

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Dipartimento di Ingegneria Energetica



ANALISI ENERGETICA DI SISTEMI INTEGRATI POMPA DI CALORE – PANNELLI IBRIDI A SERVIZIO DI UN EDIFICIO MONOFAMILIARE

Relatore: Prof. Luca MOLINAROLI

Tesi di laurea di:

Pietro QUAGLIA

Matr. 801223

Anno Accademico 2014 - 2015

Ringraziamenti

Desidero ringraziare tutte le persone che mi hanno aiutato in questo lavoro di tesi.

In particolare il professor Luca Molinaroli per la sua disponibilità e l'attenzione ai dettagli, Lorenzo Croci, ricercatore di RSE, in cui ho svolto il tirocinio di tesi, per la sua perizia e la forza dimostrata, la dott.ssa Francesca Bazzocchi, per avermi spesso dato la dritta giusta.

Vorrei ringraziare anche tutti i ricercatori e le persone di RSE che, con la loro altissima competenza e umanità, mi hanno consigliato dal lato ingegneristico e creato un clima accogliente nei mesi passati in azienda.

Per questo un grazie di cuore va a Andrea, Francesco, Marco, Elena, Valerio, Rocco, Angelo, Silvia e Federica.

Indice

Ringraziamenti	iii
Indice	v
Indice delle figure	vii
Indice delle tabelle	xiii
Sommario	xv
Abstract	xvi
Introduzione	1
Background.....	1
Scopo dello Studio	2
1 Analisi Bibliografica	3
1.1 Introduzione.....	3
1.1.1 IEA Solar Heating and Cooling program, Task 44	3
1.1.2 A Review of Market-Available SAHP	4
1.2 Rassegna dei sistemi SAHP interessanti presenti in letteratura	8
1.2.1 Scopo della ricerca e definizione degli indici prestazionali	8
1.2.2 Rassegna di sistemi SAHP	10
1.3 Rassegna dei pannelli ibridi fotovoltaici/termici	22
2 Modelli TRNSYS utilizzati	31
2.1 Progetto dell'impianto sviluppato.....	31
2.2 Pompa di calore	32
2.3 Serbatoi	36
2.3.1 Type 4: Serbatoio stratificato senza scambiatore interno	36
2.3.2 Type 60: Serbatoio stratificato con scambiatore interno	37
2.4 Collettori solari ibridi fotovoltaici/termici	39
2.5 Edificio	40
2.6 Dispositivi di controllo.....	41
2.7 Altri componenti.....	42
2.8 Modello TRNSYS completo del sistema sviluppato	42
3 Validazione delle parti di impianto simulate	45

3.1	Funzionamento con pompa di calore acqua-acqua	45
3.1.1	Dati pompa di calore acqua-acqua.....	48
3.1.2	Modello Pompa di calore acqua-acqua	49
3.1.3	Impianto di distribuzione con WWHP	51
3.1.4	Impianto di produzione di ACS con WWHP	54
3.2	Funzionamento con AWHP.....	58
3.2.1	Dati pompa di calore aria-acqua	60
3.2.2	Modello Pompa di calore aria-acqua	61
3.2.3	Impianto di distribuzione con AWHP.....	63
3.3	PVT di tipo roll-bond.....	66
3.3.1	Pannello ibrido fotovoltaico/termico	70
3.3.2	Pannello PVT, cielo limpido	74
3.3.3	Pannello PVT, cielo nuvoloso	75
3.3.4	Commenti generali sui risultati ottenuti per le validazioni	77
4	Analisi energetica di sistemi integrati a confronto in ambiente TRNSYS	79
4.1	Modello PVT-pompa di calore dual-source	79
4.2	Edificio, prelievi di ACS e anni tipo utilizzati	82
4.3	Impianto solare, parametri scelti, logica di controllo.....	84
4.4	Impianto della PdC	85
4.5	Configurazioni a confronto.....	86
4.6	Risultati delle simulazioni	86
4.6.1	Milano	87
4.6.2	Roma	93
4.7	Analisi dei surplus di energia elettrica	95
	Conclusioni e sviluppi futuri	97
	Nomenclatura.....	99
	Bibliografia	101

Indice delle figure

Fig. 1.1 Compagnie inseritesi nel mercato delle pompe di calore elio-assistite (per introduzione sul mercato del sistema più datato di ogni compagnia)	5
Fig. 1.2 Sistemi considerati per concezione	6
Fig. 1.3 Sistemi considerati per sorgente	6
Fig. 1.4 Sistemi considerati per tipo di collettore solare	7
Fig. 1.5 Sistemi considerati associati per tipo di collettore e configurazione	8
Fig. 1.6 Schema di un sistema in“Parallelo”	10
Fig. 1.7 Schema d’impianto di una configurazione serie diretta	11
Fig. 1.8 Combinazione collettori solari con pompa di calore in serie indiretta	11
Fig. 1.9 Schema di un assetto <i>dual source</i> per il riscaldamento	12
Fig. 1.10 Flusso energetico in un sistema integrato pompa di calore/collettore solare illustrante un utilizzo della fonte solare in a) diretto e in b) indiretto	13
Fig. 1.11 Curve per passare da un utilizzo diretto del calore del collettore ad un utilizzo indiretto	14
Fig. 1.12 Limite teorico di utilizzo del calore prodotto dai collettori solari per l’evaporatore della pompa di calore ai fini di aumentare le prestazioni del sistema, dato in % sul calore necessario all’evaporatore della macchina, per il clima di Zurigo	15
Fig. 1.13 Schema semplificato del sistema SAHP con doppio serbatoio	16
Fig. 1.14 Schema del sistema SAHP	17
Fig. 1.15 Energie mensili dei componenti per il modello base	17
Fig. 1.16 Studio parametrico di vari indici del sistema	18
Fig. 1.17 Sistema A	18
Fig. 1.18 Sistema B	18
Fig. 1.19 Sistema C	19
Fig. 1.20 Sistema D	19
Fig. 1.21 Schema idraulico e di impianto delle varianti 1 e 6	20
Fig. 1.22 Schema idraulico e di impianto delle varianti 2,3,4	20
Fig. 1.23 Schema idraulico e di impianto delle varianti 7 e 8	21
Fig. 1.24 Schema idraulico e di impianto della variante 9	21
Fig. 1.25 Risultati delle simulazioni per l’edificio SFH45 in Strasburgo, basato sulla cit.[16]	22

Fig. 1.26 Rappresentazione spettrale dell'assorbimento, riflessione e conversione di una cella PV c-Si	23
Fig. 1.27 Sezioni laterali dei modelli di PV/T analizzati raffreddati ad acqua o ad aria, con e senza copertura	26
Fig. 1.28 Sistema di PV/T con riflettore della radiazione diffusa: a) impianto su un tetto orizzontale; b) Sistema PV/T+REF indicante la radiazione diffusa dei raggi solari riflessa.	26
Fig. 1.29 Risultati di efficienza termica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$	26
Fig. 1.30 Risultati di efficienza termica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad aria in funzione di valori operativi $\Delta T/G$	26
Fig. 1.31 Risultati di efficienza elettrica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$	27
Fig. 1.32 Risultati di efficienza elettrica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$	27
Fig. 1.33 Varie tipi di PVT: A) <i>Sheet and Tube</i> , B) Con canale sottostante le celle, C) Flusso libero, D) Con due fluidi assorbitori, isolato	28
Fig. 1.34 Distribuzione della temperatura dell'assorbitore	29
Fig. 2.1 Schema dell'impianto oggetto di tesi	31
Fig. 2.2 Esempio di file esterno richiamato dal Type 668	32
Fig. 2.3 Modello TRNSYS della parte di impianto di distribuzione	33
Fig. 2.4 Tman, Obiettivo della PdC secondo curva climatica	34
Fig. 2.5 Profilo di due ore, con passo temporale al minuto, delle potenze termiche del carico (curva blu) e producibili dalla PdC in funzione della regolazione %.	36
Fig. 2.6 Schema del serbatoio simulato con Type 4	37
Fig. 2.7 Bilancio energetico su un nodo del serbatoio	38
Fig. 2.8 Schema del modello PVT	39
Fig. 2.9 Particolare del modello completo riportante la simulazione per l'edificio	41
Fig. 2.10 Modello TRNSYS del sistema completo	43
Fig. 3.1 Schema di progetto dell'impianto integrato pompe geotermiche – moduli termo-fotovoltaici	46
Fig. 3.2 Profilo della portata di acqua calda sanitaria utilizzata	46
Fig. 3.3 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per l'impianto sperimentale di Milano	47

Fig. 3.4	Profilo giornaliero delle potenze misurate per la PdC dell'impianto sperimentale di Milano	48
Fig. 3.5	Dati tecnici generali della pompa di calore acqua-acqua alle condizioni nominali di funzionamento	49
Fig. 3.6	Prestazioni in riscaldamento con grado di parzializzazione del compressore al 75%, in funzione delle temperature dei flussi in ingresso agli scambiatori della WWHP	50
Fig. 3.7	Modello TRNSYS pompa di calore WWHP	51
Fig. 3.8	Modello TRNSYS impianto di distribuzione WWHP	52
Fig. 3.9	Risultati del confronto per Temperature e Potenza della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione riscaldato con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua	53
Fig. 3.10	Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione riscaldato con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua	53
Fig. 3.11	Modello TRNSYS impianto di produzione ACS con WWHP	54
Fig. 3.12	Caratteristiche del serbatoio di accumulo Boilernova PRESTIGE 200	55
Fig. 3.13	Misure caratteristiche del serbatoio di accumulo ACS	55
Fig. 3.14	Risultati del confronto per Temperature e Potenza della validazione per il modello dell'impianto di produzione di ACS con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua	57
Fig. 3.15	Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di produzione di ACS con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua	57
Fig. 3.16	Schema di dettaglio dell'impianto integrato di Terni	59
Fig. 3.17	Profilo giornaliero delle temperature monitorate per l'impianto sperimentale di Terni	60
Fig. 3.18	Profilo giornaliero delle potenze misurate per la PdC dell'impianto sperimentale di Terni	60
Fig. 3.19	Dati tecnici generali della pompa di calore aria-acqua alle condizioni nominali di funzionamento	61
Fig. 3.20	Prestazioni in raffrescamento in funzione della T_{ae} e del grado di parzializzazione del compressore, con $T_{Man,Imp}$ fissa a $7^{\circ}C$, per la AWHP	62

Fig. 3.21 Prestazioni in riscaldamento con grado di parzializzazione del compressore al 75%, in funzione delle temperature dei flussi in ingresso agli scambiatori della macchina AWHP	63
Fig. 3.22 Modello TRNSYS impianto di distribuzione AWHP	64
Fig. 3.23 Risultati del confronto delle temperature, per validare il modello dell'impianto di distribuzione, raffrescato con pompa di calore in funzionamento aria-acqua	64
Fig. 3.24 Risultati del confronto delle potenze, per validare il modello dell'impianto di distribuzione,	65
Fig. 3.25 Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione con pompa di calore in funzionamento aria-acqua	65
Fig. 3.26 Parametri funzionali pannello fotovoltaico policristallino ECLIPSE SOL250P	66
Fig. 3.27 Pannello ibrido Brandoni Solare modello SBP-235/260	67
Fig. 3.28 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido	68
Fig. 3.29 Profilo giornaliero delle potenze monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido	68
Fig. 3.30 Profilo giornaliero di U.R. e portata del fluido monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido	69
Fig. 3.31 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso	69
Fig. 3.32 Profilo giornaliero delle potenze monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso	70
Fig. 3.33 Profilo giornaliero di U.R. e portata del fluido monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso	70
Fig. 3.34 Modello TRNSYS per la validazione del componente PVT	71
Fig. 3.35 Risultati del confronto delle potenze per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido	74
Fig. 3.36 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido	74
Fig. 3.37 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido	75

Fig. 3.38 Risultati del confronto delle potenze termiche per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso	75
Fig. 3.39 Risultati del confronto delle potenze elettriche per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso	76
Fig. 3.40 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso	76
Fig. 4.1 Modello di impianto PVT-PdC dual source, inclusi dispositivi di controllo, dati meteo	80
Fig. 4.2 Schema di impianto con definizione dei parametri di controllo	81
Fig. 4.3 Schema dei flussi energetici del sistema sviluppato	81
Fig. 4.4 Profilo giornaliero degli apporti termici globali	83
Fig. 4.5 Profilo giornaliero dei prelievi di ACS	84
Fig. 4.6 Confronto delle temperature sorgenti per le diverse soluzioni, inverno milanese	90
Fig. 4.7 Confronto delle temperature sorgenti per le diverse soluzioni, inverno romano	95
Fig. 4.8 Surplus di energia elettrica dei sistemi A, B e C3 per Milano e Roma	96
Fig. 4.9 Miglioramento del Surplus di energia elettrica % dato dal sistema C3 per Milano e Roma	96

Indice delle tabelle

Tab. 1.1 Consumi elettrici annui per sistema simulato	19
Tab. 3.1 Scostamenti percentuali validazione impianto di distribuzione WWHP	53
Tab. 3.2 Parametri utilizzati per il Type 60 simulante l'accumulo di ACS	56
Tab. 3.3 Scostamenti percentuali validazione produzione di ACS con WWHP	57
Tab. 3.4 Scostamenti percentuali validazione impianto di distribuzione AWHP	65
Tab. 3.5 Parametri utilizzati per il Type 560 simulante il PVT	72
Tab. 3.6 Scostamenti percentuali validazione pannello PVT, cielo limpido	77
Tab. 4.1 Parametri modello edificio	82
Tab. 4.2 Logica di Controllo Circuito Solare	85
Tab. 4.3 Logica di Controllo PdC	86
Tab. 4.4 Esiti delle simulazioni AWHP + modulo fotovoltaico standard, Milano	87
Tab. 4.5 Esiti delle simulazioni con AWHP più 12 PVT, Milano	87
Tab. 4.6 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'inverno milanese	88
Tab. 4.7 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'inverno milanese	89
Tab. 4.8 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'inverno milanese	89
Tab. 4.9 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'estate milanese	91
Tab. 4.10 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'estate milanese	91
Tab. 4.11 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'estate milanese	92
Tab. 4.12 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'intero anno milanese	92
Tab. 4.13 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'intero anno milanese	93
Tab. 4.14 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'intero anno milanese	93
Tab. 4.15 Esiti sistema C3 confrontato con AWHP+PV per l'intero anno romano	94
Tab. 4.16 Esiti sistema C3 confrontato con AWHP+ 12 PVT per l'intero anno	94
Tab. 4.17 Indici prestazionali stagionali del sistema C3 per l'intero anno romano	94

Sommario

In questo lavoro di tesi sono stati investigati in ambiente TRNSYS diversi sistemi di climatizzazione in grado di soddisfare i fabbisogni di un edificio monofamiliare, cercando di ottenere bassi consumi e limitare l'impatto ambientale per simulazioni di un anno intero. In particolare ci si è soffermati sull'analisi di un sistema integrato di pompa di calore *dual-source* elio-assistita da pannelli ibridi fotovoltaici/termici. Le valutazioni si basano su un modello di macchina in grado di simulare il comportamento della regolazione della macchina, interpolando i dati del costruttore inseriti per diversi gradi di parzializzazione del compressore. La configurazione sviluppata, integrando insieme la pompa di calore con 12 PVT e un serbatoio "Freddo" da 0.9 m³, a Milano permette di diminuire i consumi di energia elettrica lordi annui dell'impianto del 6.84% e l'assorbimento dalla rete elettrica del 20.46%, rispetto ad una pompa di calore aria-acqua affiancata da 12 pannelli fotovoltaici convenzionali. Lo stesso sistema localizzato a Roma ottiene una diminuzione del 12.08% dell'energia elettrica lorda assorbita dall'impianto, un aumento di surplus di energia elettrica prodotta dai pannelli rispetto a quella necessaria al sistema, del 19.05%. Paragonando i risultati ottenuti dal sistema sviluppato con una pompa di calore aria-acqua convenzionale, affiancata da 12 PVT per la produzione di ACS, si ottiene che il risparmio di energia elettrica lorda consumata per Milano sia del 2.7% mentre per Roma del 3.34%. Si ottiene per il capoluogo lombardo una diminuzione della dipendenza dalla rete elettrica dell'impianto del 17.24%, per la capitale del 15.22%. Questi risultati, ottenuti da una prima investigazione dei sistemi, possono essere significativamente migliorati a fronte di un'ottimizzazione dei componenti scelti e della loro logica di controllo.

Parole Chiave: Pompa di calore; elio-assistita; indiretta; pannelli ibridi; doppio scambiatore.

Abstract

In this work different heating, cooling and DHW systems are compared and investigated for a single family house, through one year simulation in the TRNSYS software. One particular combination of hybrid photovoltaic/thermal panel (PVT) and dual-source heat pump is examined. For the purposes of the study, a heat pump model was created and validated successfully with experimental data. With a 12 PVT solar field and a 0.9 m³ “Cold” storage, the combined system decreased the total electric energy consumption by 6.84% and the energy absorption from the grid by 20.64% in Milan, compared to a conventional AWHP combined with 12 standard photovoltaic panels. Relating the same systems with simulations in Rome, a decreased electric energy consumption of 12.08% was obtained and an increased electric energy surplus of 19.05%. The studied system’s performance was compared also to a conventional AWHP, with in addition 12 PVT panels for DHW production. The results showed a decreased electric energy consumption of 2.7% in Milan and of 3.34% in Rome, a decreased grid consumption by 17.24% and by 15.22% for the same cities. By an optimization of the components parameters and of the strategy control, these first tentative results can be increased significantly.

Key words: SAHP; Indirect; PVT; dual-source; heat pump

Introduzione

Background

A causa delle crescenti preoccupazioni riguardo l'esaurimento delle risorse di combustibili fossili, l'inquinamento ambientale e il riscaldamento globale, da tempo si è alla ricerca di metodi alternativi per rispondere al fabbisogno di energia termica ed elettrica residenziale con impatto sostenibile.

In Italia nel 2014, il maggior contributo ai consumi energetici complessivi è da attribuire al settore degli usi civili, per il quale si rileva una quota del 36% [1]. In particolare, alcune stime imputano al settore domestico un peso importante, con trend di crescita ulteriore dovuto all'aumento della diffusione di impianti di raffrescamento (nel 2014 ne erano in possesso 29,4 famiglie su 100), utilizzo di elettrodomestici e apparecchiature elettriche [2]. Il decreto legislativo 3 marzo 2011, n.28, indica che, per edifici di nuova costruzione o sottoposti a rilevanti ristrutturazioni, gli impianti di produzione di energia termica per il riscaldamento, il raffrescamento e l'acqua calda sanitaria, debbano essere progettati in modo che una percentuale del fabbisogno dell'edificio, sempre maggiore negli anni (20% fino alla fine del 2013, 35% nel 2014-16, 50% dal 1° gennaio 2017) sia coperta da energia rinnovabile.

Ai fini di aumentare la frazione di energia rinnovabile utilizzata e l'efficienza energetica, di diminuire l'impatto sull'ambiente, risultano soluzioni interessanti i pannelli solari termici e le pompe di calore. Nonostante entrambi questi sistemi possano operare con consumi energetici minori rispetto alla tradizionale caldaia, vedono calare le loro prestazioni proprio quando la richiesta di energia è maggiore.

Un sistema integrato di pannelli solari termici e pompe di calore, noto come "*Solar Assisted Heat Pump*" (SAHP), risulta molto interessante proprio perchè allevierebbe alcuni degli svantaggi dei sistemi operanti singolarmente. Un impianto SAHP consiste nell'utilizzare il calore utile dei pannelli veicolandolo all'evaporatore della pompa di calore in uno dei tanti modi possibili.

Il vantaggio per il ciclo frigorifero della pompa di calore risulta in un aumento della temperatura dell'evaporatore rispetto all'aria ambiente. Questo porta ad un incremento del coefficiente stagionale di prestazione della macchina (SCOP) durante l'anno.

Riguardo al collettore solare, invece, l'abbassamento della temperatura del fluido circolante grazie all'assorbimento di calore da parte della macchina, porta a una diminuzione delle perdite termiche del pannello.

Questo permette di raggiungere prestazioni simili con moduli meno performanti dal punto di vista dell'assorbimento di calore utile dalla radiazione solare [3].

Risulta particolarmente attraente la possibilità di utilizzare pannelli ibridi fotovoltaici-termici (PVT) di nuovo sviluppo, con raffreddamento roll-bond, i quali vedrebbero nelle pompe di calore la possibilità di rendere più pregiato il calore di bassa temperatura da loro sviluppato. Questa soluzione appare interessante per il possibile aumento di efficienza elettrica dei pannelli rispetto agli standard, grazie all'abbassamento della temperatura di esercizio delle celle al silicio, ma soprattutto per la possibilità, a parità di superficie utilizzata dai pannelli, di produrre sia energia elettrica che termica.

Svariate configurazioni di SAHP sono state investigate e collaudate in passato. Oggi entrambi i componenti hanno raggiunto la maturità tecnologica e il loro accostamento sembra essere molto promettente. Negli ultimi anni c'è stata una rapida crescita dell'interesse per questo tipo di tecnologia tant'è che l'International Energy Agency ha deciso di dedicarvi la Task 44, partita nel 2010: "Solar and heat pump systems". Il progetto internazionale, durato 4 anni, ha visto lavorare assieme 50 esperti e ricercatori del settore provenienti da 13 paesi diversi [4].

Scopo dello Studio

L'obiettivo di questo progetto di tesi è quello di cercare una soluzione di configurazione e controllo di un impianto di pompa di calore affiancata a pannelli solari ibridi (PVT). Questo sistema ha l'obiettivo di massimizzare la frazione solare di energia utilizzata per la climatizzazione e il riscaldamento di acqua calda sanitaria, oltre che per la produzione di energia elettrica. In particolare, le novità di questo lavoro rispetto a ciò che è presente in letteratura riguardano lo sviluppo di una configurazione di impianto che cerchi:

- di minimizzare il consumo di energia elettrica dalla rete durante l'arco di tutto l'anno;
- una soluzione adeguata al clima italiano. Fino ad oggi, infatti, la maggior parte dei sistemi studiati sono stati investigati per climi rigidi;
- la ricerca di un impianto che possa essere realizzabile tecnicamente ed economicamente accessibile;

1 Analisi Bibliografica

1.1 Introduzione

Già la crisi degli anni 70 aveva portato a trovare nell'energia solare per la generazione elettrica, come per il riscaldamento residenziale e dell'acqua, una possibile via per diminuire il nostro consumo di energia primaria. Vennero proposti e sperimentati, verso la fine della decade, delle soluzioni integrate di pompe di calore elio-assistite (spesso chiamate in letteratura: "Solar assisted heat pump" o SAHP) che potessero incrementare le prestazioni di questi sistemi.

Il capitolo è suddiviso in due parti principali con l'obiettivo di presentare una review sui maggiori studi svolti riguardo il tema delle pompe di calore elio-assistite e lo sviluppo dei pannelli solari ibridi, fotovoltaici-termici, per individuare la soluzione di configurazione e combinazione con la tipologia di pannelli più interessante da analizzare e su cui vergere il lavoro di tesi.

1.1.1 IEA Solar Heating and Cooling program, Task 44

Ricercando studi che analizzassero soluzioni solari termiche per affiancare pompe di calore nella produzione di energia termica non si è potuto fare a meno di imbattersi nel massiccio lavoro svolto con la Task 44 del Solar Heating and Cooling program dell'IEA: "Solar and heat pump systems".

Il progetto internazionale, durato 4 anni a partire dal 2010, ha visto lavorare assieme in 4 subtask 50 esperti e ricercatori del settore provenienti da 13 paesi diversi.

Come scritto nel Position Paper della Task [4], l'obiettivo è stato quello di fornire uno sguardo agli attori del settore energetico su perché e come dovrebbero essere sostenuti e promossi sistemi integrati con pannelli solari e pompe di calore, soluzione molto promettente nel campo dei sistemi di produzione di energia termica per edifici civili.

L'analisi ha portato ad affermare che i vari componenti di una SAHP (Solar Assisted Heat Pump, come viene spesso nominata in letteratura per abbreviazione) hanno raggiunto la maturità ma che ci sono invece grandi passi da fare nel lavoro di ricerca e sviluppo per meglio capire quali siano le configurazioni ottimali nelle varie condizioni climatiche, di applicazione, etc.

In particolare, secondo i partecipanti al progetto, tra i miglioramenti individuati su cui vergere le attività di ricerca nel prossimo futuro sono inclusi:

- lo sviluppo e il miglioramento di Pannelli solari ibridi, PVT (“Fotovoltaici-Termici”);
- strategie di controllo per utilizzare il calore proveniente dai collettori solari direttamente al serbatoio di carico dell’utenza oppure inviandolo all’evaporatore della pompa di calore;
- soluzioni di stoccaggio del calore lato sorgente della pompa di calore per immagazzinare l’energia solare prima di utilizzarla con la macchina;
- sistemi di controllo intelligenti che armonizzino tra loro i vari componenti dell’impianto per massimizzare le prestazioni globali servendosi di informazioni come le previsioni meteo o le abitudini dell’utente.

Trovato che la barriera all’espansione del mercato delle pompe di calore elio-assistite è dovuto ad un alto costo di investimento, dovuto anche all’acquisto delle due tecnologie separate, nel position paper si ribadisce che una combinazione ottimale della tecnologia collettori solari e pompe di calore potrebbe ridurre sia il costo di investimento sia quello di mantenimento.

1.1.2 A Review of Market-Available SAHP

Nonostante sia una fotografia di un campo in veloce evoluzione, il technical report della subtask A per l’IEA risulta un ottimo punto di partenza per analizzare quali scelte sono state prese fino ad oggi, con la tecnologia a disposizione.

Correntemente sono presenti sul mercato svariati tipi di sistemi di produzione termica integrati di collettori solari con pompe di calore. La quantità di SAHP installate non è stata monitorata in passato, anche perché esistono pochissime aziende che producono impianti integrati, molte i singoli componenti. Si è riusciti invece a studiare il caso del mercato tedesco, preso come mercato di riferimento data la sua importanza sul mercato delle SAHP.

L’ampio numero di configurazioni e soluzioni diverse hanno dato modo al gruppo di Ruschenburg e Herkel [5] di notare la mancanza di una necessaria categorizzazione e standardizzazione degli impianti e degli indici di prestazione con cui questi vengono confrontati.

Molti impianti sono stati studiati e ottimizzati in particolari condizioni climatiche per un particolare tipo di edificio e di utenza, condizioni che spesso non permettono un facile confronto tra diversi tipi di soluzioni.

L'analisi condotta durante il Solar Heating and Cooling Programme dal gruppo della Subtask A, "Solutions and Generic Systems", ha interessato 135 sistemi SAHP, prodotti da 88 compagnie di 11 paesi.

Di queste la maggior parte ha sede in Germania (48%) o Austria (19%), preannunciando che la maggior parte degli studi di ottimizzazione svolti fino ad oggi sono stati per configurazioni il cui obiettivo principale è rivolto alla produzione di acqua calda sanitaria o al riscaldamento in climi rigidi.

Molto meno numerose sono state invece le ricerche volte a cercare di massimizzare l'efficienza energetica durante tutto l'anno.

Negli ultimi 10 anni il numero di aziende entrate nel settore delle pompe di calore elio-assistite ha subito un rapido aumento, come mostra la figura 1.1 (tratta da [5]).

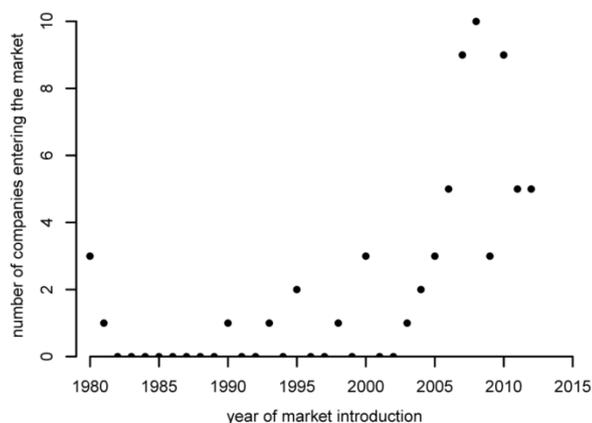


Fig. 1.1 Compagnie inseritesi nel mercato delle pompe di calore elio-assistite (per introduzione sul mercato del sistema più datato di ogni compagnia)

Esistono in letteratura svariati tipi di combinazioni tra la fonte solare e la macchina. In figura 1.2 (tratta da [5]) troviamo i risultati del report svolto per l'International Energy Agency, dove vengono indicati con P sistemi in parallelo, con S sistemi in serie, con R sistemi geotermici con rigenerazione del terreno. Dove sono indicate più lettere si specifica che gli impianti considerati possano agire in più modalità.

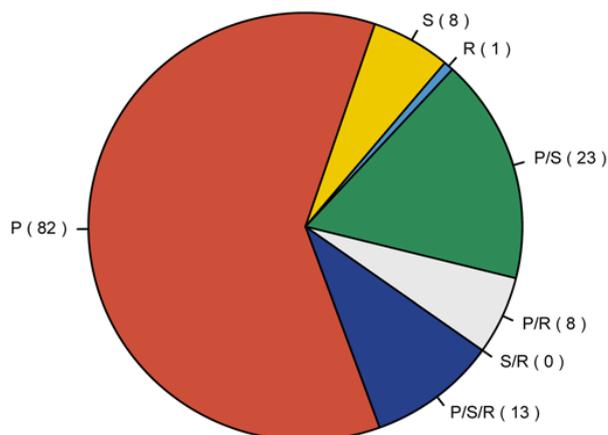


Fig. 1.2 Sistemi considerati per concezione

La configurazione che oggi più di tutte domina il mercato e ricopre il 61% degli impianti installati, grazie soprattutto alla sua semplicità di progettazione, installazione e controllo, è quella in parallelo. Sistemi SHP solo serie (6%) o di tipo rigenerativo, cioè che dirigono il calore dei collettori per rigenerare il terreno nei sistemi “Ground Coupled”, sono rari (1%). Concept di sistemi che possono combinare parallelo e/o serie, nonostante siano complessi, sono rappresentati da non meno del 33% degli impianti installati.

Altro importante criterio con cui vengono caratterizzate le macchine è la sorgente di energia utilizzata, in figura 1.3 (tratta da [5]) i risultati delle installazioni esistenti.

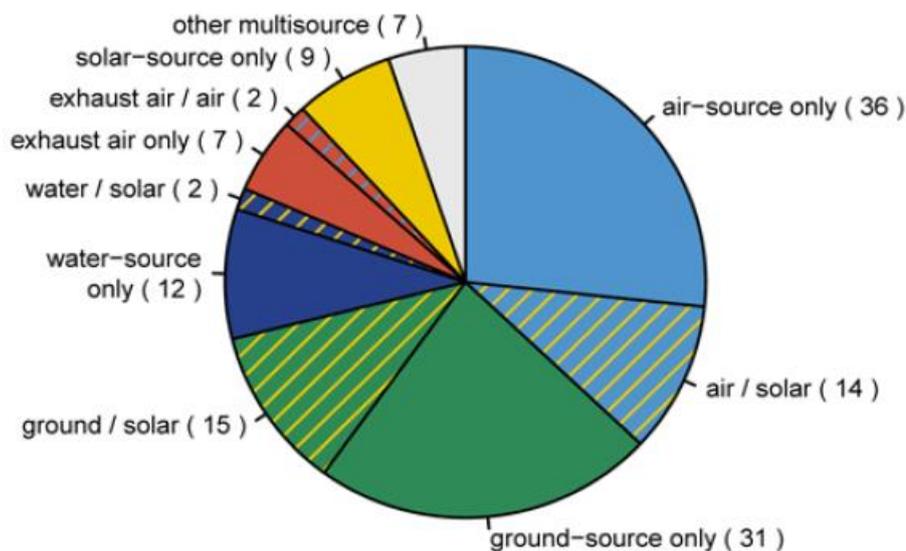


Fig. 1.3 Sistemi considerati per sorgente

Pompe di calore geotermiche (23%) o solo aria-acqua (27%) coprono la metà degli impianti osservati. Sistemi “serie puri”, affiancati solo con fonte solare, sono il 7% mentre l’approccio solare affiancato ad altre fonti è presente per circa il 23%.

Durante l’indagine si scoprì che non più di 6 compagnie si erano interessate nel progettare un concept di impianto SAHP. Quelli esistenti sono allora per lo più combinazioni di parti di impianto standard integrati tra di loro. Nonostante questo le soluzioni studiate per accoppiare i componenti sono innumerevoli.

Per quel che riguarda le scelte di collettori scelti nelle combinazioni risulta che i PVT sono stati utilizzati solo per il 4% dei casi rispetto al 47% dei pannelli piani (FPC), come mostra la figura 1.4 (tratta da [5]). Sono stati poi riportati i dati per collettori a tubi evacuati (ETC) e per collettori non ricoperti (UGC). Viene sottolineato che i pannelli ibridi risultano di recente sviluppo.

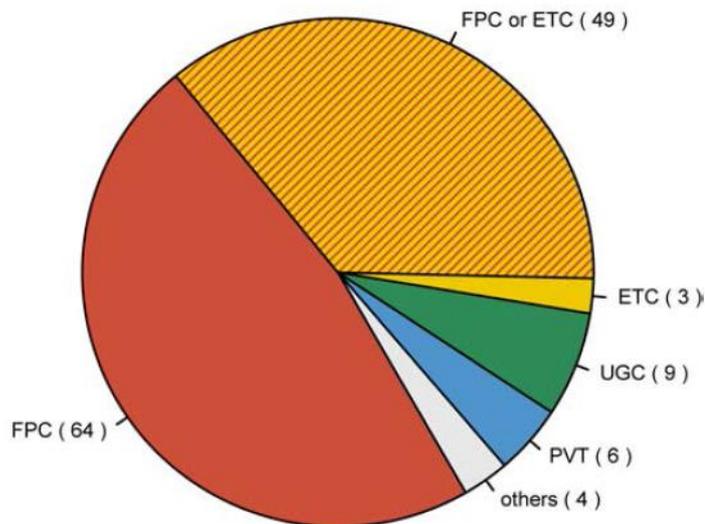


Fig. 1.4 Sistemi considerati per tipo di collettore solare

Vengono infine evidenziati in figura 1.5 le combinazioni realizzate tra assetto di sistema e tipologia di collettore.

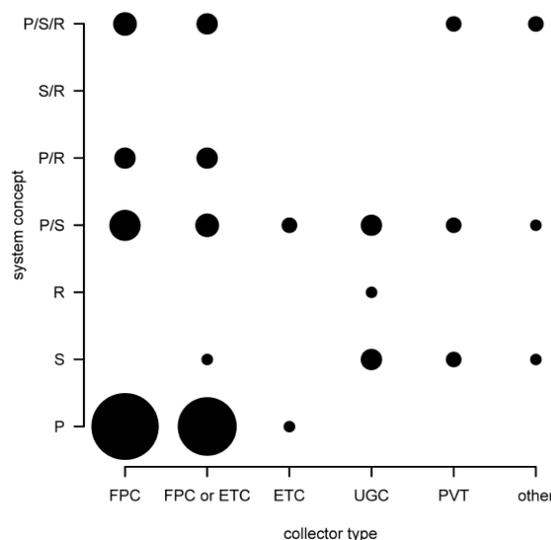


Fig. 1.5 Sistemi considerati associati per tipo di collettore e configurazione

Collettori *Un glazed* (UGC) e PVT installati con SAHP sono preferibilmente applicati ad impianti in serie e/o rigenerativi in quanto sviluppano calore a temperatura. Collettori piani e tubi evacuati sono favoriti nelle configurazioni in parallelo dato che lavorano a temperature maggiori. Collettori piani o a tubi evacuati ricoprono l'86% del totale.

1.2 Rassegna dei sistemi SAHP interessanti presenti in letteratura

1.2.1 Scopo della ricerca e definizione degli indici prestazionali

Lo stato dell'arte dei sistemi integrati è stato ricercato nel periodo appena precedente l'uscita del libro *"Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings"* [6] che raccoglie tutti i risultati dei 4 anni di Task 44. Gli stessi però erano stati pubblicati periodicamente tramite dei report e dei *paper* dei singoli ricercatori per cui, una volta che si è potuto visionare il contenuto del libro, si è scoperto che la ricerca precedentemente svolta riportava in luce la maggior parte delle informazioni in esso contenute.

Con lo scopo di ricercare quale potrebbe essere una configurazione e una logica di controllo interessante con applicazione nel settore residenziale italiano, si definiscono i coefficienti e i parametri utilizzati nell'analisi.

Si definisce per il collettore solare l'efficienza termica come nell'equazione (1.1), per la pompa di calore il *Coefficient of Performance* (COP) per il funzionamento in riscaldamento come in equazione (1.2) e l'*Energy Efficiency Ratio* (EER) per il raffreddamento in equazione (1.3):

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{coll}}{GA_{coll}} \quad (1.1)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{PdC}} \quad (1.2)$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_{frigo}}{\dot{W}_{PdC}} \quad (1.3)$$

Dove \dot{Q}_{coll} è la potenza termica utile che può sviluppare il pannello, G la radiazione solare normale incidente, A_{coll} l'area del collettore, \dot{Q}_{cond} la potenza termica ceduta al condensatore dalla pompa di calore in riscaldamento, \dot{Q}_{frigo} la potenza frigorifera prelevata all'ambiente raffrescato e \dot{W}_{PdC} la potenza elettrica assorbita dalla macchina.

Per poter confrontare omogeneamente più sistemi tra loro si definiscono dei parametri stagionali di prestazione.

La frazione solare (SF), indice della frazione di energia solare utilizzata rispetto al fabbisogno del carico (\dot{Q}_{Load}) in equazione (1.4).

$$SF = \frac{\dot{Q}_{coll}}{\dot{Q}_{Load}} \quad (1.4)$$

Il *seasonal performance factor* (SPF), indice della frazione di energia termica prodotta rispetto all'energia elettrica assorbita dal sistema per svilupparla, definito come in equazione (1.5).

$$SPF = \frac{\int(\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{ACS}) \cdot dt}{\int(\dot{W}_{PdC} + \dot{W}_{aux}) \cdot dt} \quad (1.5)$$

Il free energy ratio (FER), indice della frazione di energia richiesta dal carico soddisfatta utilizzando energia rinnovabile (energia solare e energia assorbita dall'aria ambiente). Questo rapporto viene descritto nell'equazione (1.6):

$$FER = \frac{Q_{coll} + Q_{Ae}}{Q_{Load}} = \frac{Q_{Load} - W_{aux} - W_{PdC}}{Q_{Load}} \quad (1.6)$$

Dove W_{aux} è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari nel periodo considerato e Q_{Ae} il calore assorbito dall'aria esterna.

1.2.2 Rassegna di sistemi SAHP

E' in particolare tramite la *review* di Chu J. e Cruickshank C.A. [7], con aggiunte di altri articoli interessanti trovati, che si desidera mettere a conoscenza degli sviluppi delle concezioni di SAHP. Anche secondo Chu un grande ostacolo allo sviluppo di questi sistemi è la mancanza, ad oggi, di una standardizzazione delle modalità di test prestazionali delle diverse configurazioni come anche degli stessi coefficienti che di volta in volta vengono definiti in un modo o nell'altro, tenendo conto di diverse condizioni di riferimento. Si aggiungono molteplici modalità nel disegnare i progetti che evidenziano i collegamenti idraulici o gli scambi energetici. Per questo, nella più volte citata Task 44, una delle *subtask* ha concentrato il suo lavoro nel definire tutti questi aspetti.

Come ben sappiamo le prestazioni delle pompe di calore aerotermiche diminuiscono quando cala la temperatura dell'aria esterna. Per questo la ricerca volge il suo interesse da tempo verso soluzioni che possano risolvere questo problema.

Già Freeman et al. [8] avevano confrontato a fine anni 70 tre diverse configurazioni distinte in base alla modalità scelta di affiancare la pompa di calore e i collettori solari:

- Se il collettore e la pompa di calore forniscono energia utile in modo indipendente, di solito tramite uno o più serbatoi, viene definita configurazione in "Parallelo". Situazione schematizzata per esempio in figura 1.6;

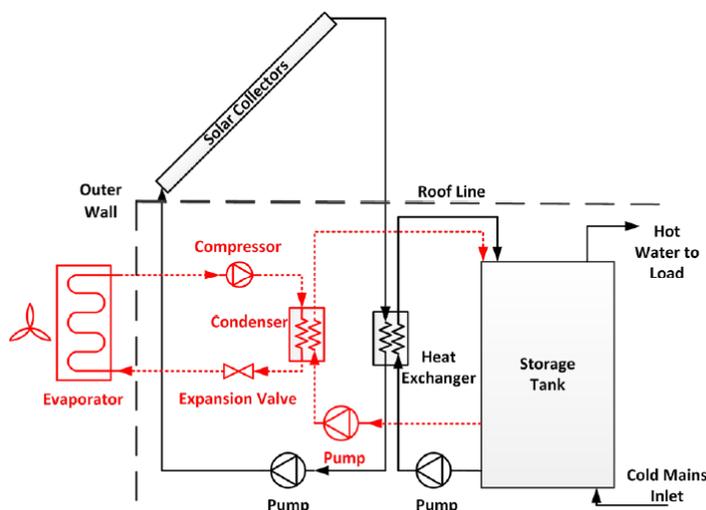


Fig. 1.6 Schema di un sistema in "Parallelo"

- Se il collettore agisce da “sorgente” per la pompa di calore, fornendo calore all’evaporatore direttamente o tramite un serbatoio, viene definita configurazione in “Serie”. In questo caso abbiamo un’ulteriore distinzione in base alla modalità di utilizzo del collettore. Se questo viene utilizzato direttamente come evaporatore della pompa di calore allora abbiamo un *concept* serie “diretto”, come in figura 1.7.

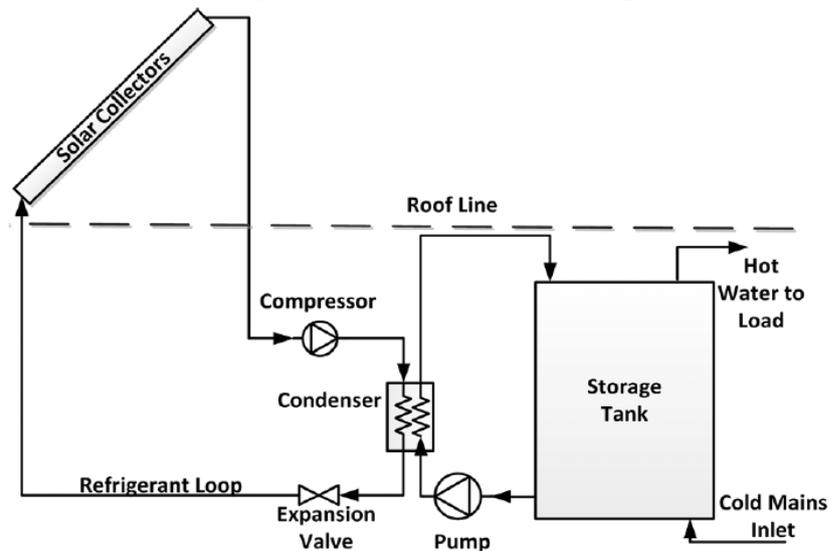


Fig. 1.7 Schema d'impianto di una configurazione serie diretta

Altrimenti se vi è uno scambiatore o un serbatoio intermedio allora si parla di assetto in serie “indiretto”. Lo schema è mostrato in figura 1.8.

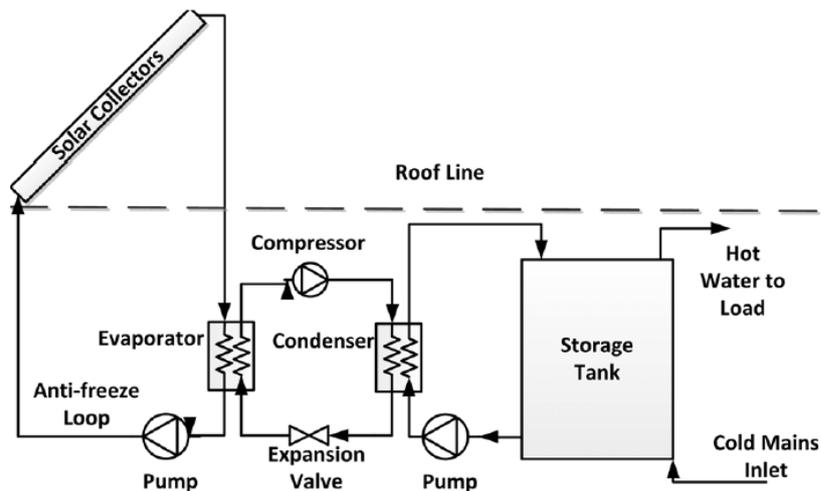


Fig. 1.8 Combinazione collettori solari con pompa di calore in serie indiretta

- Viene definita invece *dual source* la macchina che vede, lato sorgente, la possibilità di utilizzare lo scambio termico con i collettori, come in un assetto serie indiretto, oppure con l'aria esterna. In figura 1.9 si riporta lo schema d'esempio di un impianto con funzione di riscaldamento di un edificio.

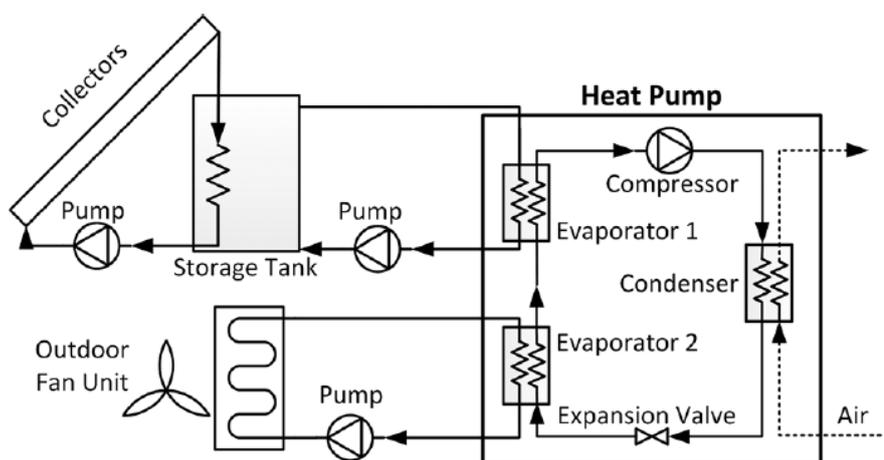


Fig. 1.9 Schema di un assetto *dual source* per il riscaldamento

Il confronto delle tre configurazioni portò il gruppo di Freeman ad osservare che l'efficienza termica dei collettori utilizzati nell'assetto parallelo era molto più bassa rispetto a quella ottenuta negli altri due casi. Questo è dovuto alla maggiore differenza di temperatura tra il pannello e l'aria esterna comportando maggiori perdite di calore. Essendo che la temperatura minima raggiunta all'evaporatore dal sistema in serie non scese mai sotto i 5°C mentre la temperatura dell'aria scese anche di molto, il COP dell'assetto per questo assetto risultò maggiore rispetto al caso dual source. Il sistema in parallelo risultò il migliore per quel che riguarda il FER in quanto non richiese energia alla pompa di calore per soddisfare l'utenza. Da questo deduciamo che ogni qual volta la temperatura dei collettori sia abbastanza elevata da poter fornire direttamente la potenza termica allora sarà la scelta da prediligere.

Nel 1982 da studi di Chandrashekar et al. [9] in sette città canadesi differenti, su un edificio monofamiliare, risultò che il costo specifico dell'energia prodotta da macchine basate sull'acqua fosse minore rispetto a quelle ad aria. Dai loro risultati si evinse che le maggiori prestazioni della pompa di calore dual-source, dati da alti COP ed efficienze dei collettori, la rendessero più interessante rispetto all'assetto in serie, discordando con Freeman [8].

Dopo aver studiato alcune soluzioni di SAHP con lo scopo di riscaldare un edificio, Kaygusuz e Ayhan [10], per le stesse motivazioni evidenziate da

Freeman, con lui concordano nel dire che la configurazione più prestante, avente quindi COP maggiore, sia quella serie.

Uno degli studi che più ha influito in questo lavoro di tesi è l'articolo di Haller e Frank [11] che definisce una regola generale di condizioni COP/efficienza termica dei collettori oppure di radiazione solare incidente minima, per passare da configurazione indiretta (serie) a diretta (parallelo) per un sistema come quello schematizzato in figura 1.10.

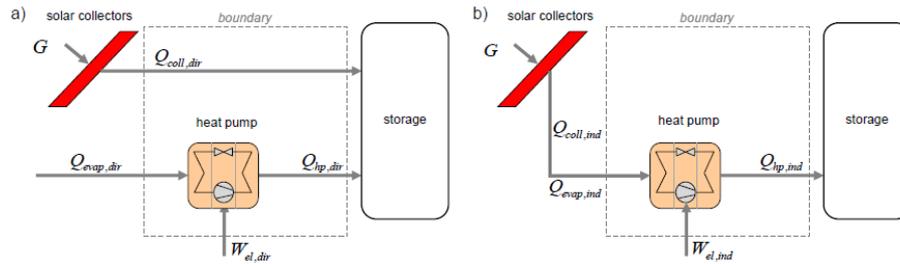


Fig. 1.10 Flusso energetico in un sistema integrato pompa di calore/collettore solare illustrante un utilizzo della fonte solare in a) diretto e in b) indiretto

Già Karagiorgas et al. [12] aveva individuato che la configurazione indiretta aumentasse le prestazioni del sistema solo la sera e la mattina, definendo anche una curva per passare da un assetto all'altro in base all'irraggiamento incidente. I suoi risultati valevano però solo nelle condizioni specifiche del suo lavoro. I ricercatori del gruppo per la task 44 della IEA ricercarono invece una funzione che potesse avere valenza generale. Questo tipo di relazione è molto importante per definire la logica di controllo di un sistema in cui si cerca di massimizzare il Performance Factor. Si è già sottolineato come, quando la temperatura sia sufficiente, convenga sempre usare il calore direttamente. Allora i ricercatori del team per la task 44 fissarono che per cambiare assetto indirizzando il calore all'evaporatore della pompa di calore piuttosto che al serbatoio si debba avere un PF della configurazione indiretta migliore di quella diretta, come in equazione (1.7).

$$PF_{sys,ind} > PF_{sys,dir} \quad (1.7)$$

Partendo da questa relazione e dalla definizione stessa di PF del sistema, Haller e Frank individuarono che il criterio con valenza generale risultasse come riportato in equazione (1.8):

$$\frac{\Delta COP_{PdC}}{(COP_{PdC,dir}-1)} \cdot \frac{\Delta \eta_{coll}}{\eta_{coll,dir}} > 1 \quad (1.8)$$

Allora per esempio, presa una pompa di calore dual source che abbia un $COP_{hp} = 2.5$ in funzionamento aria-acqua, conviene portare il calore della fonte solare all'evaporatore della macchina solo se questo portasse a migliorarne il COP e allo stesso tempo aumentasse almeno del 150% l'efficienza termica del collettore solare.

Le curve della figura 1.11 riportano i valori per cui vale la pena non utilizzare direttamente la fonte solare.

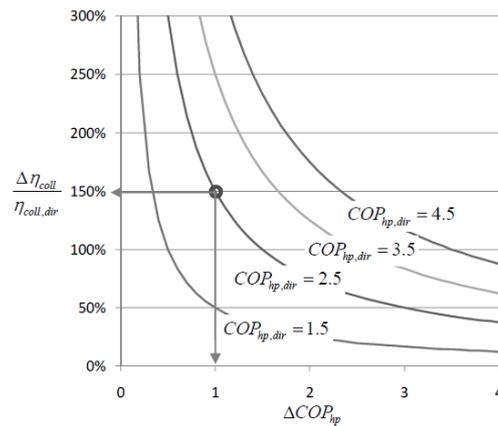


Fig. 1.11 Curve per passare da un utilizzo diretto del calore del collettore ad un utilizzo indiretto

Come diretta conseguenza dell'equazione (1.8) trovarono poi che esiste un valore limite per la radiazione solare incidente (G_{lim}), di cui riportiamo la funzione in equazione (1.9), sotto la quale vale la pena utilizzare il calore indirettamente.

$$G_{lim} = \frac{\Delta COP_{PdC}}{(COP_{PdC,dir}-1)} \cdot \frac{x_{dir}-x_{ind}}{\eta_0} + \frac{x_{dir}}{\eta_0} \quad (1.9)$$

Dove x sono le perdite termiche del collettore in $[W/m^2]$ dipendenti dalla differenza di temperatura tra il collettore e l'ambiente. Questi risultati possiamo ritrovarli nella figura 1.12 in cui si evidenzia il beneficio di poter passare da una sorgente all'altra attraverso il potenziale tempo di utilizzo dei collettori.

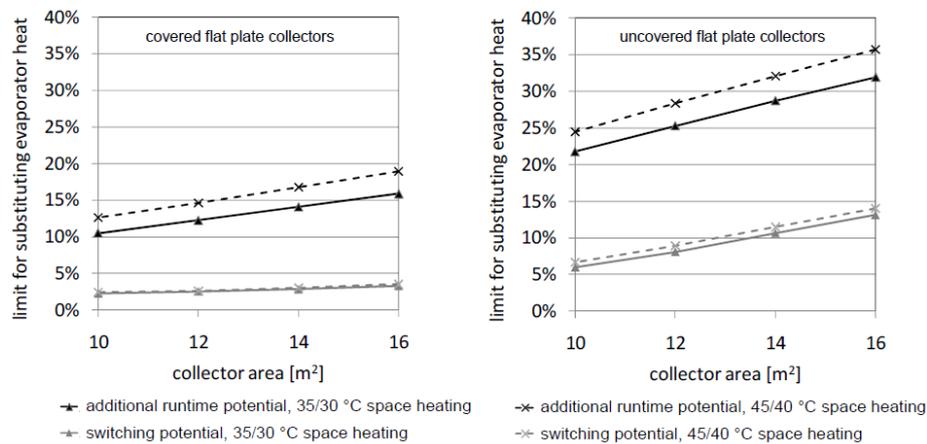


Fig. 1.12 Limite teorico di utilizzo del calore prodotto dai collettori solari per l'evaporatore della pompa di calore ai fini di aumentare le prestazioni del sistema, dato in % sul calore necessario all'evaporatore della macchina, per il clima di Zurigo

Questi studi hanno permesso che si riflettessero sui possibili componenti utilizzabili e sulla logica di controllo che si sarebbe scelto di applicare alla soluzione integrata sviluppata. Si è da subito notato che l'equazione (1.8) non permette un suo concreto utilizzo nel controllo perché avrebbe portato a fluttuazioni troppo elevate nell'impiego della macchina. In compenso ha contribuito affinché si cercasse di disaccoppiare temporalmente, tramite un serbatoio intermedio, la fonte solare rispetto al carico necessario, in modo che venga sfruttata in orari in cui risulterà conveniente rispetto all'aria esterna.

Rispetto all'adooperare un serbatoio di accumulo dell'energia solare per poi utilizzarla quando più conviene sono stati svolti diversi studi.

Per i climi rigidi per esempio, in cui la temperatura può arrivare anche a molti gradi sotto lo zero, risulta interessante l'idea di impiegare un serbatoio di accumulo di calore latente, per esempio acqua-ghiaccio in transizione di fase, che nonostante risulti a zero gradi, in molte situazioni potrebbe risultare attraente. In questo frangente Tamasauskas et al. [13] hanno svolto degli studi interessanti per il clima canadese utilizzando un accumulo di calore latente di acqua e ghiaccio combinato ad un sistema SAHP, trovando però dei risultati che rendono molto complessa la realizzazione del loro sistema, a causa della distribuzione di temperatura non omogenea all'interno del serbatoio che vedeva ghiacciare il fluido nell'intorno dello scambiatore di calore lato sorgente.

Utilizzando TRNSYS Banister e Collins [14] investigarono riguardo l'utilizzo di un sistema con due serbatoi per gestire l'energia solare nelle ore in cui la radiazione solare non risultava sufficiente. Ne riportiamo lo schema in figura 1.13.

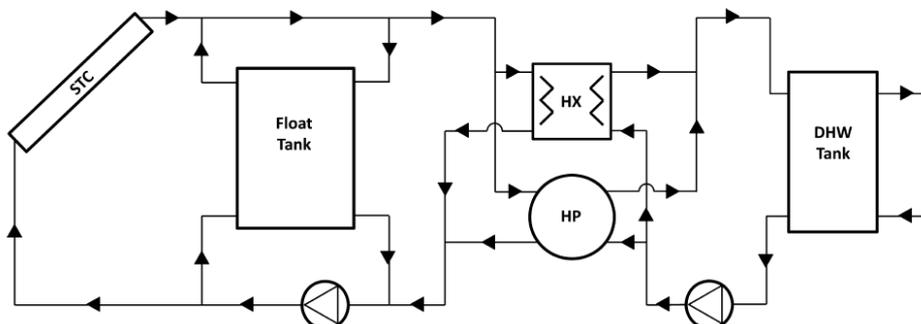


Fig. 1.13 Schema semplificato del sistema SAHP con doppio serbatoio

Dai risultati si ottenne che l'aumento di prestazioni dato da una configurazione dual tank rispetto all'utilizzo standard dei collettori per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria, non fosse conveniente per un edificio monofamiliare ma che potrebbe esserlo per un condominio. Il sistema potrebbe vedere aumentare le sue potenzialità conoscendo le previsioni del tempo e affiancandole alla logica di stoccaggio del calore.

In conclusione Chu [7] sottolinea che i risultati degli studi condotti da Tamasauskas et al. [13], Sterling and Collins [15] e Bridgeman [3], tutti condotti per il clima canadese in configurazione serie indiretta in quanto non è ancora stata trovata una soluzione per non far congelare i collettori in assetto diretto, suggeriscono in questi specifici casi si riesca ad ottenere più del 50% del carico termico totale con energia rinnovabile [3,13,15].

Infine sottolinea che per confrontare configurazioni di sistemi diversi bisognerebbe utilizzare gli stessi componenti e ognuna dovrebbe essere soggetta alla stessa fonte di energia e agli stessi carichi. Non è possibile trovare una configurazione serie ottima in assoluto, dipende da molte variabili, in primis la collocazione dell'impianto. E' molto importante stabilire un metodo standardizzato nel prossimo futuro per riuscire a confrontare diversi sistemi, tenendo conto di tutte le possibili variabili.

Dopo che tutta la Subtask B del Solar and heat pump systems coordinata da Ivan Malenkovic e Michael Hartl ha avuto come obiettivo quello di raggiungere una definizione comune di quali fossero le figure di merito che meglio rappresentassero sistemi SAHP, i loro risultati sono stati riportati nel capitolo 4 del libro [6].

J.Chu et al. [16] riguardo la modellizzazione TRNSYS di un sistema indiretto di pompa di calore elio-assistita per un edificio residenziale simulato per Ottawa molto interessante, di cui si riportano in figura 1.14 l'interfaccia grafica del modello TRNSYS e in figura 1.15 lo schema dell'impianto.

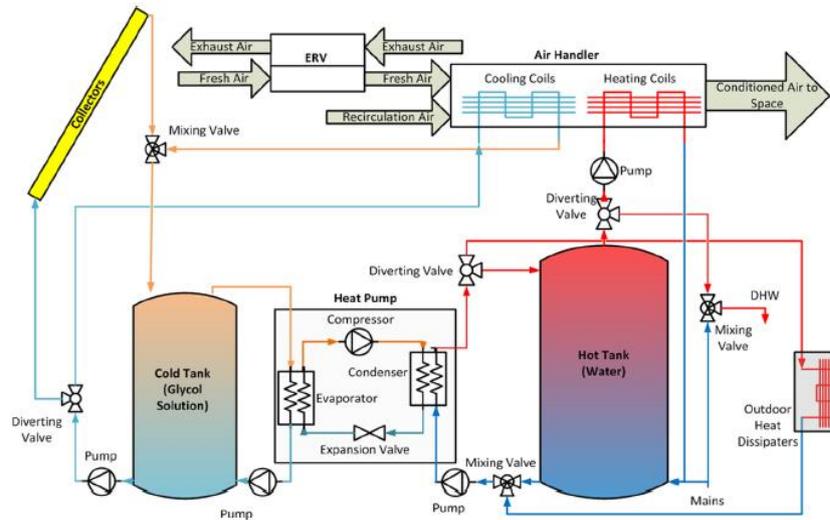


Fig. 1.14 Schema del sistema SAHP

Come si vede dalla rappresentazione, la pompa di calore dell'impianto vede come unica sorgente un serbatoio di accumulo da 270 litri della fonte solare assorbita da 12 m² di collettori termici, completamente riempito di miscela acqua glicole al 50%. Lato utenza invece la pompa scambia calore con un serbatoio da 450 litri da cui si preleva acqua per riscaldare l'edificio o al bisogno di acqua calda sanitaria. Tutto questo però utilizzando un complesso sistema di recupero di calore dall'aria esausta (ERV) ed uno scambiatore modulabile per le diverse stagioni. E' interessante confrontare nella figura 1.16 l'energia totale fornita dai collettori solari rispetto a quella di cui necessita l'utenza.

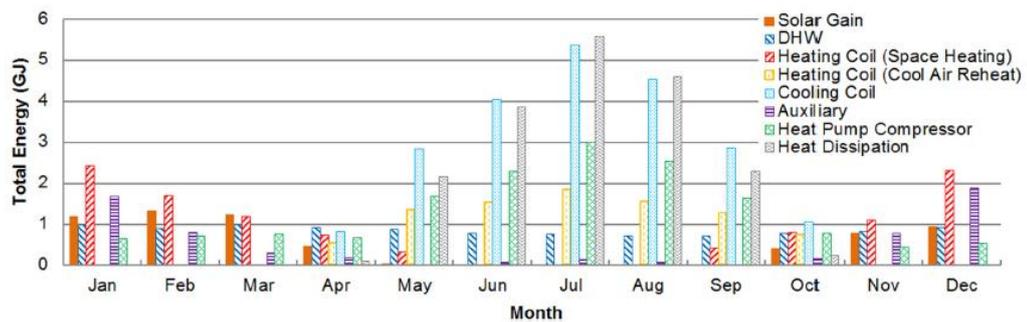


Fig. 1.15 Energie mensili dei componenti per il modello base

I risultati della precedente simulazione TRNSYS mostrano che il sistema potrebbe raggiungere una FER di circa 0.583 per il clima di Ottawa e che, come si nota dalla figura 1.17, l'impatto maggiore sulle prestazioni globali del sistema è dato dal COP della macchina.

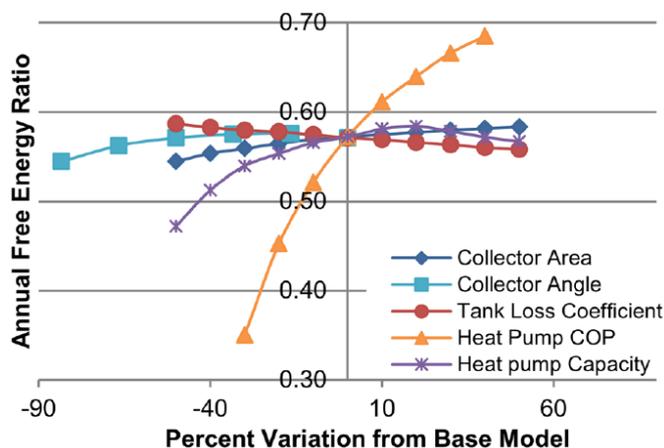


Fig. 1.16 Studio parametrico di vari indici del sistema

Sempre in ambiente TRNSYS Lerch et al. [17] hanno confrontato le prestazioni di diversi sistemi di pompe di calore elio-assistite rispetto ad un assetto base di sola pompa di calore aria-acqua, sistema A figura 1.18, e una combinazione parallelo, sistema B figura 1.19 in cui si utilizza la stessa macchina di prima integrata con pannelli solari che aiutano a scaldare un serbatoio da 1 m³ di acqua.

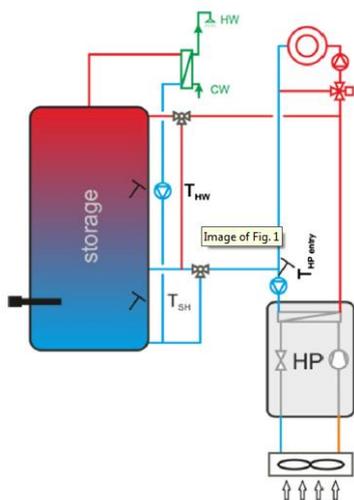


Fig. 1.17 Sistema A

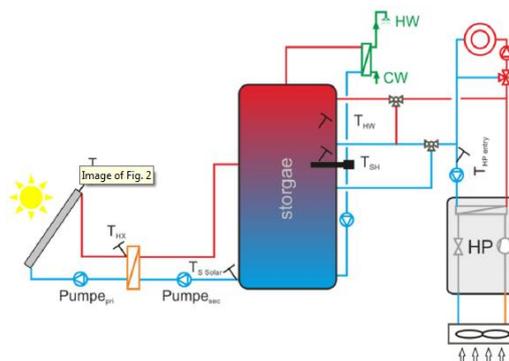


Fig. 1.18 Sistema B

Il lavoro è stato incentrato su una pompa di calore da 5.36 kW termici nominali per riscaldare una casa monofamiliare da 140 m² con un fabbisogno di riscaldamento annuo di 45 kWh/m². La richiesta di calore media giornaliera per la produzione di acqua calda sanitaria è stata di 5.85 kWh/giorno (2076 kWh/anno).

I sistemi su cui si è posto particolare attenzione sono stati un assetto in serie/parallelo con la possibilità quindi di utilizzare il calore della fonte solare direttamente al serbatoio stratificato oppure all'evaporatore della pompa di calore. In queste condizioni, sistema C figura 1.20, non è possibile utilizzare l'impianto per il raffrescamento estivo, essendo la fonte solare l'unica sorgente disponibile.

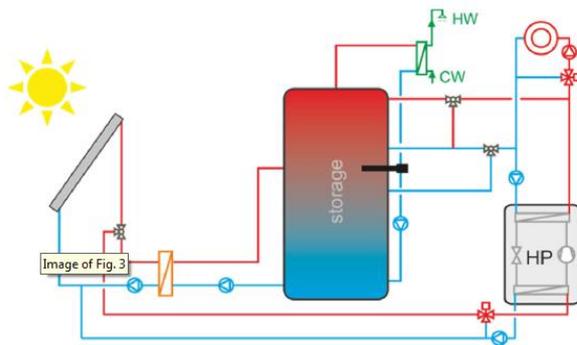


Fig. 1.19 Sistema C

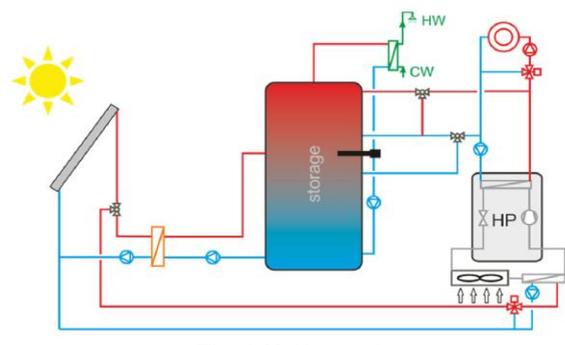


Fig. 1.20 Sistema D

Il sistema D invece, figura 1.21, è in assetto dual source, potendo utilizzare quindi il calore dal collettore quando questo si trova ad una temperatura maggiore dell'aria esterna.

Le simulazioni vennero lanciate per la città di Graz in cui la temperatura media annua tra il 2001 e il 2010 risultò di circa 10.65 °C. Si ottenne che accoppiando la pompa di calore in parallelo con 14 m² di collettori piani ricoperti le prestazioni del sistema passarono da un SPF_{sistema} di 2.55 per la sola pompa di calore ad un valore di 3.65. Per il sistema C invece, usando 30 m² di pannelli, si ottenne un SPF_{sistema} di 3.53 contro il 3.68 ottenuto in configurazione D con soli 14 m². Per avere un confronto più diretto i consumi di energia elettrica totali sono stati rispettivamente quelli riportati in tabella 1.1. E' da notare la mancanza di un serbatoio di accumulo e smorzamento della variazione frequente di temperatura della fonte solare.

Sistema	$E_{el,Tot,assorbita}$ [kWh]
A	3327
B	2317
C	2401
D	2298

Tab. 1.1 Consumi elettrici annui per sistema simulato

Nel precedente articolo è stato utilizzato un solo grande serbatoio da 1 m³. In letteratura svariati sono stati gli articoli incontrati riportanti la difficoltà di progettare le connessioni idrauliche, i flussi ottimi di ingresso e

uscita dai serbatoi, l'altezza a cui misurare la temperatura. Haller et al. [18] nel 2014 svolsero uno studio approfondito per capire come variassero le prestazioni di un sistema combinato collettori solari con pompa di calore in base a quei semplici ma fondamentali parametri. I risultati mostrarono che collegamenti idraulici sfavorevoli possono portare anche ad aumenti di consumo di energia elettrica del 45%.

Fino ad oggi, come abbiamo visto, pochi sono stati gli studi di sistemi integrati che utilizzino pannelli ibridi fotovoltaici/termici. Nonostante questo i risultati ottenuti e le osservazioni fatte fin d'ora per collettori termici valgono anche in questo caso, in cui si potrebbero vedere i PVT, dal punto di vista termico, come dei pannelli termici piani non ricoperti, come vedremo meglio nel prossimo paragrafo. Lo sviluppo di questi impianti è iniziato di recente, e c'è ancora poco di noto riguardo le loro prestazioni e ancora meno dell'aspetto economico e dei costi di manutenzione, come evidenzia nelle J. Hadorn [6].

Si chiude l'analisi bibliografica per le possibili configurazioni volendo portare l'attenzione su un interessante articolo di Dott e Afjei [19], in cui i due ricercatori hanno investigato, per la città di Strasburgo, quale fosse la soluzione migliore per utilizzare 50 m² di superficie di un tetto ai fini di combinare una produzione di energia solare con una pompa di calore per sopperire ai fabbisogni di un edificio. Simularono quindi in ambiente Polysun sette differenti combinazioni per 2 tipologie di edificio.

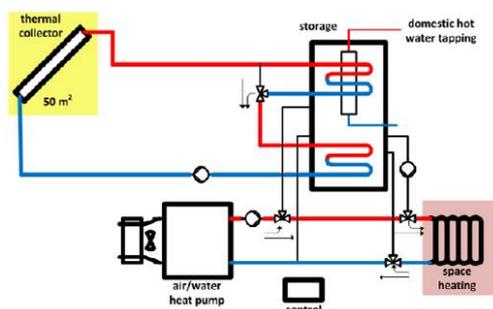


Fig. 1.21 Schema idraulico e di impianto delle varianti 1 e 6

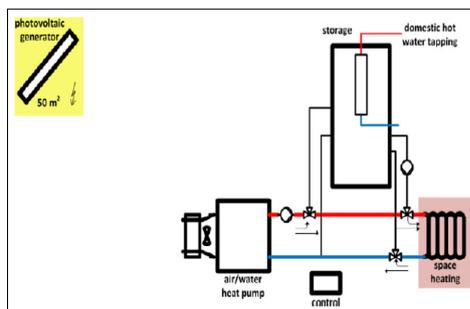


Fig. 1.22 Schema idraulico e di impianto delle varianti 2,3,4

Nel primo assetto di impianto, varianti 1 (edificio SFH45) e 6 (edificio SFH15) figura 1.22, si è puntato ad ottenere la massima potenza termica utile diretta sia per la produzione di acqua calda sanitaria che per il riscaldamento degli edifici, ricoprendo tutta la superficie di collettori solari piani ricoperti ed utilizzando un serbatoio da 10 m³. Nel secondo assetto invece, figura 1.23, si è ricoperto tutto il tetto con pannelli fotovoltaici e si è utilizzato un serbatoio stratificato da 900 litri collegato alla pompa di calore aria-acqua. Questo caso rappresenta le varianti 2 e 3 per i rispettivi edifici, ma anche la variante 4 per la

quale si è fissata, in condizioni dell'aria esterna inferiori agli 0°C , che questa si mantenesse costante proprio a 0°C , per vedere se utilizzando una pompa di calore *dual source* con serbatoio bifase acqua-ghiaccio, sarebbero migliorate le prestazioni. Tenendo conto del fatto che in estate si ha una grande sovra produzione di calore si è simulato, nella variante 5, di ricoprire 8 m^2 con collettori termici e il restante con fotovoltaici.

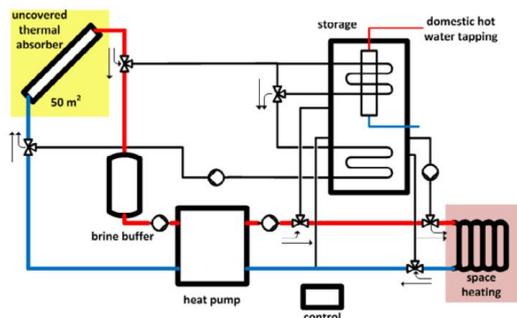


Fig. 1.23 Schema idraulico e di impianto delle varianti 7 e 8

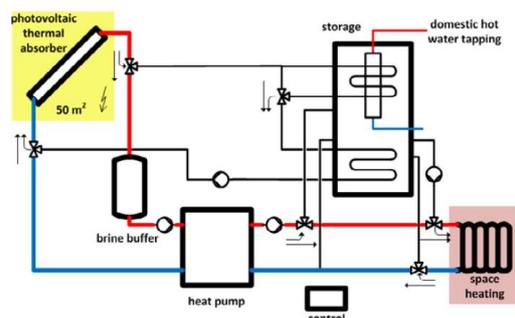


Fig. 1.24 Schema idraulico e di impianto della variante 9

Nelle varianti 7 e 8 è stato scelto di adottare per tutti i 50 m^2 degli assorbitori termici di due tipi differenti, integrati in modo da poter indirizzare l'energia termica anche all'evaporatore di una pompa di calore acqua-acqua. Quando è possibile il calore viene inviato direttamente al serbatoio per l'utenza da 4 m^3 , altrimenti ad un serbatoio intermedio da 600 litri collegato alla pompa di calore, come rappresentato nella figura 1.24. Per l'ultima variante, la 9 figura 1.25, si è scelto invece di utilizzare tutta la superficie con pannelli fotovoltaici ibridi.

Si riporta il confronto dei risultati nella figura 1.26, dove i diversi tipi di pannelli sono indicati con PV i fotovoltaici, SC i collettori solari termici piani, PVT i fotovoltaici/termici, UC ed SE gli assorbitori non ricoperti di due materiali diversi. L'energia prelevata dalla rete è stata inferiore per le soluzioni con maggiore produzione solare termica come quelle che comprendevano l'utilizzo di collettori piani ricoperti, assorbitori non ricoperti selettivi o PVT. La produzione netta di energia elettrica da fonte solare è risultata maggiore con la soluzione PVT, dove l'unica sorgente di energia termica per la pompa di calore sono stati proprio i collettori ibridi, per cui la loro temperatura è risultata, durante l'anno, più bassa rispetto ai pannelli fotovoltaici standard. Nello studio si evidenziò che nei giorni invernali più freddi il minor consumo di energia elettrica da rete risultò per la variante che combinava la pompa di calore a pannelli PVT. Gli altri assetti risultarono a livelli comparabili di prestazione nei primi mesi dell'anno, mentre dopo la configurazione con 50 m^2 di collettori termici ha visto un consumo davvero basso di energia elettrica da rete.

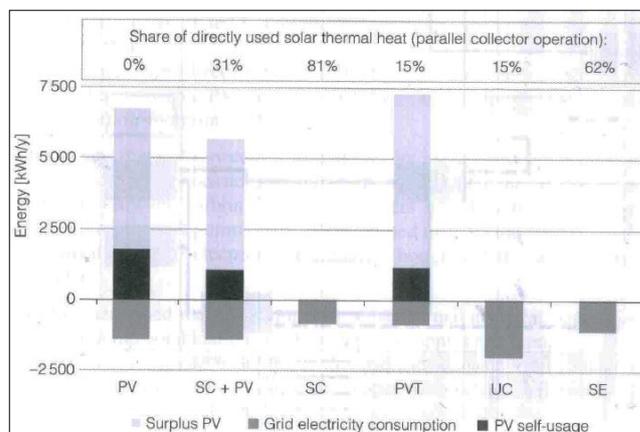


Fig. 1.25 Risultati delle simulazioni per l'edificio SFH45 in Strasburgo, basato sulla cit.[16]

Si vuole evidenziare come ancora una volta gli studi si siano incentrati sullo specifico caso di Strasburgo, escludendo per esempio soluzioni per la climatizzazione estiva. In caso si fossero studiati i risultati degli stessi impianti visti sopra per la città di Milano in estate si avrebbe avuto una produzione di calore eccessiva. Basti pensare che da risultati sperimentali ottenuti da Capozza, Croci e Bazzocchi in RSE S.p.A. per Milano [20], con soli 4 pannelli termofotovoltaici ($6,4 \text{ m}^2$) in estate con prelievi giornalieri da 150 litri in totale, si è ricoperto il 74% della richiesta termica di acqua calda sanitaria. Avremmo poi conseguito, sempre nel caso estivo di Milano, dei risultati maggiormente svantaggiosi utilizzando tutta la superficie per installare dei PVT. Infatti nel periodo estivo avremmo ottenuto di produrre meno energia elettrica rispetto al caso dei fotovoltaici standard a causa dell'aumento di temperatura in cui lavorerebbero i collettori per non essere riusciti a smaltire il calore in eccesso.

A fronte dei risultati analizzati nel precedente paragrafo la soluzione di utilizzare dei pannelli ibridi risulta molto interessante. Per questo si riportano nel prossimo paragrafo i risultati della ricerca bibliografica svolta per trovare quale tecnologia di pannello PVT, tra le svariate soluzioni disponibili, possa risultare attraente per i nostri scopi.

1.3 Rassegna dei pannelli ibridi fotovoltaici/termici

Per riuscire a massimizzare la frazione rinnovabile di energia utilizzata da un edificio residenziale risulta interessante l'utilizzo di pannelli fotovoltaici ibridi in grado di massimizzare, sapendo sfruttare i diversi comportamenti spettrali della cella fotovoltaica e dell'assorbitore termico, l'energia totale immagazzinata rispetto ad un pannello fotovoltaico e uno termico standard non combinati a parità di superficie esposta.

P. Dupeyrat et al. nel loro studio [21] hanno osservato che nonostante il 90% della radiazione solare incidente al pannello venga assorbita, solo circa il 15% viene convertito in energia elettrica.

Nella figura 1.27 hanno riportato i risultati di riflessione e di comportamento spettrale di una cella di silicio.

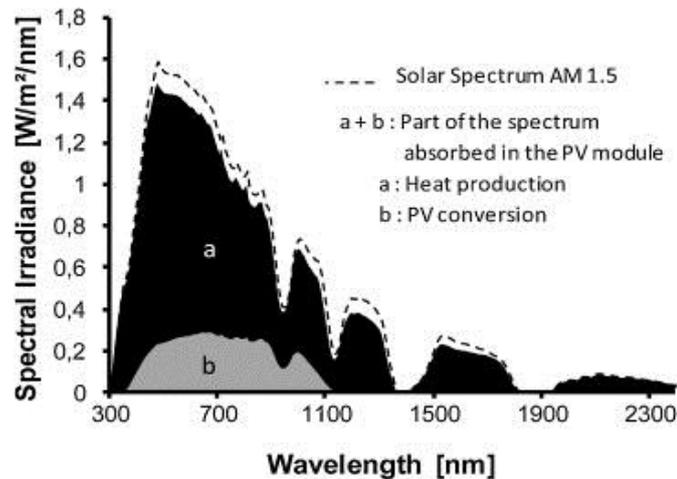


Fig. 1.26 Rappresentazione spettrale dell'assorbimento, riflessione e conversione di una cella PV c-Si

Si definisce per un pannello ibrido rispettivamente nell'equazione (1.10) e (1.11) l'efficienza elettrica e termica di un pannello PVT:

$$\eta_t = \frac{\dot{m}C(T_{out}-T_{in})}{GA} \quad (1.10)$$

$$\eta_{el} = \frac{V_{mpp}I_{mpp}}{GA} \quad (1.11)$$

dove \dot{m} e C sono, rispettivamente, la portata e il calore specifico del fluido, A la superficie del pannello, T_{in} e T_{out} le temperature del fluido in ingresso ed in uscita, G la radiazione solare incidente normale alla superficie, V_{mpp} e I_{mpp} sono la tensione e la corrente in condizioni di *maximum power point*.

Il modello di Hottel-Whillier-Bliss, modificato da Florschuetz [22] per essere esteso all'analisi di pannelli combinati termici/fotovoltaici, può essere espressa come in equazione (1.12):

$$\eta_t = F_R \left[(\tau\alpha)_e \cdot (1 - \eta_{el}) - U \left(\frac{T_{in} - T_{ae}}{G} \right) \right] \quad (1.12)$$

dove F_R e U_L sono il fattore di rimozione del calore e il coefficiente globale di scambio termico e $(\tau\alpha)_e$ è la trasmittanza effettiva. Il fattore di rimozione è

riferito alla teoria dello scambio termico delle alette con cui è modellato il comportamento del collettore. Esso rappresenta la frazione di calore utile scambiata dall'aletta rispetto al calore massimo che potrebbe estrarre ovvero quello che preleverebbe se fosse tutta alla temperatura della base.

L'equazione (1.13), definita T_m la temperatura media del fluido nel collettore e F' il fattore di efficienza del collettore, diventa:

$$\eta_t = F' \left[(\tau\alpha)_e \cdot (1 - \eta_{el}) - U \left(\frac{T_m - T_{ae}}{G} \right) \right] \quad (1.13)$$

Da cui è evidente come abbassando la temperatura media del fluido, e di conseguenza del pannello, aumenti la sua efficienza termica. Per questo motivo, immaginando di integrare il collettore ibrido con una pompa di calore, potremmo incrementare le prestazioni di entrambi i componenti.

Ricercando allora la tecnologia più adeguata di PVT per l'accoppiamento con pompa di calore risultano presenti in letteratura numerosi lavori di Chow, della City University di Hong Kong. In particolare la ricerca ha come base la sua esaustiva *review* del 2009 [23]. In questa sono sottolineati vari aspetti e studi raccolti negli ultimi 30 anni di ricerche di vari autori di tutto il mondo. Quello che traspare dalle sue conclusioni è che la tecnologia di SAHP su cui puntare nel breve-medio periodo è quella che meglio saprà sfruttare il calore di bassa temperatura.

Per questo motivo il primo tipo di configurazione da lui analizzata riguarda sistemi integrati pannelli ibridi fotovoltaici-termici con pompa di calore che porta l'espansione del fluido refrigerante direttamente nel collettore (assetto denominato *direct expansion - PVT - SAHP*). Espandere il fluido refrigerante direttamente nelle tubazioni del pannello ibrido porta ad avere maggiori prestazioni rispetto al caso di pompa di calore che scambia con l'ambiente anche a temperature molto basse. L'efficienza di cella risulta maggiore anche del caso con espansione indiretta per la minor temperatura di esercizio del pannello, regolabile, limitatamente, in base alla pressione a cui si decide di farlo lavorare. Il coefficiente di performance (COP) della pompa di calore è anch'esso aumentato grazie alla maggiore temperatura di evaporazione raggiungibile rispetto al caso *air-source*.

Basati su questo principio, Ito et al [24,25], hanno testato un impianto PVT-SAHP con pannelli pc-Si e scambiatori *roll-bond* in alluminio. I risultati dell'esperimento indicarono che il COP della pompa di calore fosse in grado di raggiungere 6 punti, fornendo acqua calda al condensatore ad una temperatura di 40°C. Possono creare però un problema le complicazioni date nel controllo dell'impianto.

Le pompe di calore elio-assistite ad espansione diretta possono essere interessanti da sviluppare per paesi con climi rigidi, tenendo però a mente delle

complicazioni che si potrebbero incontrare. Un problema riguarda la possibilità che si ricopra di brina il pannello in certe condizioni operative demolendo le prestazioni ottenibili. Un altro svantaggio riguarda il caso estivo in cui l'obiettivo di refrigerare l'utenza porta la pompa di calore ad un'inversione di ciclo per cui lo scambiatore che si trova sul pannello solare verrebbe ora utilizzato come condensatore. In questa circostanza avere temperature di condensazione maggiori porterebbe a peggiorare le prestazioni della pompa di calore rispetto al caso in cui si scambiasse con l'aria ambiente. Inoltre il calore ottenibile da questo tipo di configurazione per il clima italiano, sarebbe eccessivo e da smaltire. L'unica soluzione al problema sarebbe quindi di avere la possibilità di cambiare la configurazione dell'impianto rispetto al periodo dell'anno, per esempio con una macchina *dual-source*.

Essendo allora l'obiettivo del lavoro di questa tesi ottenere una configurazione di macchina che migliori le prestazioni finora ottenute durante il suo globale funzionamento, in assetto estivo e invernale per il clima italiano, si è ritenuto inadeguato l'utilizzo di una soluzione ad espansione diretta per via degli svantaggi pratici. Si è invece scelto di perseguire l'ideazione di una configurazione che possa utilizzare il calore della fonte solare sia direttamente al serbatoio di ACS che indirettamente, tramite un serbatoio di accumulo intermedio, all'evaporatore della pompa di calore.

Si è scartata poi la soluzione che prendeva in considerazione l'utilizzo di pannelli solari a concentrazione in quanto, si evinse che questi avessero degli svantaggi notevoli più importanti. Nonostante il forte vantaggio di avere alte temperature, potenze specifiche ed efficienze rispetto ai pannelli standard, risultano maggiori gli svantaggi. In particolare la necessità di avere sistemi ad inseguimento a due assi molto precisi e l'utilizzo di un sistema di raffreddamento attivo, per esempio con acqua, con possibili problemi di tenuta delle guarnizioni, fanno perdere ai pannelli la caratteristica di essere molto affidabili nel lungo termine e di richiedere poca manutenzione.

Continuando ad investigare su quale potesse essere la tecnologia di pannelli ibridi più adeguata ai nostri scopi, si è rivelato interessante il confronto svolto da Tripanagnostopoulos et al. [26] tra tipi di collettori caratterizzati dall'essere raffreddati ad acqua (PVT/w) o ad aria (PVT/a). In particolare confrontarono sperimentalmente all'esterno i rendimenti termici ed elettrici di diversi pannelli raffreddati con i due diversi fluidi, analizzando i risultati anche per quel che riguarda la presenza o meno di una copertura (figura 1.27), di un isolante e provando e porre davanti ai pannelli delle lastre riflettenti in modo da concentrare la radiazione incidente, come mostra la figura 1.28.

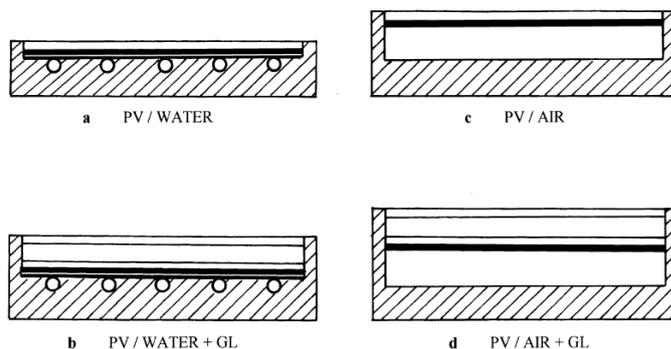


Fig. 1.27 Sezioni laterali dei modelli di PV/T analizzati raffreddati ad acqua o ad aria, con e senza copertura

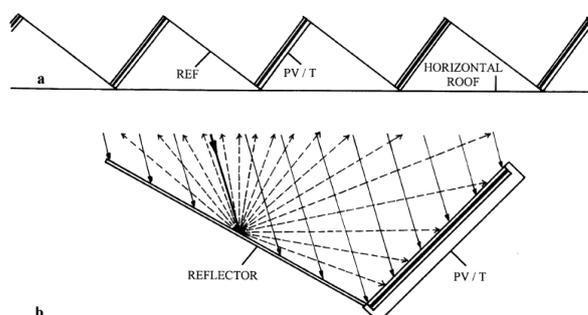


Fig. 1.28 Sistema di PV/T con riflettore della radiazione diffusa: a) impianto su un tetto orizzontale; b) Sistema PV/T+REF indicante la radiazione diffusa dei raggi solari riflessa.

La produzione di un collettore PVT/a costa circa il 5% in più rispetto ad un fotovoltaico standard, 8% per quello raffreddato ad acqua. Il confronto dell'andamento risultato dei rendimenti termici in funzione del rapporto tra la differenza di temperatura della superficie del pannello con l'aria esterna (ΔT) sulla radiazione solare incidente (G) è riportato nella figura 1.29 per i collettori raffreddati ad acqua e in figura 1.30 per quelli ad aria.

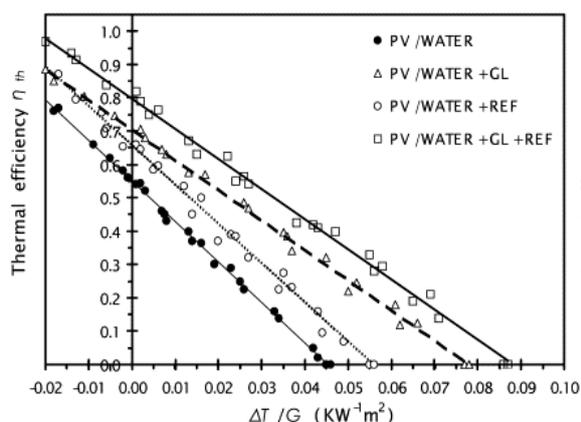


Fig. 1.29 Risultati di efficienza termica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$

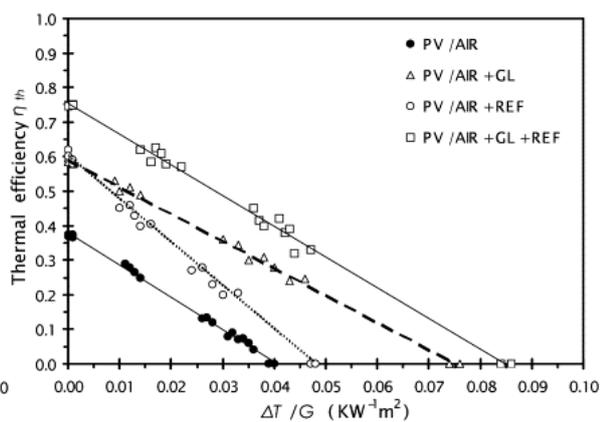


Fig. 1.30 Risultati di efficienza termica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad aria in funzione di valori operativi $\Delta T/G$

Da questi si nota come le prestazioni dei pannelli ad acqua siano maggiori rispetto al caso ad aria a parità di condizioni operative. Questo è dovuto ad una miglior capacità dell'acqua nel prelevare calore grazie ad un coefficiente di scambio termico convettivo e ad un calore specifico maggiori. Si nota in particolare come, in situazioni in cui il pannello arriva ad avere temperature inferiori dell'aria ambiente, i valori di efficienza termica raggiunta siano anche maggiore di uno. Si riportano nelle figure 1.31 e 1.32 anche i risultati ottenuti dal gruppo di Tripanagnostopoulos per quel che riguarda le prestazioni elettriche.

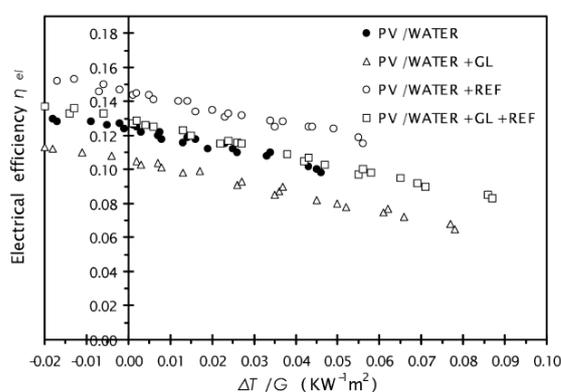


Fig. 1.31 Risultati di efficienza elettrica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$

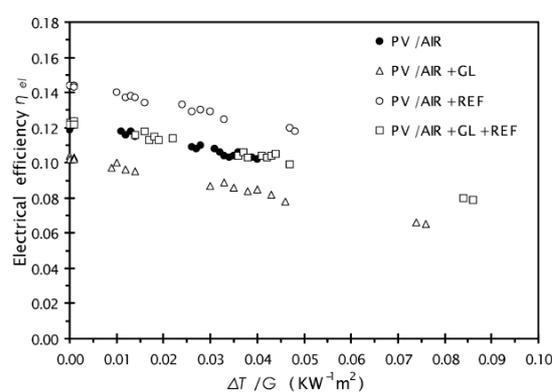


Fig. 1.32 Risultati di efficienza elettrica per vari sistemi di collettori ibridi raffreddati ad acqua in funzione di valori operativi $\Delta T/G$

Guardando ai risultati globali degli esperimenti si sottolineano le seguenti conclusioni osservate dai ricercatori:

- I PVT con vetro di copertura addizionale (indicato con +GL nelle figure) danno guadagni di η_t anche maggiori del 30% ma l'incremento delle conseguenti perdite ottiche riduce di circa il 16% il η_{el} rispetto al caso *uncovered*. Per questo si potrebbe considerare questa soluzione nei casi in cui si dia priorità alla produzione di calore.
- L'utilizzo di riflettori di lastre di alluminio aumenta sia le prestazioni termiche che quelle elettriche aumentando la radiazione incidente sui moduli piani anche del 50%. In particolare per temperature operative tra i 40 e i 70 °C aumenta la produzione di energia elettrica dei pannelli tra il 25 e il 35%. L'utilizzo dei riflettori è limitato all'angolo tra di esso e il collettore: a circa 90° si ottiene un effetto sensibile.

Per quel che riguarda lo studio del miglior design per avere alte prestazioni termiche ed elettriche Zondag et al. [27] trovarono che i pannelli

ibridi *sheet and tube*, figura 1.33, con una sola copertura risultano tra i più promettenti per la produzione di acqua calda sanitaria. In particolare per basse temperature dell'acqua, quindi ancora meglio se utilizzati in combinazione serie con una pompa di calore, è consigliato usare dei pannelli *unglazed*, per aumentare le prestazioni ottiche dei pannelli, dato che il ΔT tra i collettori e l'aria non è così elevato. In particolare, si sottolinea che la tecnologia di pannello fotovoltaico con canale sottostante le celle di silicio abbia le migliori prestazioni ma che risulta molto interessante la più semplice e meno costosa tipologia *sheet and tube*, avendo un'efficienza inferiore solo del 2%.

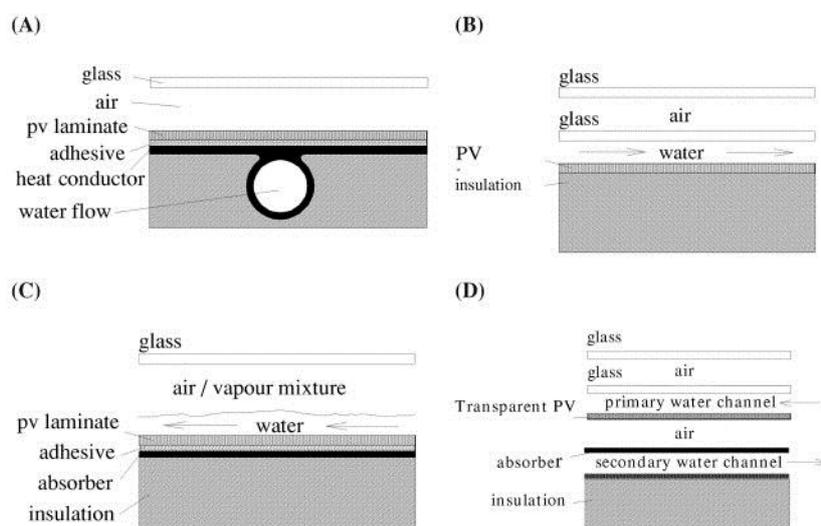


Fig. 1.33 Varie tipi di PVT: A) *Sheet and Tube*, B) Con canale sottostante le celle, C) Flusso libero, D) Con due fluidi assorbitori, isolato

Lo stesso T.T.Chow al contrario degli autori citati in precedenza scrive invece in uno dei suoi studi svolti in Hong Kong [28] che i PVT/w *glazed*, secondo la prima legge della termodinamica, sono da preferire sempre agli *unglazed* se vogliamo massimizzare le prestazioni globali del pannello, quindi la produzione di acqua calda e di elettricità insieme, durante tutto l'anno. In estate sarebbe preferibile avere PVT-*Unglazed* che vedano aumentare il rendimento ottico del fotovoltaico e disperdano parte dell'eccessivo calore del pannello.

Per quel che riguarda il raffreddamento ottimale di un PVT-w N.Aste, C. Del Pero e F. Leonforte [29] hanno studiato con il software FLUENT che la soluzione migliore sarebbe con flusso ad "Arpa" del fluido lungo l'assorbitore, così viene chiamata la lastra solitamente metallica posta dietro al pannello di silicio per prelevarne il calore.

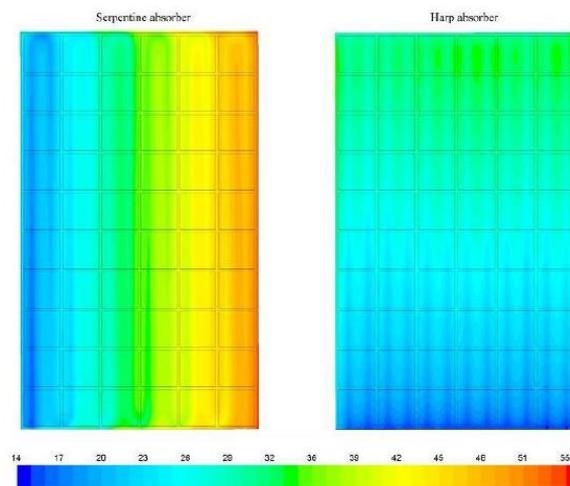


Fig. 1.34 Distribuzione della temperatura dell'assorbitore

Questo infatti massimizzando la superficie di scambio termico porterebbe ad ottenere la massima quantità di calore prelevato ma soprattutto riuscirebbe a farlo in maniera omogenea su tutta la superficie del pannello. Questo aspetto sappiamo essere molto importante in quanto è la cella fotovoltaica a temperatura maggiore che limita la produzione di energia elettrica di tutto il pannello. In figura 1.34 si sono riportati i risultati ottenuti dai ricercatori del Politecnico di Milano per una configurazione a serpentino ed una ad arpa.

Tra le soluzioni presenti sul mercato risultano molto interessanti quelle tecnologie con assorbitore di tipo *roll bond*, con bassi costi di produzione e buone capacità di scambio termico.

2 Modelli TRNSYS utilizzati

2.1 Progetto dell'impianto sviluppato

Partendo dalle informazioni ritrovate nel capitolo 1 si è sviluppata una configurazione di sistema innovativa che prevede la possibilità di utilizzare il calore proveniente dalla fonte solare in assetto diretto oppure indiretto e una pompa di calore *dual-source* per poter utilizzare la sorgente di energia più conveniente tra aria esterna e acqua riscaldata dai PVT. In figura 2.1 si è riportato lo schema d'impianto pensato.

Per poter indagare quale siano le reali potenzialità di questo sistema SAHP si è deciso di modellarlo in ambiente TRNSYS per poter svolgere un anno completo di simulazioni dinamiche e di confrontarne le prestazioni con impianti simili di riferimento che utilizzassero gli stessi modelli.

Il seguente capitolo descrive i componenti che sono stati utilizzati nella simulazione TRNSYS. Ogni componente, chiamato Type e caratterizzato da uno specifico numero, è costituito da un modello matematico scritto in codice FORTRAN. Nei paragrafi seguenti verranno presentati i Type cardine della simulazione: la pompa di calore, i serbatoi, il pannello ibrido fotovoltaico/termico e l'edificio.

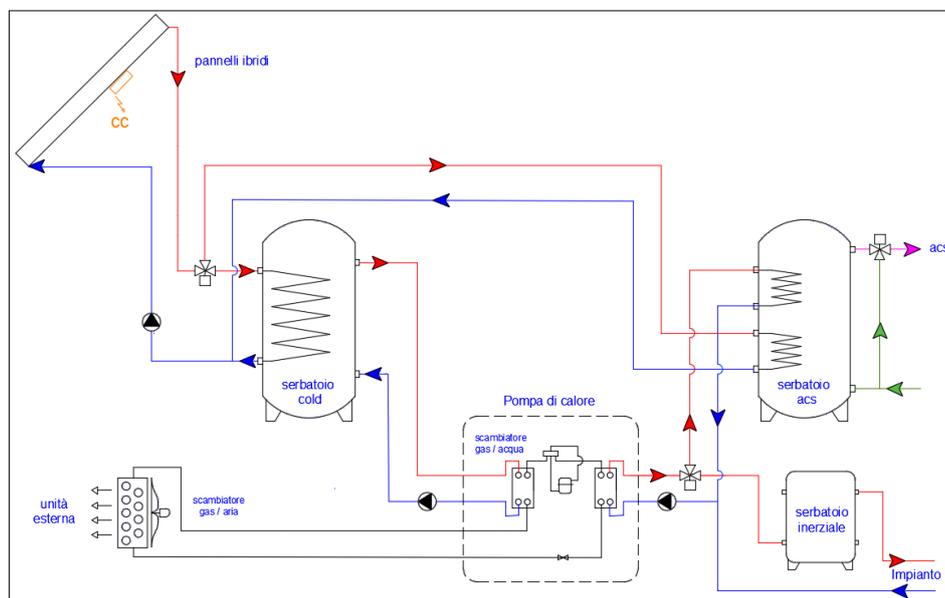


Fig. 2.1 Schema dell'impianto oggetto di tesi

2.2 Pompa di calore

Il modello scelto per simulare il comportamento della pompa di calore è stato il Type 668 della libreria TESS “HVAC”. Questo componente è incentrato su un file esterno scritto dall’utente in cui vanno inseriti i dati prestazionali della specifica macchina in funzione di due parametri dipendenti: la temperatura di ingresso allo scambiatore del fluido lato sorgente (aria esterna o acqua del serbatoio), e la temperatura di ingresso del fluido sullo scambiatore lato utenza (Acqua dell’impianto di distribuzione o di ritorno dal serbatoio di ACS). Un esempio viene riportato nella figura 2.2.

```

Gaia_ARIA_RISCALDAMENTO_Type 668_75% - Notepad
File Edit Format View Help
31 34 35 37.5 40 ! values of Entering Load Temperatures in Degrees Celsius
-5 0 5 7 13 ! values of Entering Source Temperatures in Degrees Celsius
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 31/-5
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 31/0
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 31/5
7.1000 2.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 31/7
8.1800 1.9112 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 31/13
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 34/-5
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 34/0
6.3000 1.9207 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 34/5
7.1000 2.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 34/7
8.1800 1.9112 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 34/13
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 35/-5
5.3800 2.0534 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 35/0
6.3000 1.9207 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 35/5
7.1000 2.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 35/7
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 35/13
4.9000 2.1304 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 37.5/-5
5.3800 2.0534 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 37.5/0
6.3000 1.9207 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 37.5/5
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 37.5/7
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 37.5/13
4.9000 2.1304 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 40/-5
5.3800 2.0534 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 40/0
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 40/5
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 40/7
0.0000 0.0000 !Qhot e Pel ciclo frigo RIDOTTE con Tair/Tw_in 40/13

```

Fig. 2.2 Esempio di file esterno richiamato dal Type 668

In funzione degli *input* che il Type riceve, esso richiama la tabella parametrica inserita interpolandone i dati e creando dei valori di output. Per questo motivo, nonostante il Type si chiami *Water-Water Heat pump*, funzionando da interpolatore, è stato utilizzato per simulare il comportamento sia della macchina in assetto aria-acqua che in quello acqua-acqua. Una descrizione più dettagliata può essere ritrovata nell’articolo del modello [1].

Si sottolinea che il Type, per come è costruito, può leggere dati prestazionali di produzione di potenza termica, frigorifera ed elettrica per un unico grado di parzializzazione del numero di giri del compressore. Non è quindi in grado di simulare il comportamento reale di una macchina con compressore regolato tramite inverter, ma solamente di riprodurre un funzionamento di tipo “acceso-spento”. Durante le prime validazioni si è notato che, scegliendo un numero di giri fisso del compressore, i risultati discostavano rispetto ai dati sperimentali.

Si è deciso, per simulare la presenza dell’inverter, di modificare il modello della pompa di calore come viene riportato in figura 2.3.

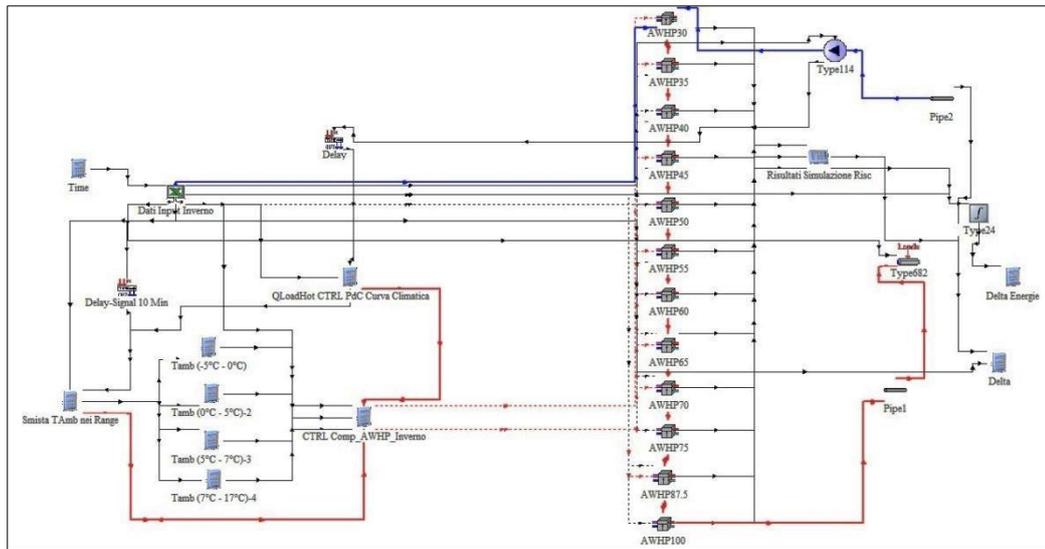


Fig. 2.3 Modello TRNSYS della parte di impianto di distribuzione

Nella pratica, si è dovuto simulare il funzionamento della macchina per diversi gradi di parzializzazione del compressore, variando dal 30% al 100% con un passo del 5%. Per farlo si sono collegati in serie 15 Type 668 ognuno collegato ad un diverso gruppo di dati esterni. Per decidere quale macchina dovesse accendersi in determinate condizioni è stato inserito un modello di controllo che simultaneamente calcola:

- la temperatura obiettivo di mandata della pompa di calore ($T_{Man_Obiettivo,i}$ in [°C]). Essa viene calcolata a secondo di quale sia l'esigenza di funzionamento: nel caso di necessità di produzione di acqua calda sanitaria, secondo l'equazione (2.1); per il riscaldamento invernale dell'edificio, come in equazione (2.2) ricavata dalla curva climatica; per il raffrescamento estivo, secondo l'equazione (2.3).

$$T_{Man_Obiettivo,ACS} = 50 \quad (2.1)$$

$$T_{Man_Obiettivo,Risc} = \text{Secondo curva climatica, figura 2.4} \quad (2.2)$$

$$T_{Man_Obiettivo,Raffr} = 7 \quad (2.3)$$

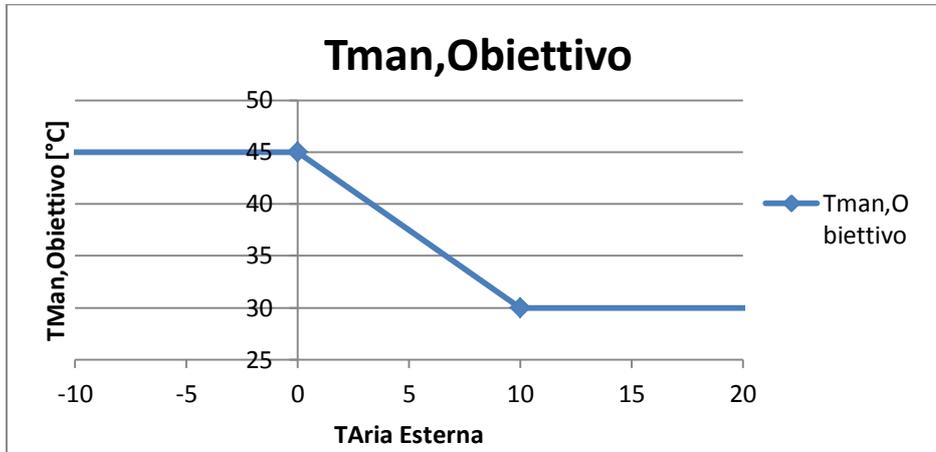


Fig. 2.4 Tman,Obiettivo della PdC secondo curva climatica

- Il calore necessario ($Q_{CTRL,i}$) per portare il fluido dalle condizioni di ingresso, date la temperatura di ritorno dall'impianto di distribuzione (T_{in_carico}) e la portata elaborata sul lato utenza (\dot{m}_{carico}), alla temperatura di mandata desiderata. In equazione (2.2) si riporta il calcolo, definendo $c_{p,w}$ il calore specifico dell'acqua utilizzata come vettore energetico sia per l'impianto di distribuzione che per la produzione di ACS.

$$\dot{Q}_{CTRL,i} = \dot{m}_{distr} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{Man_Obiettivo,i} - T_{in_carico}) \quad (2.4)$$

- La potenza che la macchina potrebbe sviluppare per ogni grado di parzializzazione del compressore ($Q_{Utile,i\%}$), calcolato come in equazione (2.5).

$$\dot{Q}_{Utile,i\%} = \begin{aligned} & CTRL_{On,Off} \cdot CTRL_{Transitorio} \cdot \\ & \left[\dot{Q}_{Utile,i\%,T_{in_sorg_0}}(T_{in_carico}) + |T_{in_sorg_0} - T_{in_sorg}| \cdot \right. \\ & \left. \sum_{j=1}^n \Delta \dot{Q}_{i\%,j}(T_{in_sorg}, T_{in_carico}) \right] \end{aligned} \quad (2.5)$$

Dove:

- $CTRL_{On,Off}$ = segnale di accensione o spegnimento della pompa di calore;
- $CTRL_{Transitorio}$ = segnale che, per qualsiasi tipo di carico richiesto, mantiene acceso il compressore solo con numero di giri al 50% rispetto al massimo per i primi 10 minuti di accensione della macchina;

T_{in_sorg} = temperatura in °C del fluido in ingresso lato sorgente. Nel caso di pompa di calore aria-acqua sarà l'aria, altrimenti l'acqua proveniente dal serbatoio denominato "Freddo";

$Q_{utile,i\%,T_{in_sorg_0}}(T_{in_carico})$ = potenza termica producibile con grado di parzializzazione $i\%$ a temperatura di ingresso del fluido lato sorgente fissata ad un valore di riferimento ($T_{in_sorg_0}$) in funzione della temperatura in ingresso lato carico;

$\Delta Q_{i\%,J}(T_{in_sorg}, T_{in_carico})$ = supplemento di potenza termica prodotta dalla macchina per ogni grado di aumento della temperatura del fluido lato sorgente, in funzione della temperatura in ingresso del fluido lato carico. Avendo notato che l'andamento della funzione non risultava lineare in tutto l'intervallo di temperatura di ritorno lato carico, la si è dovuta suddividere in J intervalli più piccoli con passo 5°C. Se la T_{Rit_carico} risulta fuori da uno degli intervalli J il valore di $\Delta Q_{i\%,J}$ si annulla.

Calcolando di volta in volta tali parametri per ogni passo della simulazione, il modello verifica quale numero di giri del compressore è necessario per riuscire a sviluppare almeno la potenza termica richiesta dall'utenza.

Si riportano in figura 2.5 i risultati di potenza termica producibile dalla macchina e l'andamento del carico richiesto dall'edificio per circa due ore (curva blu). Quando la curva di potenza termica necessaria è contenuta tra due curve rappresentanti la capacità termica della pompa di calore, l'inverter porterà il compressore al numero di giri corrispondenti a quelli che segnano l'andamento della curva di potenza tra le due maggiori. Per esempio, con riferimento alla figura, all'ora 464.203 risulta che il carico obiettivo sia compreso tra la curva di potenza termica elaborabile per 55% (curva azzurra) e 60% (curva rosa) del numero di giri massimo del compressore: la macchina si porterà allora al 60% delle sue potenzialità per rispettarlo.

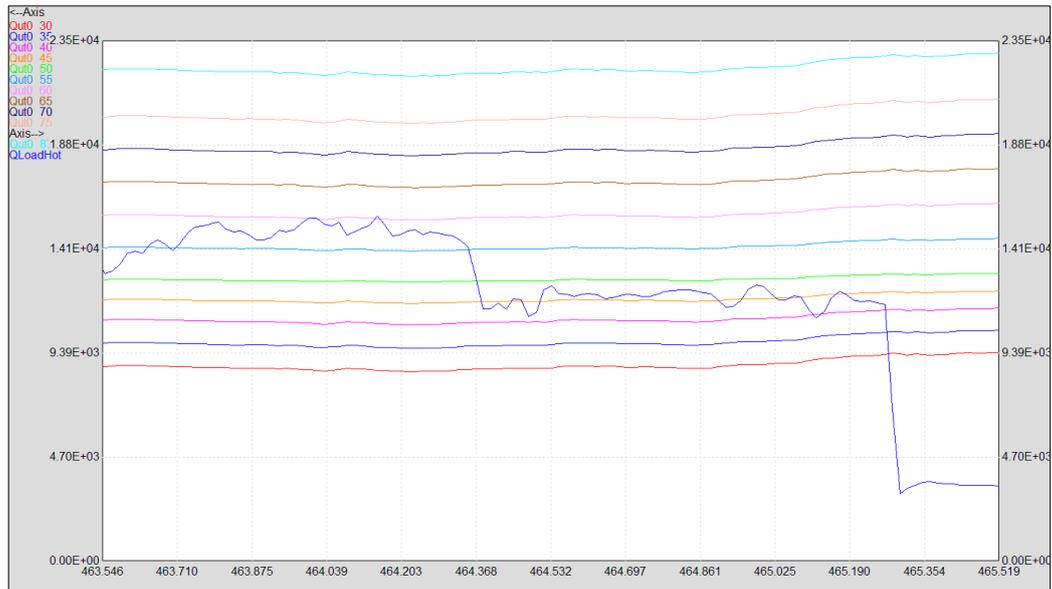


Fig. 2.5 Profilo di due ore, con passo temporale al minuto, delle potenze termiche del carico (curva blu) e producibili dalla PdC in funzione della regolazione %.

2.3 Serbatoi

Per simulare il comportamento dei serbatoi sono stati utilizzati due Type diversi. Si è cercato di utilizzare il Type 60 solo quando necessario poichè sconsigliato in un articolo di letteratura di Allard et al. [2]. In questo essi confrontarono cinque diversi Type di serbatoi, scoprendo che solo due erano affidabili sia per la simulazione della distribuzione verticale della temperatura che nel calcolo dell'energia richiesta.

2.3.1 Type 4: Serbatoio stratificato senza scambiatore interno

Si è scelto di utilizzare il Type 4 per simulare il comportamento del serbatoio inerziale posto nell'impianto di distribuzione. Si riporta in figura 2.5 uno schema del modello di serbatoio. Questo Type può essere utilizzato in tre modalità diverse in base all'esigenza di fare calcolare al modello le perdite al mantello uniformemente su tutto il volume, in dipendenza alla diversa temperatura dei nodi, o se si vuole decidere l'altezza degli ingressi e delle uscite dei flussi. Si possono simulare al suo interno fino a due resistenze elettriche. Il contenitore permette di stabilire il numero di nodi in cui lo si vuole suddividere, fino ad un massimo di 100. In base a questo valore si calcoleranno n bilanci energetici per stabilire la temperatura di ogni nodo al variare di tutte le altre condizioni.

2.3.2 Type 60: Serbatoio stratificato con scambiatore interno

Questo componente è molto simile al Type 4 ma ha in più la possibilità di poter inserire al suo interno fino a 50 scambiatori di calore a serpentino. E' possibile variare anche in questo caso l'altezza degli ingressi e delle uscite per i flussi e gli scambiatori interni. Il modello assume che ogni nodo sia perfettamente miscelato e che la sua variazione di temperatura dipenda da un bilancio energetico che tiene conto della conduzione termica e del flusso di materia tra un nodo e l'altro, delle perdite al mantello, di un valore di destratificazione e degli scambi termici e di materia per eventuali scambiatori o flussi del serbatoio presenti nel nodo. Come descritto nella documentazione dei componenti standard di TRNSYS, si riporta schematicamente in figura 2.6 il bilancio energetico per ogni volume di controllo. I valori dei flussi di materia tra un nodo e l'altro sono indicati con "up" e "down" e solo uno dei due valori può essere diverso da zero in un passo temporale. I flussi "in" e "out" mostrati in figura 2.6 sono presenti nel volume di controllo solo se in quel nodo sono localizzate aperture di *input* o *output* del serbatoio, sono nulli per tutti gli altri casi.

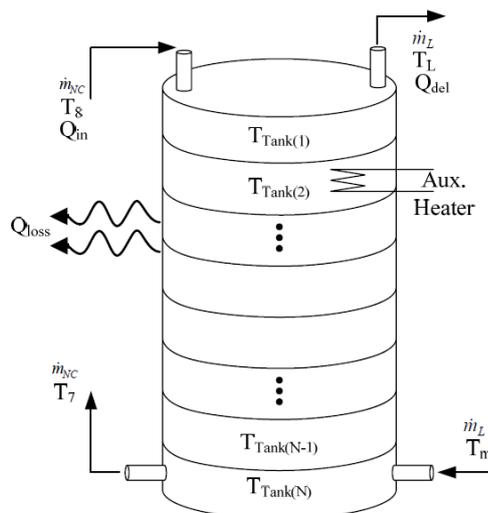


Fig. 2.6 Schema del serbatoio simulato con Type 4

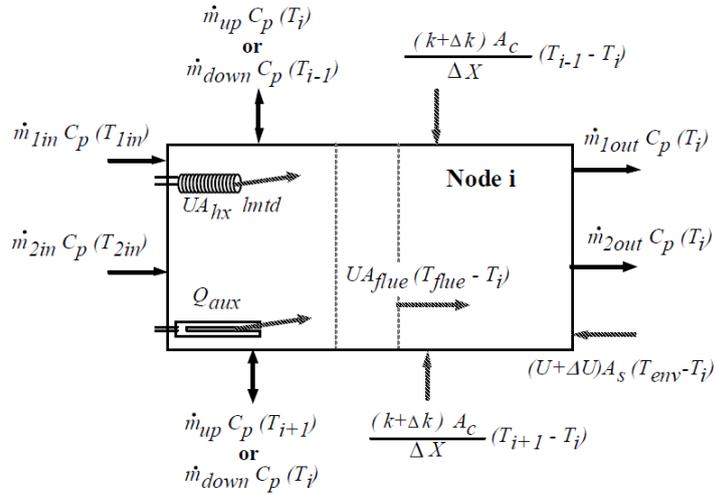


Fig. 2.7 Bilancio energetico su un nodo del serbatoio

Si comportano analogamente i valori di potenza termica scambiati dal fluido del serbatoio con il serpentino o con la resistenza elettrica. Si è indicata con k la conduttività termica del fluido e con Δk il valore di destratificazione della conduttività per calcolare lo scambio termico tra il fluido e la parete interna del serbatoio. Il valore delle perdite al mantello, infine, viene calcolato considerando il coefficiente globale di scambio termico U e l'incremento di coefficiente di scambio. Ciò consente di tener conto delle maggiori perdite dove sono presenti le connessioni dei tubi. Si riportano nell'unica equazione differenziale (2.6) tutti i flussi energetici interessati al bilancio per il calcolo della temperatura del nodo i -esimo.

$$\begin{aligned}
 (M_i C_p) \frac{dT_i}{dt} = & \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) \\
 & + \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) + (U_{\text{tank}} + \Delta U_i) A_{s,i} (T_{\text{env}} - T_i) \\
 & + UA_{\text{flue},i} (T_{\text{flue}} - T_i) + \dot{m}_{\text{down}} C_p (T_{i-1}) - \dot{m}_{\text{up}} C_p (T_i) \\
 & - \dot{m}_{\text{down}} C_p (T_i) - \dot{m}_{\text{up}} C_p (T_{i+1}) + \gamma_{\text{htr1}} \dot{Q}_{\text{aux1}} + \gamma_{\text{htr2}} \dot{Q}_{\text{aux2}} \\
 & + UA_{\text{hx1}} (\text{lmtd}_1) + UA_{\text{hx2}} (\text{lmtd}_2) + UA_{\text{hx3}} (\text{lmtd}_3) \\
 & + \dot{m}_{1\text{in}} C_p T_{1\text{in}} - \dot{m}_{1\text{out}} C_p T_i + \dot{m}_{2\text{in}} T_{2\text{in}} - \dot{m}_{2\text{out}} C_p T_i
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

2.4 Collettori solari ibridi fotovoltaici/termici

Per simulare il comportamento dei PVT, si è scelto il Type 560 della libreria Tess “Green buildings”.

Questo componente vuole modellizzare il comportamento di un collettore solare non ricoperto con il duplice scopo di produrre potenza elettrica e termica tramite un pannello fotovoltaico sotto il quale è stato attaccato un piano assorbitore, nel nostro caso di alluminio, che vede prelevare il suo calore da un flusso di miscela acqua-glicole passante in tubi sottostanti. Uno schema del PVT è presentato in figura 2.7.

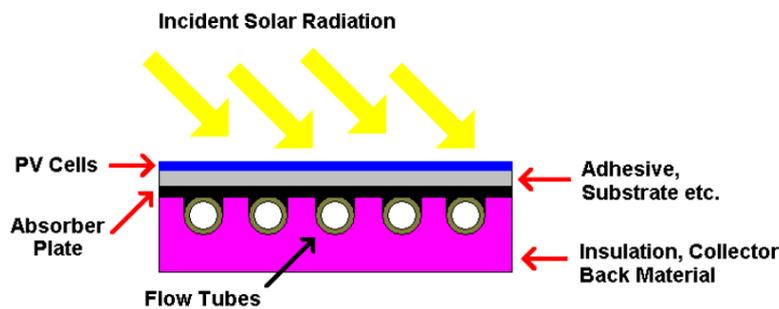


Fig. 2.8 Schema del modello PVT

Il modello calcola la radiazione solare netta assorbita (S) tenendo conto dell'influenza dell'*Incidence Angle Modifier* (IAM), come riportato nell'equazione (2.7):

$$S = (\tau\alpha)_n \cdot IAM \cdot G_T \cdot (1 - \eta_{PV}) \quad (2.7)$$

dove:

$$\eta_{PV} = \eta_{nominale} X_{T_{cella}} X_{Rad}$$

$$X_{T_{cella}} = 1 + Eff_T \cdot (T_{PV} - T_{rif})$$

$$X_{Rad} = 1 + Eff_G \cdot (G_T - G_{rif})$$

I valori dei coefficienti correttivi dell'efficienza del pannello in funzione della temperatura (Eff_T) e della radiazione (Eff_G) vanno inseriti dall'utente. In funzione della S e del η_{PV} , viene quindi calcolata la potenza elettrica sviluppata dal pannello.

Il modello termico del pannello, invece, è basato su un classico problema di scambio di un'aletta.

Si rimanda alla documentazione TESS per un'analisi più approfondita e agli algoritmi su cui è basato il modello TRNSYS contenuti nel capitolo 6 del già citato “*Solar Engineering of Thermal Processes*” [3].

2.5 Edificio

Per gli scopi del lavoro di tesi vi era la necessità di un semplice modello che simulasse il carico termico di un edificio e facesse dipendere la temperatura interna in funzione, oltre che delle condizioni al contorno, anche dalla potenza termica che dall'esterno veniva inserita come *input* (nel nostro caso, quella prodotta dalle pompe di calore). Per questo si è scelto di usare il Type 759a, modello semplice ad una zona che, collegato con l'ambiente esterno e i carichi termici a cui è sottoposto, calcola l'andamento della temperatura e dell'umidità interna risolvendo per ogni passo temporale due equazioni differenziali, una per il bilancio di massa e una per il bilancio energetico. Il componente tiene conto degli effetti sull'edificio causati da infiltrazioni, ventilazione, perdite di calore al mantello, apporti interni termici e di massa, scambio termico conduttivo e convettivo con le zone adiacenti. La temperatura e l'umidità della zona vengono controllate esternamente tramite il condizionamento di una corrente di aria di ventilazione di *input*. Si è aggiunto un modello, insieme di un PID e un controllo differenziale per le due stagioni di condizionamento, per calcolare il fabbisogno dell'edificio in funzione della sua temperatura interna, come si vede in figura 2.9.

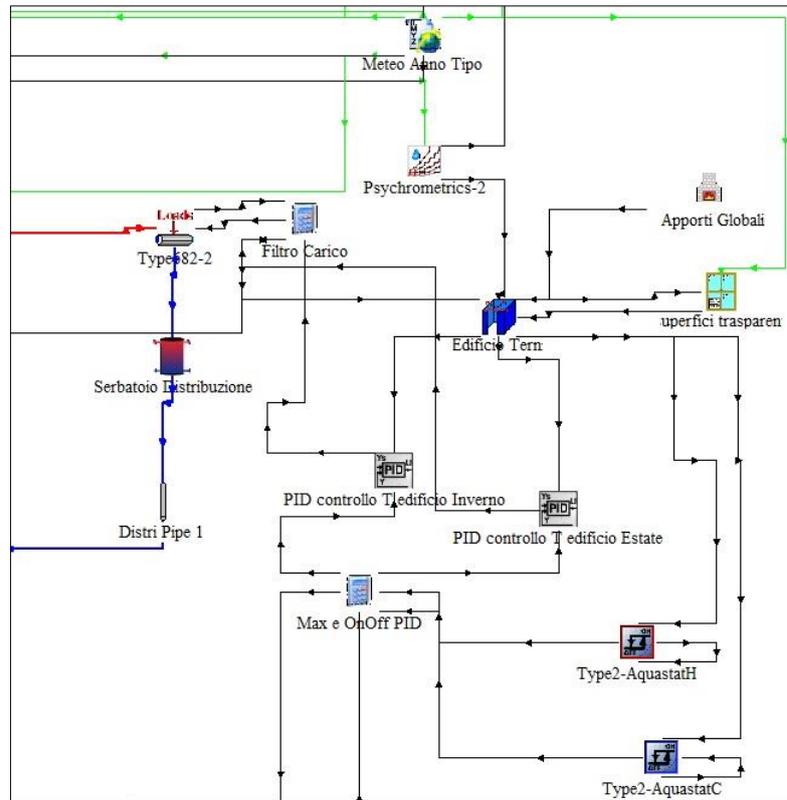


Fig. 2.9 Particolare del modello completo riportante la simulazione per l'edificio

2.6 Dispositivi di controllo

Nella simulazione ci si è serviti di una serie di componenti per il controllo del sistema. Sono stati utilizzati, come strumenti di regolazione differenziali per varie temperature, tra cui quella del serbatoio per l'acqua calda sanitaria, il Type 2, "Aquastats", in grado di rilasciare un segnale che sia negativo quando il valore controllato si mantiene in un intervallo deciso, positivo altrimenti. E' stato poi utilizzato il Type 23, che simula un PID, per il controllo delle pompe di calore in funzionamento distribuzione. Questo modello è, infatti, in grado di calcolare il valore necessario di una variabile controllata in funzione del tempo ($v(t)$) per mantenere fisso un parametro scelto, tramite l'equazione (2.8), formata da una parte proporzionale, una integrale e una differenziale. Definito quindi con $e(t)$ l'errore del parametro controllato in funzione del tempo, risulta che più questo aumenterà più la variabile aumenterà o diminuirà per farlo abbassare.

$$v(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \right) = P + I + D \quad (2.8)$$

Prendendo ad esempio come parametro da controllare la temperatura dell'edificio (T_{zone}) e impostando come suo valore obiettivo $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (T_{set}), l'errore sarà definito dall'equazione (2.9):

$$e(t) = T_{set}(t) - T_{zone}(t) \quad (2.9)$$

Scegliendo come variabile di controllo il calore necessario all'edificio per mantenere quella temperatura ($v(t)$) questo aumenterà proporzionalmente, integralmente e derivatamente, maggiore sarà la variazione della differenza tra le due temperature nel tempo.

2.7 Altri componenti

Sono poi stati utilizzati una serie di modelli standard per simulare il resto dei componenti.

Il Type 109 per la lettura dei file dati Meteonorm “*Typical Meteorological Year*” (TMY) delle località indagate. Si è utilizzato il Type 114 per modellizzare le pompe di circolazione della distribuzione, dei collettori e del circuito idraulico lato sorgente per lo scambiatore ad acqua. Dalla libreria standard TRNSYS “*Hydronics*” si sono estratti invece i modelli per simulare i componenti idraulici dell'impianto per i tubi, i miscelatori, i separatori. Si sono poi impiegati i modelli di funzioni forzanti dipendenti dal tempo per definire le stagioni di riscaldamento e raffrescamento e il Type 14b per simulare un profilo giornaliero di prelievo di acqua. Tramite il Type 682 invece, si è potuto modellizzare l'influenza del carico termico dell'impianto di distribuzione dell'edificio sulla temperatura del fluido contenuto nel circuito idraulico collegato alle pompe di calore. Infine è risultato molto utile il Type 62, in grado di richiamare file excel esterni. Questo ci ha permesso di confrontare i dati sperimentali con i risultati delle simulazioni direttamente con i *plotter* di TRNSYS.

2.8 Modello TRNSYS completo del sistema sviluppato

Il modello completo di figura 2.9, come si vedrà nel capitolo 3, è il risultato dell'insieme di 5 parti di impianto precedentemente costruite e validate. In ogni componente sono stati impostati i parametri e interconnessi gli input e gli output in modo che tutti i singoli modelli funzionino in armonia per formare la simulazione dinamica finale. È risultato importante predisporre il “*Component Order*”, una volta finito l'impianto, affinché il *software* procedesse nel giusto ordine per calcolare i diversi parametri ad ogni *step* e giungesse a convergenza.

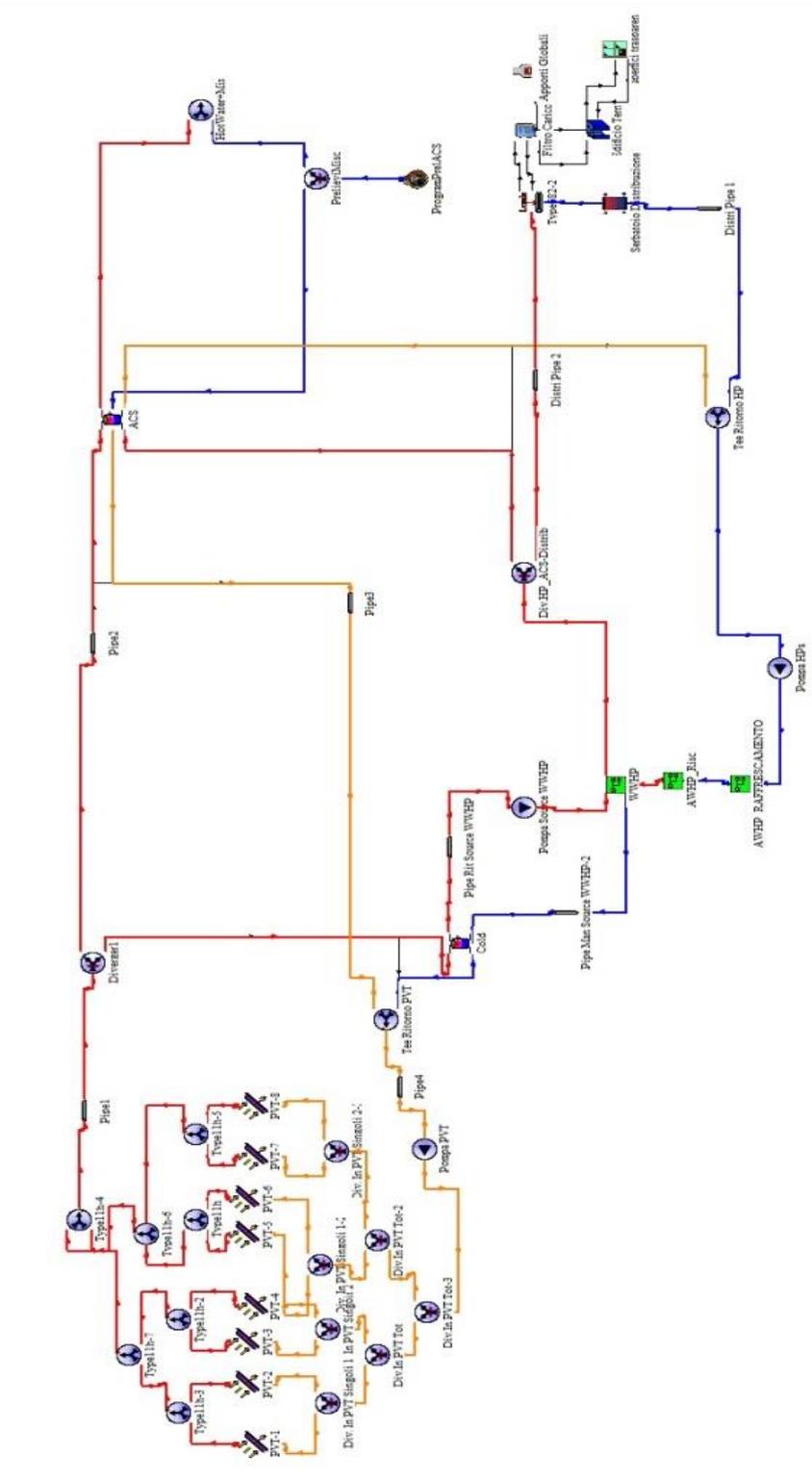


Fig. 2.10 Modello TRNSYS del sistema completo

3 Validazione delle parti di impianto simulate

La validazione dei componenti utilizzati in TRNSYS è stata possibile, grazie ai dati sperimentali di diversi sistemi rilevati in RSE e nel dipartimento di Energia del Politecnico di Milano. Poiché il funzionamento dei modelli dipende dalla logica con cui vengono utilizzati e dal loro interfacciamento, sono state costruite simulazioni di parti di impianto collegando tra loro i vari elementi e accertandosi che questi riproducessero l'impianto reale con errori accettabili. Nella simulazione della pompa di calore *dual-source* si è deciso di porre il modello della macchina aria-acqua in parallelo a quello dell'acqua-acqua, controllando che questa funzioni solamente in uno dei due assetti, scegliendo in base alle condizioni più favorevoli dello scambiatore lato sorgente. Si è deciso di seguire questa strada in quanto le macchine reali mostravano prestazioni differenti per l'uno o l'altro caso.

In particolare si è verificato che funzionassero adeguatamente le seguenti parti di impianto:

- Il riscaldamento dell'edificio con pompa di calore acqua-acqua;
- La produzione di ACS con pompa di calore acqua-acqua;
- Il raffrescamento dell'edificio con pompa di calore aria-acqua;
- Il funzionamento dei pannelli fotovoltaici/termici (PVT).

3.1 Funzionamento con pompa di calore acqua-acqua

Nel sistema sviluppato vi è la possibilità di utilizzare la pompa di calore in assetto acqua-acqua sia per il riscaldamento dell'edificio che per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

Per poter validare il modello della parte di impianto in questa configurazione sono stati utilizzati i dati di un impianto sperimentale, resi disponibili da RSE-Ricerca sul Sistema Energetico: "Impianto sperimentale con PdC geotermica integrata da moduli ibridi termo-fotovoltaici".

L'impianto installato presso la sede milanese di RSE, del quale si riporta lo schema in Figura 3.1, è stato predisposto per fornire il servizio di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria e raffrescamento di un edificio dotato di ventilconvettori e assimilabile ad un appartamento di piccole dimensioni, con un carico termico invernale, in condizioni di progetto, di circa 4 kW. Questi dati sono stati estrapolati dal rapporto redatto da A. Capozza, L. Croci e F. Bazzocchi [20].

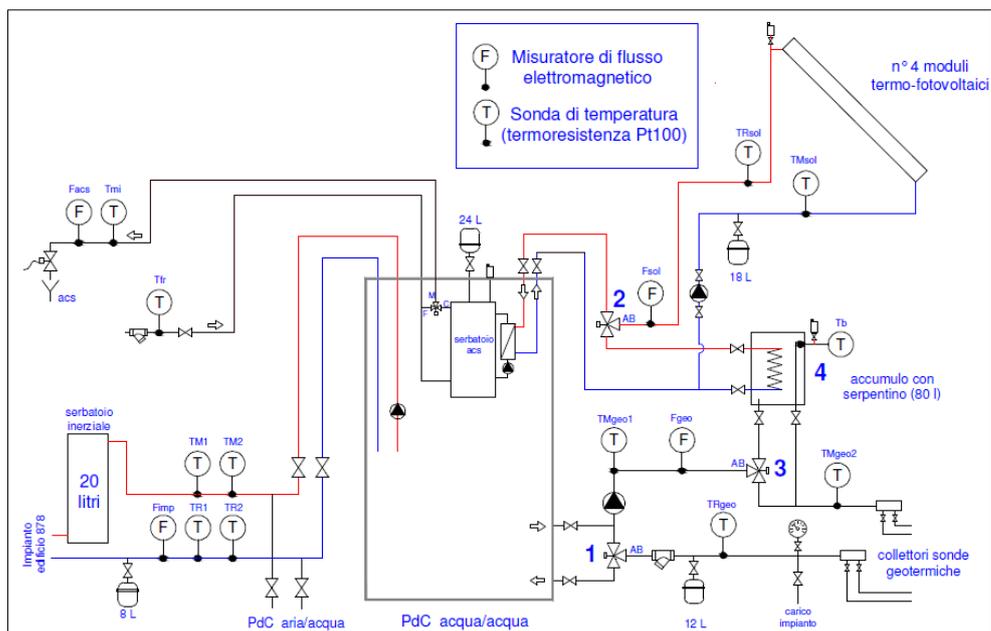


Fig. 3.1 Schema di progetto dell'impianto integrato pompe geotermiche – moduli termo-fotovoltaici

Per i nostri scopi, non è stato considerato il funzionamento dei collettori solari poiché, in inverno, le logiche di funzionamento dell'impianto hanno privilegiato l'immissione di calore nel terreno. La pompa di calore quindi è stata l'unica fonte di energia termica a sopperire il fabbisogno dell'utenza.

Dei tre anni di dati disponibili si è scelto di utilizzare quelli acquisiti nelle 24 ore del 20 gennaio 2015. Durante la giornata sono stati prelevati 150 litri di acqua miscelata per uso sanitario. In figura 3.2 viene riportato il profilo orario dei prelievi.



Fig. 3.2 Profilo della portata di acqua calda sanitaria utilizzata

L'impianto è stato predisposto per fornire il servizio di riscaldamento di un edificio prefabbricato di circa 60 m², paragonabile ad un appartamento di piccole dimensioni, suddiviso in vari ambienti, ognuno dotato di ventilconvettori. Questo edificio richiede un carico termico invernale, in condizioni di progetto, di circa 4 kW. In figura 3.3 si riporta il profilo giornaliero della temperatura dell'aria esterna ($T_{Ae\ Milano}$), del fluido di mandata e di ritorno alla pompa di calore ($T_{Man,Imp}$; $T_{Rit,Imp}$) e dell'accumulo di acqua calda sanitaria (T_{ACS}); in figura 3.4 quello della potenza termica ceduta dalla macchina (\dot{Q}_{Load}) ed elettrica assorbita dal compressore ($\dot{W}_{EL,PdC}$).

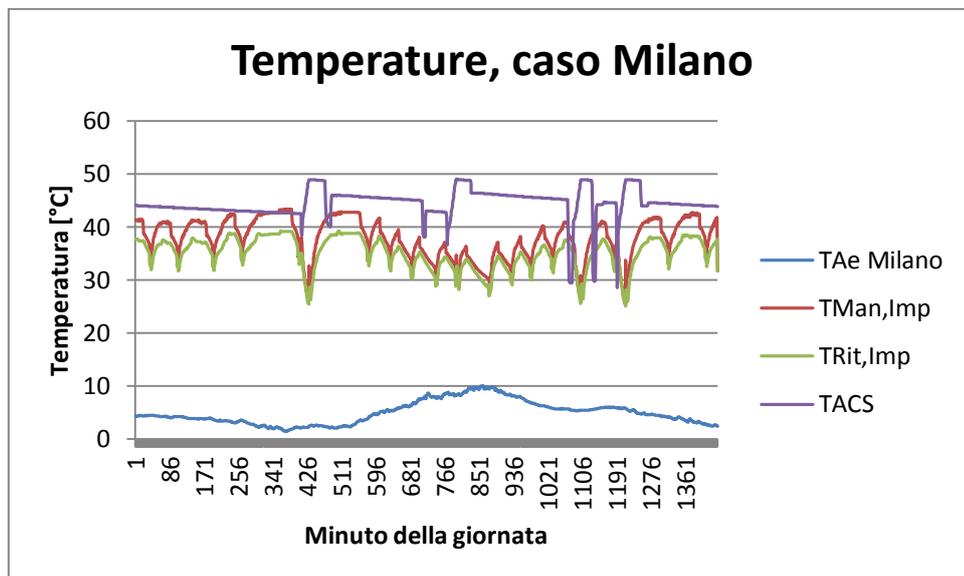


Fig. 3.3 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per l'impianto sperimentale di Milano

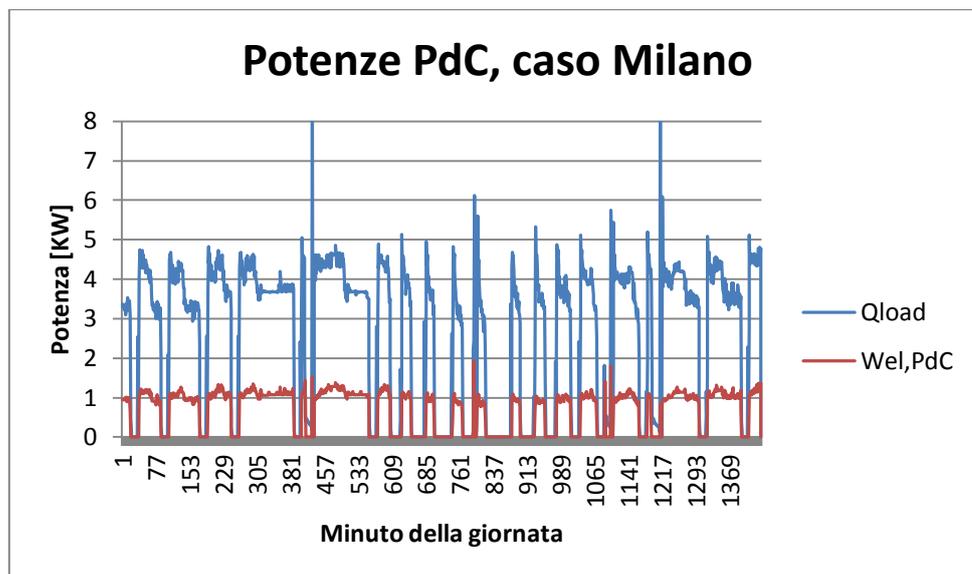


Fig. 3.4 Profilo giornaliero delle potenze misurate per la PdC dell'impianto sperimentale di Milano

3.1.1 Dati pompa di calore acqua-acqua

La pompa di calore installata è una macchina acqua/acqua modello GAIA Acqua 31 della CLIVET, i cui dati tecnici generali, estratti dal bollettino tecnico, vengono riportati in Figura 3.5. La macchina è dotata di un serbatoio integrato per l'acqua calda sanitaria da 186 litri, e il passaggio da riscaldamento a raffreddamento avviene tramite l'inversione del ciclo. Durante il funzionamento estivo, in caso di insufficiente apporto termico dai pannelli solari, la macchina può passare dalla funzione di raffreddamento a quella di riscaldamento, per il tempo necessario all'innalzamento della temperatura del boiler, sino al valore prestabilito. La pompa di calore è stata dimensionata per poter sopperire autonomamente alle richieste di riscaldamento e di acqua calda sanitaria dell'edificio, in modo da garantire i servizi richiesti anche in totale assenza di insolazione e, quindi, di apporto termico dai pannelli solari.

GRANDEZZA			31			61		
APPLICAZIONE			P. Radianti	Terminali	Radiatori	P. Radianti	Terminali	Radiatori
RISCALDAMENTO FALDA			W10 / W35	W10 / W45	W10 / W55	W10 / W35	W10 / W45	W10 / W55
Potenzialità termica nominale	1	kW	8,43	7,84	6,98	15,7	15,6	13,4
Potenza assorbita totale	2	kW	1,69	2,02	2,25	3,06	3,84	3,94
COP	3		5,00	3,87	3,09	5,11	4,05	3,33
Portata acqua (Scambiatore Utilizzo)	4	l/s	0,40	0,37	0,17	0,75	0,74	0,32
Prevalenza utile pompa Utilizzo	4	kPa	60	61	64	32	33	63
Portata acqua (Scambiatore Sorgente)	4	l/s	0,53	0,40	0,23	0,97	0,74	0,45
Prevalenza utile pompa Sorgente	4	kPa	40	51	56	98	106	114
RISCALDAMENTO GEOTERMICO			B0 / W35	B0 / W45	B0 / W55	B0 / W35	B0 / W45	B0 / W55
Potenzialità termica nominale	1	kW	6,69	5,94	5,52	12,4	11,5	9,90
Potenza assorbita totale	2	kW	1,57	1,85	2,16	2,90	3,43	3,76
COP	3		4,14	3,16	2,54	4,25	3,31	2,60
Portata acqua (Scambiatore Utilizzo)	4	l/s	0,32	0,28	0,13	0,59	0,55	0,24
Prevalenza utile pompa Utilizzo	4	kPa	63	63	64	48	51	64
Portata acqua (Scambiatore Sorgente)	4	l/s	0,60	0,46	0,31	0,95	0,73	0,56
Prevalenza utile pompa Sorgente	4	kPa	32	47	57	99	107	111
RAFFREDDAMENTO FALDA			W35 / W18	W35 / W7	-	W35 / W18	W35 / W7	-
Potenzialità frigorifera nominale	1	kW	9,29	6,76	-	17,2	12,4	-
Potenza assorbita totale	2	kW	1,80	1,73	-	2,91	3,00	-
EER	5		5,17	3,91	-	5,89	4,12	-
ESEER Eurovent	6		7,92	5,73	-	7,00	4,83	-
RAFFREDDAMENTO GEOTERMICO			B35 / W18	B35 / W7	-	B35 / W18	B35 / W7	-
Potenzialità frigorifera nominale	1	kW	9,22	6,69	-	16,9	12,2	-
Potenza assorbita totale	2	kW	1,82	1,75	-	2,93	3,02	-
EER	5		5,07	3,83	-	5,77	4,04	-
ESEER Eurovent	6		7,58	5,58	-	6,86	4,76	-
Minimo contenuto acqua impianto	7	l	15			40		

(1) Dati riferiti alle seguenti condizioni:
W10 / W35 acqua allo scamb. Utilizzo 30/35°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 10°C.
W10 / W45 acqua allo scamb. Utilizzo 40/45°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 10°C.
W10 / W55 acqua allo scamb. Utilizzo 45/55°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 10°C.
B0 / W35 acqua allo scamb. Utilizzo 30/35°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 0°C.
B0 / W45 acqua allo scamb. Utilizzo 40/45°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 0°C.
B0 / W55 acqua allo scamb. Utilizzo 45/55°C, Acqua in ingresso scamb. sorgente 0°C.
W35 / W18 acqua allo scamb. Utilizzo 18/23°C, Acqua allo scamb. sorgente 30/35°C.
W35 / W7 acqua allo scamb. Utilizzo 7/12°C, Acqua allo scamb. sorgente 30/35°C.
B35 / W18 acqua allo scamb. Utilizzo 18/23°C, Acqua allo scamb. sorgente 30/35°C.
B35 / W7 acqua allo scamb. Utilizzo 7/12°C, Acqua allo scamb. sorgente 30/35°C.

La potenza termica e frigorifera nominali del GAIA Acqua 31 sono riferite al 75% del massimo numero di giri del compressore.
La potenza termica e frigorifera nominali del GAIA Acqua 61 sono riferite al 80% del massimo numero di giri del compressore.
La modulazione di potenza è compresa tra un 30% ed un 100% del numero di giri del compressore.

(2) La potenza assorbita totale si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dal circuito ausiliario.
(3) COP EUROVENT: coefficiente di prestazione in riscaldamento. Rapporto tra potenza termica resa e potenza assorbita calcolate secondo la norma EN14511:2011, dove la potenza assorbita totale, si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai circolatori utilizzo e sorgente - la potenza assorbita dai circolatori per fornire la prevalenza utile residua all'impianto e alla sorgente + la potenza assorbita dal circuito elettrico ausiliario.
(4) I valori riportati, sono riferiti alle prestazioni nominali in modalità riscaldamento.
(5) EER EUROVENT: coefficiente di prestazione in raffreddamento. Rapporto tra potenza frigorifera resa e potenza assorbita calcolate secondo la norma EN14511:2011, dove la potenza assorbita totale, si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai circolatori utilizzo e sorgente - la potenza assorbita dai circolatori per fornire la prevalenza utile residua all'impianto e alla sorgente + la potenza assorbita dal circuito elettrico ausiliario.
(6) ESEER EUROVENT: coefficiente di prestazione in raffreddamento. Rapporto tra potenza frigorifera resa e potenza assorbita calcolate secondo la norma EN14511:2011, dove la potenza assorbita totale, si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai circolatori utilizzo e sorgente - la potenza assorbita dai circolatori per fornire la prevalenza utile residua all'impianto e alla sorgente + la potenza assorbita dal circuito elettrico ausiliario.
(7) Il minimo contenuto d'acqua dell'impianto si riferisce al funzionamento con il minimo circuito idraulico in funzione.

Fig. 3.5 Dati tecnici generali della pompa di calore acqua-acqua alle condizioni nominali di funzionamento

3.1.2 Modello Pompa di calore acqua-acqua

La pompa di calore GAIA acqua 31, che chiameremo WHP (dall'abbreviazione inglese di "Water-Water Heat Pump"), è stata simulata con l'utilizzo di 15 Type 668 posti in serie, come già illustrato nel capitolo 2. Ai fini della preparazione dell'impianto simulato e della sua logica di controllo, è importante sapere che la Clivet ha utilizzato un inverter per modulare il numero dei giri del compressore e raggiungere elevate prestazioni. Grazie a un migliore inseguimento del carico richiesto, senza fare ricorso a cicli di accensione e spegnimento per carichi maggiori o uguali al 30% del carico nominale. Per il calcolo della temperatura di mandata obiettivo, a cui far lavorare la pompa di calore, si è utilizzata la curva climatica decisa per l'impianto di Milano, riportata in figura 2.4.

Come già detto, ai fini della regolazione del corretto numero di giri del compressore della PdC, è stato necessario confrontare il valore di potenza termica necessario al carico, con quello che la macchina potrebbe produrre per ogni i-esimo grado di parzializzazione, in determinate condizioni di temperature in ingresso agli scambiatori. Si è dovuto creare un modello di dispositivo di controllo che, date le due variabili dipendenti, calcolasse in ogni passo temporale le prestazioni della macchina, in funzione anche del grado di parzializzazione del compressore. Studiando i dati del costruttore si è notato che l'andamento delle performance lato utile della WWHP, erano abbastanza lineari in funzione della temperatura esterna, come si vede per esempio in figura 3.6, per la potenza termica producibile dalla macchina al 75%.

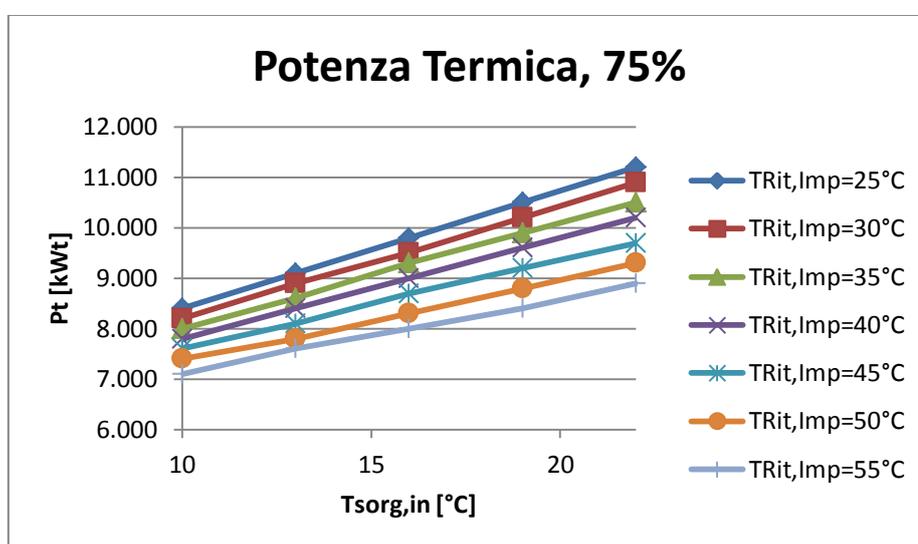


Fig. 3.6 Prestazioni in riscaldamento con grado di parzializzazione del compressore al 75%, in funzione delle temperature dei flussi in ingresso agli scambiatori della WWHP

Tramite linearizzazione delle curve di potenza con valore di R^2 prossimo ad 1, si è riusciti a costruire una relazione per il calcolo delle prestazioni termiche, con unica variabile la temperatura di ritorno del fluido lato sorgente. Si sono quindi trovate, a partire dai dati tabellati riportati nei bollettini tecnici del costruttore, le funzioni delle curve.

Si è deciso inoltre di ampliare l'intervallo di $T_{sorg,in}$ da 0°C a 50°C, per avere la certezza che nelle future simulazioni venga compresa la temperatura del serbatoio "Freddo". Per fare questo sono stati utilizzati i dati della macchina che vede lato sorgente acqua di falda, non glicolata, per come si è deciso di impostare l'impianto sviluppato. L'intervallo di temperatura di mandata della PdC è compreso tra i 30°C e i 60°C, in modo da funzionare con qualsiasi tipo di terminale ambiente, oltre che ai fini della produzione di ACS, per la quale viene fissata a 50°C. Il modello della pompa di circolazione dell'impianto di movimentazione del

fluido sorgente simula il comportamento e la portata elaborata nell'impianto sperimentale, avendo usato come *Input* i dati letti dal Type 62, minuto per minuto. Lo stesso metodo è stato utilizzato anche per la pompa di circolazione dell'impianto di distribuzione. In figura 3.7 il modello TRNSYS della pompa di calore in funzionamento WWHP.

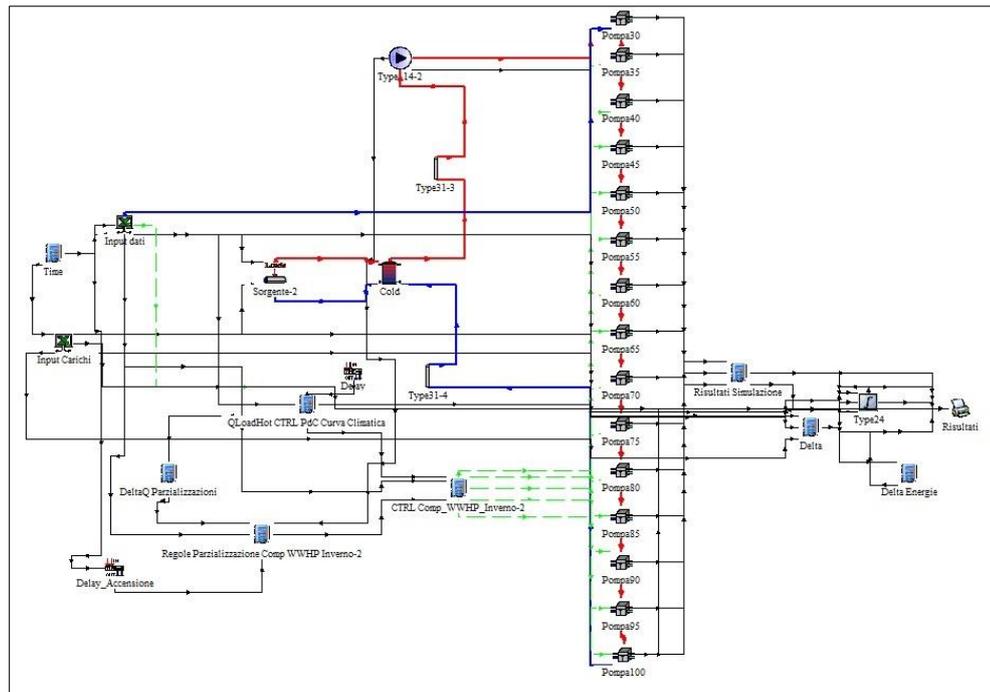


Fig. 3.7 Modello TRNSYS pompa di calore WWHP

Grazie al Type 62 di richiamo dati excel, inserendo come input ai componenti le portate e le temperature dei flussi di ritorno per l'impianto reale, si è validato il modello della macchina potendo confrontare i rispettivi risultati.

3.1.3 Impianto di distribuzione con WWHP

Preso il modello per la singola PdC, si è aggiunto ad esso un piccolo serbatoio inerziale da 20 litri, simulato con il Type 4, una pompa di circolazione e due tubi di connessione. Si inserisce inoltre il Type 682 per poter simulare il carico dell'edificio, calcolato sulla portata circolante e la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dell'impianto di distribuzione sperimentale. Lo schema TRNSYS ottenuto viene riportato in figura 3.8.

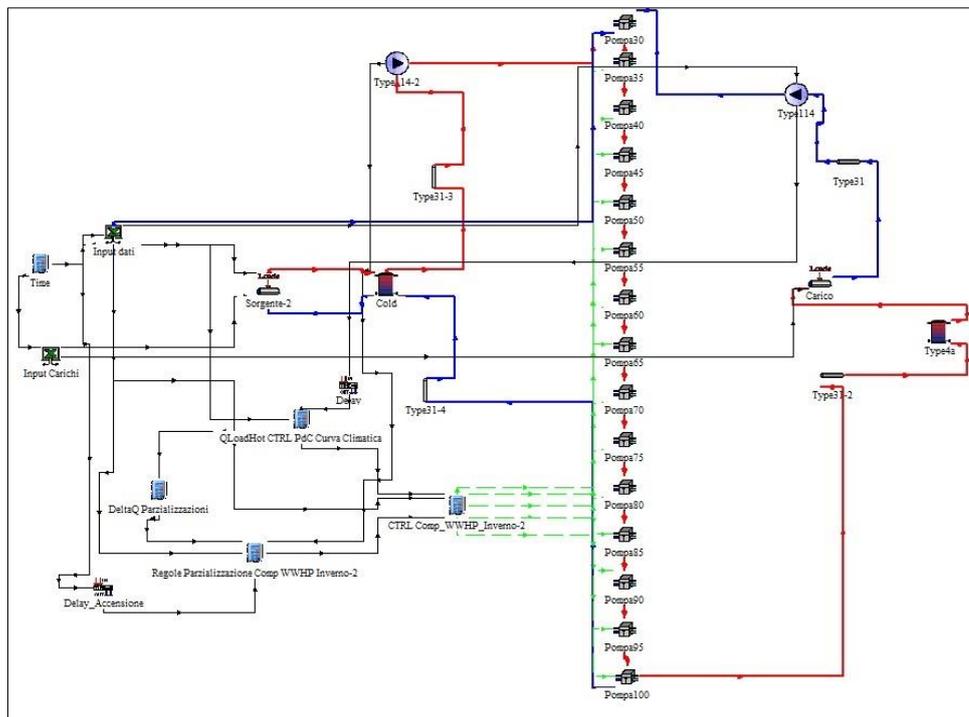


Fig. 3.8 Modello TRNSYS impianto di distribuzione WWHP

I risultati di un primo tentativo di simulazioni risultano buoni. Si nota però che il modello fa fatica a simulare bene i transitori di accensione della macchina, rispondendo con un repentino aumento della temperatura di mandata, a causa della risposta della regolazione alla grande richiesta di potenza del carico. Per attenuare questa differenza, data probabilmente da un controllo della pompa di calore reale GAIA acqua 31, che mantiene limitata la potenza termica erogata durante l'accensione, si è inserito un controllo ulteriore nel modello che mantiene la potenza della pompa di calore al 50% per i primi 10 minuti dall'avviamento. In questo modo si è diminuito lo scostamento, comunque presente.

Nelle figure 3.9 e 3.10 vengono riportati i risultati del confronto simulazione/sperimentale con passo al minuto per i valori temperature-potenze ed energia termica prodotta ed energia elettrica assorbita. In tabella 3.1 vengono riportati, invece, gli scostamenti percentuali per la giornata del 20 gennaio 2015.

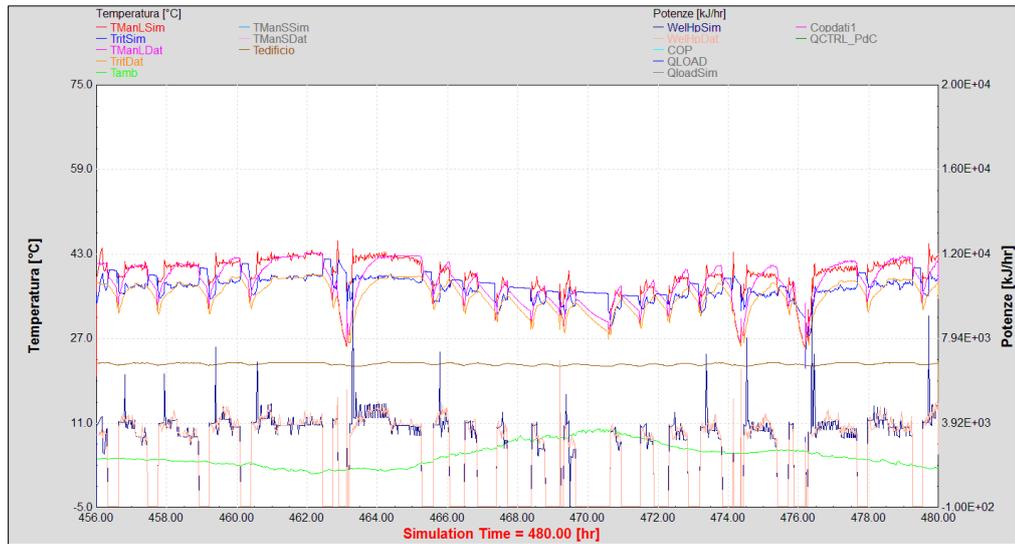


Fig. 3.9 Risultati del confronto per Temperature e Potenza della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione riscaldato con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua



Fig. 3.10 Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione riscaldato con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua

VALIDAZIONE DISTRIBUZIONE WWHP					
Eel,Sperimentale	Calore,Prodotto ,Sperimentale	Eel,Sim	Calore,Prodotto ,Sim	Scostamento% di Eel	Scostamento % di Calore Prodotto
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
16.43	61.92	16.45	62.66	0.15%	1.20%

Tab. 3.1 Scostamenti percentuali validazione impianto di distribuzione WWHP

3.1.4 Impianto di produzione di ACS con WWHP

Si riporta in figura 3.11 il modello TRNSYS del sistema di produzione di ACS con pompa di calore acqua-acqua.

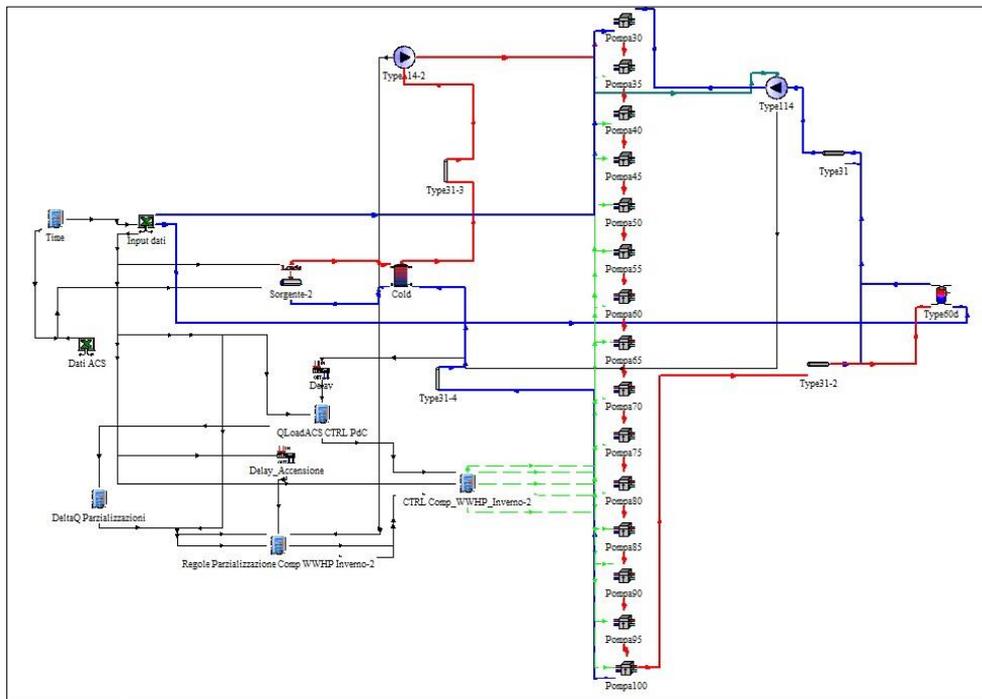
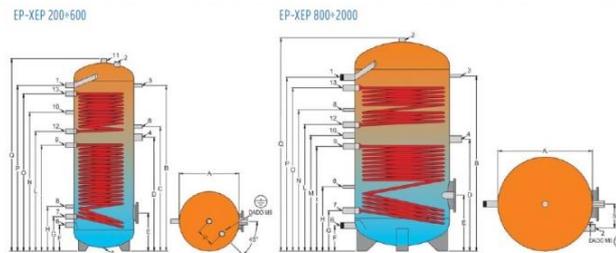


Fig. 3.11 Modello TRNSYS impianto di produzione ACS con WWHP

Come si vede dalla figura 3.11, l'impianto di produzione di acqua calda sanitaria differisce da quello di distribuzione per la sostituzione del serbatoio inerziale con un accumulo da 212 litri, di cui si riportano i dati tecnici in figura 3.12 e le misure in figura 3.13.

prestige XEP-EP		200	300	400	500	600	800	1000	1500	2000
Capacità totale / Gesamter Inhalt / Total capacity	l	212	291	423	500	589	765	888	1449	2054
Isolamento PU rigido Inlet. / PU-Hartsch. fest eingeschäumt / Foamed polyurethane	50/70 mm	●	●	●	●	●				
Isolamento Flex / PU-Weichschaum / Soft-Insulation	100 mm						●	●	●	●
Isolamento Coppella / PU-Hartsch.-Schalen / Hard insulation shells	100 mm						●	●	●	●
Altezza tot. con isolamento / Gesamte Höhe mit Isolierung / Total height with insulation	mm	1215	1615	1460	1690	1960	1855	2105	2185	2470
Altezza massima in raddrizzamento / Kippmass / Diagonal size	mm	1375	1735	1700	1900	2150	1900	2140	2280	2580
Bollitore isolamento 50 mm PU rigido Inlet. / Speicher mit PU-Hartschaum fest eingeschäumt 50 mm / Tank with 50 mm foamed hard polyurethane	ø mm	600	600	750	750	750	-	-	-	-
Bollitore isolamento 70 mm PU rigido Inlet. / Speicher mit PU-Hartschaum fest eingeschäumt 70 mm / Tank with 70 mm foamed hard polyurethane	ø mm	640	640	790	790	790	-	-	-	-
Bollitore isolamento Flex-Copp / Speicher mit PU-Weichschaum 100 mm - PU-Hartschaum in Schalen 100 mm / Tank with soft polyurethane 100 mm - Hard polyurethane shells 100 mm	ø mm	-	-	-	-	-	990	990	1200	1300
Scambiatore superiore / Oberwärmetauscher / Upper collector pipe coil	m ²	0,5	1,1	1,0	1,3	1,9	1,6	1,6	1,8	2,8
Scambiatore inferiore / Unterwärmetauscher / Lower collector pipe coil	m ²	1,5	1,8	1,9	2,2	2,5	2,7	3,0	3,4	4,6
Cont. acqua serpentino superiore / Wassereinhalt des oberen Wärmetauschers / Water capacity of the upper pipe coil	l	2,5	6,1	5,9	7,6	11,0	9,3	9,3	10,4	16,9
Cont. acqua serpentino inferiore / Wassereinhalt des unteren Wärmetauschers / Water capacity of the lower pipe coil	l	8,6	10,4	11,0	12,7	14,3	15,2	17,5	19,4	28,1
Potenza assorbita / Leistungsaufnahme / Absorbed power	Sup. kW	12	26	24	33	47	40	40	47	73
	Inf. kW	36	44	46	55	63	68	75	88	120
Portata necessaria al serpentino / Brauchwasser Kapazität für Heizschlange / Necessary capacity heat-exchanger	Sup. m ³ /h	0,5	1,1	1,0	1,4	2,0	1,7	1,7	2,0	3,1
	Inf. m ³ /h	1,6	1,9	2,0	2,4	2,7	2,9	3,2	3,8	5,2
Produzione acqua sanitaria 80°/60°C - 10°/45°C (DIN 4708) / Sanitär Wasser Leistung zu 80°/60°C - 10°/45°C (DIN 4708) / Output sanitary water at 80°/60°C - 10°/45°C (DIN 4708)	Sup. m ³ /h	0,3	0,7	0,6	0,8	1,2	1,0	1,0	1,2	1,8
	Inf. m ³ /h	0,9	1,1	1,1	1,4	1,5	1,7	1,8	2,2	2,9
Perdite di carico / Druckverlust / Pressure loss	Sup. mbar	8	15	13	30	84	52	52	80	233
	Inf. mbar	40	70	80	131	192	236	329	499	1019
Coefficiente (DIN 4708) / Leistungs-Kennzahl (DIN 4708) / Power code (DIN 4708)	NL	6,0	10,0	14,0	17,0	22,0	27,0	35,0	45,0	60,0
Flangia / Flansch / Flange	EP ø mm	180/120							290/220	
	XEP ø mm	180/120								
Peso a vuoto / Leergewicht / Weight empty	kg	95	130	150	170	215	220	265	365	480
Pressione max. di esercizio del sanitario / Max. Betriebsdruck Speicher / Max. working-pressure tank	bar	10							6	
Pressione max. di esercizio dello scambiatore / Max. Betriebsdruck Wärmetauscher / Max. working-pressure heat exchanger	bar	6								
Temperatura max. di esercizio del boiler / Max. Betriebstemperatur Speicher / Max. working-temperature boiler	°C	95							70	

Fig. 3.12 Caratteristiche del serbatoio di accumulo Boilernova PRESTIGE 200



N° TIPO DI ATTACCO / ANSCHLUSSTYP / CONNECTOR TYPE	MODELLO / MODELL / MODEL		
	200 - 600	800 - 1000	1500 - 2000
1. Mandata acqua calda / Brauchwasser-Entnahme / Domestic hot water inlet	1"	1" 1/4 braccio/Querschnitt	1" 1/2
2. Anodo / Anode / Anode	1" 1/4	1" 1/2	1" 1/2
3. Termometro - Sonda / Thermometer - Fühler / Thermometer - Feeler	1/2"	1/2"	1/2"
4. Resistenza elettrica / Elektro-Heizstab / Electric heater	1" 1/2	1" 1/2	1" 1/2
5. Attacco bancale (cieco) / Blindflüße zur Befestigung / Blind connection for fasting	1/2"	-	-
6. Entrata acqua fredda / Kaltwasser - Vorlauf / Cold water inlet	1"	1" 1/4 braccio/Querschnitt	1" 1/2
7. Ritorno serpentino / Wärmetauscher Rücklauf / Water exchanger outlet	1"	1" 1/4	1" 1/4
8. Termostato / Thermostat / Thermostat	1/2"	1/2"	1/2"
9. Mandata serpentino / Wärmetauscher Vorlauf / Water exchanger inlet	1"	1" 1/4	1" 1/4
10. Ricircolo / Zirkulation / Re-circulation	1/2"	1"	1"
11. Mandata acqua calda / Brauchwasser-Entnahme / Domestic hot water inlet	1" 1/4	-	-

Fig. 3.13 Misure caratteristiche del serbatoio di accumulo ACS

Si sono inseriti nel Type 60 che simula il serbatoio, i parametri riportati in tabella 3.2. Le resistenze elettriche simulate dal componente non sono state utilizzate.

TAB 3.2 PARAMETRI MODELLO SERBATOIO ACS		
NOME PARAMETRO	VALORE	u.d.m
Volume serbatoio	0.212	m ³
Altezza serbatoio	1.215	m
Altezza ingresso flusso	0.14	m
Altezza uscita flusso	1.215	m
Coefficiente perdita al mantello	1.11	W/m ² K
Conducibilità termica del fluido	0.6	W/mK
Diametro interno del serpentino	2.34	cm
Diametro esterno del serpentino	2.54	cm
Superficie di scambio Totale serpentino	3	m ²
Lunghezza del serpentino	40	m
Conducibilità termica del serpentino	100	W/mK
Altezza ingresso serpentino	0.835	m
Altezza uscita serpentino	0.22	m

Tab. 3.2 Parametri utilizzati per il Type 60 simulante l'accumulo di ACS

Rispetto al modello dell'impianto di distribuzione si è, inoltre, eliminato il carico dell'edificio simulato ed è stata impostata, in caso di richiamo di calore da parte del serbatoio di accumulo, una temperatura di mandata della pompa di calore fissa a 50°C. I dati di portata e temperatura di riciclo, inseriti come input al serbatoio ACS, sono presi dai dati sperimentali e richiamati da MS Excel.

Nelle figure 3.14 e 3.15 vengono riportati i risultati del confronto simulazione/sperimentale con passo al minuto per la differenza di temperature-potenze e di energia termica prodotta-elettrica assorbita. In tabella 3.3 gli scostamenti percentuali per la giornata del 20 gennaio 2015.

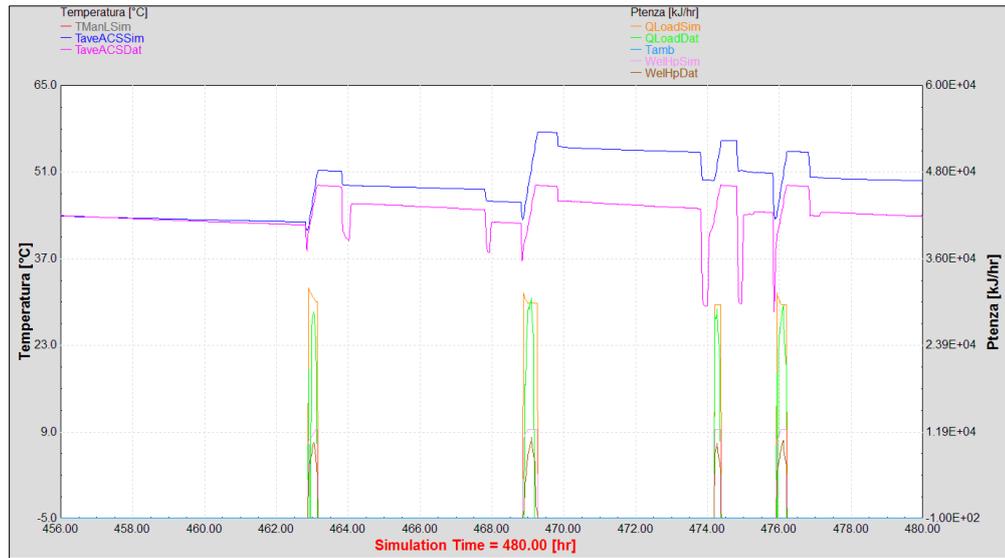


Fig. 3.14 Risultati del confronto per Temperature e Potenza della validazione per il modello dell'impianto di produzione di ACS con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua

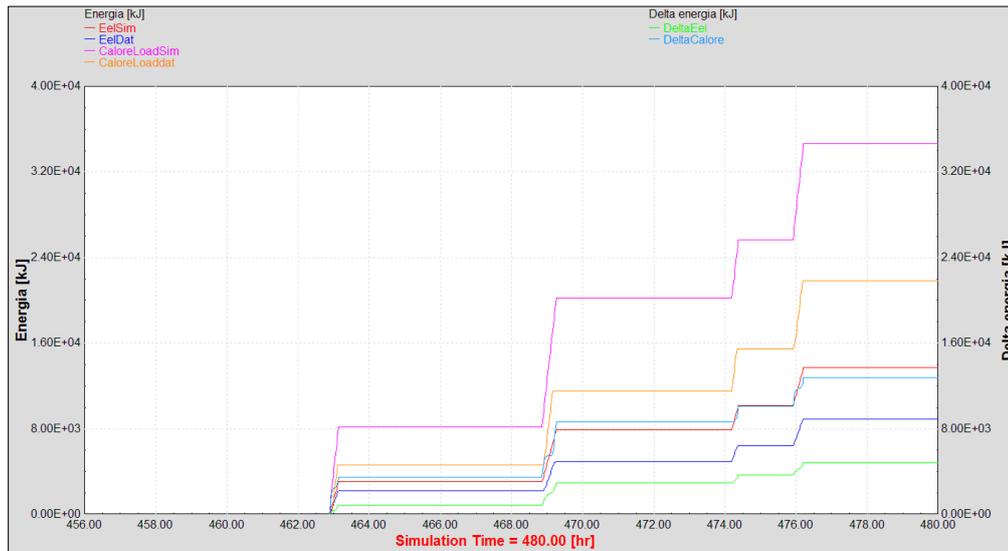


Fig. 3.15 Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di produzione di ACS con pompa di calore in funzionamento acqua-acqua

VALIDAZIONE PRODUZIONE ACS CON WWHP					
Eel,Sperimentale	Calore,Prodotto,Sperimentale	Eel,Sim	Calore,Prodotto,Sim	Scostamento% di Eel	Scostamento % di Calore Prodotto
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
2.48	6.07	3.82	9.64	53.89%	58.79%

Tab. 3.3 Scostamenti percentuali validazione produzione di ACS con WWHP

I risultati ottenuti confermano le osservazioni di Allard et al.[31], già riportate nel capitolo 2, che indicavano significative differenze del comportamento del Type 60 con le misurazioni. In particolare il modello sovrastima l'energia necessaria per il mantenimento della temperatura dell'accumulo di ACS tra i 42°C e i 48°C di un valore di oltre il 50%. Si terrà conto di questi scostamenti ricordando che i risultati delle simulazioni, effettuate nel lavoro di tesi, non avranno valore assoluto attendibile. Saranno invece affidabili per quel che riguarda il confronto di più configurazioni utilizzando gli stessi modelli.

3.2 Funzionamento con AWHP

In caso la fonte solare risulti insufficiente e per il caso estivo, in cui l'utilizzo di calore a maggiori temperature peggiorerebbe le prestazioni del sistema per il raffrescamento, la pompa di calore utilizzerà come sorgente di calore l'aria esterna. Anche in questo caso è stato possibile verificare i modelli costruiti, grazie al confronto con un impianto sperimentale di RSE: "Impianto integrato (pannelli solari ibridi, fotovoltaici, termici, e PdC) per la climatizzazione degli edifici e la produzione di acqua calda sanitaria: caso studio presso BIC Terni".

L'impianto, del quale si riporta lo schema di dettaglio in figura 3.16, impiega pannelli solari e pompe di calore per condizionare edifici e produrre ACS, integrando, in particolar modo, le conoscenze maturate da RSE nei precedenti progetti nella Ricerca di Sistema nell'ambito della climatizzazione degli edifici.

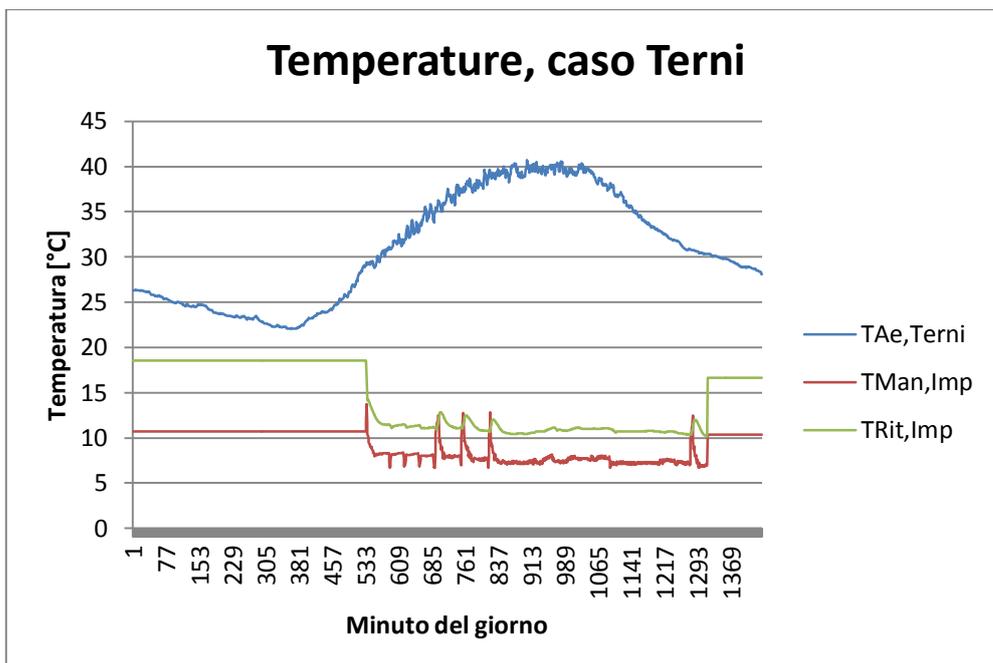


Fig. 3.17 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per l'impianto sperimentale di Terni

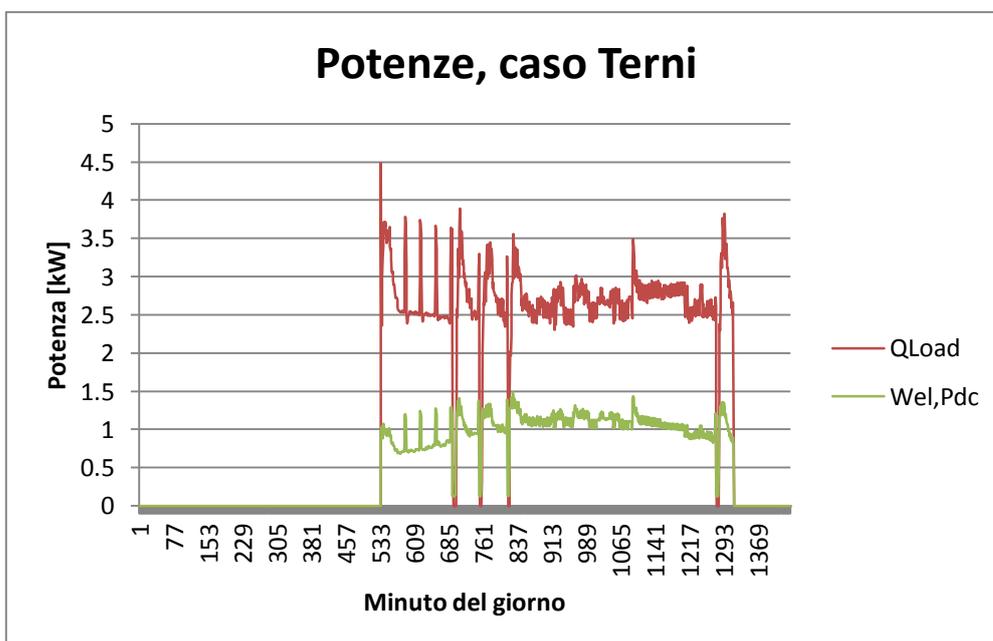


Fig. 3.18 Profilo giornaliero delle potenze misurate per la PdC dell'impianto sperimentale di Terni

3.2.1 Dati pompa di calore aria-acqua

La pompa di calore installata è una macchina aria/acqua modello GAIA Aria 31 della CLIVET, i cui dati tecnici generali, estratti dal bollettino tecnico, vengono riportati in Figura 3.19. Si rimanda al paragrafo di descrizione della

macchina GAIA Acqua 31, il 3.1.1, essendo composta dagli stessi componenti e seguendo la medesima logica di controllo.

GRANDEZZA		31			61			
APPLICAZIONE		Pannelli Radianti	Unità Terminali	Radiatori	Pannelli Radianti	Unità Terminali	Radiatori	
		A7 / W35	A7 / W45	A7 / W55	A7 / W35	A7 / W45	A7 / W55	
RISCALDAMENTO								
Potenzialità termica nominale	1	kW	7,30	6,80	6,37	16,0	14,9	14,5
Potenza assorbita totale	2	kW	1,62	1,96	2,30	3,63	4,53	5,35
COP	3		4,51	3,47	2,76	4,41	3,30	2,70
Portata acqua (Scambiatore Interno)	4	l/s	0,36	0,33	0,16	0,78	0,72	0,35
RISCALDAMENTO								
		A2 / W35	A2 / W45	A2 / W55	A2 / W35	A2 / W45	A2 / W55	
Potenzialità termica nominale	1	kW	6,22	5,80	5,44	12,5	11,7	11,1
Potenza assorbita totale	2	kW	1,59	1,94	2,31	3,32	4,14	4,90
COP			3,86	2,97	2,35	3,67	2,75	2,16
RAFFREDDAMENTO								
		A35 / W18	A35 / W7	-	A35 / W18	A35 / W7	-	
Potenzialità frigorifera nominale	1	kW	8,20	5,81	-	17,7	13,5	-
Potenza assorbita totale	2	kW	2,16	1,93	-	4,90	4,64	-
EER	5		3,80	3,01	-	3,61	2,92	-
ESEER Eurovent	6		7,94	5,25	-	7,42	5,22	-
Minimo contenuto acqua impianto	7	l	15			40		

Le prestazioni sono riferite allo scambiatore di energia posizionato a 3m dall'unità interna.

(1) Dati riferiti alle seguenti condizioni:
A7 / W35 acqua allo scamb. interno 30/35°C, Temp. aria esterna : 7°C D.B./ 6°C W.B.
A7 / W45 acqua allo scamb. interno 40/45°C, Temp. aria esterna : 7°C D.B./ 6°C W.B.
A7 / W55 acqua allo scamb. interno 45/55°C, Temp. aria esterna : 7°C D.B./ 6°C W.B.
A2 / W35 acqua allo scamb. interno 30/35°C, Temp. aria esterna : 2°C D.B./ 1°C W.B.
A2 / W45 acqua allo scamb. interno 40/45°C, Temp. aria esterna : 2°C D.B./ 1°C W.B.
A2 / W55 acqua allo scamb. interno 45/55°C, Temp. aria esterna : 2°C D.B./ 1°C W.B.
A35 / W18 acqua allo scamb. interno = 23/18°C, Temp. aria esterna : 35°C
A35 / W7 acqua allo scamb. interno = 12/7°C, Temp. aria esterna : 35°C

La potenza termica e frigorifera nominali sono riferite al 75% del massimo numero di giri del compressore. La modulazione di potenza è compresa tra un 30% ed un 100%.
 La modulazione dal 75% al 100% avviene solo al di sotto della temperatura di 0°C.

(2) La potenza assorbita totale si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai ventilatori - la potenza assorbita dal ventilatore per fornire la prevalenza utile residua all'impianto + la potenza assorbita dal circuito ausiliario.

(3) COP EUROVENT: coefficiente di prestazione in riscaldamento. Rapporto tra potenza termica resa e potenza assorbita calcolate secondo la norma EN14511:2011, dove la potenza assorbita totale, si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai ventilatori - la potenza assorbita dai ventilatori per fornire la prevalenza utile residua all'impianto + la potenza assorbita dal circolatore primario - la potenza assorbita dal circolatore per fornire la prevalenza utile residua all'impianto + la potenza assorbita dal circuito elettrico ausiliario.

(4) I valori riportati, sono riferiti alle prestazioni in modalità riscaldamento.

(5) EER EUROVENT: coefficiente di prestazione in raffreddamento. Rapporto tra potenza frigorifera resa e potenza assorbita calcolate secondo la norma EN14511:2011, dove la potenza assorbita totale, si ricava sommando la potenza assorbita dai compressori + la potenza assorbita dai ventilatori - la potenza assorbita dai ventilatori per fornire la prevalenza utile residua all'impianto + la potenza assorbita dal circolatore primario - la potenza assorbita dal circolatore per fornire la prevalenza utile residua all'impianto + la potenza assorbita dal circuito ausiliario.

(6) ESEER calcolato secondo Eurovent, per acqua prodotta a 18°C sono stati considerati le condizioni ai carichi parziali definite da Eurovent per acqua prodotta a 7°C

(7) Il minimo contenuto d'acqua dell'impianto si riferisce al funzionamento con il minimo circuito idraulico in funzione.

(8) La carica refrigerante è riferita alla sola unità interna.
 Lo scambiatore di energia viene spedito carico di azoto.
 Ad unità installate va completata la carica di refrigerante.

(9) PHE = piastre

(10) A corredo con l'unità vengono forniti dei raccordi in ottone adatti a ricevere le tubazioni indicate in tabella.

(11) Dati riferiti alle seguenti condizioni: **A-5 / W35** acqua allo scambiatore interno 30/35°C e potenza termica pari al 100% del massimo numero di giri del compressore.

(12) RAD DC = ventilatore radiale in corrente continua

Fig. 3.19 Dati tecnici generali della pompa di calore aria-acqua alle condizioni nominali di funzionamento

3.2.2 Modello Pompa di calore aria-acqua

La pompa di calore GAIA Aria 31, che chiameremo anche AWHP (dall'abbreviazione inglese di "Air-Water Heat Pump"), è stata simulata con l'utilizzo di 15 Type 668 posti in serie per tener conto della possibile regolazione tramite inverter. Avendo utilizzato lo stesso modello della WWHP, i parametri e le stesse modalità di collegamento con il carico dell'edificio e di confronto dati rimangono le stesse. Si sono invece creati appositamente tutti i file prestazionali della macchina in funzionamento raffreddamento, che verranno utilizzati dal modello. È stata fissata a 7°C la temperatura di mandata obiettivo della PdC. Questo ha permesso di semplificare i calcoli della potenza frigorifera sviluppabile dalla macchina, risultando funzione della sola temperatura dell'aria ambiente e del numero di giri del compressore. Studiando i dati del costruttore si è notato che l'andamento delle performance lato utile della AWHP, erano lineari in funzione della temperatura esterna, come è illustrato in figura 3.20.

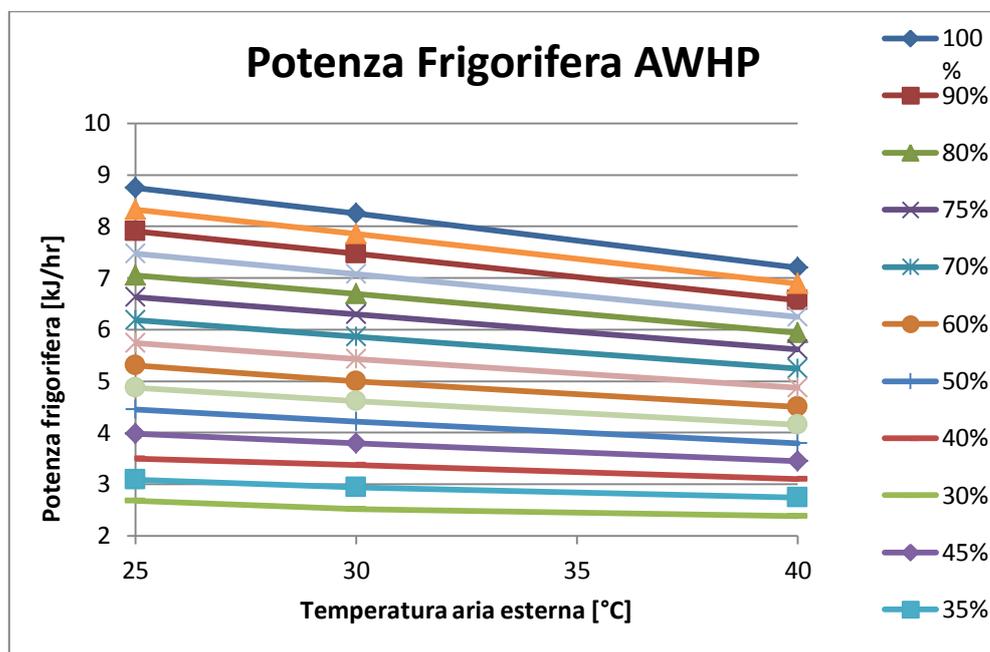


Fig. 3.20 Prestazioni in raffreddamento in funzione della T_{ae} e del grado di parzializzazione del compressore, con $T_{Man,Imp}$ fissa a 7°C , per la AWHP

Si riporta invece che le prestazioni della AWHP in funzionamento riscaldamento, non utilizzato nelle validazioni ma nelle simulazioni, è risultato più complesso da linearizzare a causa della dipendenza, oltre che dall'aria esterna e dalla parzializzazione, dalla temperatura di mandata, come è illustrato in figura 3.21. E' stato necessario, inoltre, suddividere in 4 intervalli le curve a causa delle variazioni delle pendenze in funzione del *range* di temperatura dell'aria esterna, dovuta anche al necessario ciclo di sbrinamento presente tra i 5°C e i 7°C ed effettuato con potenza al 75% del massimale. Non si è svolta la validazione in questo assetto, poiché è stato utilizzato lo stesso modello della WWHP, utilizzando i dati prestazionali della pompa di calore aria-acqua.

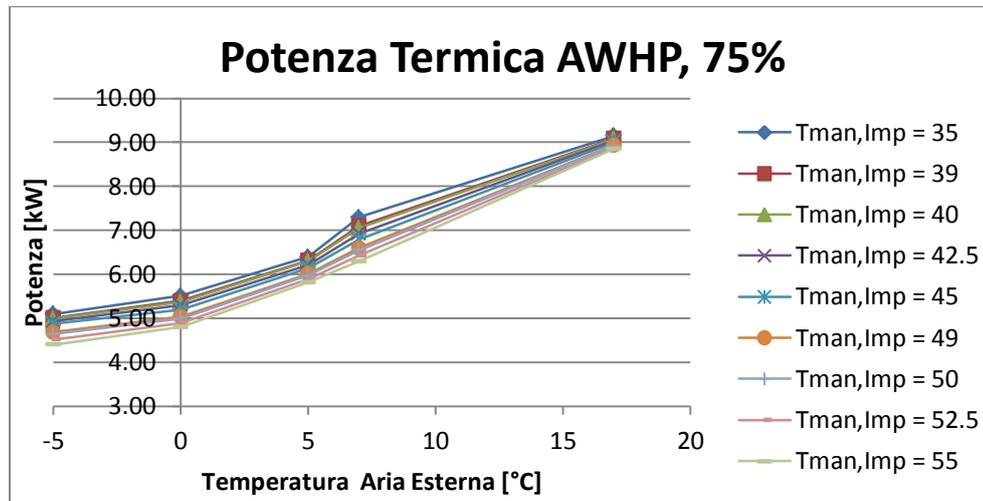


Fig. 3.21 Prestazioni in riscaldamento con grado di parzializzazione del compressore al 75%, in funzione delle temperature dei flussi in ingresso agli scambiatori della macchina AWHP

Tornando al caso del raffreddamento, tramite linearizzazione delle curve di potenza con valore di R^2 prossimo ad 1, si è riusciti a costruire una relazione per il calcolo delle prestazioni frigorifere, con unica variabile la temperatura dell'aria in ingresso allo scambiatore esterno, ora funzionante da condensatore. Grazie al Type 62 di richiamo dati excel, inserendo come input ai componenti le portate e le temperature dei flussi di ritorno per l'impianto reale, si è validato il modello della macchina potendo confrontare i rispettivi risultati.

3.2.3 Impianto di distribuzione con AWHP

Utilizzando lo stesso modello dell'impianto di distribuzione della WWHP, si riporta lo schema TRNSYS ottenuto per la pompa di calore aria-acqua in figura 3.22. Anche in questo caso, la simulazione attiva un controllo che fissa la potenza della macchina al 50% del massimale per i primi 10 minuti dall'accensione.

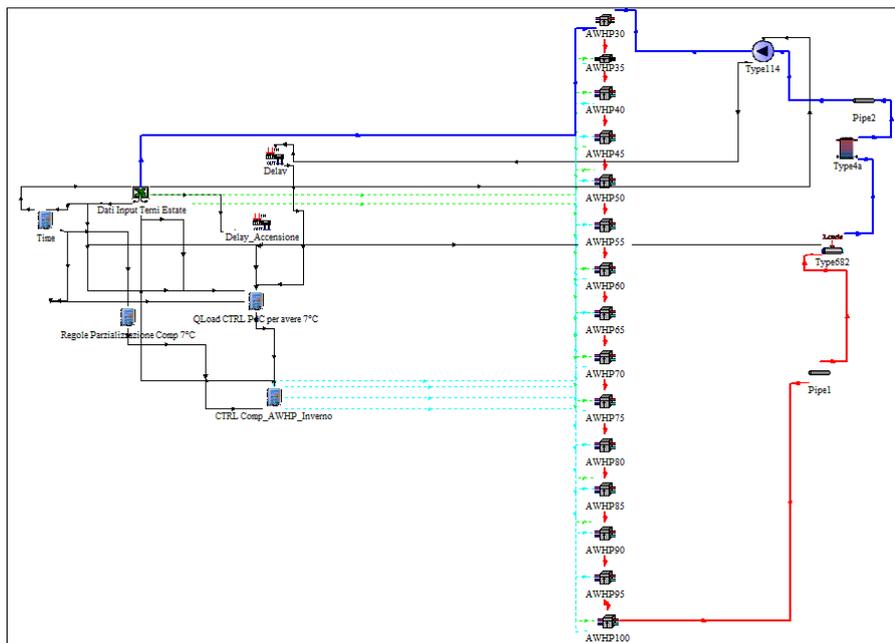


Fig. 3.22 Modello TRNSYS impianto di distribuzione AHP

Nelle figure 3.23, 3.24 e 3.25 vengono riportati i risultati del confronto simulazione/sperimentale con passo al minuto per le temperature, le potenze e l'energia termica prodotta ed elettrica assorbita. In tabella 3.4 gli scostamenti percentuali per la giornata del 14 luglio 2015.

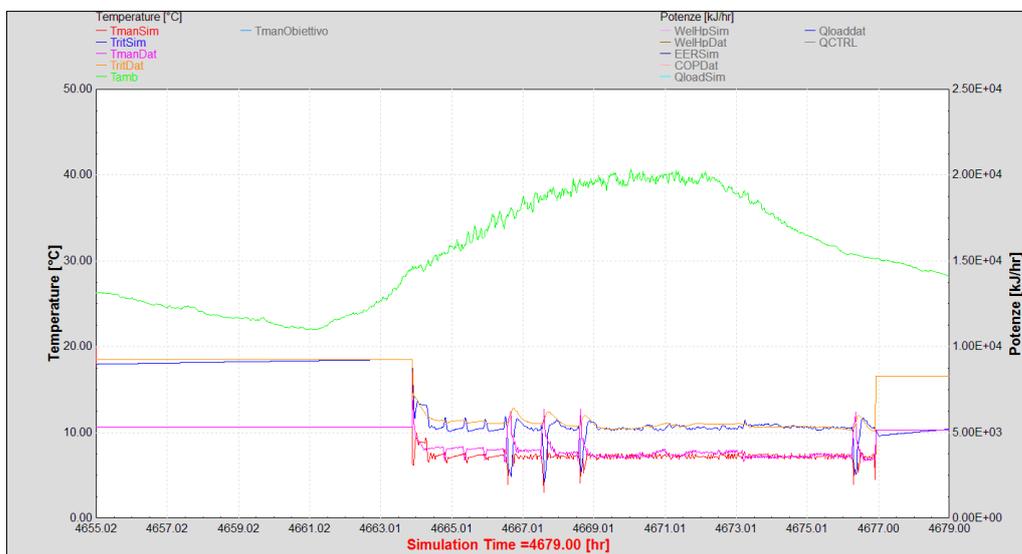


Fig. 3.23 Risultati del confronto delle temperature, per validare il modello dell'impianto di distribuzione, raffrescato con pompa di calore in funzionamento aria-acqua

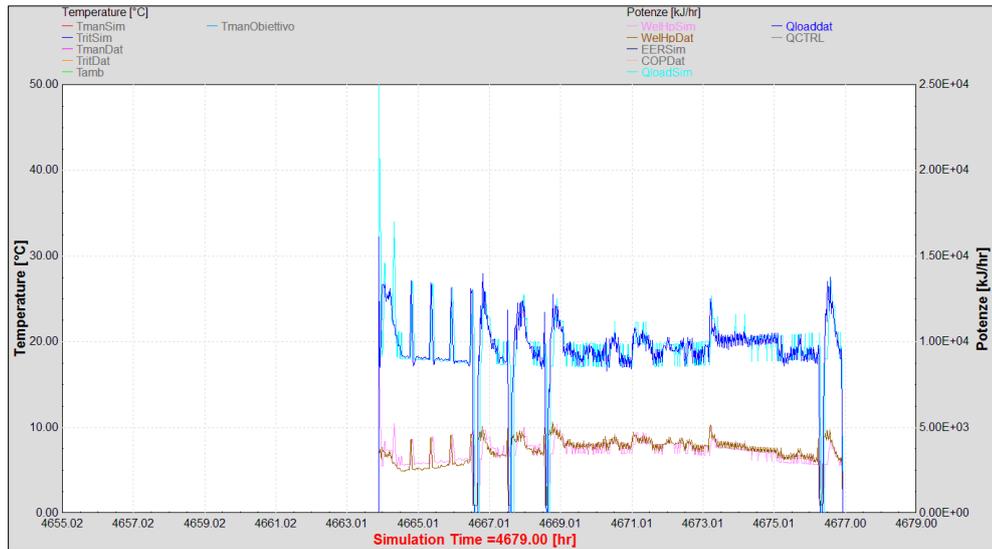


Fig. 3.24 Risultati del confronto delle potenze, per validare il modello dell'impianto di distribuzione, raffrescato con pompa di calore in funzionamento aria-acqua

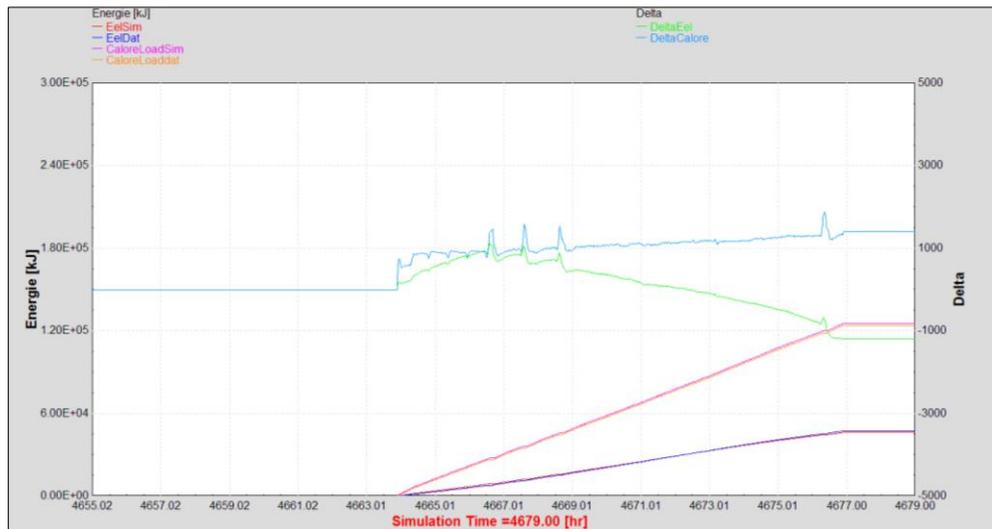


Fig. 3.25 Risultati del confronto delle energie termiche ed elettriche della validazione per il modello dell'impianto di distribuzione con pompa di calore in funzionamento aria-acqua

VALIDAZIONE DISTRIBUZIONE RAFFRESCAMENTO AWHP					
Eel,Sperimentale	Calore,Prodotto ,Sperimentale	Eel,Sim	Calore,Prodotto,Sim	Scostamento% di Eel	Scostamento % di Calore Prodotto
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
13.19	34.47	12.84	34.85	-2.62%	1.09%

Tab. 3.4 Scostamenti percentuali validazione impianto di distribuzione AWHP

3.3 PVT di tipo roll-bond

Per la validazione del PVT è stato utilizzato un pannello di tipo *roll-bond*, del quale si stanno registrando le prestazioni sul campo da giugno 2015 presso il Politecnico di Milano.

Il collettore è formato da un modulo fotovoltaico standard prodotto dalla ECLIPSE, i cui parametri funzionali sono riportati in figura 3.26, dietro il quale è stato incollato, con pasta termoconduttiva, un assorbitore in alluminio di tipo *roll-bond*.

CARATTERISTICHE ELETTRICHE*									
Modello	SOL215P	SOL220P	SOL225P	SOL230P	SOL235P	SOL240P	SOL245P	SOL250P	SOL255P
Potenza del modulo (P Max)	215 Wp	220 Wp	225 Wp	230 Wp	235 Wp	240 Wp	245 Wp	250 Wp	255 Wp
Tolleranza su potenza	± 2,5 W								
Tensione di massima potenza (Vmp)	29,13 V	29,26 V	29,39 V	29,51 V	29,68 V	29,76 V	29,89 V	30,03 V	30,18 V
Corrente di massima potenza (Imp)	7,38 A	7,52 A	7,66 A	7,80 A	7,92 A	8,07 A	8,20 A	8,33 A	8,45 A
Tensione a vuoto (Voc)	36,71 V	36,86 V	36,97 V	37,11 V	37,27 V	37,43 V	37,56 V	37,68 V	37,85 V
Corrente di corto circuito (Isc)	7,93 A	8,07 A	8,21 A	8,35 A	8,48 A	8,62 A	8,69 A	8,81 A	8,39 A
Efficienza modulo	12,95%	13,26%	13,56%	13,86%	14,16%	14,46%	14,76%	15,06%	15,36%

*condizioni di misura: i dati elettrici sono riferiti ad un irraggiamento di 1000 W/m², Air Mass 1,5 Spectrum, T di cella 25°C.

CARATTERISTICHE OPERATIVE		U.M.
Coefficiente di temperatura della tensione (Voc)	- 128,4	mV/°C
Coefficiente di temperatura della potenza (Pmp)	- 1,01	W/°C
Coefficiente di temperatura della corrente (Isc)	+ 4,93	mA/°C
NOCT (Nominal Operating Cell Temperature)	46	°C

Fig. 3.26 Parametri funzionali pannello fotovoltaico policristallino ECLIPSE SOL250P

Si riporta in figura 3.27 il pannello della Brandoni Solare, utilizzato nell'impianto RSE di Terni, che differisce da quello utilizzato al Politecnico di Milano nel disegno del percorso dei tubi dell'assorbitore (mentre i tubi hanno le stesse dimensioni caratteristiche) e per il fatto che vi è presente un isolamento termico posteriore, mentre nel caso milanese, a ricoprire la lastra di alluminio, è presente solo uno strato di pittura isolante.



Fig. 3.27 Pannello ibrido Brandoni Solare modello SBP-235/260

Presso il laboratorio del Dipartimento di Energia del Politecnico, il pannello, largo 998 mm e lungo 1663 mm, è installato su una struttura inclinata di 27° , orientata in direzione sud, che lascia scoperta la parte posteriore del collettore. Ci aspettiamo, dunque, che le perdite di potenza termica della faccia posteriore risultino importanti. Per studiare le prestazioni termiche è stato collegato il pannello, tramite un circuito idraulico movimentato da una pompa, ad un radiatore esterno che disperde il calore prodotto, in modo da simulare un carico che abbassi la temperatura di ritorno del fluido.

Si è scelto di validare questo pannello ibrido, e non quello utilizzato nel caso RSE di Terni, poiché viene misurata dai ricercatori del Politecnico di Milano anche la radiazione solare diffusa sul piano orizzontale ($G_{\text{Diff,Hor}}$), oltre a quella totale ($G_{\text{Tot,Hor}}$) e a quella totale incidente sul piano inclinato come il pannello. Questo parametro si è infatti rivelato fondamentale per una corretta modellizzazione del PVT per giornate nuvolose o limpide, in quanto assorbe in maniera differente la radiazione diretta e quella diffusa. Oltre a questo valore misurato è stato, inoltre, necessario conoscere, con passo temporale di un minuto, la temperatura del fluido in ingresso ed in uscita al pannello ($T_{\text{Man,PVT}}$; $T_{\text{Rit,PVT}}$), la sua portata (\dot{m}_{PVT}), la velocità del vento (V_w), la temperatura di bulbo secco dell'aria ambiente ($T_{\text{ae,bs Polimi}}$) e la sua umidità relativa (U.R.). Questo ultimo parametro, grazie al Type "Psychrometrics" di TRNSYS, ci ha permesso di calcolare anche la T_{Sky} che influisce negli scambi radiativi della superficie superiore.

Sono stati utilizzati i dati monitorati di una giornata di cielo limpido ed una nuvolosa, rispettivamente il 6 e il 23 agosto 2015, in modo da verificare che il

comportamento del modello sia affidabile con diversi valori di radiazione solare.

Nelle figure 3.28 e 3.29 si riportano rispettivamente il profilo giornaliero delle temperature e delle potenze misurate, nella figura 3.30 quello della portata elaborata dalla pompa di circolazione e di umidità relativa dell'aria ambiente, per la giornata del 6 agosto (giornata soleggiata).

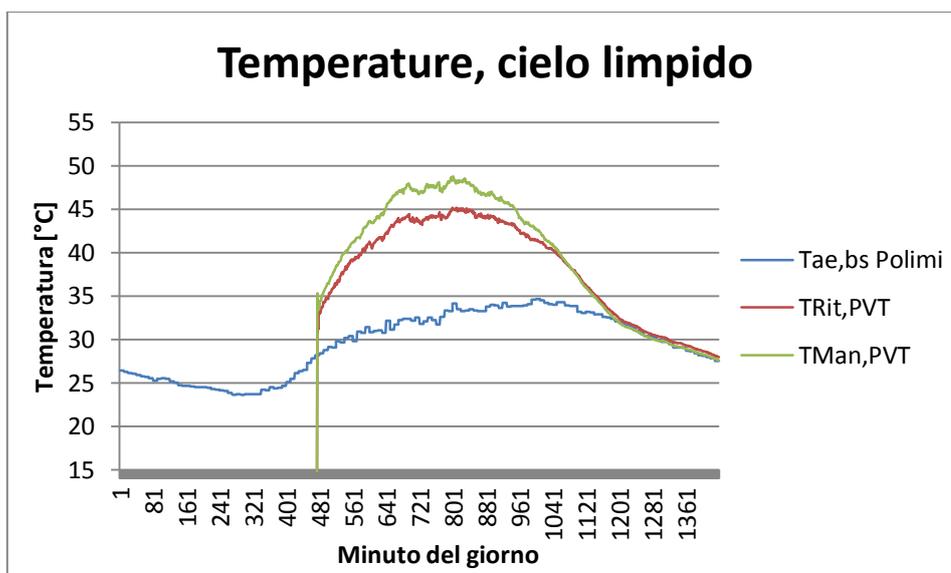


Fig. 3.28 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido

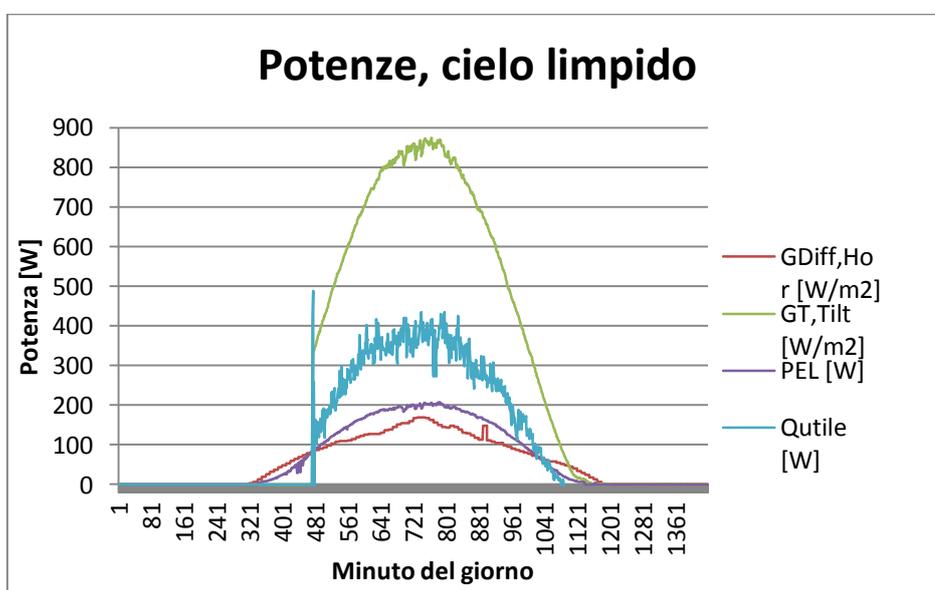


Fig. 3.29 Profilo giornaliero delle potenze monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido

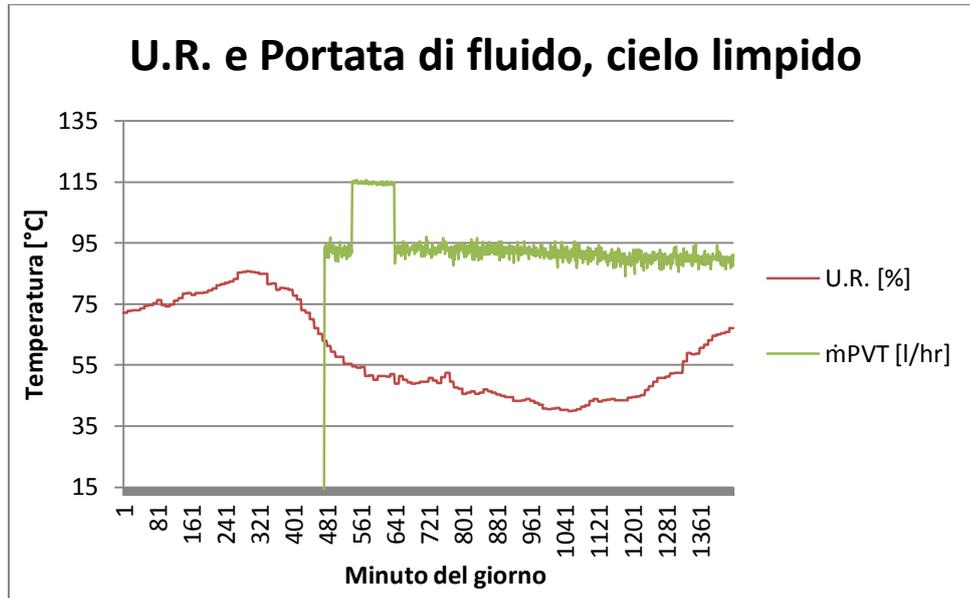


Fig. 3.30 Profilo giornaliero di U.R. e portata del fluido monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo limpido

Nelle figure 3.31 e 3.32 si riportano invece il profilo giornaliero delle temperature e delle potenze misurate, in 3.33 quello della portata elaborata dalla pompa di circolazione e di umidità relativa dell'aria ambiente, per la giornata del 23 agosto (giornata nuvolosa).

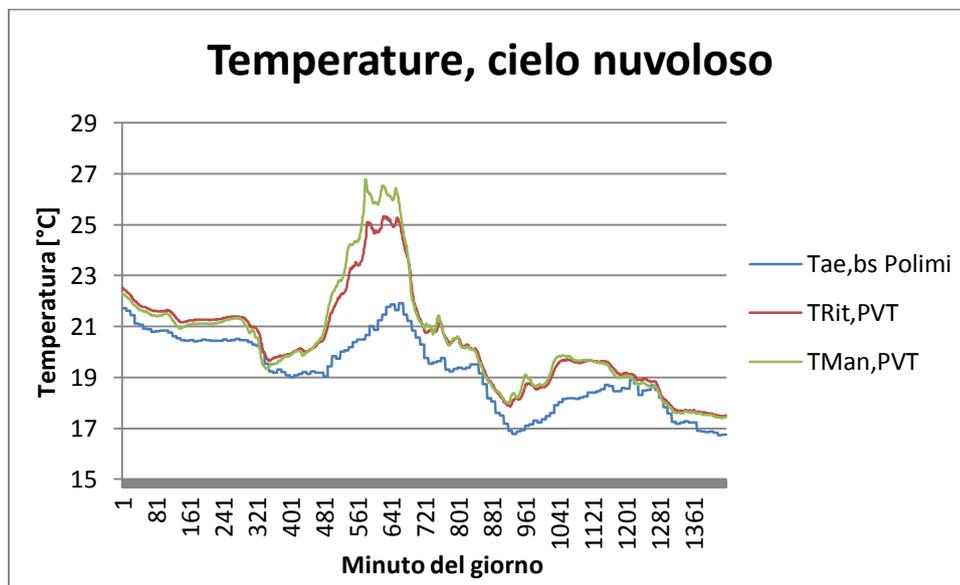


Fig. 3.31 Profilo giornaliero delle temperature monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso

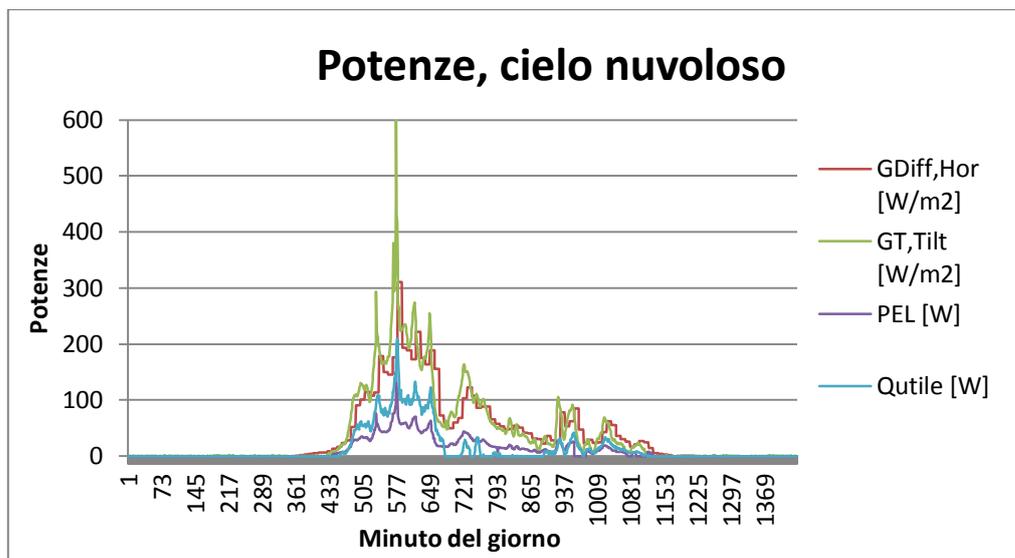


Fig. 3.32 Profilo giornaliero delle potenze monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso

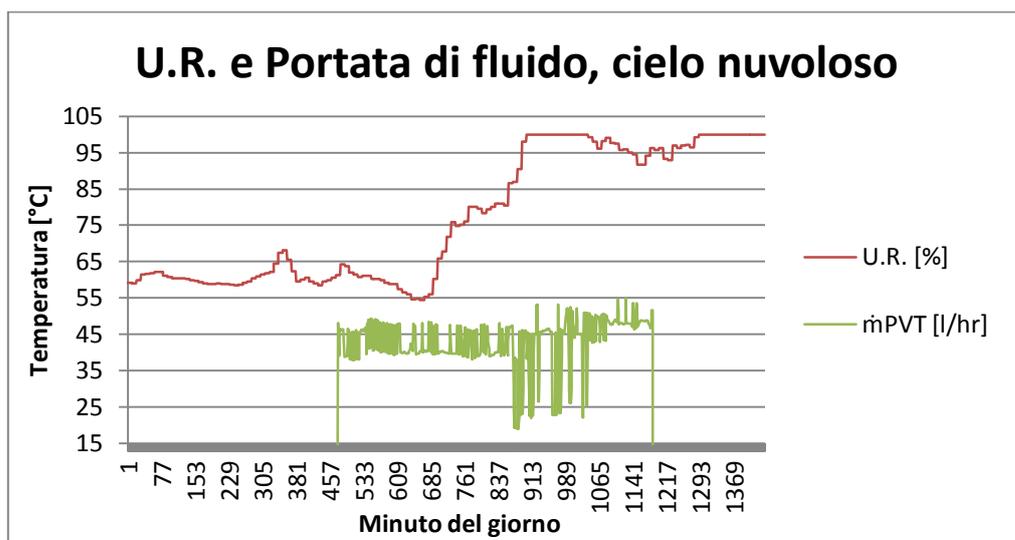


Fig. 3.33 Profilo giornaliero di U.R. e portata del fluido monitorate per il pannello PVT del Politecnico di Milano, cielo nuvoloso

3.3.1 Pannello ibrido fotovoltaico/termico

Si è usato, come modello per il PVT, il Type 560 unito ai Type 109, per il calcolo dell'angolo di incidenza tra sole e pannello durante l'arco della giornata, e all'insieme dei Type 33, che calcola le proprietà psicrometriche dell'aria utilizzando come input la temperatura ambiente di bulbo secco ($T_{Ae,bs}$) la sua umidità relativa, con il Type 69, che ricevendo in input la $T_{Ae,bs}$, quella di bulbo umido e le radiazioni solari, diffusa e diretta, incidenti su piano orizzontale, calcola

la temperatura del cielo (T_{Sky}). Il modello completo costruito per la validazione viene riportato in figura 3.34.

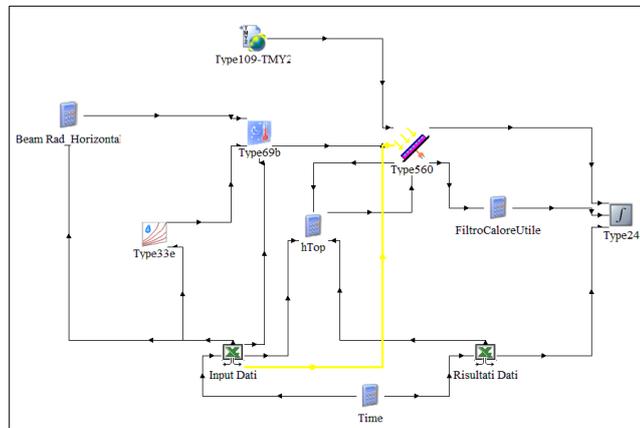


Fig. 3.34 Modello TRNSYS per la validazione del componente PVT

Il componente di TRNSYS per il PVT, costruito per simulare un pannello di tipo *sheet and tube*, cioè con tubi saldati su di una lastra conduttiva messa a contatto con il foglio fotovoltaico, non si è rivelato particolarmente adatto alla simulazione di un collettore di tipo *roll-bond*. Il bilancio energetico, sulla superficie superiore, non prevede la presenza di un vetro protettivo, mentre nella realtà questo partecipa a diminuire le perdite convettive e radiative del modulo. L'assorbitore studiato al Politecnico di Milano, simile a quello prodotto dalla Brandoni Solare, risulta differente da quello di un collettore termico piano. I tubi, anziché essere in parallelo, sono disposti in modo da aumentare la superficie di scambio, come si è visto nella figura 3.27, cercando di non aumentare eccessivamente le perdite di carico. Il fluido si vede quindi costretto in tubi di piccolo diametro di forma schiacciata (per migliorare lo scambio tra fluido ed assorbitore) a compiere un percorso più lungo rispetto al posizionamento dei tubi in parallelo. In tabella 3.5 si sono riportati i parametri inseriti nel modello per caratterizzare il pannello, in parte forniti come parametri prestazionali dal costruttore, in parte calcolati o ipotizzati:

TAB 3.5 PARAMETRI MODELLO PVT		
NOME PARAMETRO	VALORE	u.d.m
Lunghezza Collettore	1.663	m
Larghezza Collettore	0.998	m
Spessore Lastra Assorbitore	0.003	m
Conduttività termica dell'assorbitore	175	W/mK
Numero di tubi in parallelo	12	-
Diametro dei tubi	0.02	m
Larghezza Saldatura tubo/assorbitore	0.01	m
Spessore Saldatura tubo/assorbitore	0	m
Conduttività termica della saldatura	175	W/mK
Resistenza termica adesivo	0.00001	m ² K/W
Resistenza termica isolante	0.001	m ² K/W
Calore Specifico del fluido (Acqua-glicole)	3980	J/kgK
Riflettanza	0.1	m
Emissività	0.87	
Temperatura cella PV di riferimento	25	°C
Radiazione cella PV di riferimento	1000	W/m ²
Efficienza cella PV alle condizioni di rif.	0.17	-
correttore efficienza -Temperatura	-0.004	1/°C
correttore efficienza -radiazione	0	
h _{back}	8	W/m ² K
h _{fluido,tubi}	270	W/m ² K

Tab. 3.5 Parametri utilizzati per il Type 560 simulante il PVT

Il coefficiente di scambio termico convettivo nel tubo è stato calcolato per un flusso laminare, data la bassa portata elaborata. Il modello sottostima la prestazione nella produzione di potenza elettrica ed è stato usato, quindi, un valore di efficienza di riferimento di 0.17, contro lo 0.15 definito dal costruttore. In questo modo viene meglio simulato il comportamento, sia in caso di giornata soleggiata che nuvolosa, come si vedrà dai risultati delle validazioni. Per il coefficiente di scambio termico convettivo della superficie superiore (h_{Top}), si è creato un modello che lo calcola, per ogni passo temporale, secondo le equazioni che ora verranno mostrate. Si è proceduto calcolando il numero di Grashof (Gr_{Air}), come in equazione (3.1):

$$Gr_{Air} = \frac{g \cdot \sin(\theta) \cdot \beta_{Air} \cdot |T_{PVT} - T_{Ae}| \cdot L_{PVT}^3}{\nu_{Air}^2} \quad (3.1)$$

- dove
- g = accelerazione di gravità, [m²/s]
 - β_{Air} = coefficiente di dilatazione cubica, [1/K] ($\beta = 1/T$ per i gas perfetti)
 - T_{PVT} = temperature della superficie del PVT, [°C]
 - T_{Ae} = temperature dell'aria esterna, non influenzata da T_{PVT} , [°C]
 - θ = angolo di inclinazione del pannello, [°]

L_{PVT} = Lunghezza caratteristica della geometria, nel nostro caso coincidente con la radice quadra della superficie del pannello, [m]

ν_{Air} = viscosità cinematica del fluido, [m²/s]

Si sono successivamente calcolati i numeri di Prandtl (Pr_{Air}) e Rayleigh (Ra_{Air}) definiti come nelle equazioni (3.2) e (3.3):

$$Pr_{Air} = \frac{\nu_{Air} \cdot c_{p,Air}}{k_{Air}} \quad (3.2)$$

$$Ra_{Air} = Gr_{Air} \cdot Pr_{Air} \quad (3.3)$$

dove $c_{p,Air}$ = calore specifico dell'aria, [J/kgK]
 k_{Air} = conduttività termica dell'aria, [W/mK]

Infine, calcolati i valori per una temperatura dell'aria esterna di 20°C, si è calcolato il numero di Nusselt per la convezione naturale (Nu_{Nat}) secondo la correlazione per la superficie superiore di una lastra piana, funzione della temperatura dell'aria ambiente e del pannello, come in equazione (3.4). Di conseguenza, viene calcolato il coefficiente di scambio termico per la convezione naturale, come riportato in (3.5).

$$Nu_{Nat} = 0.15 \cdot Ra_{Air}^{1/3} \quad (3.4)$$

$$h_{Top,Nat} = \frac{Nu_{Nat} \cdot k_{Air}}{L_{PVT}} \quad (3.5)$$

Per calcolare invece il coefficiente di scambio per la convezione forzata si è utilizzata la correlazione di Mitchell, indicata nel libro di Duffie e Beckman [32], riportata in equazione (3.6):

$$h_{Top,For} = \frac{8.6 \cdot V_w^{0.6}}{L_{House}^{0.4}} \quad (3.6)$$

dove V_w = velocità del vento, [m/s]
 L_{House} = radice cubica del volume dell'abitazione, [m]

Dovendo tener conto della possibilità che ci sia convezione forzata o naturale, si ottiene di volta in volta il valore di h_{Top} , utilizzando la relazione raccomandata da McAdams, riportata in equazione (3.7):

$$h_{Top} = \max[h_{Top,Nat}; h_{Top,For}] \quad (3.7)$$

3.3.2 Pannello PVT, cielo limpido

Il confronto, tra i dati ottenuti dal modello e i valori sperimentali del modulo ibrido, è stato fatto per le giornate del 6 e del 23 agosto, caratterizzate da un meteo diverso, come mostrato precedentemente.

Si riportano in figura 3.35 e 3.36, rispettivamente, i risultati del confronto delle potenze e delle temperature operative ottenute, in figura 3.37 i profili delle energie.

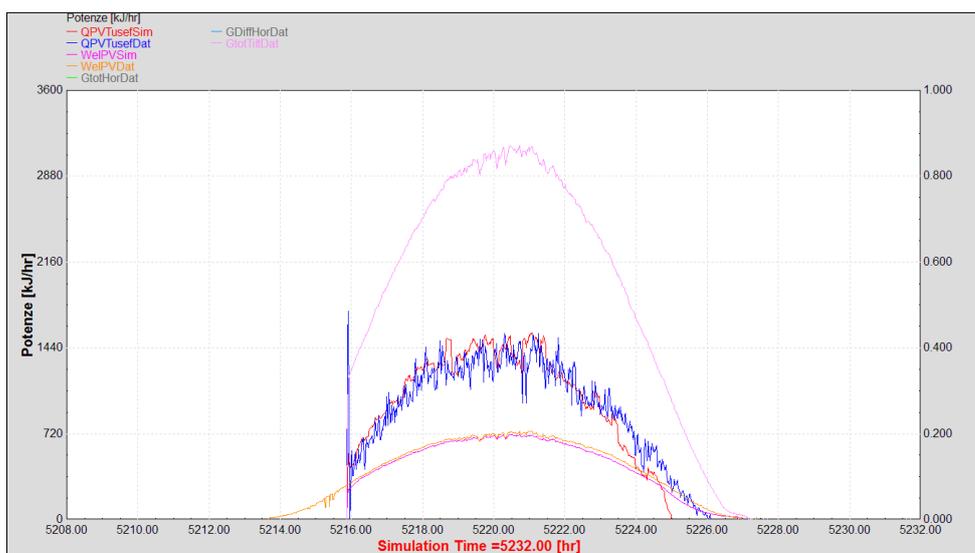


Fig. 3.35 Risultati del confronto delle potenze per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido

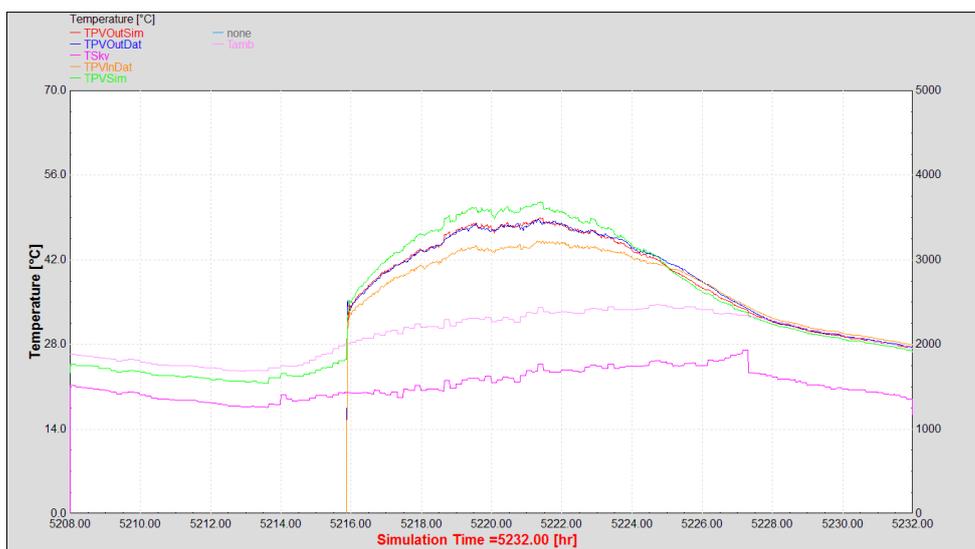


Fig. 3.36 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido

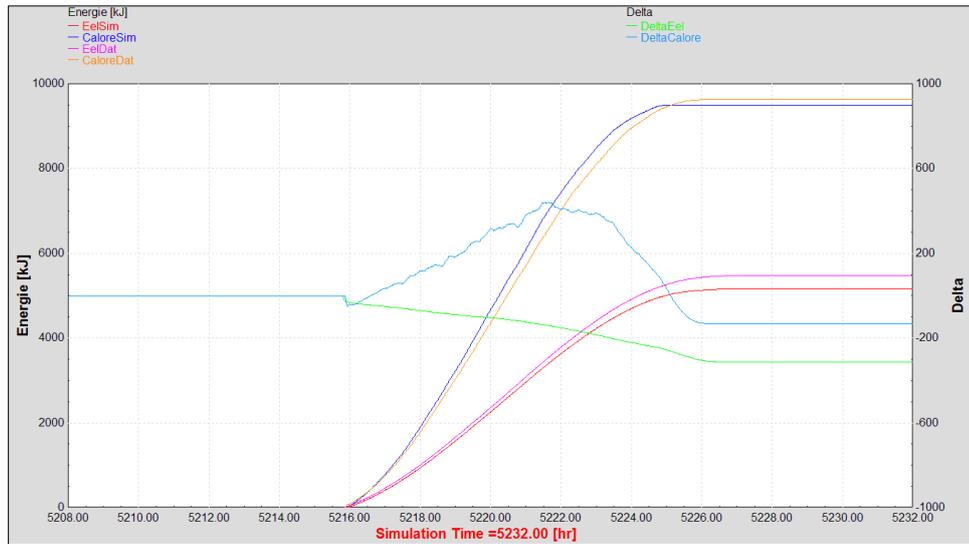


Fig. 3.37 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo limpido

3.3.3 Pannello PVT, cielo nuvoloso

Si riportano in figura 3.38, 3.39 e 3.40, rispettivamente, i risultati del confronto delle potenze termiche, elettriche e delle temperature operative ottenute, nelle figure 3.40 i profili delle energie prodotte.

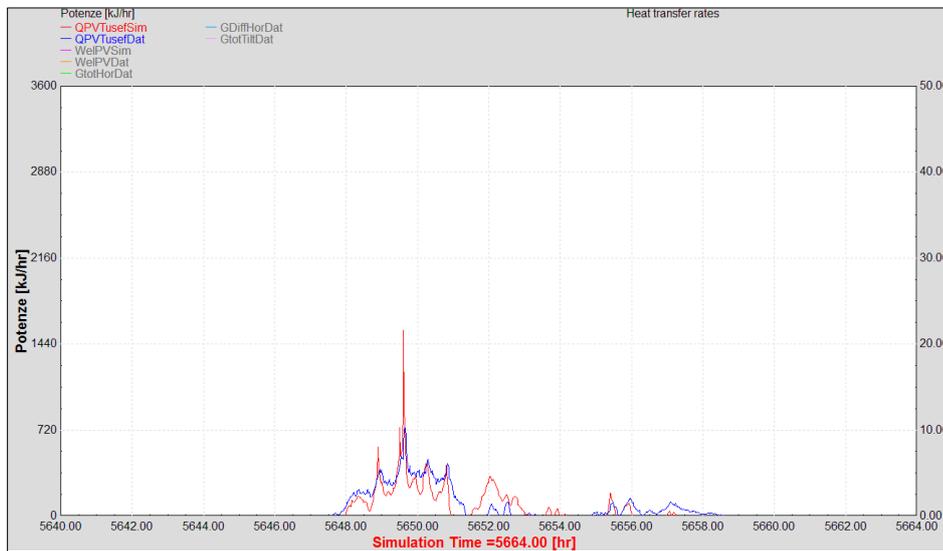


Fig. 3.38 Risultati del confronto delle potenze termiche per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso

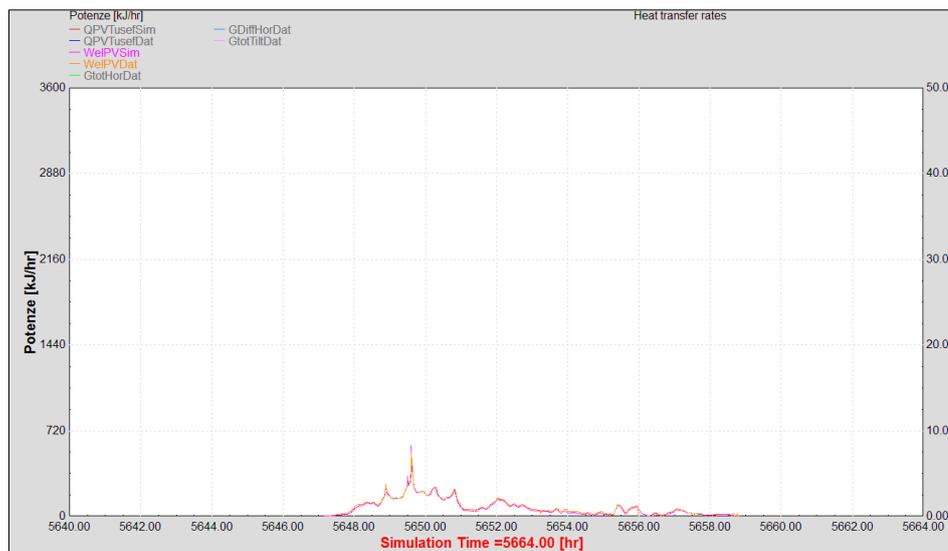


Fig. 3.39 Risultati del confronto delle potenze elettriche per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso

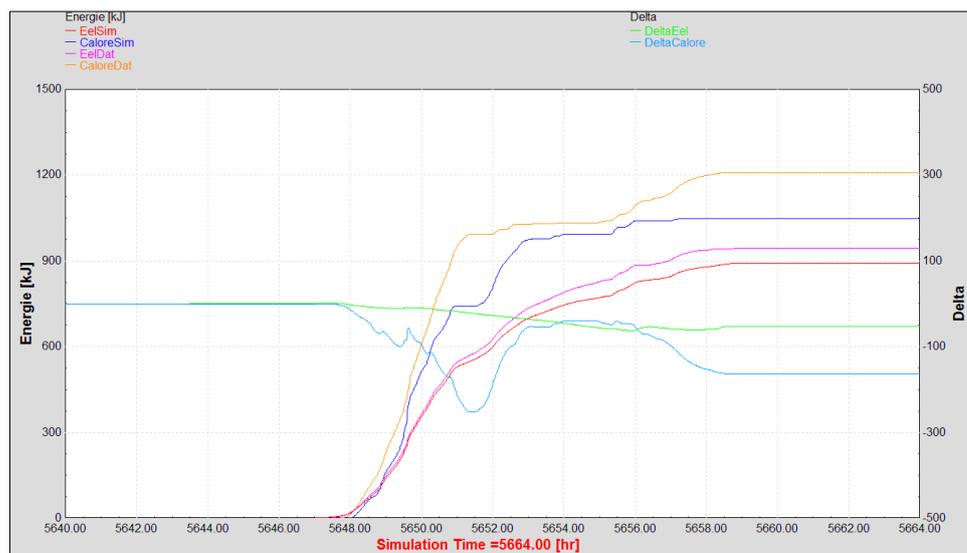


Fig. 3.40 Risultati del confronto delle temperature per la validazione del modello di pannello ibrido, fotovoltaico/termico, con cielo nuvoloso

Infine, si riportano, in tabella 3.6, gli scostamenti ottenuti per le validazioni del PVT effettuate:

VALIDAZIONE PANNELLO PVT					
CIELO LIMPIDO					
Eel,Sperimentale	Calore,Prodotto,Sperimentale	Eel,Sim	Calore,Prodotto,Sim	Scostamento% di Eel	Scostamento % di Calore Prodotto
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
1.52	2.68	1.44	2.64	-5.69%	-1.35%
CIELO NUVOLOSO					
Eel,Sperimentale	Calore,Prodotto,Sperimentale	Eel,Sim	Calore,Prodotto,Sim	Scostamento% di Eel	Scostamento % di Calore Prodotto
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
0.26	0.34	0.25	0.29	-5.44%	-13.46%

Tab. 3.6 Scostamenti percentuali validazione pannello PVT, cielo limpido

Si nota che, in entrambi i casi, il modello sottostima di circa il 5.5% l'energia prodotta nella giornata; approssima bene l'energia termica prodotta nelle giornate di sole, con valore assoluto durante l'anno molto maggiore rispetto alle nuvolose, e sottostima di circa il 13.5 % il calore prodotto in giornate coperte.

3.3.4 Commenti generali sui risultati ottenuti per le validazioni

Dai risultati ottenuti nel confrontare le modellazioni delle parti di impianto con i dati sperimentali, possiamo dedurre che la simulazione del sistema SAHP sviluppato non potrà dare significativi risultati in termini assoluti delle prestazioni. Utilizzando però lo stesso modello TRNSYS, per simulare anche delle configurazioni standard, si possono confrontare i diversi risultati ottenuti aspettandosi che questi siano ragionevolmente affidabili. Possiamo quindi procedere nel progettare l'assetto finale, della combinazione PVT-pompa di calore *dual-source*, e verificare se questa risulti interessante rispetto ad altre soluzioni.

Si sottolinea che, aggiustando i modelli dei serbatoi con scambiatore interno e dei pannelli PVT, ci si aspetta che la simulazione dell'impianto complessivo riesca a rispecchiare, anche in termini assoluti, un impianto reale. Non essendo tuttavia l'obiettivo di questo lavoro di tesi, potrà essere un possibile sviluppo, per poter confrontare il sistema sviluppato con altri, in termini generali.

4 Analisi energetica di sistemi integrati a confronto in ambiente TRNSYS

Le considerazioni effettuate e i risultati ottenuti nei capitoli precedenti, hanno permesso di sviluppare il modello di un interessante sistema integrato PVT - pompa di calore *dual-source*, di cui si sono confrontate le prestazioni con altri tipi di assetti, tramite software di simulazione dinamica. In questo capitolo, prima di presentare e discutere i risultati ottenuti, si andranno a presentare i modelli utilizzati per simulare il fabbisogno termico dell'edificio e i profili di prelievo di acqua calda sanitaria, oltre che la disposizione e il collegamento delle parti d'impianto validate e la definizione della logica di controllo dell'intero impianto.

4.1 Modello PVT-pompa di calore dual-source

Si riporta in figura 4.1 lo schema del modello TRNSYS completo, compresi i dispositivi di controllo.

Si riporta, in figura 4.2, lo schema d'impianto completo di definizione dei parametri utilizzati per stabilirne la logica di controllo. Per chiarire quali possano essere i flussi energetici all'interno del sistema, si è scelto di utilizzare uno schema pensato dai ricercatori della Task 44 dell'IEA per far meglio comprendere il funzionamento della configurazione, riportato in figura 4.3.

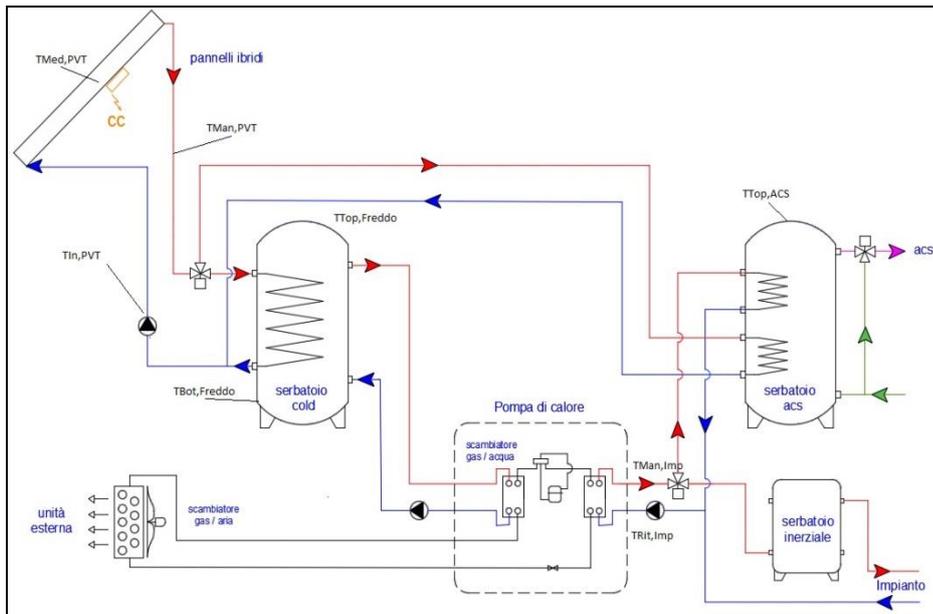


Fig. 4.2 Schema di impianto con definizione dei parametri di controllo

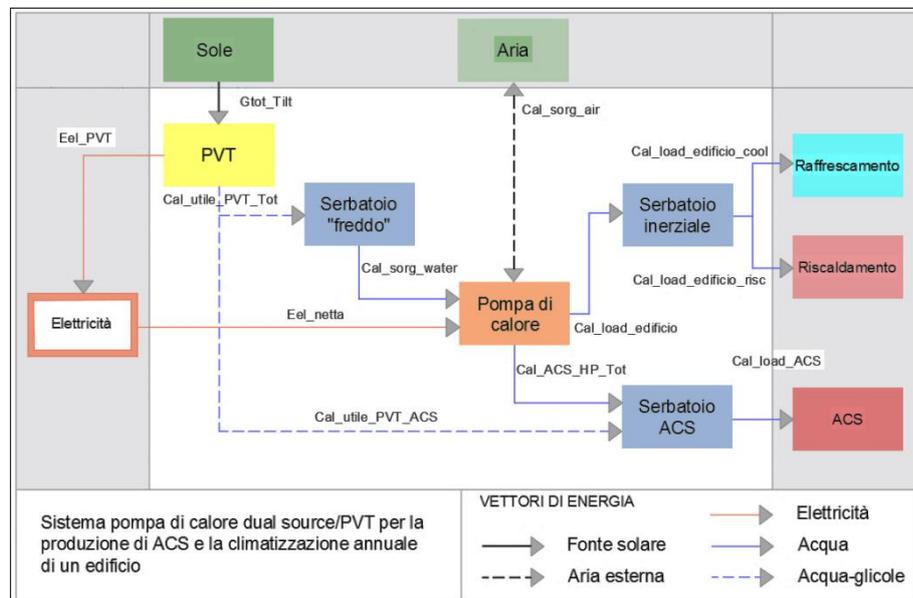


Fig. 4.3 Schema dei flussi energetici del sistema sviluppato

4.2 Edificio, prelievi di ACS e anni tipo utilizzati

Come indicato nel capitolo 2, si è utilizzato il Type 759 per riprodurre il comportamento di un semplice edificio di una singola zona. In tabella 4.1 si riportano i parametri che lo caratterizzano.

PARAMETRI EDIFICIO		
NOME PARAMETRO	VALORE	u.d.m
Valore UA Involucro	84	W/K
Capacità della Zona	4.167	W/K
Volume Edificio	630	m ³
Conduktività termica dell'assorbitore	175	W/mK
Moltiplicatore Capacità della Zona	4	-
Superfici Trasparenti Parete Nord	6	m ²
Coefficiente di Perdite Totali (Vetro e Telaio)	4	W/m ²
Solar Heat Gain Coefficient	0.41	m
Trasmittanza Vetri della Luce Visibile	0.7	-

Tab. 4.1 Parametri modello edificio

In genere, all'interno di uno spazio chiuso, le sorgenti di energia termica presenti sono rappresentate da occupanti, acqua sanitaria reflua, apparecchiature elettriche, di illuminazione e di cottura. Nel prospetto 14 della norma UNI/TS 11300-1:2014, vengono riportati i profili temporali degli apporti termici dagli occupanti e dalle apparecchiature in edifici residenziali. Nella simulazione si è preferito approssimare l'edificio ad un'unica zona termica, scegliendo, come valore orario degli apporti termici globali, la media dei dati nei profili temporali riportati, suddivisi per zona giorno e zona notte. Si riporta, in figura 4.2, il profilo giornaliero dei contributi inseriti come input al componente "Edificio".

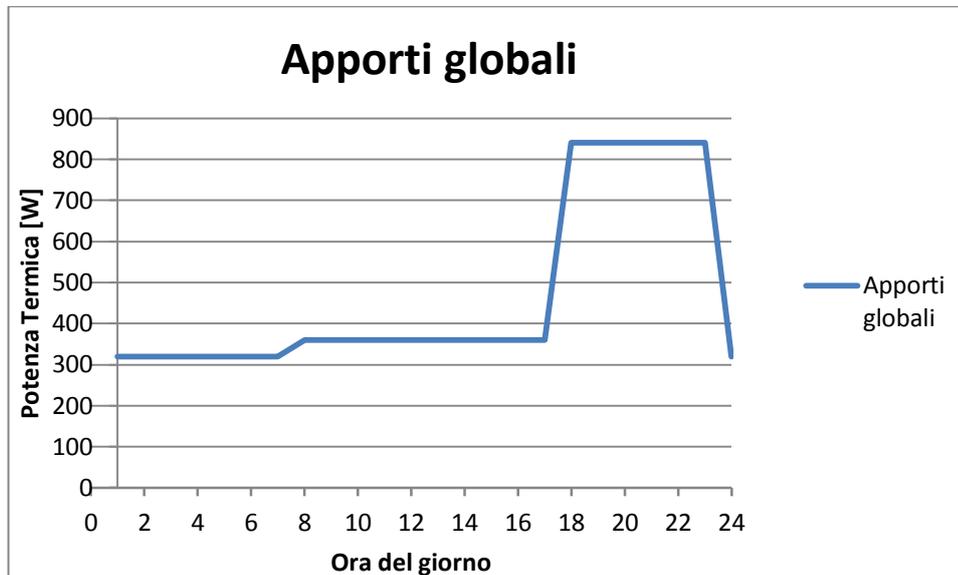


Fig. 4.4 Profilo giornaliero degli apporti termici globali

Ai fini del riscaldamento e del raffrescamento dell'abitazione, è stato impostato come valore massimo disponibile di potenza termica e frigorifera la potenza nominale producibile dalla macchina in assetto aria-acqua, corrispondente a 5.8 kW.

Si è calcolato che il Type 109, dai dati Meteonorm letti per le località di Milano-Linate e Roma-Ciampino, simula rispettivamente un anno tipo da 2683 $\text{gg}_{\text{Riscaldamento}}/\text{anno}$ per Milano e di 1833 $\text{gg}_{\text{Riscaldamento}}/\text{anno}$ per Roma, nel periodo che va dal 15 ottobre al 15 aprile. In particolare per Milano, in cui il valore indicativo oggi risulta essere di circa 2444 $\text{gg}_{\text{Riscaldamento}}/\text{anno}$, l'anno tipo simulato risulta freddo.

Il componente simula un edificio di 210 m², con $66 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{anno}}$ di fabbisogno di energia, per il riscaldamento, nel caso le condizioni esterne siano quelle dell'anno tipo per Milano, di $49 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{anno}}$ per Roma.

Il profilo giornaliero del fabbisogno di acqua calda sanitaria è riportato in figura 4.3, simulando un consumo quotidiano di 132 litri.

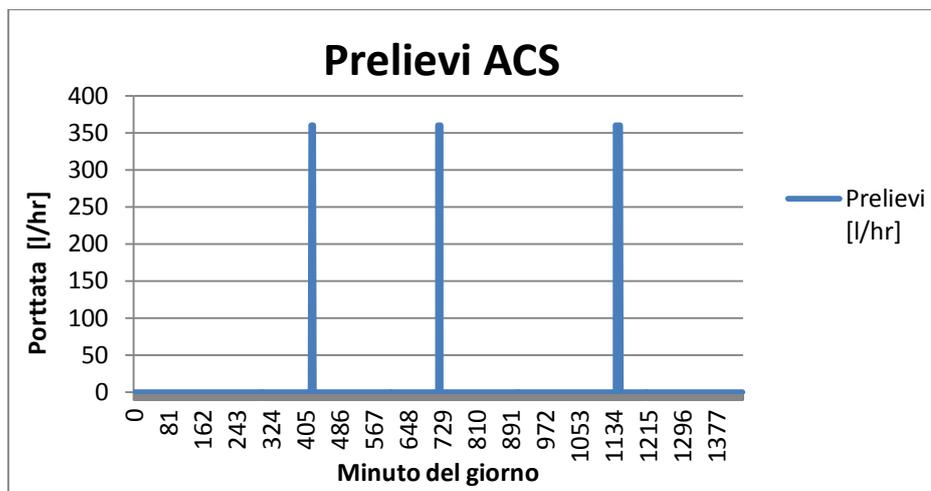


Fig. 4.5 Profilo giornaliero dei prelievi di ACS

Per il calcolo della portata di acqua effettivamente prelevata dall'accumulo, sono state utilizzate due valvole a tre vie, simulando la miscelazione del flusso di liquido dal serbatoio e proveniente dall'acquedotto, per mantenere a 40°C la temperatura dell'acqua miscelata e utilizzata, ipotizzando costante la temperatura dell'acqua di rete (15°C), come indicato dalla norma UNI/TS 11300-2 per il calcolo dei fabbisogni di produzione di ACS.

4.3 Impianto solare, parametri scelti, logica di controllo

Si è impiegato il modello di pannello solare validato nel capitolo 3, orientato verso sud, inclinato di 20°, per approssimare l'inclinazione più comune dei tetti italiani. Si è utilizzato un coefficiente di scambio termico convettivo, per la superficie posteriore (h_{back}), uguale a 2 W/m²K, in modo da tener conto che sia appoggiato ad una superficie. Inoltre si è aumentato il parametro di resistenza termica del materiale posteriore all'assorbitore, a 0,52 m²K/W, per tener conto dell'aggiunta di uno spessore di 13 mm di isolante, caratterizzato da una conducibilità di 0,025 W/mK.

Si è scelto di simulare il sistema utilizzando diverse superfici di PVT per investigarne la variazione delle prestazioni. In particolare si sono simulati impianti da 8, 12 e 16 moduli, collegati in parallelo con un circuito idraulico al serbatoio "Freddo" e all'accumulo di acqua calda sanitaria. Il fluido viene movimentato da una pompa di circolazione di tipo *On/Off*, a giri fissi, della potenza di 30W. Quando la pompa è accesa muove 500 l/h di portata di miscela acqua/glicole al 20%.

Nell'analisi bibliografica è stato evidenziato quanto sia importante fare attenzione alla collocazione delle connessioni di ingresso ed uscita dai serbatoi. Per il serbatoio dell'acqua calda sanitaria, si è scelto di posizionare la mandata del

serpentino solare ad un'altezza di 0.7 m dalla base del serbatoio, il ritorno a 0.02 m; il serpentino della pompa di calore entra, invece, a 1.18 m ed esce a 0.02 m. Nel caso del serbatoio "Freddo", si ha uno scambiatore interno, con ingresso a 1.47 m ed uscita a 0.05 m dalla base, percorso dal fluido del circuito solare. L'acqua contenuta nell'accumulo, prelevata in cima e introdotta sul fondo, è la stessa che circola nello scambiatore lato sorgente della pompa di calore.

Il fluido riscaldato con la fonte solare, e movimentato dalla pompa di circolazione quando la temperatura dei moduli ibridi è abbastanza elevata, viene direzionato, da una valvola a tre vie, direttamente all'accumulo ACS oppure al serbatoio "Freddo", in base alla temperatura che raggiunge in uscita dai pannelli. In tabella 4.2 si riporta la logica di controllo del circuito idraulico solare.

Logica di controllo circuito solare		
Azione	Stato	Condizione
Accensione Pompa Circuito Solare	Pompa PVT On	$T_{inPVT} < T_{MedPVT}$ and $(T_{MedPVT} > T_{BotFreddo}$ or $T_{MedPVT} > 45)$
Mandata PVT diretta all'ACS	Acqua PVT DX	$T_{ManPVT} > T_{TopACS}$ (Step-1)

Tab. 4.2 Logica di Controllo Circuito Solare

4.4 Impianto della PdC

Il modello dell'impianto della pompa di calore risulta essere l'insieme dei tre modelli validati singolarmente di:

- Impianto di distribuzione riscaldamento WWHP;
- Produzione di acqua calda sanitaria WWHP;
- Impianto di distribuzione raffrescamento AWHP.

Avendo utilizzato gli stessi Type 668 e i collegamenti per il funzionamento aria-acqua e acqua-acqua, è stato possibile utilizzare lo stesso circuito idraulico di distribuzione e portare l'acqua riscaldata al serbatoio di ACS. Una valvola a tre vie, posta all'uscita della pompa di calore, dirige il flusso verso la distribuzione o verso l'accumulo, dando precedenza al secondo in caso di richiamo del sistema di controllo.

Tutto il flusso viene movimentato da una pompa di circolazione da 60 W, con portata costante di 1200 l/h.

In tabella 4.3 viene riportata la logica di controllo dell'impianto nell'arco di tutto l'anno.

Logica di controllo PdC		
Azione	Stato	Condizione
Richiesta di Riscaldamento	Riscaldamento On	Inverno and ((1-ACS_On) and CTRL_Tedificio)
Richiesta di Raffrescamento	Raffrescamento On	Estate and (1-ACS_On and CTRL Tedificio))
Richiesta di produzione ACS	ACS On	TTopACS < 42°C fino a 48°C
Pompa circolazione circuito PdC accesa	PdC On	ACS_On or (Riscaldamento_On or Raffrescamento_On)
Riscaldamento On o ACS On: PdC usa scambiatore sorgente acqua	W_S_RiscACS_On	((TTopFreddo-Tae) > 5°C fino a -1°C) and (TTopFreddo > 10°C fino a 4°C)
Riscaldamento On o ACS On: PdC usa scambiatore sorgente aria	A_S_RiscACS_On	1-W_S_RiscACS_On
Raffrescamento On: PdC usa scambiatore sorgente aria	A_S_Cool_On	Sempre

Tab. 4.3 Logica di Controllo PdC

4.5 Configurazioni a confronto

I sistemi simulati di cui si sono confrontati i risultati, per le due diverse località di Milano e Roma, sono:

- Sistema A, funzionamento della sola AWHP per soddisfare i fabbisogni dell'utenza, unita alla produzione di energia elettrica da parte di 1 pannello fotovoltaico standard;
- Sistema B, funzionamento in parallelo della AWHP, unito alla produzione di ACS, con accumulo da 0.5 m³, di 12 PVT in parallelo;
- Sistema C1, funzionamento con pompa di calore dual-source, assistita direttamente o indirettamente (assetto dell'impianto sviluppato) da 8 PVT. Il volume del serbatoio "Freddo" è stato impostato a 0.5 m³.
- Sistema C2, impianto sviluppato, integrato da 12 PVT e serbatoio lato sorgente WWHP da 0.5 m³;
- Sistema C3, impianto sviluppato, integrato da 12 PVT e serbatoio lato sorgente WWHP da 0.9 m³;
- Sistema C4, impianto sviluppato, integrato da 16 PVT e serbatoio lato sorgente WWHP da 0.9 m³;

Per tutti i sistemi è stata utilizzata la stessa logica di controllo, gli stessi ausiliari, prelievi e carichi.

4.6 Risultati delle simulazioni

In questo paragrafo vengono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni dei sistemi A e B di riferimento, il confronto e l'analisi energetica di quelli delle

configurazioni studiate. Si sottolinea che i risultati ottenuti sono di primo tentativo e non di sistemi ottimizzati.

4.6.1 Milano

Per quel che riguarda le analisi effettuate per la città di Milano, si riportano in tabella 4.4 i risultati ottenuti per l'impianto funzionante con pompa di calore aria – acqua affiancata da un pannello fotovoltaico standard, con la stessa inclinazione e caratteristiche elettriche dei PVT validati: il modello di PV (Type 562) è lo stesso utilizzato dal Type dei pannelli ibridi, senza la parte posteriore al modulo di silicio per la produzione di acqua calda sanitaria.

FUNZIONAMENTO CON SOLA POMPA DI CALORE ARIA ACQUA										
periodo anno	Eel,AWHP_ Risc	Eel,AWHP_ _Cool	Eel_aux	Eel_PV	Eel, lorda	Cal_ACS_ Hp_Tot	Cal_load_ ACS	Cal_load_ edificio (Risc+Cool)	Cal_Load_ _AWHP	Cal_Load_ AWHP_Co ol
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Inverno	4006	0	135	104	4141	841	645	10539	11049	0
Estate	228	996	55	231	1279	855	649	3538	855	3463
0-8760	4233	996	190	334	5419	1696	1294	14077	11905	3463

Tab. 4.4 Esiti delle simulazioni con AWHP più un modulo fotovoltaico standard, Milano

Si è scelto di simulare un solo pannello fotovoltaico standard in modo che, moltiplicandone l'energia elettrica prodotta, potesse venir simulato un campo solare di quanti moduli si volesse.

In tabella 4.5 si riportano gli esiti per la configurazione con pompa di calore aria – acqua, affiancata da 12 PVT collegati solamente al boiler per la produzione di acqua calda sanitaria.

FUNZIONAMENTO Solo AWHP + 12 PVT per ACS											
periodo anno	Eel,AWHP_ Risc	Eel,AWHP_ _Cool	Eel_Aux	Eel_PVT	Eel,lorda	Cal_Utile_ _PVT_AC S	Cal_ACS_ Hp_Tot	Cal_load_ ACS	Cal_load_ edificio (Risc+Cool)	Cal_Load_ _AWHP	Cal_Load_ AWHP_Co ol
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Inverno	3958	0	142	1211	4100	410	679	645	10479	10906	0
Estate	13	998	77	2626	1088	1506	49	649	3413	49	3475
0-8760	3972	998	219	3838	5189	1916	728	1294	13892	10955	3475

Tab. 4.5 Esiti delle simulazioni con AWHP più 12 PVT, Milano

Studiando la variazione delle prestazioni tra i due casi sopra riportati, si evince come l'aggiunta di 12 pannelli ibridi porti ad un risparmio di energia elettrica lorda, considerando quella assorbita dagli ausiliari, del 4.2% nell'arco di un anno. Si nota però che, lavorando a più alta temperatura, soprattutto in estate a

causa della stagnazione nei periodi di non utilizzo, l'energia elettrica prodotta dai PVT diminuisce del 4.2% rispetto all'utilizzo dei moduli standard.

4.6.1.1 Analisi esiti per Milano, inverno

Si riportano ora i risultati affiorati dalle simulazioni per l'impianto sviluppato, nei 4 tipi di combinazioni effettuate. Si ricorda che questi esiti sono quelli di primo tentativo, non inerenti quindi a sistemi ottimizzati. Si mostrano in tabella 4.6 e 4.7 i risultati per il confronto con il sistema A e il sistema B. In tabella 4.8 gli indici prestazionali stagionali dei sistemi analizzati.

Analisi Risultati INVERNO VS AWHP + N.PV					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel ,Pvt	Consumo % Lordo	EelProd, PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Inverno	C1	-125	-11	-3.0%	-1.34%
Inverno	C2	-181	18	-4.4%	1.41%
Inverno	C3	-193	32	-4.7%	2.61%
Inverno	C4	-237	6	-5.7%	0.36%

Tab. 4.6 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'inverno milanese

Rispetto al caso standard, si evince che l'integrazione dei collettori ibridi con la pompa di calore dual-source porti dei benefici, sia per quel che riguarda i consumi complessivi dell'impianto che per la produzione di energia elettrica. Risulta che, avendo a disposizione calore rinnovabile a più alta temperatura rispetto all'aria esterna, il sistema riesce a funzionare in assetto WWHP, caratterizzata dall'aver COP più elevati della AWHP. Si nota in particolare che maggiore è la superficie a disposizione dei pannelli ibridi, maggiore è il calore da esso prodotto e, di conseguenza, il tempo effettivo di utilizzo della macchina acqua-acqua, fino a portare ad un risparmio di circa il 5.7% dell'energia consumata dall'impianto. A parte il caso con soli 8 PVT, la produzione di energia elettrica da parte dei pannelli risulta aumentare. In particolare si nota come questo dipenda molto dal volume dei serbatoi prescelti. Si passa infatti dall'aumento nella sola stagione invernale dell'1.41%, con 12 PVT e 500 litri di serbatoio, a 2.61% maggiorando l'accumulo freddo a 900 litri, riuscendo a mantenere la temperatura dei pannelli più bassa rispetto al caso di riferimento. Nel sistema C1, nonostante l'impiego di un serbatoio delle stesse dimensioni del caso C2 e una potenza termica assorbita dalla fonte solare inferiore, le prestazioni dei PVT risultano più scadenti. Questo dipende dal fatto che il serbatoio "Freddo", avendo raggiunto la temperatura necessaria all'accensione della WWHP per un minore periodo, non vede assorbire parte del

suo calore da parte della macchina, rimanendo quindi ad una temperatura media nel periodo maggiore rispetto al caso C2.

Analisi Risultati INVERNO VS AWHP + 12 PVT_ACS e 500 l ACS					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Consumo % Lordo	EelProd, PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Inverno	C1	-85	12	-2.1%	1.00%
Inverno	C2	-141	53	-3.4%	4.33%
Inverno	C3	-153	67	-3.7%	5.57%
Inverno	C4	-197	53	-4.8%	4.34%

Tab. 4.7 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'inverno milanese

Anche comparando gli esiti con il sistema B si notano dei miglioramenti delle prestazioni. Nell'inverno milanese la temperatura di mandata dei collettori solari ha raggiunto raramente i valori necessari all'immissione diretta nell'accumulo ACS. Maggiore risulta essere il campo solare tanto più aumenta il risparmio di energia elettrica e la produzione specifica del singolo pannello PVT. Si nota che il sistema C3, in termini di energia dal fotovoltaico, risulta essere meglio del caso C4 per via di un rapporto maggiore di litri di acqua da riscaldare rispetto al numero dei moduli fotovoltaici termici, che si manterranno ad una temperatura media inferiore, portando beneficio all'efficienza elettrica e termica dei collettori.

INDICI DI PRESTAZIONE					
Periodo	Sistema	SCOP_WWHP	SCOP_AWHP	EelWWHP/Eel_Tot	CalWWHP/Cal_HP_Tot
		[-]	[-]	[-]	[-]
Inverno	C1	4.55	2.68	11.75%	18.45%
Inverno	C2	4.61	2.66	14.12%	22.18%
Inverno	C3	4.41	2.65	17.72%	26.42%
Inverno	C4	4.47	2.64	19.72%	29.42%

Tab. 4.8 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'inverno milanese

Guardando agli indici di prestazione si vede come influisca molto la logica di controllo stabilita per il sistema. Gioca, per esempio, un ruolo fondamentale la temperatura della cima dell'accumulo "Freddo", sulla quale si è basata l'accensione della pompa di calore acqua-acqua. Tanto più questo parametro

sarà alto, maggiore sarà l'energia termica accumulata nel serbatoio. Di conseguenza nei pannelli solari scorrerà un fluido ad una temperatura mediamente maggiore. Per questo, a parità di condizioni meteo, si avranno meno transitori della macchina, dovuti a passaggi dallo scambiatore ad aria a quello ad acqua, e tempi di funzionamento meno discontinui della WWHP. Si sottolinea l'interessante possibilità in inverno, che potrebbe essere la via migliore da percorrere nell'ottimizzazione del sistema, di poter impiegare il calore dell'accumulo quando la temperatura dell'aria esterna è minima, e quindi massimo il carico. Si potrebbe avere allora maggiore convenienza nello stoccare l'energia solare durante il giorno, per poi utilizzarla la sera, cercando il compromesso migliore per non aumentare eccessivamente le perdite termiche del serbatoio dal momento in cui si immagazzina il calore a quando lo si utilizza.

In figura 4.6 si evidenzia la maggiore temperatura media della sorgente per lo scambiatore ad acqua, rispetto all'aria esterna.

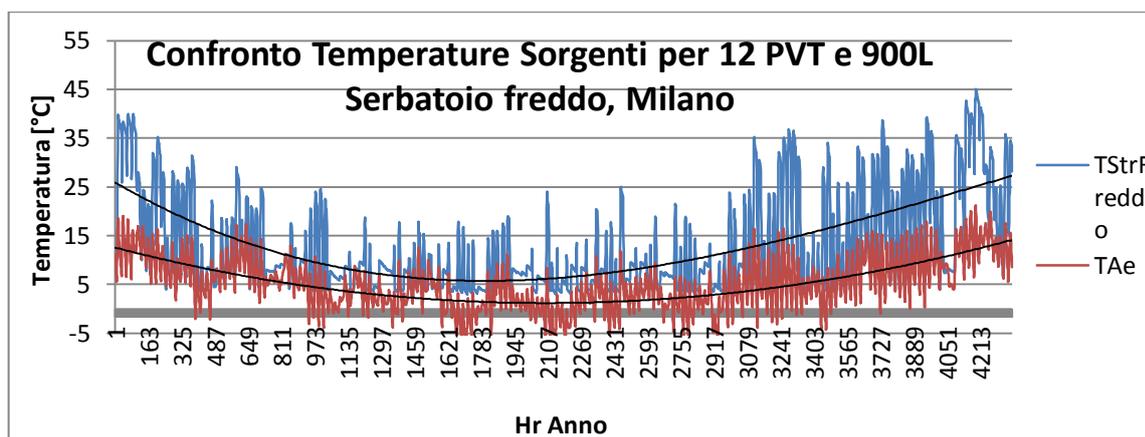


Fig. 4.6 Confronto delle temperature sorgenti per le diverse soluzioni, inverno milanese

Dai risultati ottenuti per il periodo invernale milanese si evince che la soluzione risulta interessante, avendo margini di miglioramento dall'ottimizzazione di parametri e controllo.

4.6.1.2 Analisi esiti per Milano, estate

Nella stagione che va dal 15 Aprile al 15 di Ottobre, essendo spento il riscaldamento dell'edificio, il calore assorbito dalla radiazione solare è stato utilizzato, direttamente o indirettamente, per la produzione di acqua calda sanitaria. In assetto raffrescamento si è utilizzata solo la AWHP, risultando la temperatura dell'aria esterna sempre inferiore a quella del serbatoio "Freddo".

Si riportano gli esiti affiorati dalle simulazioni nella tabella 4.9 e 4.10 per il confronto con il sistema A e il sistema B, in tabella 4.11 gli indici prestazionali stagionali dei sistemi analizzati.

Analisi Risultati ESTATE VS AWHP + N.PV					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel ,Pvt	Consumo % Lordo	EelProd, PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Estate	C1	-173	-141	-13.5%	-7.66%
Estate	C2	-180	-126	-14.1%	-4.57%
Estate	C3	-177	-115	-13.9%	-4.17%
Estate	C4	-182	-220	-14.2%	-5.96%

Tab. 4.9 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'estate milanese

Si nota che il risparmio di energia elettrica nel periodo rispetto al sistema A, dovuto principalmente alla produzione diretta di ACS da parte dei pannelli, si aggira attorno al 14%. Non utilizzando però il calore dei PVT in grande misura, questi risultano lavorare ad una temperatura mediamente più alta rispetto ai pannelli standard, ottenendo una sottoproduzione di energia elettrica. Aumentando il rapporto litri di accumulo/m² collettori, come nel caso C3, si vede come diminuisca questo svantaggio. Il problema di riuscire a smaltire il calore non utilizzato nei mesi estivi è sicuramente da affrontare, per riuscire ad ottimizzare il sistema nell'arco di tutto l'anno.

Analisi Risultati ESTATE VS AWHP + 12 PVT_ACS e 500 l ACS					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Consumo % Lordo	EelProd, PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Estate	C1	18	-47	1.6%	-1.81%
Estate	C2	10	14	0.9%	0.55%
Estate	C3	13	25	1.2%	0.97%
Estate	C4	8	-32	0.8%	-1.22%

Tab. 4.10 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'estate milanese

Confrontando gli esiti rispetto al sistema B in estate si nota come gli impianti risultino praticamente equivalenti. L'unico vantaggio che si potrebbe ottenere migliorando il controllo e il dimensionamento dei sistemi C, sarebbe quello di riuscire a raffreddare maggiormente i collettori, per esempio aumentando il volume a disposizione dei serbatoi. Si ricorda che per non superare i valori limite di temperatura nell'impianto, si è utilizzato per il sistema B un serbatoio di ACS da 500 litri al posto che uno da 300 come per tutte le altre configurazioni.

INDICI DI PRESTAZIONE					
Periodo	Sistema	SCOP_ WWHP	SEER_A WHP	EelWWHP/ Eel_Tot	CalWWHP/ Cal_HP_Tot
		[-]	[-]	[-]	[-]
Estate	C1	5.93	3.48	2.33%	3.90%
Estate	C2	6.19	3.48	1.83%	3.22%
Estate	C3	6.30	3.48	1.92%	3.41%
Estate	C4	6.22	3.48	1.60%	2.83%

Tab. 4.11 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'estate milanese

In tabella 4.11 si nota come la frazione di energia utile proveniente dalla macchina funzionante in assetto acqua-acqua, sia minima durante il periodo in cui è spento il riscaldamento dell'edificio.

4.6.1.3 Analisi esiti per Milano, anno intero

Nelle tabelle 4.12 e 4.13 si riportano i risultati del confronto delle simulazioni per tutto l'anno, nella 4.14 gli indici prestazionali stagionali.

Analisi Risultati Anno VS AWHP + N.PV					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Consumo % Lordo	EelProd, PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
0-8760	C1	-298	-153	-5.50%	-5.70%
0-8760	C2	-362	-109	-6.68%	-2.71%
0-8760	C3	-371	-83	-6.84%	-2.07%
0-8760	C4	-419	-214	-7.73%	-4.00%

Tab. 4.12 Esiti sistemi confrontati con AWHP+PV per l'intero anno milanese

Analisi Risultati Anno VS AWHP + 12 PVT_ACS e 500 l ACS					
Periodo	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Consumo % Lordo	Eel,PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
0-8760	C1	-67	-35	-1.3%	-0.9%
0-8760	C2	-131	67	-2.5%	1.7%
0-8760	C3	-140	93	-2.7%	2.4%
0-8760	C4	-189	21	-3.6%	0.5%

Tab. 4.13 Esiti sistemi confrontati con AWHP+12 PVT per l'intero anno milanese

INDICI DI PRESTAZIONE					
Periodo	Sistema	SCOP_ WWHP	SCOP_ AWHP	EelWWHP/ Eel_Tot	CalWWHP/ Cal_HP_Tot
		[-]	[-]	[-]	[-]
0-8760	C1	4.62	2.86	9.8%	14.9%
0-8760	C2	4.67	2.86	11.5%	17.5%
0-8760	C3	4.47	2.85	14.3%	20.8%
0-8760	C4	4.51	2.85	15.8%	22.9%

Tab. 4.14 Indici prestazionali stagionali dei sistemi per l'intero anno milanese

Visti i risultati ottenuti dalle simulazioni, si evidenzia come la soluzione risulti interessante per la città di Milano, nonostante i sistemi non siano ancora stati ottimizzati.

4.6.2 Roma

Nel caso Roma si è scelto di confrontare i risultati ottenuti solo per la soluzione dimostratasi più interessante per Milano: il sistema C3, composto dalla pompa di calore dual source, da un serbatoio intermedio "Freddo" da 900 litri e da 12 PVT.

Ci si aspetta che gli esiti, essendo Roma mediamente più soleggiata di Milano, siano migliori.

Si comparano i risultati ottenuti nelle varie stagioni rispetto al sistema A in tabella 4.7, rispetto al sistema B nella tabella 4.8. I dati prestazionali stagionali della configurazione di impianto sviluppata vengono invece riportati nella tabella 4.9.

Analisi Risultati Sistema C3 VS Sistema A					
periodo anno	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Consumo Lordo %	EelProdotta ,PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Inverno	C3	-255	6	-13.97%	0.3%
Estate	C3	-184	-172	-10.18%	-5.4%
0-8760	C3	-439	-167	-12.08%	-3.3%

Tab. 4.15 Esiti sistema C3 confrontato con AWHP+PV per l'intero anno romano

Analisi Risultati Sistema C3 VS Sistema B					
periodo anno	Sistema	DeltaEel, Lorda	DeltaEel, Pvt	Risp Lordo %	Eel,PVT%
		[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Inverno	C3	-120	87	-7.11%	4.83%
Estate	C3	10	27	0.61%	0.92%
0-8760	C3	-110	115	-3.34%	2.40%

Tab. 4.16 Esiti sistema C3 confrontato con AWHP+ 12 PVT per l'intero anno romano

INDICI DI PRESTAZIONE					
periodo anno	Sistema	SCOP_ WWHP	SCOP_ AWHP	EelWWHP /Eel_Tot	CalWWHP /Cal_HP_T ot
		[-]	[-]	[-]	[-]
Inverno	C3	5.01	3.17	48.25%	59.55%
Estate	C3	6.85	3.43	0.40%	0.80%
0-8760	C3	5.03	3.35	23.49%	31.56%

Tab. 4.17 Indici prestazionali stagionali del sistema C3 per l'intero anno romano

Valgono le osservazioni fatte per il caso di Milano. In questo caso il sistema risulta più conveniente, ottenendo un risparmio di energia elettrica nell'anno del 12.08% rispetto al caso A e del 3.34% nel caso B. Data la sottoproduzione di energia elettrica in estate, del 5.4% rispetto ai pannelli standard, evidenziata nella tabella sopra, diventa ancora più importante trovare una modalità per smaltire il calore in eccesso prodotto in estate dai collettori solari. In inverno, a

Roma si ottiene un risparmio di circa il 14% rispetto al caso A e del 7.11% rispetto al caso B. Questo evidenzia quanto sia importante riuscire a sfruttare il calore di bassa temperatura fornito dalla fonte solare. Si riporta in figura 4.7 il profilo delle temperature delle sorgenti nel periodo invernale romano.

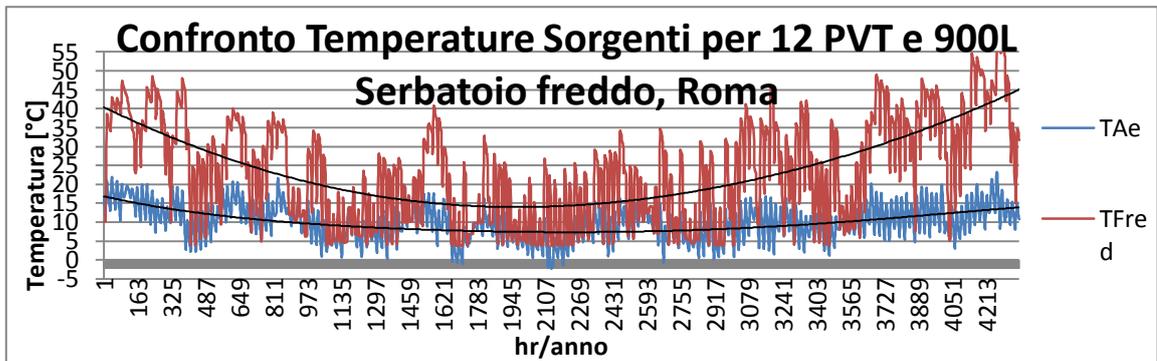


Fig. 4.7 Confronto delle temperature sorgenti per le diverse soluzioni, inverno romano

4.7 Analisi dei surplus di energia elettrica

Avendo scelto appositamente un sistema che utilizza pannelli ibridi fotovoltaici/termici, si è scelto di comparare i sistemi analizzati rispetto al consumo netto di energia elettrica dalla rete. Tutti i sistemi investigati vedono la sola fonte elettrica come non rinnovabile, per cui si è pensato che questo parametro fosse il vero indicatore della convenienza dell'una o dell'altra soluzione.

In figura 4.18 si riportano i risultati dei surplus calcolati per un anno intero di simulazioni, per Milano e Roma, delle soluzioni di riferimento A e B, e del sistema C3. Il surplus è stato calcolato come differenza tra l'energia elettrica prodotta dal parco dei pannelli solari e quella assorbita complessivamente dall'impianto. In figura 4.19 si compara il miglioramento percentuale ottenuto con il sistema sviluppato, C3, e i sistemi di riferimento. Nel caso milanese si riesce quindi a diminuire la dipendenza dalla rete del 20.46% rispetto al sistema A, del 17.24% rispetto al B. Nel caso di Roma si ottiene un surplus di energia prodotta già con il caso di riferimento. Questo surplus aumenta, utilizzando il sistema C3, del 19.05% rispetto al caso A e del 15.22 % rispetto al B.

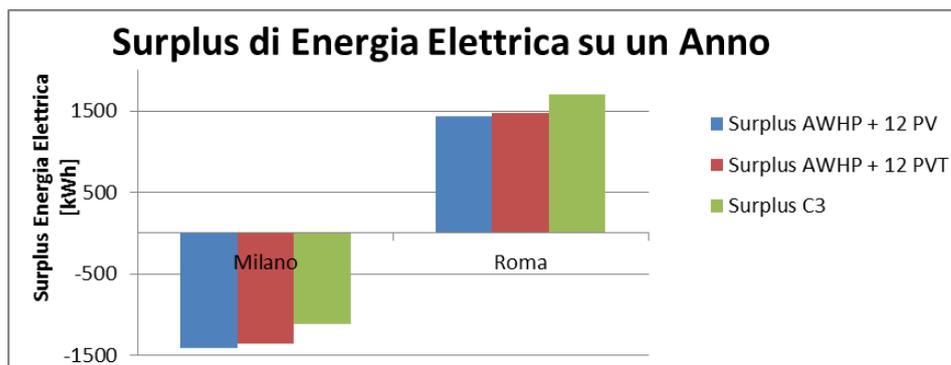


Fig. 4.8 Surplus di energia elettrica dei sistemi A, B e C3 per Milano e Roma

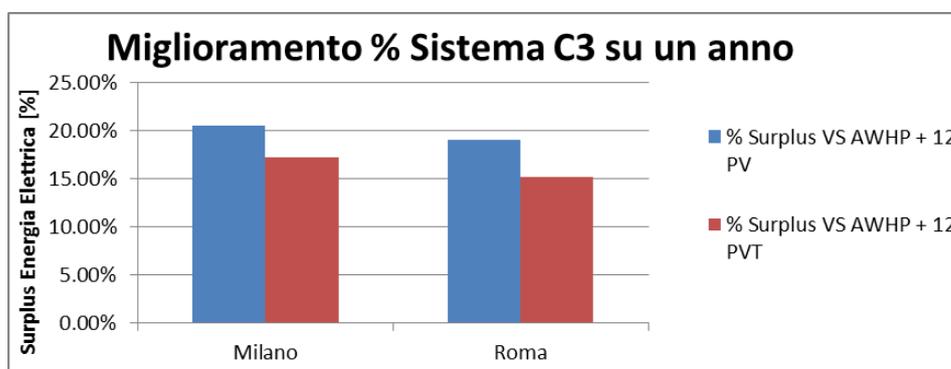


Fig. 4.9 Miglioramento del Surplus di energia elettrica % dato dal sistema C3 per Milano e Roma

Conclusioni e sviluppi futuri

Dopo aver svolto un'accurata ricerca bibliografica, sono stati realizzati e validati in ambiente di simulazione dinamica TRNSYS diversi modelli, che hanno permesso di analizzare le prestazioni di un'innovativa configurazione integrata di pompa di calore, con inverter per la regolazione del compressore, e pannelli ibridi fotovoltaici/termici. In particolare ci si è concentrati su una soluzione che cercasse di utilizzare al meglio il calore di bassa temperatura prodotto da pannelli PVT potendolo convogliare direttamente nell'accumulo di acqua calda sanitaria, oppure in un secondo serbatoio intermedio utilizzato come sorgente da una pompa di calore *dual-source*, in caso di temperatura disponibile più elevata dell'aria esterna.

Simulando un edificio monofamiliare da 210 m² con un fabbisogno di energia termica per il riscaldamento di 66 kWh/anno per la città di Milano e di 49 kWh/anno per la città di Roma, e tre prelievi programmati al giorno di ACS, per un totale di 132 litri/giorno, si sono messi a confronto sistemi diversi per soddisfare il fabbisogno energetico dell'edificio, compreso il raffrescamento estivo. I risultati di primo tentativo indicano che la configurazione sviluppata integrando 12 PVT con un serbatoio di accumulo "Freddo" da 900 litri, diminuisce del 6.84% il consumo di energia elettrica totale e del 20.46% la richiesta di energia elettrica dalla rete, nel caso milanese, rispetto ad una pompa di calore standard aria-acqua combinata con 12 pannelli fotovoltaici standard. Rapportando gli stessi impianti per il clima romano, invece, si ottiene una diminuzione dell'energia elettrica assorbita del 12.08% e un aumento di surplus di energia elettrica disponibile del 19.05%. Ripetendo il confronto tra la configurazione sviluppata e un sistema di riferimento composto da una pompa di calore convenzionale aria-acqua, affiancata da 12 PVT per la sola produzione di ACS, si è ottenuto per la simulazione nella città di Milano della soluzione investigata una diminuzione di energia elettrica richiesta del 2.7% e della differenza tra consumata e prodotta del 17.24%. Nel caso di Roma, per la stessa comparazione, l'energia elettrica richiesta è diminuita del 3.34% e quella prodotta in surplus è aumentata del 15.22%.

La soluzione appare molto interessante, tenendo conto che gli esiti ottenuti sono per sistemi non ancora ottimizzati nella dimensione dei componenti e per quel che riguarda la logica di controllo. Per sviluppi futuri si consiglia di perseguire l'assetto che riesca ad immagazzinare energia nelle ore del giorno, per poi utilizzarla quando l'aria esterna risulta alle minime temperature. Per il caso estivo è da ricercare una modalità per smaltire il calore in eccesso assorbito dai collettori solari. Si potrebbe ad esempio far circolare nei

pannelli, durante la notte, l'acqua accumulata durante il giorno in modo da raffreddarla e da riuscire a mantenerli ad una temperatura minore. In base a questi risultati si prospetta interessante, dopo aver ottimizzato il sistema sviluppato, una possibile realizzazione sperimentale dell'impianto per investigarne le reali prestazioni.

Nomenclatura

Abbreviazioni

ACS	Acqua calda sanitaria
AWHP	Air water heat pump
DHW	Domestic hot water
IEA	International Energy Agency
PdC	Pompa di Calore
PVT	Pannello ibrido fotovoltaico/termico
SAHP	Solar assisted heat pump
WWHP	Water water heat pump

Simboli

$(\tau\alpha)$	Trasmittanza effettiva	[-]
ΔT	Differenza di temperatura	[°C]
A	Superficie	[m ²]
c	Calore specifico	[kJ/kg-K]
F'	Fattore di efficienza del collettore	[-]
F _R	Fattore di rimozione del calore	[-]
G	Radiazione Solare	[W/m ²]
Gr	Numero di Grashof	[-]
I	Corrente elettrica	[A]
\dot{m}	Portata massica	[kg/s]
Nu	Numero di Nusselt	[-]
Pr	Numero di Prandtl	[-]
Q	Calore	[kWh]
Ra	Numero di Rayleigh	[-]
T	Temperatura	[°C]
U	Coefficiente di scambio termico globale	[W/m ² K]
U.R.	Umidità relativa	[%]

V	Tensione elettrica	[V]
W	Energia elettrica	[kWh]
η	Efficienza	[-]
\dot{Q}	Potenza termica	[kW]
\dot{W}	Potenza elettrica	[kW]

Pedici

0	riferimento
AE	Aria Esterna
Ass	Assorbita
Coll	Collettore solare
Cond	Condensatore
CTRL	Necessario a soddisfare l'utenza
Dir	Diretto
Distr	Impianto di distribuzione
e	effettivo
el	elettrico
Frigo	Frigorifera
Ind	Indiretto
Lim	Limite
Load	Carico
Man,Imp	Uscita pompa di calore, lato utenza
mpp	max power point
Rit,Imp	Ingresso pompa di calore, lato utenza
SH	Space Heating
Sys	Sistema completo

Bibliografia

- [1] Ministero dello sviluppo economico, DIREZIONE GENERALE PER LA SICUREZZA DELL'APPROVVIGIONAMENTO E LE INFRASTRUTTURE ENERGETICHE. La situazione energetica nazionale nel 2014. 2015.
- [2] ENEA. Rapporto Energia e Ambiente 2012. 2013;I dati.
- [3] Bridgeman AG. Experimental analysis of an indirect solar assisted Heat Pump for Domestic Water Heating. 2010.
- [4] IEA SHC Task 44. Position Paper: Solar and Heat Pump Systems
IEA SHC Task 44: Position Paper. settembre 2014.
- [5] Ruschenburg J, Sebastian. A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems. 2013.
- [6] Hadorn J. Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings. , 2015.
- [7] Jenny Chu and Cynthia A. Cruickshank. Solar-Assisted Heat Pump Systems: A Review of Existing Studies and Their Applicability to the Canadian Residential Sector. Task 44, ASME.
- [8] Freeman, T.L., Mitchell, J.W., and Audit, T.E. Performance of Combined Solar-Heat Pump Systems. *Sol. Energy* 1978;22:125,126-135.
- [9] Chandrashekar M, Le NT, Sullivan HF, Hollands KGT. A comparative study of solar assisted heat pump systems for Canadian locations. *Solar Energy* 1982;28:217-26.
- [10] Kaygusuz K, Ayhan T. Experimental and theoretical investigation of combined solar heat pump system for residential heating. *Energy Conversion and Management* 1999;40:1377-96.
- [11] Haller MY, Frank E. On the potential of using heat from solar thermal collectors for heat pump evaporators. 2011.
- [12] Karagiorgas M, Galatis K, Tsagouri M, Tsoutsos T, Botzios-Valaskakis A. Solar assisted heat pump on air collectors: A simulation tool. *Solar Energy* 2010;84:66-78.

-
- [13] Tamasauskas J, Poirier M, Zmeureanu R, Sunyé R. Modeling and optimization of a solar assisted heat pump using ice slurry as a latent storage material. *Solar Energy* 2012;86:3316-25.
- [14] Banister CJ, Collins MR. Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system. *Appl Energy* 2015;149:125-32.
- [15] Sterling SJ, Collins MR. Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted solar domestic hot water system. *Appl Energy* 2012;93:11-7.
- [16] Chu J, Choi W, Cruickshank CA, Harrison SJ. Modeling of an indirect solar assisted heat pump system for a high performance residential house. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 2014;136.
- [17] Lerch W, Heinz A, Heimrath R. Direct use of solar energy as heat source for a heat pump in comparison to a conventional parallel solar air heat pump system. *Energy Build.*
- [18] Haller MY, Haberl R, Mojic I, Frank E. Hydraulic Integration and Control of Heat Pump and Combi-storage: Same Components, Big Differences. *Energy Procedia* 2014;48:571-80.
- [19] Dott R, Genkinger A, Afjei T. System Evaluation of Combined Solar & Heat Pump Systems. *Energy Procedia* 2012;30:562-70.
- [20] Capozza, Antonio. Croci, Lorenzo. Bazzocchi, Francesca. Impianto a pompa di calore geotermica e moduli termo- fotovoltaici. 2014;14002121.
- [21] Dupeyrat P, Ménézo C, Fortuin S. Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system. *Energy Build* 2014;68, Part C:751-5.
- [22] Florschuetz LW. Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors. *Solar Energy* 1979;22:361-6.
- [23] Chow TT. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Appl Energy* 2010;87:365-79.
- [24] Ito S, Miura N, Wang JQ, Nishikawa M. Heat pump using a solar collector with photovoltaic modules on the surface. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1997;119:147-51.

-
- [25] Ito S, Miura N, Wang K. PERFORMANCE OF A HEAT PUMP USING DIRECT EXPANSION SOLAR COLLECTORS¹. *Solar Energy* 1999;65:189-96.
- [26] Tripanagnostopoulos Y, Nousia T, Souliotis M, Yianoulis P. Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. *Solar Energy* 2002;72:217-34.
- [27] Zondag HA, de Vries DW, van Helden WGJ, van Zolingen RJC, van Steenhoven AA. The yield of different combined PV-thermal collector designs. *Solar Energy* 2003;74:253-69.
- [28] Chow TT, Pei G, Fong KF, Lin Z, Chan ALS, Ji J. Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover. *Appl Energy* 2009;86:310-6.
- [29] Aste N, Del Pero C, Leonforte F. Thermal-electrical Optimization of the Configuration a Liquid PVT Collector. *Energy Procedia* 2012;30:1-7.
- [30] Mitchell, J.W. Braun, J.E. Design Analysis, and Control of Space Conditioning Equipment and Systems, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison. . 1997.
- [31] Allard, Y. Kummert, M. Bernier, M. Moreau, A. Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS. 2011.
- [32] John DW, Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Fourth ed. : Wiley, 2013.
- [33] Viani, Silvano. Croci, Lorenzo. Rossetti, Andrea. Impianto integrato (pannelli solari ibridi, fotovoltaici, termici e PdC) per la climatizzazione degli edifici e la produzione di acqua calda sanitaria: caso studio presso BIC Terni. *RSE* 2015;15001677.