 5.7 Energia primaria con collettori vetrati e unglazed (metratura più grande)

5.3.2 Confronto energetico configurazioni con pompa di calore aria-acqua

Al contrario della configurazione con pompa di calore acqua-acqua l'impiego di aria come fluido termovettore non comporta variazioni consistenti nei trend di energia primaria, COP e rendimento del sistema fra le varie casistiche presentate nel passare dal campo con metratura minore (Figura 5.8) a quello con superficie maggiore (Figura 5.9).

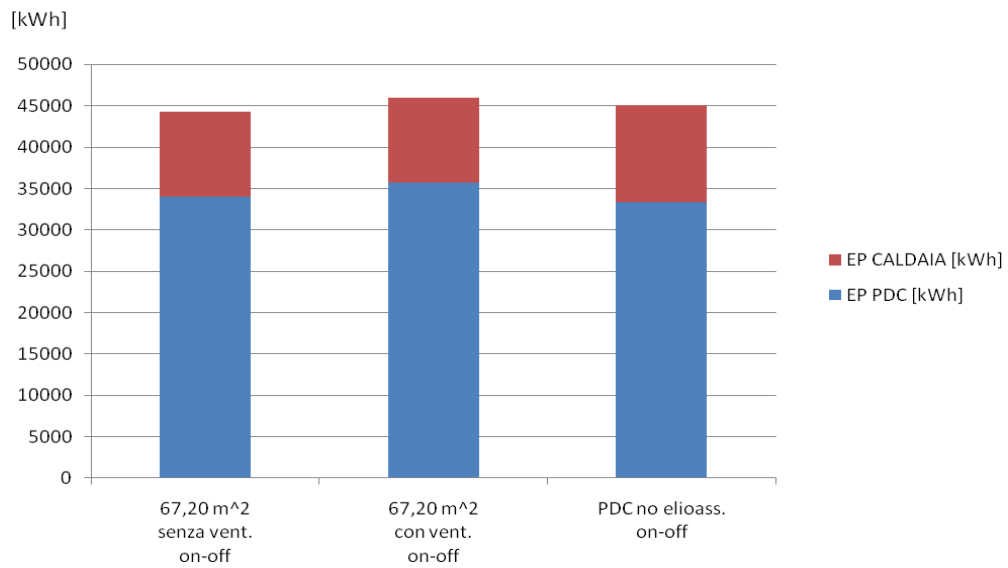


Figura 5.8 Energia primaria con collettori ad aria caso on-off (metratura più piccola)

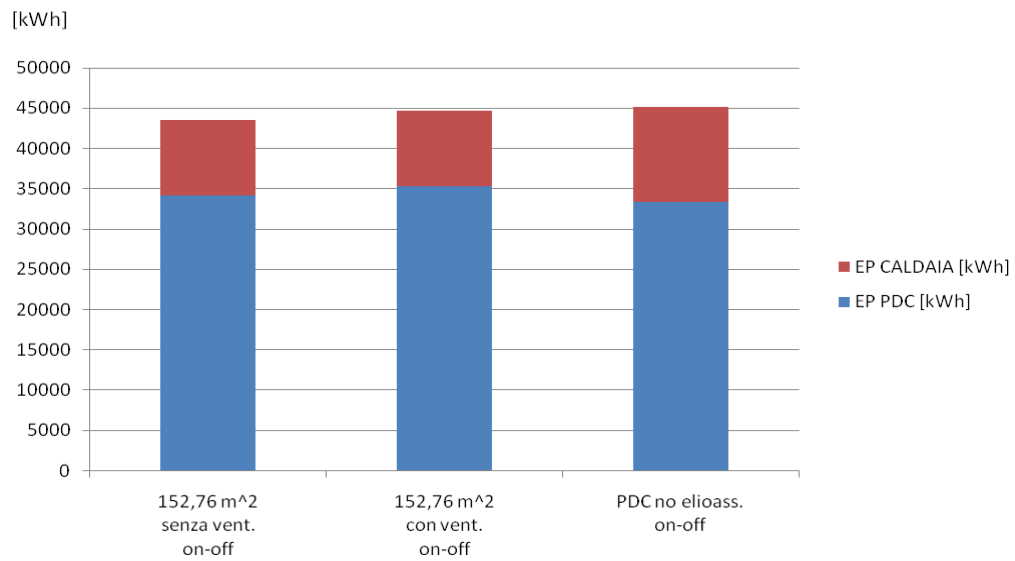


Figura 5.9 Energia primaria con collettori ad aria caso on-off (metratura più grande)

Anche nel caso con pompa di calore dotata di inverter si assiste allo stesso comportamento in termini di variazione di energia primaria e prestazionali, come è ragionevole aspettarsi, in quanto si è semplicemente applicato un differente metodo di calcolo dell'energia richiesta dal compressore in entrambe le situazioni (Figura 5.10 e Figura 5.11).

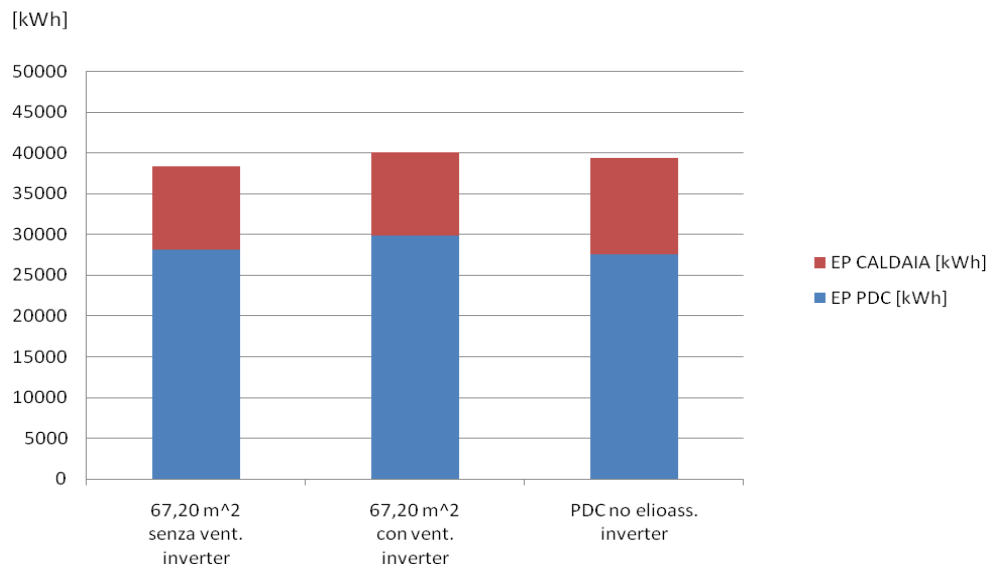


Figura 5.10 Energia primaria con collettori ad aria caso inverter (metratura più piccola)

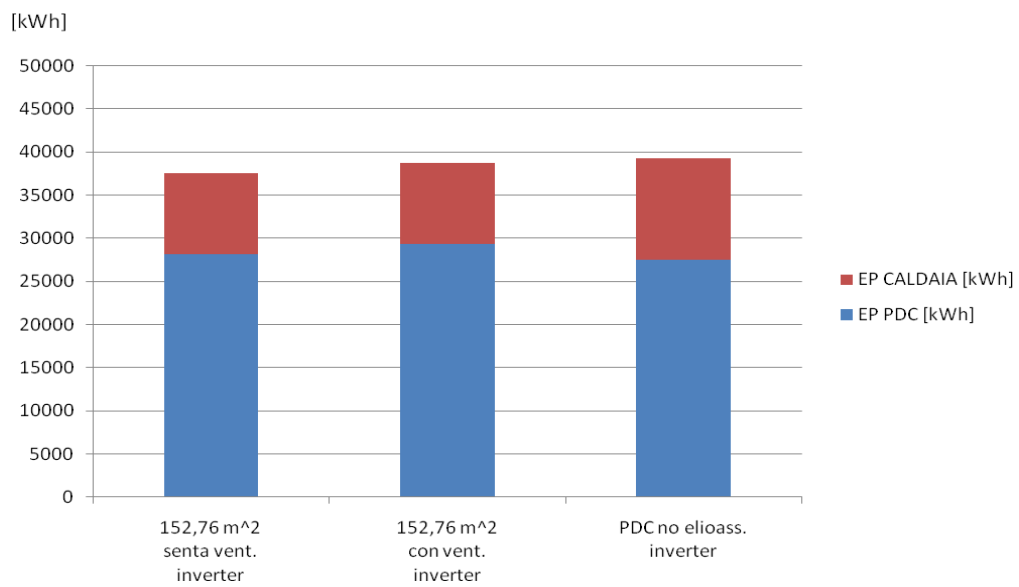


Figura 5.11 Energia primaria con collettori ad aria caso inverter (metratura più grande)

Soffermendosi sull'influenza della presenza o meno della tecnologia ad inverter rispetto a quella on-off, è possibile notare come nel primo caso vi sia una richiesta di energia primaria stagionale inferiore. Andando poi a confrontare le

prestazioni della pompa di calore elioassistita, rispetto al caso non elioassistito (entrambi con compressori on-off), è evidente come i collettori ad aria consentano miglioramenti contenuti sia in termini di COP che di energia primaria. In particolare si nota come la tecnologia elioassistita ad aria con la metratura minore adottata permette di raggiungere un COP di 2,27 rispetto ad un valore di 2,21 per la tecnologia non elioassistita. Questo però solamente nel caso in cui si ipotizzi che il consumo del ventilatore venga soddisfatto totalmente grazie a pannelli fotovoltaici; diversamente la tecnologia elioassistita potrebbe risultare sconveniente rispetto quella tradizionale. Un ragionamento analogo è valido anche nel caso in cui si utilizzi l'inverter. Aumentando la superficie del campo collettori è possibile registrare un miglioramento nelle prestazioni della pompa di calore elioassistita; ciò però non giustifica l'adozione di tale tecnologia qualora si considerino i consumi del ventilatore.

5.3.3 Variazione parametri di studio: volume accumulo e inclinazione dei collettori

Nelle tabelle 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14 vengono riportati i risultati delle simulazioni che sono state condotte per verificare l'influenza della variazione dell'accumulo termico per il caso di pompa di calore acqua-acqua. Un dimensionamento di massima è stato effettuato andando a verificare a posteriori che la potenza fornita dai collettori fosse in linea con quella richiesta dall'evaporatore durante una giornata di riferimento e considerando un ΔT di 20 °C riferito ai limiti imposti dalla pompa di calore.

Tabella 5.11 Confronto accumuli termici caso collettori vetrati con scambiatore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema
80,32	6	17525	22079	2,89	1,17
80,32	7	17585	22001	2,89	1,17
80,32	10	17956	21539	2,89	1,17

Tabella 5.12 Confronto accumuli termici caso collettori vetrati senza scambiatore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema
80,32	6	18619	20954	2,86	1,17
80,32	7	18840	20663	2,86	1,17
80,32	10	19239	20185	2,85	1,17

Tabella 5.13 Confronto accumuli termici caso collettori non vetrati con scambiatore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema
74,4	6	14178	27075	2,77	1,12
74,4	7	14247	26971	2,78	1,12
74,4	10	14962	26085	2,78	1,13

Tabella 5.14 Confronto accumuli termici caso collettori non vetrati senza scambiatore

Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema
74,4	6	18935	21343	2,76	1,15
74,4	7	19266	20955	2,76	1,15
74,4	10	20007	19997	2,77	1,16

Il valore inferiore di dimensione dell'accumulo, ovvero 6 m³, è stato scelto in quanto non era possibile simulare la presenza di un serbatoio di minori dimensioni. Infatti dati i 4900 l/h richiesti dall'evaporatore, il modello richiedeva un volume dell'accumulo compatibile con il prelievo orario dettato dalla pompa di calore stessa.

Si può notare come variando in maniera sensibile le dimensioni dell'accumulo, sia i valori di energia primaria che soprattutto quelli di COP e di rendimento del sistema restino pressoché costanti. Tale comportamento è spiegabile in quanto dati gli importanti volumi impiegati, la variazione del volume dell'accumulo non determina una differenza sensibile nella quantità di energia stoccabile.

Si è poi voluto investigare l'effetto dell'inclinazione dei pannelli sui valori di energia primaria così come sul COP della pompa di calore e sul rendimento

dell'impianto nel suo complesso. Come è possibile osservare dalla tabella che segue (Tabella 5.15), non si riscontra una variazione sensibile, emerge comunque come la pompa di calore risulti leggermente favorita con l'inclinazione maggiore, in quanto durante il periodo invernale i collettori solari così inclinati sono in grado di catturare una superiore quantità di energia.

Tabella 5.15 Confronto con variazione dell'inclinazione dei collettori

Collettori	Inclinazione	Superficie Totale [m ²]	Accumulo solare [m ³]	EP PDC [kWh]	EP Back up [kWh]	COP PDC	η sistema
Vetrato sdc	55°	80,32	7	18840	20663	2,86	1,17
Vetrato sdc	45°	80,32	7	18428	21317	2,84	1,16
Unglazed no sdc	55°	148,80	7	24314	13397	2,89	1,22
Unglazed no sdc	45°	148,80	7	24256	13534	2,88	1,23

5.4 Riscaldamento diretto con collettori solari

Date le superfici consistenti dei campi collettori impiegate, solamente a titolo teorico si è voluto verificare il vantaggio energetico nell'utilizzare direttamente i pannelli solari per il riscaldamento dell'edificio. Questo senza ricorrere alla pompa di calore nel caso in cui la potenza utile dei collettori (stabilita con fluido in ingresso a 40 °C pari alla temperatura di ritorno di progetto dall'edificio e portata transitante nel pannello determinata in modo tale da soddisfare il fabbisogno con un salto termico nei terminali pari a 5 °C) risulti maggiore rispetto al fabbisogno richiesto. Da precisare però come tale scenario impiantistico sia solamente teorico, dal momento che non si è tenuto in conto che nei momenti in cui la pompa di calore risulta spenta non si ha estrazione di energia dal serbatoio (le temperature nel serbatoio vengono infatti influenzate dal valore dello step orario precedente); va poi specificato come nella pratica bisognerebbe adottare soluzioni impiantistiche specifiche per tale variante di configurazione.

Dalla tabella 5.16 risulta che il guadagno teorico in termini energetici è interessante, infatti sia il COP della pompa di calore (COP PDC 2) che il rendimento del sistema (η sistema 2) subiscono un incremento, mentre la richiesta di energia primaria diminuisce.

L'incremento del COP è spiegabile in quanto questo accorgimento è sfruttabile soprattutto nei periodi in cui il fabbisogno risulta limitato e la radiazione solare favorevole. Di conseguenza, in molte ore che prevederebbero l'utilizzo della pompa di calore con un fattore di carico basso, questa viene spenta ottenendo così un miglioramento delle prestazioni stagionali della stessa.

Da notare poi come la configurazione con la metratura minore di collettori vetrati sia in grado di pareggiare il rendimento del sistema nel caso non vetrato con la superficie del campo più estesa. Tale comportamento è da riferirsi sempre al fatto che il riscaldamento diretto mediante pannelli solari può avvenire solamente quando si hanno temperature dell'aria esterna non troppo rigide, il che favorisce proprio la tecnologia vetrata.

Tabella 5.16 Valori caso con riscaldamento diretto con i collettori solari
(configurazione con scambiatore di calore)

Collettori	Superficie Totale [m ²]	EP PDC [kWh]	EP PDC 2 [kWh]	COP PDC	η sistema	COP PDC 2	η sistema 2	ore
Unglazed	59,52	13113	12126	2,72	1,11	2,94	1,13	257
Unglazed	148,80	17622	16062	2,90	1,17	3,18	1,22	338
Vetrati	60,24	15468	12553	2,81	1,14	3,17	1,22	571
Vetrati	150,60	22514	18070	3,04	1,26	3,70	1,40	760

Conclusioni

Sono stati realizzati modelli in ambiente TRNSYS che hanno permesso di effettuare studi energetici riguardanti differenti configurazioni impiantistiche con pompe di calore elioassistite e caldaia di back up. Nello specifico sono state prese in considerazione sistemi con pompa di calore ad acqua e ad aria, elioassistite da collettori sia vetrati che non vetrati nel primo caso, mentre si sono adottati collettori solari ad aria per il secondo. Inoltre si è studiata l'influenza di uno scambiatore di calore posto tra il campo solare ed il serbatoio di accumulo. I risultati ottenuti pongono in evidenza come tale tecnologia presenti interessanti prospettive future.

Per prima cosa si pone in evidenza come i valori a cui si è giunti non siano da riferire a condizioni nominali, bensì si è tenuto in considerazione con un fattore di penalizzazione dell'andamento ai carichi parziali mediante correzioni derivanti dalla norma prEN 14825.

Ad una minore incidenza del coefficiente di funzionamento a carico ridotto si potrebbe giungere dimensionando la pompa di calore su una percentuale del fabbisogno di picco dell'edificio inferiore al 90 % considerato in tale trattazione.

Entrando nel merito della tipologia di collettori solari impiegati è emerso quanto quelli vetrati consentano di raggiungere temperature medie stagionali più elevate rispetto a quelli non vetrati con conseguenti prestazioni energetiche sull'anno migliori (in termini di COP si arriva ad un miglioramento del 5 %, mentre si ha un aumento del rendimento del sistema del 3 %), che nel caso con campo solare più esteso hanno portato ad un COP stagionale di 3,03 ed un rendimento del sistema nel complesso di 1,27.

Per quanto riguarda invece l'adozione della configurazione impiantistica con scambiatore di calore aggiuntivo, risulta come questa, con entrambe le tecnologie di collettori solari, fornisca un valore di rendimento stagionale dell'intero sistema di poco minore rispetto al caso privo di scambiatore. Ciò è più accentuato con i collettori non vetrati (pari al 5 %) rispetto a quelli vetrati (pari all'1 %), in quanto presentano rendimenti più alti e soprattutto una differenza in termini di prestazioni più marcata quando si trovano ad operare con differenze di temperature tra il fluido termovettore e l'ambiente circostante contenute. Date le prestazioni non di molto inferiori rispetto al caso

sprovvisto di scambiatore, questa soluzione, grazie alla miglior fattibilità realizzativa, potrebbe risultare più conveniente nella pratica.

Infine come ultima considerazione inerente alla pompa di calore elioassistita acqua-acqua, come è presumibile, all'aumentare della superficie del campo solare si nota un incremento del COP e del rendimento del sistema nella sua interezza (caso vetrato senza scambiatore rispettivamente 9 % e 11 %; mentre nel caso non vetrato senza scambiatore tali valori corrispondono a 7 % e 9 %). Più consistente è invece la differenza nella distribuzione dell'energia primaria richiesta al variare della superficie, come visibile ad esempio nella configurazione senza scambiatore, pari rispettivamente al 45 % nel caso vetrato e 40% nel caso non vetrato. È altresì da specificare come l'utilizzo di aree più estese consenta, a parità di configurazione, di mettere maggiormente in evidenza la differenza tra le tipologie di collettori adoperate.

Passando al caso ad aria ci si è soffermati sul vantaggio conseguibile nell'elioassistere con collettori ad aria una pompa di calore. Si è riscontrato come l'attribuire o meno il consumo del ventilatore del campo solare ad una fonte rinnovabile porti ad esempio un incremento di circa il 5 % del COP, il che potrebbe giustificare o meno dal punto di vista energetico questa soluzione impiantistica rispetto al caso non elioassistito. Nello specifico ipotizzando di sfruttare il modulo fotovoltaico, nella situazione con campo solare più esteso (nei confronti della configurazione ad aria non elioassistita) e compressore on-off, si ha un guadagno sul COP della pompa di calore di circa il 6 % e del 3 % per il sistema; mentre con compressore dotato di inverter si ha un miglioramento rispettivamente del 6 % e 4 %.

In ultima analisi un altro parametro di confronto preso in considerazione è stata la tipologia di compressore della pompa di calore. Compressori dotati di inverter non hanno mostrato le penalizzazioni ai carichi parziali che si sono riscontrate nel caso di compressori on-off (nel caso con metratura più estesa e con ventilatore alimentato da fonte rinnovabile si ha un incremento del COP del 20 % e del rendimento del sistema del 16 %), tanto da far energeticamente convenire il ricorso ai collettori solari ad aria, anche nel caso con metratura minore.

Appendice

In ambiente TRNSYS, nei modelli ideati, si fa riferimento a particolari componenti, denominati *type*, per tradurre il più fedelmente possibile il comportamento reale di ogni parte dell'impianto all'interno delle simulazioni svolte.

a.1 Pompa di calore acqua-acqua

Questo type si propone di rappresentare (Figura a.1) una pompa di calore acqua-acqua in tutti i suoi componenti: evaporatore, condensatore e compressore.

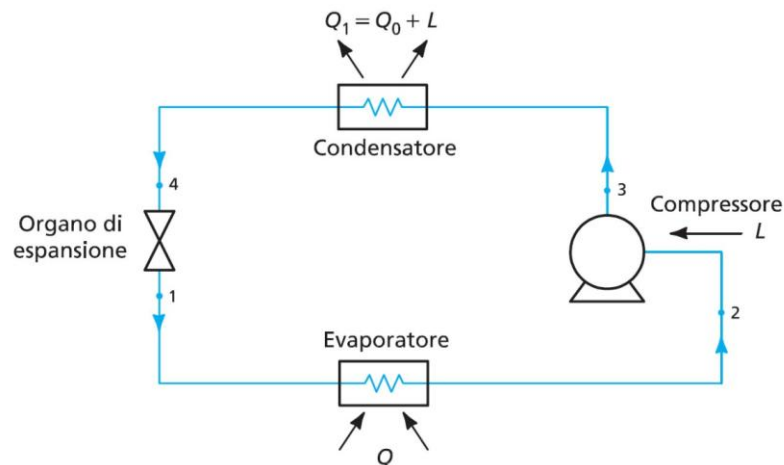


Figura a.1 Schema impianto pompa di calore

Per consentire una più fedele simulazione, TRNSYS permette di ideare un file dati che riporta esattamente i valori di potenza utile fornita dalla pompa di calore scelta e della potenza elettrica del compressore consumata, in funzione della temperatura di evaporazione e di condensazione ricavate dalle relative schede tecniche di quella specifica macchina (Figura a.2).

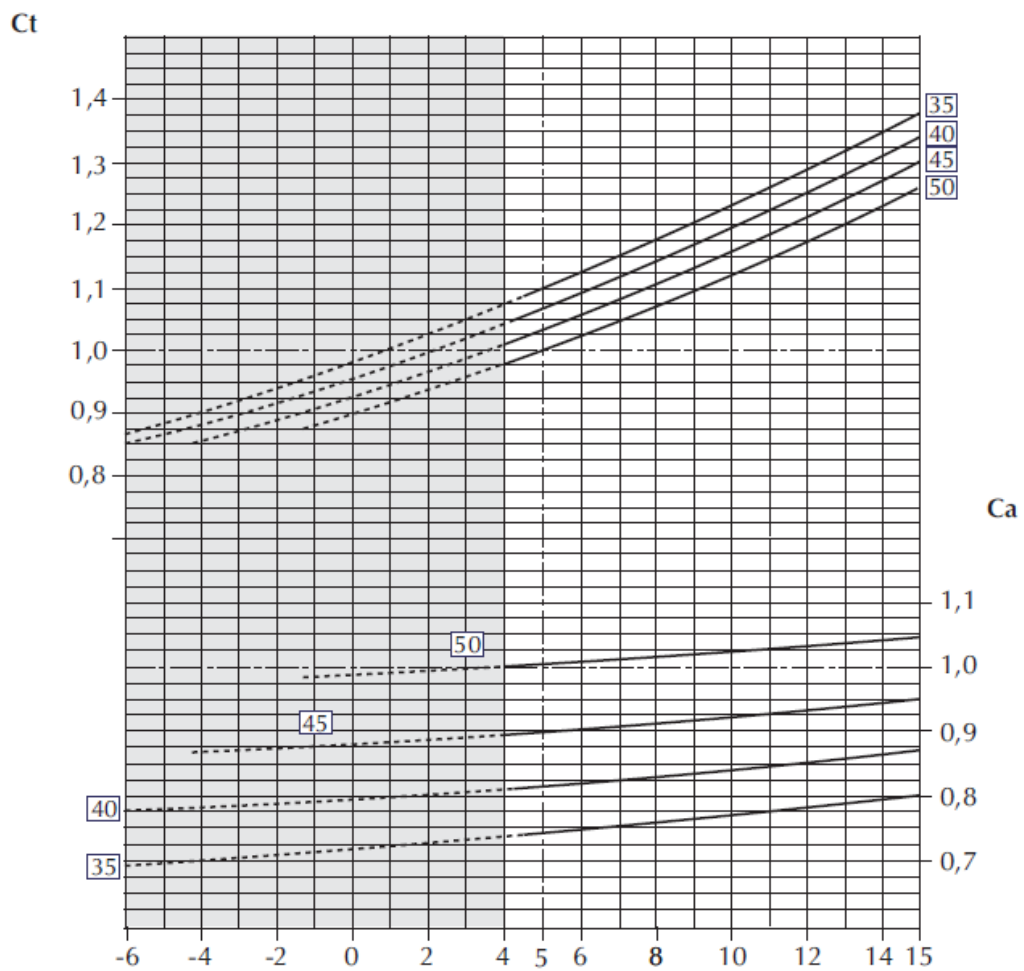


Figura a.2 Ct (coefficiente correttivo potenza termica), Ca (coefficiente correttivo potenza assorbita), asse ordinate (temperatura °C acqua prodotta al condensatore), asse ascisse (temperatura °C acqua prodotta all'evaporatore)

Questo file dati viene successivamente richiamato nel modello che andrà ad agire attraverso interpolazione lineare dei dati inseriti.

Qui di seguito (Figura a.3) viene riportata la schermata con la suddetta matrice di valori:

```

30.00 35.00 40.00 45.00 ! Values of Entering Load Temperatures
in Degrees Celsius
00.00 05.00 10.00 12.00 16.00 18.00 20.00 ! values of Entering
Source Temperatures in Degrees Celsius
36.96 09.45 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/00.00
40.95 09.72 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/05.00
46.20 09.99 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/10.00
48.30 10.12 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/12.00
53.34 10.46 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/16.00
55.44 10.53 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/18.00
57.75 10.80 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 30.00/20.00
36.54 10.46 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/00.00
39.90 10.80 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/05.00
45.15 11.07 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/10.00
47.04 11.14 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/12.00
51.45 11.48 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/16.00
53.76 11.61 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/18.00
56.07 11.81 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 35.00/20.00
35.70 11.75 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/00.00
38.64 11.88 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/05.00
43.26 12.15 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/10.00
45.36 12.29 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/12.00
49.56 12.49 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/16.00
52.08 12.69 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/18.00
54.60 12.82 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 40.00/20.00
39.00 13.00 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/00.00
41.58 13.23 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/05.00
42.00 13.64 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/10.00
44.10 13.65 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/12.00
48.09 13.85 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/16.00
50.40 13.97 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/18.00
52.71 14.18 !Total Cooling(kw)and Power(kw) at 45.00/20.00

```

Figura a.3 estratto file *.dat TRNSYS

Nel type vengono poi impostati valori di portate, sia lato condensatore che lato evaporatore, e il calore specifico che contraddistingue il fluido con il quale la pompa di calore scambia. È presente anche un comando di controllo per impostare i momenti di accensione e spegnimento della macchina.

Il COP della pompa di calore viene calcolato secondo la formula:

$$COP = \frac{Q_{utile}}{P_{el}} \quad (a.1)$$

Dove Q_{utile} corrisponde alla potenza utile della pompa di calore in regime invernale, mentre P_{el} rappresenta la potenza elettrica del compressore. L'energia assorbita dal fluido sorgente in regime invernale è data dalla formula:

$$Q_{\text{assorbito}} = Q_{\text{utile}} - P_{\text{el}} \quad (\text{a.2})$$

Le temperature dei fluidi lato evaporatore e lato condensatore possono essere determinate utilizzando le seguenti equazioni:

Lato evaporatore (source):

$$T_{\text{source,out}} = T_{\text{source,in}} - \frac{Q_{\text{assorbito}}}{m_{\text{source}} \cdot C_{p_{\text{source}}}} \quad (\text{a.3})$$

Lato condensatore (load):

$$T_{\text{load,out}} = T_{\text{load,in}} - \frac{Q_{\text{utile}}}{m_{\text{load}} \cdot C_{p_{\text{load}}}} \quad (\text{a.4})$$

Dove $C_{p_{\text{load}}}$ identifica il calore specifico del fluido utilizzato lato evaporatore e lato condensatore.

a.2 Serbatoio accumulo stratificato

Il serbatoio di accumulo viene inserito all'interno del modello di simulazione attraverso un apposito type che permette di assumere una sua suddivisione in N parti di pari (Figura a.4) volume favorendo il più possibile il fenomeno della stratificazione. È possibile poi fissare le variabili in entrata, livelli di temperatura di partenza dei differenti nodi, coefficienti di perdita.

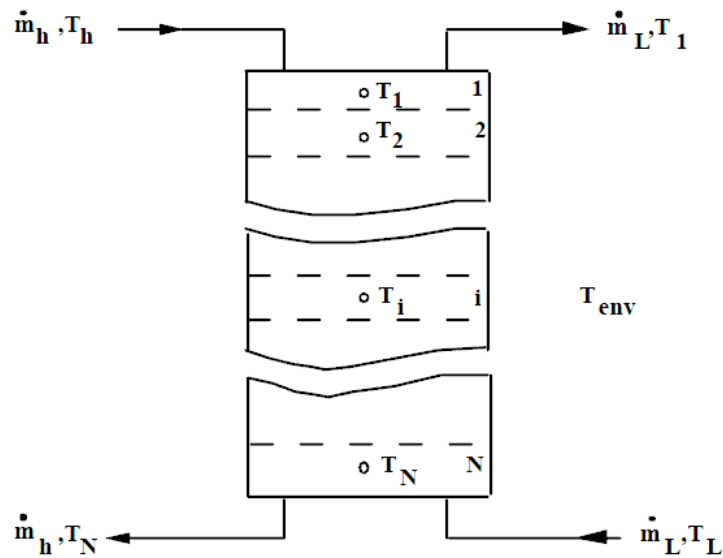


Figura a.4 Schema serbatoio di accumulo in TRNSYS

Attraverso il type l'utente è in grado di specificare l'altezza di ogni singolo nodo impostando appositi parametri; le temperature e portate in ingresso nella parte superiore del serbatoio saranno le medesime di quelle in uscita nella parte bassa del serbatoio di ritorno al campo collettori solari, mentre nella parte alta del serbatoio ci saranno temperature e portate in ingresso alla pompa di calore che eguaglieranno quelle di ritorno al serbatoio nella parte bassa dello stesso uscenti dall'evaporatore della pompa di calore; inoltre è possibile attivare anche due sistemi ausiliari dotati di resistenza elettrica presenti all'interno del serbatoio, in ogni caso in questi modelli un'apposita caldaia di backup è stata modellizzata con componenti esterni al type. Parametro che richiede particolare attenzione è il coefficiente di perdita attraverso il serbatoio stesso, infatti, esso non sempre è uniformemente isolato, dunque l'utente ne può tenere conto settando opportunamente tale valore.

All'interno del serbatoio di accumulo si assume che il fluido rappresenti un flusso che attraversa ogni segmento in cui è suddiviso il serbatoio stesso. In ognuno di questi segmenti il fluido viene perfettamente miscelato prima di passare al segmento successivo come viene rappresentato in figura a.5:

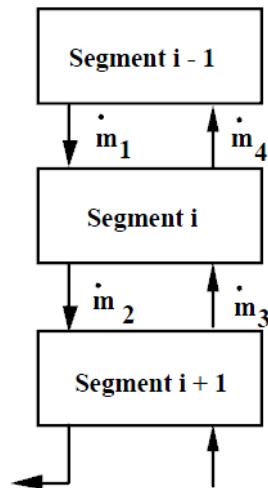


Figura a.5 Schema bilancio serbatoio in TRSYS

Il bilancio energetico nell'i-esimo segmento è dato dal seguente sistema di equazioni:

$$\begin{aligned}
 M_i \cdot C_{pf} \cdot \frac{dT_i}{dt} &= (m1 - m3) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i-1} - T_i) \quad m_1 \geq m_3 \\
 M_i \cdot C_{pf} \cdot \frac{dT_i}{dt} &= (m3 - m1) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad m_1 < m_3
 \end{aligned}
 \tag{a.5}$$

Generalmente queste assunzioni permettono di incrementare il grado di stratificazione con risultati in accordo con le misurazioni sperimentali.

a.3 Controllo differenziale

Il controllo differenziale rappresentato in TRNSYS dall'apposito type genera una variabile di controllo che può assumere il valore 0 o 1. Tale valore dipende dalla differenza di temperatura di alta e bassa temperatura identificati con T_H e T_L , poi ulteriormente confrontati con due bande morte di temperatura ΔT_H ΔT_L con un effetto di isteresi; un opportuno valore limite di sicurezza può essere settato in modo tale che il type dia segnale nullo qualora venga superato.

Le equazioni alla base del controllo differenziale sono:

se il controllo sulla pompa di circolazione precedentemente impostato su ON

$$\begin{aligned}
 \text{se } \gamma_{input} = 1 \quad \text{and} \quad \Delta T_L \leq (T_H - T_L), \quad \gamma_{output} &= 1 \\
 \text{se } \gamma_{input} = 1 \quad \text{and} \quad \Delta T_L > (T_H - T_L), \quad \gamma_{output} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{a.6}$$

se il controllo sulla pompa di circolazione precedentemente impostato su OFF

$$\begin{aligned} \text{se } \gamma_{input} = 0 \quad \text{and} \quad \Delta T_H \leq (T_H - T_L), \quad \gamma_{output} = 1 \\ \text{se } \gamma_{input} = 0 \quad \text{and} \quad \Delta T_H > (T_H - T_L), \quad \gamma_{output} = 0 \end{aligned} \quad (\text{a.7})$$

In ogni caso, il controllo della funzione verrà impostato su un valore di uscita (output) nullo se la temperatura massima limite monitorata è maggiore di quella massima limite. Graficamente tale controllo può essere rappresentato come in Figura a.6:

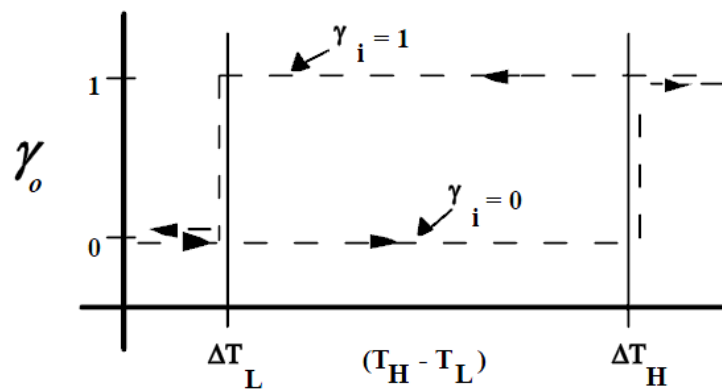


Figura a.6 Schema controllo TRNSYS

a.4 Collettori solari piani vetrati

Il campo collettori solari viene caratterizzato in TRNSYS con un apposito type che permette di impostare molteplici parametri al fine di giungere ad una simulazione che rispecchia il comportamento reale del componente. Oltre all'ideazione della configurazione e la scelta delle connessioni in serie e parallelo, due parametri particolarmente importanti che il modello permette di settare parametri sono la portata transitante nel singolo collettore e la temperatura di ingresso nello stesso, secondo un'efficienza quadratica. Tale modello si basa sulle formule tratte dal Duffie and Backman [13], come per l'efficienza termica definita come:

$$\eta = \frac{Q_{utile}}{A \cdot I_T} = \frac{m \cdot Cp \cdot (T_0 - T_1)}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_n - F_R \cdot U_L \frac{(T_1 - T_A)}{I_T} \quad (\text{a.8})$$

Dove A corrisponde all'area totale lorda del campo collettori, T_I è la temperatura di ingresso del fluido nel collettore, T_A è la temperatura ambiente, T_o è la temperatura in uscita del fluido dal collettore, F_R è un fattore di efficienza del collettore, I_T è la radiazione globale incidente sul collettore solare, $(\tau\alpha)_n$ è il prodotto della componente trasmessa e di quella assorbita riferita alla radiazione normale incidente.

Essendo però il coefficiente di perdita per unità di area U_L variabile con $(T_I - T_A)$, la precedente equazione può essere riscritta nel seguente modo:

$$\eta = \frac{Q_{utile}}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_I - T_A)}{I_T} - F_R \cdot U_{L/T} \cdot \frac{(T_I - T_A)^2}{I_T} \quad (a.9)$$

Dove $U_{L/T}$ è il coefficiente di perdita termica che dipende dalla temperatura.

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (a.10)$$

I parametri (a_0 , a_1 , a_2) che compiono dell'equazione a.10 vengono definiti in accordo con gli standard ASHRAE. In particolare, bisogna fare attenzione all'area di riferimento per la determinazione dei suddetti parametri, infatti secondo gli standard americani essi fanno riferimento all'area lorda, mentre nello standard europeo l'area di riferimento risulta essere quella effettivamente captante.

Solitamente il ΔT si può assumere pari a:

$$\Delta T = (T_I - T_A) \quad (a.11)$$

$$\Delta T_i = \begin{cases} \Delta T_i = T_i - T_a \\ \Delta T_{av} = T_{av} - T_a \\ \Delta T_o = T_o - T_a \end{cases} \quad (a.12)$$

Dove T_{av} corrisponde alla temperatura media del fluido nel collettore, mentre T_o rappresenta la temperatura in uscita dal collettore.

Tali equazioni dipendono dallo standard di riferimento, in particolare la prima viene adottata secondo quello americano, mentre la seconda per quello europeo.

Se i parametri (a_1 , a_2 , a_3) sono dati in funzione della temperatura media o di quella in uscita dal collettore, viene effettuata un'opportuna correzione.

Il coefficiente di primo ordine dell'efficienza termica del collettore è definito come:

$$U_L' = U_L + U_{L/T} \cdot (T_I - T_A)^2 \quad (\text{a.13})$$

Quindi possiamo riscrivere l'efficienza termica come:

$$\eta = \frac{Q_{utile}}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_n - F_R \cdot U_L' \cdot \frac{(T_I - T_A)}{I_T} \quad (\text{a.14})$$

Solitamente le caratteristiche dei collettori solari sono fornite riferendosi alla radiazione normale incidente, dunque è necessaria una correzione per riferirsi a tutti i casi con angolo di incidenza generico. Qui di seguito riportiamo l'espressione approssimata per i collettori piani secondo lo standard ASHRAE del 2003:

$$\frac{(\tau \cdot \alpha)_b}{(\tau \cdot \alpha)_n} = 1 - b_0 \cdot \left(\frac{1}{\cos \vartheta} - 1 \right) - b_1 \cdot \left(\frac{1}{\cos \vartheta} - 1 \right)^2 \quad (\text{a.15})$$

Dove $(\tau \alpha)_b$ corrisponde alla radiazione diretta, ϑ è l'angolo di incidenza della radiazione diretta, b_0 è il coefficiente di primo ordine della curva dell'IAM (Incidence Angle Modifier), mentre b_1 è il coefficiente di secondo ordine della medesima curva.

a.5 Collettori solari unglazed

Questa tipologia di collettori è stata adottata in quanto i collettori scoperti a basso rendimento, oltre al costo sicuramente inferiore rispetto a qualunque tipologia vetrata, consentono di sfruttare al meglio il riscaldamento convettivo nei momenti in cui la temperatura del fluido interno è inferiore a quella ambiente, essendo basse le temperature di lavoro.

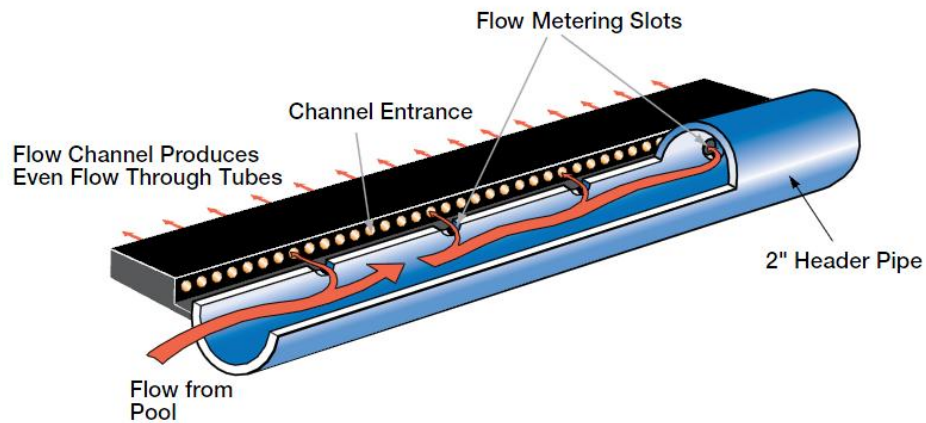


Figura a.7 Collettore solare unglazed

Il type in TRNSYS corrispondente a questo componente permette di inserire nel modello di simulazione un collettore solare non vetrato la cui efficienza è calcolata secondo il modello teorico proposto da Duffie e Beckman qui di seguito brevemente riportato:

Definendo il coefficiente di perdita totale, diviso nelle tre componenti:

$$UL = H_{conv} + H_{rad} + H_{back} \quad (a.16)$$

È possibile risalire alla temperatura della piastra assorbente come:

$$T_{plate} = T_{amb} + \text{assorbanza} \cdot \frac{GT}{UL} \quad (a.17)$$

Dove GT corrisponde alla radiazione solare totale incidente sul collettore solare.

Considerando un fattore di rimozione (*heat removal factor*):

$$FR = flow_{in} \frac{cp_{fluid}}{Area \cdot UL} \left(1 - \exp \left(\frac{-Area \cdot UL \cdot Eff_{coll}}{flow_{in} \cdot cp_{fluid}} \right) \right) \quad (a.18)$$

Dove Eff_{coll} è l'efficienza del collettore, $flow_{in}$ è la portata di fluido in ingresso al collettore, Area è la superficie del collettore e cp_{fluid} è il calore specifico del fluido considerato (in questo caso aria).

L'energia guadagnata dal singolo collettore viene modellizzata secondo l'equazione:

$$Q_{utile} = Area \cdot (FR \cdot \text{assorbanza} \cdot GT - FR \cdot UL \cdot (T_{in} - T_{amb})) \quad (\text{a.19})$$

Mentre la temperatura media della piastra assorbente risulta essere:

$$T_{plate} = T_{in} + \left(\frac{Q_{utile}}{Area} \cdot \frac{(1 - FR)}{FR \cdot UL} \right) \quad (\text{a.20})$$

Come temperatura uscente dal collettore solare si ricava:

$$T_{fluid,out} = T_{in} + \left(\frac{Q_{utile}}{flow_{in} \cdot cp_{fluid}} \right) \quad (\text{a.21})$$

Ed un'efficienza del collettore espressa dalla seguente equazione:

$$Eff_{coll} = \left(\frac{Q_{utile}}{GT \cdot Area} \right) \quad (\text{a.22})$$

a.6 Sistema di back up

Come già precedentemente accennato, il sistema di back up che si è deciso di adottare nei modelli in TRNSYS corrisponde ad una caldaia a gas posta a valle della pompa di calore ed interviene in sostituzione di essa qualora la temperatura uscente dall'accumulo (entrante nell'evaporatore della pompa di calore) si trovi al di sotto di un certo valore opportunamente scelto. Questa logica è resa possibile grazie ad un controllo di accensione e spegnimento interno al type della caldaia.

Il modello presente dietro al type della caldaia consente la risoluzione di un bilancio di energia che può essere schematizzato come nella Figura a.8:

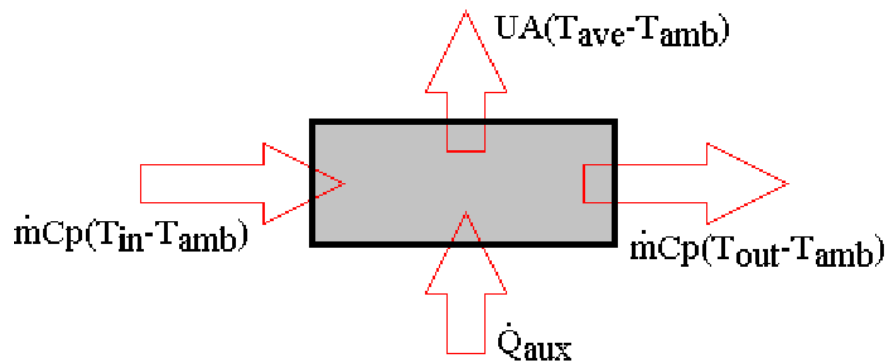


Figura a.8 Schema bilancio sistema back up TRNSYS

I possibili casi possono essere con assenza di flusso, oppure con presenza di flusso ma sistema di back up spento e acceso.

Con presenza di flusso, ma caldaia spenta, la temperatura di uscita del fluido vettore è data dalla seguente equazione:

$$T_{out} = \frac{m \cdot Cp \cdot T_{in} - U \cdot A \frac{T_{in}}{2} + U \cdot A \cdot T_{amb}}{m \cdot Cp + \frac{U \cdot A}{2}} \quad (a.23)$$

L'energia dispersa in ambiente è data dall'equazione:

$$Q_{loss} = U \cdot A \cdot \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{2} - T_{amb} \right) \quad (a.24)$$

Energia trasferita al fluido vettore:

$$Q_{loss} = m \cdot Cp \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (a.25)$$

Nel caso invece di ausiliario in funzione e fluido vettore circolante, la temperatura in uscita del fluido può essere riscritta nel seguente modo:

$$T_{out} = \frac{m \cdot Cp \cdot T_{in} - U \cdot A \cdot \frac{T_{in}}{2} + U \cdot A \cdot T_{amb} + \gamma_{htr} \cdot \eta_{htr} \cdot CAP_{htr}}{m \cdot Cp + \frac{U \cdot A}{2}} \quad (a.26)$$

Dove γ_{htr} corrisponde al segnale di controllo modulante, mentre η_{htr} rappresenta l'efficienza dell'ausiliario e CAP_{htr} è la potenza utile della caldaia. Nei casi in cui la temperatura in uscita del fluido vettore superi un determinato valore limite settato internamente, si ha l'intervento di un controllo interno di sicurezza.

L'energia trasferita al fluido dall'ausiliario infine è calcolata secondo l'equazione:

$$Q_{loss} = \frac{m \cdot Cp \cdot (T_{out} - T_{in}) - U \cdot A \cdot (T_{media,fluid} - T_{amb})}{\eta_{htr}} \quad (a.27)$$

Dove $T_{media,fluid}$ corrisponde alla temperatura media del fluido transitante nella caldaia ausiliaria.

Bibliografia

- [1] *Kuang, Wang, Yu: "Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply"*
- [2] *Yamankaradeniz and Horuz: "The theoretical and experimental investigation of the characteristic of solar assisted heat pump for clear days"*
- [3] *Yumrutas and Kaska: "Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage"*
- [4] *Stojanovic and Akander: "Build-up and long-term performance test of a full-scale solar-assisted heat pump system for residential heating in Nordic climatic conditions"*
- [5] *Andria, Lanzolla, Piccininni and Virk: "Design and characterization of solar-assisted heating plant in domestic houses"*
- [6] *Odeh, Akash, Saad, Nijmeh, Salem and Bilal: "Performance evaluation of solar assisted double-tube evaporator heat pump system"*
- [7] *Karagiorgas, Galatis, Tsagouri, Tsoutsos, Botzios-Valaskakis: "Solar assisted heat pump on air collectors: A simulation tool"*
- [8] *Abou-Ziyan, Ahmed, Metwhlly and Abd El-Hameed: "Solar assisted R22 and R134a heat pump system for low temperature applications"*
- [9] *Hawllader, Chou and Ullah: "The performance of a solar assisted heat pump heating system"*
- [10] *Aziz, Chaturvedi and Kheireddine: "Thermodynamic analysis of two component, two-phase flow in solar collectors with application to a direct expansion solar-assisted heat pump"*
- [11] *Guoying, Xiaosong and Lei: "Performance of a solar-air source heat pump system for water heating on different weather conditions"*

[12] *Chaturvedi, Chen and Kheiredinne: "Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar assisted heat pump"*

[13] *Duffie and Beckman: "Solar engineering of thermal processes"*

[14] *Atti 28° convegno AICARR – Bologna 2010*

"Rispondere alla crisi energetica con l'integrazione edificio-impianto: la pompa di calore invertibile"