



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Analisi di un sistema multisorgente a pompa
di calore con pannelli fotovoltaici ibridi**

Relatore: Prof. Angelo Zarrella

Correlatori: Ing. Sara Bordignon

Ing. Marco Azzolin

Laureando: Alberto Scotton

Matricola: 1241800

Anno Accademico 2021/2022

Alla mia famiglia...

Abstract

La riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra e del consumo di energia sono aspetti fondamentali per mitigare gli effetti del cambiamento climatico e del riscaldamento globale. Per limitare questi fenomeni, i sistemi multisorgente, accoppiati a pompe di calore con refrigeranti naturali, rappresentano una soluzione molto interessante per intervenire nel settore residenziale.

Nel presente lavoro viene presentato un modello di un impianto multisorgente sviluppato in ambiente TRNSYS. Si tratta di un sistema con pompa di calore a CO₂ accoppiata a due diversi tipi di evaporatore: una batteria alettata, che usa l'aria come sorgente e dei pannelli fotovoltaici-termici (PVT). Per fare ciò, si sono riportati in TRNSYS dei modelli che simulino i pannelli PVT e la pompa di calore a CO₂.

Si analizza in seguito il funzionamento del prototipo della pompa di calore, all'interno di un impianto che simula un carico termico di un'utenza. Il modello dell'impianto viene validato con dati reali ottenuti dall'operazione della macchina accoppiata alla sola batteria alettata.

Il modello dell'impianto è calibrato sulla base dei dati, ottenendo buoni risultati rispetto alle simulazioni. In particolare, si sono ottenuti buoni risultati per quanto riguarda il componente "pompa di calore" e dell'intero sistema, evidenziando la necessità di apportare delle migliorie al calcolo della pressione al gas cooler. Le simulazioni hanno mostrato degli scostamenti massimi di 2°C relativamente alle temperature in ingresso e in uscita dai componenti del sistema.

Il modello della pompa di calore, sotto forma di nuovo componente alla libreria di TRNSYS, potrà essere reso disponibile e ulteriormente migliorato con l'inserimento del modello del pannello PVT.

Indice

Abstract	V
Indice.....	VII
Nomenclatura.....	IX
Introduzione	1
Capitolo 1. Tecnologie per la conversione dell'energia.....	7
1.1 Collettori fotovoltaici ibridi (PVT).....	8
1.1.1 Classificazione dei collettori PVT	9
1.1.2 Studi e mercato dei collettori PVT	12
1.2 Pompe di calore	15
1.3 Sistemi multisorgente	20
Capitolo 2. Modello del collettore PVT e della pompa di calore ...	23
2.1 Miglioramenti al modello PVT	23
2.2 Modello della pompa di calore	28
2.2.1 Componenti e schema di funzionamento.....	28
2.2.2 Modellizzazione della pompa di calore.....	31
2.2.3 Creazione della nuova Type.....	40
Capitolo 3. Schema e modello dell'impianto per la prova della pompa di calore	41
3.1 Schema e funzionamento dell'impianto	42
3.2 Modello dell'impianto di prova in TRNSYS con la pompa di calore spenta	47
3.2.1 Input e output del modello.....	51
3.2.2 Parametri dei due serbatoi termici	53

3.3	Modello dell'impianto di prova con la pompa di calore in TRNSYS	55
3.3.1	Input e output del modello.....	57
3.3.2	Parametri dei due serbatoi termici	59
Capitolo 4. Descrizione delle simulazioni.....		61
4.1	Simulazione preliminare con pompa di calore spenta.....	61
4.1.1	Dati sperimentali della prova.....	62
4.1.2	Setup delle simulazioni.....	63
4.2	Simulazione della pompa di calore.....	65
4.3	Simulazione del modello con pompa di calore accesa	66
4.3.1	Dati sperimentali della prova.....	66
4.3.2	Setup delle simulazioni.....	68
Capitolo 5. Risultati e analisi dei risultati delle simulazioni.....		71
5.1	Risultati delle simulazioni del modello in TRNSYS a pompa di calore spenta	71
5.2	Risultati della simulazione sulla pompa di calore.....	76
5.3	Risultati delle simulazioni del modello in TRNSYS con la pompa di calore accesa	82
Conclusioni.....		89
Bibliografia.....		93

Nomenclatura

<i>PVT</i>	Collettore fotovoltaico termico	
<i>PV</i>	Collettore fotovoltaico	
<i>ST</i>	Collettore solare termico	
<i>FER</i>	Fonti energia rinnovabile	
η	Rendimento globale PVT	[-]
<i>T</i>	Temperatura della sorgente fredda	[°C]
q_c	Effetto utile pompa di calore	[W]
q_0	Calore prelevato alla sorgente fredda	[W]
<i>COP</i>	Coefficient of performance	[-]
<i>EER</i>	Energy efficiency ratio	[-]
<i>cp</i>	Calore specifico	[J/(kg K)]
<i>dT</i>	Differenza di temperatura	[°C]
\dot{m}	Portata massica	[kg/h]
<i>p</i>	Pressione	[bar]
<i>Q</i>	Potenza termica	[W]
<i>P</i>	Potenza	[W]
<i>h</i>	Entalpia	[J/kg]
ε	Efficienza	[-]
λ	Conduktività termica	[W/(m K)]
<i>out</i>	Uscita	
<i>SC</i>	Serbatoio caldo	
<i>scamb</i>	Scambiatore di calore	
<i>m</i>	Misurato	
<i>s</i>	Simulato	
<i>ing</i>	Ingresso	
<i>fr</i>	Portata	
<i>tot</i>	Totale	
<i>mix</i>	miscelatore	
<i>SF</i>	Serbatoio freddo	

Introduzione

Negli ultimi decenni si stanno verificando cambiamenti climatici rilevanti a livello globale, con conseguenti fenomeni climatici sempre più estremi e frequenti. Il cambiamento climatico e il riscaldamento globale sono le questioni che definiscono il nostro tempo [1]. La comunità scientifica è ormai unanime nell'indicare le attività umane quali responsabili della crisi climatica, in particolare a causa dell'aumento dei gas serra immessi nell'atmosfera. Tutto questo è testimoniato dai dati, infatti il 2019 è stato il secondo anno più caldo mai registrato, con un aumento medio della temperatura globale di circa 1,1°C rispetto all'era preindustriale [2]. Inoltre, l'IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*), nel suo ultimo rapporto di valutazione AR6 [3], ha evidenziato come si siano verificati cambiamenti diffusi e rapidi nell'atmosfera, nell'oceano, nella criosfera e nella biosfera. Gli aumenti di concentrazione di gas serra dal 1750 ad oggi sono frutto dell'attività umana: le concentrazioni di gas nel 2019 hanno raggiunto medie annuali di 410 ppm per l'anidride carbonica (CO₂), 1.866 ppb per il metano (CH₄), e 332 ppb per il protossido di azoto (N₂O). Nel rapporto sono poi descritti i principali mutamenti del clima: aumento della temperatura superficiale globale; aumento delle precipitazioni globali medie sulla terraferma; riduzione dei ghiacciai a livello globale dagli anni '90; aumento del livello medio del mare globale. Sempre l'IPCC in un report speciale [4] sottolinea come sia importante mantenere l'aumento di temperatura al di sotto di 1,5°C. Per realizzare questo obiettivo è necessario adottare misure a livello globale e locale, annullando le emissioni di gas serra entro il 2050, rimuovendo la CO₂ in eccesso presente in atmosfera, rendendo più efficienti i processi industriali e di produzione di energia.

Si percepisce dunque, la necessità di un'importante riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra. Un primo passo per combattere i cambiamenti climatici venne fatto nel 1997 con il protocollo di Kyoto, ovvero il primo accordo internazionale per ridurre le emissioni di alcuni gas ad effetto serra, ed entrato in vigore nel 2005. I Paesi che l'avevano sottoscritto si impegnavano a ridurre le loro emissioni di gas

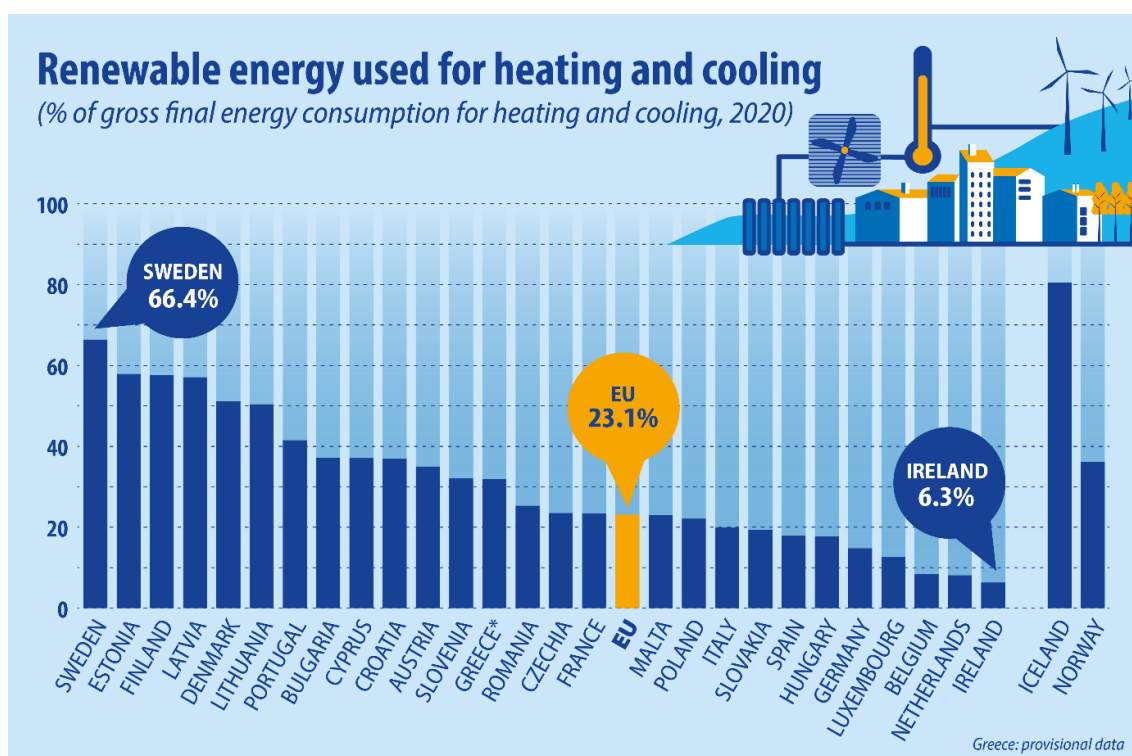
serra, nel periodo 2008-2012, di almeno il 5% rispetto al 1990 [5]. Successivamente nel 2007 è stato varato il pacchetto per il clima e l'energia 2020, nel quale venivano fissati gli obiettivi della strategia da raggiungere entro il 2020. Il pacchetto definisce tre obiettivi principali:

- taglio del 20% delle emissioni di gas ad effetto serra (rispetto ai livelli del 1990);
- 20% del fabbisogno energetico ricavato da fonti rinnovabili;
- miglioramento del 20% dell'efficienza energetica [6].

Nel dicembre del 2015, alla conferenza sul clima di Parigi (COP21), 195 Paesi hanno adottato il primo accordo universale e giuridicamente vincolante sul clima mondiale. Con questo accordo, entrato in vigore il 4 novembre 2016, e rafforzato dal patto per il clima di Glasgow, i Paesi si impegnano a ridurre le emissioni di gas ad effetto serra di almeno il 40% entro il 2030 rispetto al periodo preindustriale [5, 7]. Successivamente nel 2020 è stato realizzato il Patto europeo per il clima e nel 2021 l'Europarlamento ha approvato la legge sul clima aumentando gli obiettivi posti con l'accordo di Parigi. Questa legge prevede la riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra, entro il 2030, del 55% rispetto ai livelli del 1990 e la realizzazione del *Green Deal* europeo, che indica la strada per portare l'Europa ad essere il primo continente al mondo ad impatto climatico zero nel 2050 [8].

Un settore importante in cui si deve intervenire, per limitare i consumi energetici, è sicuramente quello residenziale che contribuisce con il riscaldamento, con il raffrescamento e con la produzione di acqua calda sanitaria. Gli edifici, in quanto uno dei settori infrastrutturali più significativi della società moderna, consumano una notevole quantità di energia e materiali, contribuendo in modo importante al processo di riscaldamento globale [9]. Infatti, si ha che, a livello mondiale, circa il 30% del consumo finale di energia è attribuibile al settore residenziale e raggiunge addirittura il 40% del consumo finale di energia nell'unione Europea [10]. Il settore delle costruzioni è quindi una delle industrie primarie che contribuiscono al consumo di energia e alla produzione dei gas serra [1]. Per mitigare i consumi nel settore edile risulta fondamentale affidarsi alle fonti rinnovabili per la produzione

di energia. Dati pubblicati da Eurostat evidenziano che nel 2020 l'energia rinnovabile ha rappresentato il 23% dell'energia totale utilizzata per il riscaldamento e il raffreddamento nell'Unione Europea, in costante aumento rispetto al 12% e al 22% del 2004 e del 2019. L'evoluzione del settore industriale, dei servizi e delle famiglie ha contribuito alla crescita delle energie rinnovabili nel settore del riscaldamento e del raffreddamento [11]. La Figura 1 mostra la situazione Europea nell'utilizzo delle fonti rinnovabili nel riscaldamento e raffreddamento: si nota, tra gli Stati membri, che la Svezia ha il 66,4% dell'energia utilizzata per climatizzare l'ambiente proveniente da fonti rinnovabili, mentre l'Irlanda si ferma solamente al 6,3%. Si distingue inoltre l'Islanda con l'80% delle energie rinnovabili utilizzate per il riscaldamento e il raffreddamento, dovuto principalmente all'utilizzo dell'energia geotermica.



#EUIndustryDays

ec.europa.eu/eurostat

Figura 1 - Utilizzo energie rinnovabili per il riscaldamento e il raffreddamento nell'Unione Europea [11]

Dunque, una posizione centrale nella riduzione del consumo di energia deve essere assunta dall'installazione e dall'utilizzo di tecnologie, per il riscaldamento e per il raffreddamento, più efficienti e pulite [12].

Per intervenire nel settore residenziale un'ottima strategia è sicuramente l'utilizzo di sistemi multisorgente, ovvero quei sistemi che sfruttano combinazioni di diverse fonti energetiche per far fronte alla climatizzazione degli edifici. Tali sistemi possono comprendere collettori solari termici e fotovoltaici, pompe di calore e caldaie a biomassa. I vantaggi di avere diverse fonti di energia nello stesso impianto sono differenti da situazione a situazione in quanto, per esempio, alcune zone climatiche possono prediligere un certo tipo di fonte energetica rispetto ad un'altra e diventa quindi importante la scelta di installazione [12].

In questo lavoro di tesi è stato analizzato il funzionamento di un sistema multisorgente che prevede l'utilizzo di una pompa di calore ad aria accoppiata a dei pannelli fotovoltaici ibridi. La pompa di calore, nei sistemi multisorgente, gioca un ruolo fondamentale ed è ormai una tecnologia ben consolidata che trova sempre più utilizzo all'interno delle unità abitative. Il rapporto sulle statistiche e sul mercato delle pompe di calore afferma che le vendite sono aumentate ulteriormente nel 2020, raggiungendo il record di 1,62 milioni di unità vendute e coprendo circa il 6% del parco immobiliare europeo [13]. Questa crescita è stata possibile grazie all'aumento dell'intervallo di temperature che possono coprire, alla necessità di accelerare la transizione energetica e ad una riduzione dei costi di vendita. Le pompe di calore più diffuse sono quelle che utilizzano come sorgente esterna l'aria, ma la loro efficienza è fortemente influenzata dalla temperatura ambiente. Quindi, una buona soluzione potrebbe essere quella di abbinare alla pompa di calore, che utilizza l'aria come sorgente esterna, dei moduli fotovoltaici ibridi che sfruttano l'energia proveniente dalla radiazione solare. L'energia solare ha delle ottime caratteristiche: è un'energia rinnovabile gratuita, cioè non può essere esaurita ed è disponibile per tutti; inoltre è un'energia pulita perché riduce al minimo le emissioni di gas serra sia durante il suo utilizzo che durante la produzione [14]. Per sfruttare l'energia del sole oltre ai classici pannelli termici e fotovoltaici, possono essere utilizzati i collettori fotovoltaici ibridi (PVT). Questi collettori sono molto interessanti poiché generano energia elettrica ed energia termica combinando l'uso del fotovoltaico (PV) e del solare termico (ST). L'utilizzo dei collettori PVT potrebbe essere conveniente rispetto all'installazione separata di un campo di collettori ST e di un impianto

fotovoltaico. Infatti, uno dei principali vantaggi è che, a parità di area occupata, il modulo PVT riesce a fornire più energia elettrica e calore rispetto ai due moduli separati. Infine, l'efficienza totale del collettore ibrido risulta maggiore rispetto a quella dei due sistemi convenzionali [12].

Nel seguente lavoro per prima cosa vengono presentati due componenti aggiunti all'interno dell'ambiente TRNSYS: si tratta del modello di un collettore ibrido PVT, già esistente, a cui sono state apportate delle modifiche sulla logica di controllo e del modello di una pompa di calore, realizzato sulla base di un prototipo, che ha la possibilità di funzionare con due diversi tipi di evaporatore. Dopo aver aggiunto i due nuovi componenti, viene creato un modello di un impianto in TRNSYS per effettuare delle simulazioni sul funzionamento della pompa di calore durante dei prelievi di calore da parte di un'utenza. I risultati delle simulazioni vengono quindi raccolti e utilizzati per confrontarli con i dati reali provenienti dalle prove in laboratorio.

Capitolo 1

Tecnologie per la conversione dell'energia

I sistemi multisorgente rappresentano una tecnologia molto interessante per aumentare l'efficienza energetica degli edifici e per ridurre le emissioni. I principali componenti che costituiscono il sistema studiato in questo lavoro sono i collettori fotovoltaici/termici (PVT), che possono generare simultaneamente energia elettrica ed energia termica, e la pompa di calore. In questo capitolo sono stati analizzati i sistemi di conversione per l'energia utilizzati all'interno del lavoro. I collettori ibridi rappresentano una tecnologia ormai ben conosciuta che presuppone l'utilizzo dei pannelli solari termici e fotovoltaici in un unico pannello, con lo scopo di migliorare le prestazioni e ridurre l'area occupata. In letteratura si trovano diverse tipologie e configurazioni di collettore PVT a seconda delle condizioni di utilizzo e della loro costruzione. L'utilizzo di questi pannelli sta vedendo un'importante crescita con una conseguente riduzione dei suoi costi. Sono stati poi descritti il funzionamento e le principali caratteristiche delle pompe di calore e in particolare di quelle che utilizzano l'anidride carbonica come refrigerante. Anche il mercato delle pompe di calore è in forte crescita negli ultimi anni per l'aumento dell'utilizzo delle fonti rinnovabili. Dai pannelli ibridi e dalle pompe di calore intesi come singole tecnologie diventa interessante il loro accoppiamento nei cosiddetti sistemi multisorgente, dove il pannello PVT può essere utilizzato come evaporatore della pompa di calore.

1.1 Collettori fotovoltaici ibridi (PVT)

I pannelli PVT nascono dall'esigenza di abbassare la temperatura delle celle nei collettori fotovoltaici tradizionali che, quando lavorano a temperature elevate, subiscono una variazione della caratteristica I-V: questa variazione della curva caratteristica provoca una riduzione della tensione di lavoro e di conseguenza una riduzione delle prestazioni del collettore. Il pannello solare ibrido PVT è quindi destinato sia alla produzione di energia elettrica che a quella termica. In questo modo si riesce ad abbassare la temperatura delle celle fotovoltaiche, ottenendo così un miglioramento delle prestazioni elettriche nei collettori e inoltre, l'utilizzo di questo tipo di collettori può portare ad un migliore utilizzo dell'area del tetto disponibile [15]. Il primo modello numerico di sistema PVT è stato introdotto nel 1979 da Florschuetz, basato sulle equazioni di Hottel-Whillier con vari miglioramenti [17]. Da questo primo modello, nel corso degli anni, ne sono stati sviluppati molti altri con lo scopo di migliorare sia l'efficienza elettrica sia quella termica e di studiare nuove possibili applicazioni di questi sistemi.

Il principio di funzionamento dei collettori PVT si basa sulla generazione di energia elettrica e, contestualmente, il trasferimento dell'energia termica assorbita dalle celle fotovoltaiche in un fluido (liquido o gassoso), così da consentirne il successivo utilizzo [18]. Per esempio, il sistema PVT ad acqua permette di asportare una parte di calore della radiazione solare che è stata raccolta dalle celle fotovoltaiche, ma non convertita in energia elettrica e usarlo per riscaldare acqua calda sanitaria per mezzo di un apposito serbatoio di stoccaggio. Dunque, il principale obiettivo dei collettori PVT è quello di utilizzare la maggior parte dell'energia solare inutilizzata nei moduli fotovoltaici convenzionali per le applicazioni termiche [15].

1.1.1 Classificazione dei collettori PVT

I collettori PVT sono generalmente classificati in base ai loro componenti e al modo in cui il fluido scorre al loro interno [18]. La classificazione più ampia adottata in letteratura è quella di Zondag [19, 20], la quale prevede la suddivisione nei quattro gruppi seguenti e riportati in Figura 2.

- a) Collettori PVT fogli e tubi (*sheet and tube*);
- b) Collettori PVT a canale (*channel*);
- c) Collettori PVT a flusso libero (*free flow*);
- d) Collettori PVT a due assorbitori (*two-absorber types*).

La tipologia (a) risulta il metodo più semplice per costruire un collettore PVT, integrando un pannello fotovoltaico standard con un pannello termico. Questa configurazione è costituita da una lastra canalizzata sormontata da un pannello fotovoltaico o, per ottenere una maggiore efficienza, da celle fotovoltaiche. Lo scambiatore di calore è costituito da una piastra piana alla quale sono saldati e disposti in parallelo canali a sezione circolare.

La tipologia (b) prevede che il canale del fluido si trovi al di sopra del componente fotovoltaico; il canale è realizzato interponendo un vetro sopra le celle fotovoltaiche. Tale configurazione impone dei vincoli sulla scelta del fluido termovettore. Infine, la presenza di fluido al di sotto del componente elettrico, come anche nei casi (c) e (d), richiede un'attenzione particolare per fini di sicurezza elettrica.

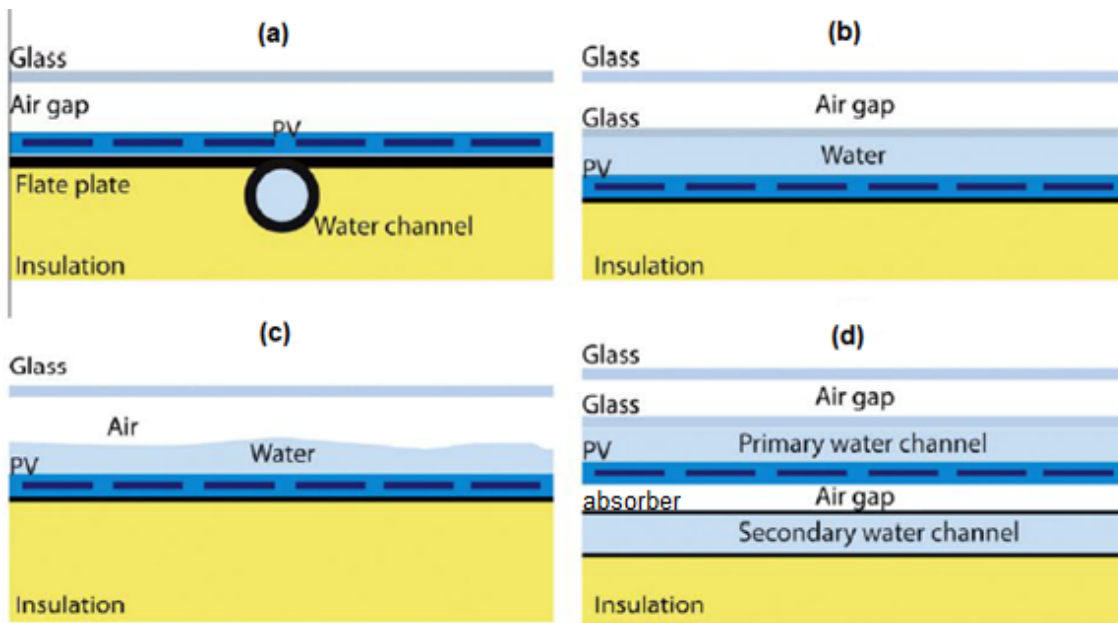


Figura 2 - Classificazione PVT [18]

Nella tipologia (c) il fluido scorre libero al di sopra del modulo fotovoltaico e si differenzia da quello a canale perché questo design elimina uno strato di vetro. Questa configurazione rimane ancora puramente teorica, per la difficoltà di realizzare una superficie libera, che potrebbe portare alla formazione di condensa nella copertura, con una conseguente riduzione dell'energia solare in tutto il modulo.

Infine, la tipologia (d) è caratterizzata da due canali e due assorbitori: utilizza un modulo fotovoltaico semitrasparente come assorbitore primario e una piastra metallica nera come assorbitore secondario. Sopra l'assorbitore primario e sotto il secondario si trovano i due canali in cui scorre il fluido termovettore. Questo sistema è composto da molti elementi che rendono la costruzione più complessa, aumentando il peso ed il costo finale.

I moduli PVT possono essere classificati anche in funzione della presenza o meno del coperchio frontale trasparente: le due tipologie di collettore PVT sono dette coperte e scoperte. Per quanto riguarda la copertura solitamente viene utilizzato come materiale il vetro, grazie alle sue proprietà ottiche e meccaniche che lo rendono ideale per questo tipo di applicazione. La principale differenza tra i due collettori si presenta dal punto di vista energetico, infatti i collettori coperti hanno

una prestazione termica superiore rispetto ai componenti scoperti, a causa delle minori perdite per convezione e radiazione.

La sezione fotovoltaica implementata nei collettori PVT si basa sulla conversione della radiazione solare in energia elettrica mediante materiali semiconduttori che sono in grado di rilasciare cariche elettriche in funzione dell'intensità della radiazione solare. La tecnologia più utilizzata per realizzare moduli PVT è il silicio cristallino che fornisce delle buone efficienze elettriche [18]. Tuttavia, la sezione fotovoltaica per un collettore PVT presenta le stesse caratteristiche viste per un collettore fotovoltaico tradizionale.

In un collettore solare PVT, l'assorbitore termico è l'elemento funzionale principale, poiché trasferisce al fluido l'energia solare raccolta dal laminato fotovoltaico. Le sue principali proprietà sono la conducibilità termica e la capacità termica specifica: la prima deve essere la più elevata possibile, per consentire il passaggio del flusso di calore delle celle al fluido; mentre la seconda dovrebbe avere un valore basso, per consentire tempi di reazione rapidi alle diverse condizioni metereologiche e per ottimizzare la gestione dell'energia termica disponibile. Per questi motivi le piastre sono solitamente realizzate in materiale metallico come rame, alluminio e più raramente acciaio o polimeri. Le varie tipologie di assorbitori si differenziano a seconda delle tecniche di fabbricazione, che determinano anche la scelta del materiale da adottare e la configurazione del canale. Le piastre più comunemente utilizzate sono: piastre e tubo (sheet-and-tube), roll bond e box channel (Figura 3).

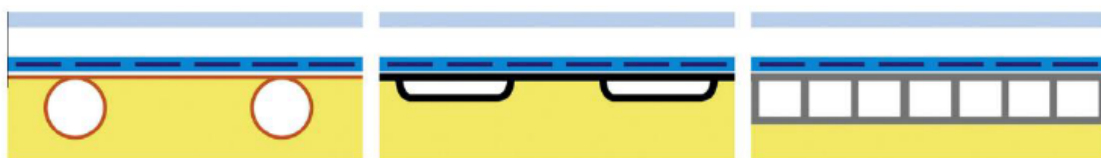


Figura 3 - Classificazione assorbitori termici (sheet-and-tube; roll bond; box channel) [18]

La prima configurazione (in lamiera e tubo) è costituita da una piastra piana alla quale sono generalmente saldati o incollati canali a sezione circolare. Questa tipologia presenta come principali vantaggi la facilità di fabbricazione e la possibilità di utilizzare bassi spessori. Allo stesso tempo presenta alcuni svantaggi: una piccola

superficie di contatto tra piastra e tubo; una variazione dei costi a seconda del numero di canali.

La configurazione *roll bond* consiste nella giunzione di due fogli di alluminio tramite laminazione a caldo o a freddo. Questa tecnologia ha come vantaggi la flessibilità del design del modello di canale ed un'elevata superficie di contatto tra piastra e canale; lo svantaggio principale è dovuto all'impossibilità, nel processo di fabbricazione, di realizzare piastre con spessore inferiore a 1 mm e questo limita il trasferimento di calore per conduzione.

La tipologia *box channel* è costituita da condotti paralleli a sezione rettangolare che costituiscono la piastra. Il vantaggio di questa configurazione è una maggiore superficie di contatto tra la piastra e il canale, mentre lo svantaggio è la necessità di utilizzare componenti speciali per collegare i collettori di ingresso e di uscita al canale rettangolare.

1.1.2 Studi e mercato dei collettori PVT

In prima approssimazione, il rendimento globale del sistema PVT può essere definito come somma del rendimento elettrico η_e e termico η_{th} . L'efficienza di conversione totale dell'energia solare in energia elettrica e termica è il parametro principale che caratterizza le prestazioni di un collettore PVT ibrido.

$$\eta_{tot} = \eta_e + \eta_{th} \quad (1.1)$$

Il rendimento così definito indica quale percentuale della radiazione solare incidente su di una superficie viene effettivamente sfruttata e si può raggiungere il 60% nei sistemi PVT.

In letteratura vengono proposti diversi modelli prestazionali, tutti presentano i loro punti di forza e le loro debolezze, ma attualmente non esistono modelli standardizzati per determinare le prestazioni di un PVT [15]. Analizzando i vari modelli si nota che con questi sistemi solitamente si ottengono dei rendimenti

elettrici superiori rispetto a quelli dei pannelli fotovoltaici standard. Fudholi et al. [21] hanno proposto lo studio delle prestazioni elettriche e termiche dei collettori ibridi ad acqua. I risultati prodotti hanno mostrato un'efficienza del PVT pari a 68,4%, un'efficienza del 13,8% e un'efficienza termica del 54,6%. Inoltre, hanno dimostrato che l'efficienza dei collettori PVT ad acqua aumenta con le portate di acqua; questo è dovuto all'aumento del fattore di raffreddamento delle celle dei moduli fotovoltaici all'aumentare della portata massica. Nello studio di S. Selimli et al. [22] è riportato un confronto tra un modulo fotovoltaico e due diverse configurazioni di collettore PVT in determinate condizioni ambientali. I risultati dei rendimenti elettrici che si ottengono sono di 7,96% per il fotovoltaico tradizionale, 9,74% e 10,19% per le due configurazioni di PVT. Chen et al. [23] hanno costruito un modello in TRNSYS di un PVT, vetrato e non vetrato, e confrontato le prestazioni per tutto l'anno con un collettore solare termico e un impianto fotovoltaico. I valori di rendimento elettrico ottenuti per PVT non vetrato, PVT vetrato e fotovoltaico sono rispettivamente di 12,5%, 9,4% e 12,3; mentre i valori di efficienza termica media per il PVT vetrato e il collettore solare sono di 29,3% e 40%. Dupeyrat et al. [24] hanno valutato le prestazioni di un collettore PVT sperimentale, a piastra piano, inserito in un impianto solare termico di un edificio e confrontate con quelle di sistemi funzionanti con dispositivi solari standard attraverso simulazioni eseguite in TRNSYS. I risultati hanno mostrato che l'utilizzo dei PVT, non solo fornisce una maggiore produzione totale di energia fotovoltaica e termica, ma anche un maggiore risparmio di energia primaria. Data l'ampia possibilità di configurazione e la profonda dipendenza dalle condizioni climatiche locali, risulta complicato stabilire criteri di confronto universali per il rendimento: diventa pertanto necessario approntare analisi specifiche per ogni caso. Tuttavia, la maggior parte degli studi concorda sul fatto che un sistema ibrido ben progettato può ottenere prestazioni migliori rispetto ai due sistemi separati.

I collettori ibridi sono una tecnologia ormai conosciuta da alcuni decenni, ma il loro utilizzo sta aumentando nel corso degli ultimi anni. La *"Solar heat worldwide"* [25] ha raccolto i dati di un sondaggio su 36 produttori e fornitori di collettori PVT in 14 diversi Paesi. Nel 2020, l'area totale dei collettori PVT installata era di 1275431 m²

con una capacità suddivisa in 712 MWth (termici) e 232 MW di picco (elettrico). La maggior parte di questi collettori è installata in Europa, seguita dall'Asia (esclusa la Cina) e la Cina come si può vedere in Figura 4. I collettori ad acqua scoperti sono la tecnologia dominante, seguiti dai collettori ad aria e dai collettori ad acqua coperti. Mentre i PVT concentratori e i collettori PVT a tubi sottovuoto occupano una piccola porzione dell'area totale installata. Sulla base dei dati del sondaggio si è anche visto che il mercato dei collettori PVT sta osservando una crescita globale costante, il 9% in media. Anche in Europa è visibile questa crescita con un tasso leggermente più basso all'8%. Con le attuali prestazioni e gli attuali costi per l'installazione, l'investimento sui PVT è già redditizio e lo sarà ancora di più man mano che la tecnologia continuerà a ridursi di prezzo [26].

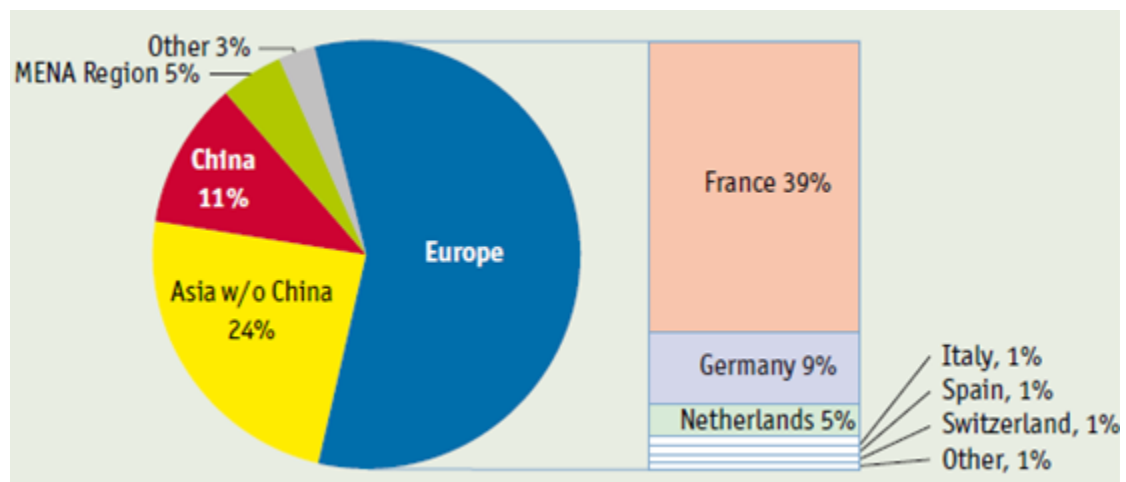


Figura 4 - Distribuzione dell'area totale installata di PVT nel 2020 [25]

1.2 Pompe di calore

La pompa di calore è una macchina che consente di trasferire il calore da un ambiente a temperatura T_0 più bassa (sorgente fredda) ad un altro, ad una temperatura T_c più elevata (sorgente calda) per mezzo di un fluido refrigerante. La pompa di calore svolge la stessa attività di una macchina frigorifera, da cui si differenzia soltanto perché in essa l'azione utile è la cessione di calore a un ambiente a temperatura elevata, mentre nella macchina frigorifera l'azione utile è la sottrazione di calore a bassa temperatura. Dal secondo principio della termodinamica, la pompa di calore per compiere questo trasferimento di calore necessita di una certa quantità di lavoro dall'esterno, come riportato in figura 5.

L'effetto utile della pompa di calore sarà l'energia q_c , che è pari alla somma dell'energia prelevata dalla sorgente a più bassa temperatura e del lavoro L : $q_c = q_0 + L$.

I componenti base necessari per il funzionamento di una pompa di calore, come si vede dalla figura 1.4, sono l'evaporatore, il condensatore, il compressore e la valvola di laminazione; oltre a questi componenti sono necessari il refrigerante e le tubazioni di collegamento. Il refrigerante circola all'interno dell'anello subendo quattro trasformazioni: evaporazione, compressione, condensazione e laminazione. Solitamente le pompe di calore possono lavorare sia in riscaldamento, con effetto utile al condensatore, sia in estate come refrigeratori, con effetto utile all'evaporatore; questo tipo di pompe di calore vengono dette reversibili.

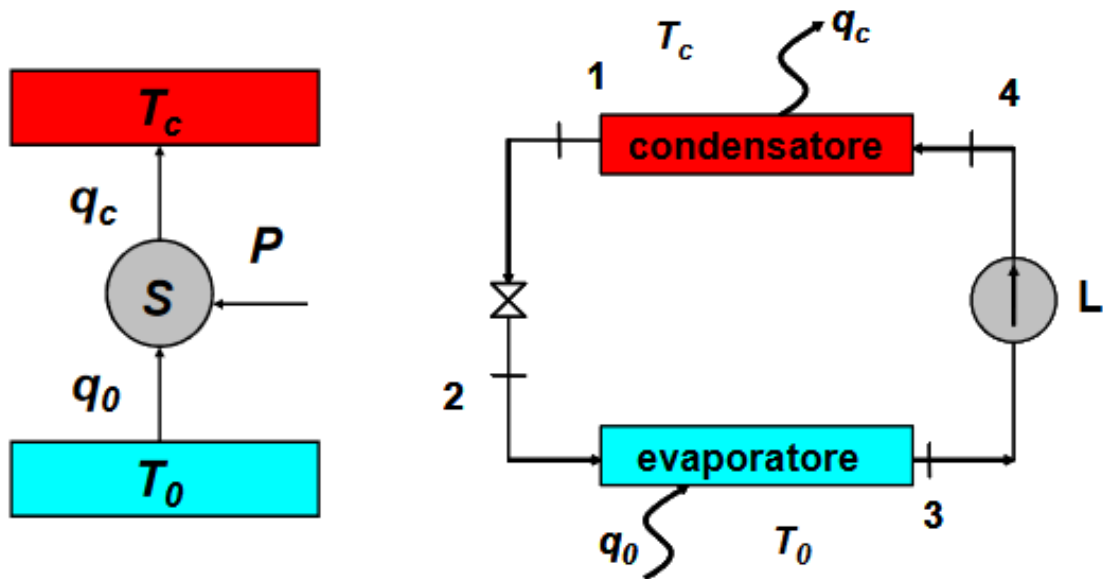


Figura 5 - Flussi termici e principali componenti della pompa di calore [27]

L'efficienza di una pompa di calore viene definita come il rapporto tra l'effetto utile e il lavoro meccanico al compressore: nel caso invernale si definisce il *Coefficient of Performance* (COP) calcolato considerando il calore fornito all'ambiente:

$$COP = \frac{|q_c|}{|L|} \quad (1.2)$$

mentre nel caso estivo si definisce il parametro *Energy efficiency ratio* (EER) calcolato considerando il calore sottratto all'ambiente:

$$EER = \frac{|q_0|}{|L|} \quad (1.3)$$

Entrambi i parametri per il calcolo dell'efficienza sono fortemente dipendenti dalla differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare/raffreddare e l'ambiente da cui prelevano/rilasciano il calore. In particolare, nel caso invernale sarà necessario lavorare con sorgenti a temperature più alte e costanti possibili e con sistemi di riscaldamento a bassa temperatura, come per esempio impianti a pannelli radianti.

Le pompe di calore vengono classificate secondo la natura della sorgente fredda e di quella calda, che possono essere acqua oppure aria e in alcuni casi anche il terreno. Possiamo quindi avere cinque tipologie di pompe di calore (primo termine indica la sorgente fredda mentre il secondo quella calda):

- Aria – aria
- Acqua – acqua
- Acqua – aria
- Aria – acqua
- Terreno – acqua

Il principale vantaggio di utilizzare l'aria come sorgente esterna è legato al fatto che l'aria è sempre presente in grandi quantità in tutti i luoghi e non richiede particolari opere per l'utilizzo; inoltre, l'aria richiede un investimento iniziale minore rispetto alle altre tipologie. Lo svantaggio dell'utilizzo dell'aria è la grande variabilità della sua temperatura nel corso della stagione, in particolare può raggiungere valori bassi proprio nei periodi di maggiore richiesta di riscaldamento. Per quanto riguarda l'acqua come sorgente esterna, il suo utilizzo è legato alla presenza di corsi d'acqua, laghi o fiumi, ma anche in questo caso bisogna tener conto della diminuzione delle temperature invernali. Infine, con l'utilizzo del terreno come sorgente esterna si parla di pompe di calore geotermiche. Questa tipologia offre le migliori prestazioni durante tutto l'arco dell'anno perché la temperatura rimane pressoché costante nel sottosuolo, ma, allo stesso tempo, richiedono costi di investimento decisamente maggiori e opere di realizzazione più complesse. L'energia può essere estratta tramite acqua di falda, collettori orizzontali o sonde verticali.

Le pompe di calore, per il loro funzionamento, possono utilizzare come fluido refrigerante anche la CO₂. Tuttavia, per utilizzare questo tipo di fluido sono necessari alcuni accorgimenti sul ciclo e sui parametri di funzionamento. Il primo a proporre l'utilizzo dell'anidride carbonica nei cicli a compressione fu Gustav Lorentzen nel 1993 [28], anche se studi sull'utilizzo di tale fluido come refrigerante risalgono al secolo precedente. Sicuramente l'aumento degli studi sull'utilizzo della CO₂ come refrigerante è connesso ai problemi ambientali dei refrigeranti tradizionali. La CO₂ presenta delle importanti caratteristiche per il suo utilizzo come fluido di lavoro [29]:

- È abbondante in natura, facile da reperire ed ha un costo contenuto;

- È un gas ad effetto serra, ma ha un impatto limitato se confrontato con gli altri refrigeranti;
- È un fluido sicuro in quanto non è infiammabile e non è tossico;
- È un prodotto naturale e quindi non dannoso verso la biosfera.

L'anidride carbonica, inoltre, rispetto agli altri refrigeranti, presenta due differenze molto importanti nelle proprietà: è un fluido con una temperatura critica bassa (31,06 °C) e con elevate pressioni di lavoro (fino a 120 bar). La bassa temperatura critica comporta delle perdite exergetiche del ciclo elevate e un ridotto coefficiente di effetto utile [30]. Quindi per realizzare una pompa di calore che utilizza la CO₂ come refrigerante dobbiamo operare con un ciclo transcritico (Figura 6-b), ovvero, la pressione massima a cui il fluido di lavoro viene portato a seguito della compressione risulta maggiore rispetto alla pressione critica dello stesso.

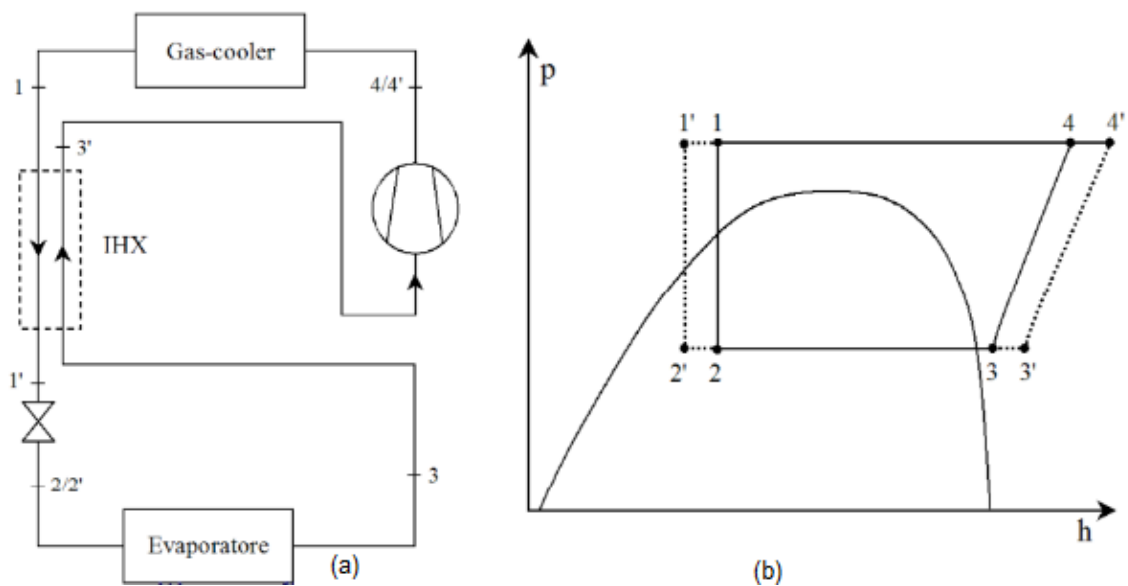


Figura 6 - Componenti e diagramma ph per una pompa di calore a CO₂ [30]

La principale differenza rispetto a una macchina tradizionale è l'assenza del condensatore in quanto la cessione del calore all'ambiente non prevede la condensazione del fluido, ma il raffreddamento progressivo della fase gassosa. Quindi il condensatore in questo ciclo è sostituito da un refrigeratore di gas chiamato comunemente gas-cooler (Figura 6-a). Un'altra differenza rispetto al ciclo tradizionale riguarda il compito della valvola di laminazione, che nei cicli

transcritici, ha tre importanti compiti: mantenere la differenza di pressione, mantenere costante la pressione nel gas cooler, in quanto, è un parametro operativo e controllare la portata di fluido [30]. Anche per le pompe di calore che utilizzano l'anidride carbonica come refrigerante le prestazioni vengono determinate attraverso il calcolo del COP.

Dal punto di vista del mercato le pompe di calore hanno registrato una consistente crescita delle vendite nell'ultimo decennio. Se la biomassa solida si conferma la principale fonte energetica rinnovabile utilizzata in Europa nel settore termico, l'energia rinnovabile da pompe di calore, nel 2019 ha raggiunto i 13 Mtep, pari al 12,2% del totale delle FER termiche come si può vedere in Figura 7. Tuttavia, nel corso del 2020 le vendite di pompe di calore hanno avuto una diminuzione della crescita a causa della pandemia, per poi riprendere una crescita importante nel corso dell'anno successivo.

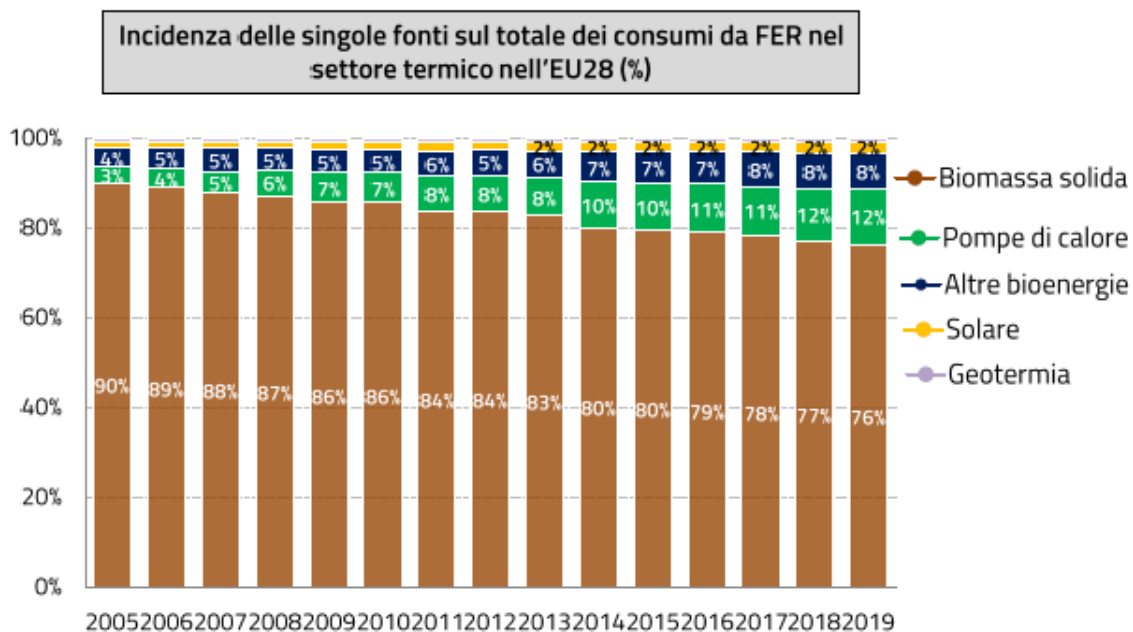


Figura 7 - Incidenza delle singole fonti sul consumo totale di FER in Europa [31]

1.3 Sistemi multisorgente

Dopo aver visto separatamente il collettore PVT e la pompa di calore, che sono i due componenti che costituiscono il sistema studiato in questo lavoro, vengono descritti i sistemi multisorgente. Lo sviluppo di questi tipi di sistemi applicati al settore residenziale è una soluzione molto interessante sia per migliorare l'efficienza energetica, ma anche per una riduzione delle emissioni di gas serra e un migliore sfruttamento delle fonti rinnovabili. I sistemi multisorgente combinano l'utilizzo di due fonti energetiche come, per esempio, una pompa di calore che può utilizzare come sorgente esterna sia l'aria che la radiazione solare oppure una pompa di calore geotermica che ha la possibilità di utilizzare anche il calore proveniente dal sole. In letteratura ci sono molti studi che propongono e analizzano sistemi di questo tipo, andando a valutare anche le prestazioni dell'intero sistema. Yifeng Wang et al. [32] hanno proposto una pompa di calore a doppio evaporatore che prevede una fonte di calore geotermica integrata a pannelli fotovoltaici ibridi. Hanno dimostrato di avere un miglioramento delle prestazioni dell'intero sistema, con un conseguente risparmio di energia e una riduzione delle emissioni nell'approvvigionamento energetico dell'edificio. Miglioli et al. [10] hanno raccolto, in un articolo, una panoramica completa sui sistemi a pompa di calore abbinata a pannelli PVT e hanno analizzato le diverse configurazioni e soluzioni tecniche tratte dalla letteratura. Nel loro studio hanno analizzato tutti i vari componenti che costituiscono l'intero sistema e analizzato tutte le varie combinazioni. Le prestazioni energetiche complessive sono comparabili o persino migliori di quelle dei sistemi convenzionali ad aria e ad acqua. Tra le numerose configurazioni analizzate, il sistema a doppia sorgente ad espansione indiretta rappresenta la soluzione più promettente per coprire tutte le esigenze termiche dell'edificio. Emmi et al [12] hanno analizzato un sistema multisorgente che include una pompa di calore a sorgente geotermica accoppiata con collettori PVT o solari termici e simulato il comportamento nell'ambiente Trnsys. Lo scopo era quello di confrontare l'utilizzo dei pannelli fotovoltaici termici con quelli solari termici tradizionali. È stato osservato che si ottiene un valore del COP più elevato se si considerano le prestazioni dell'intero sistema funzionante con i moduli fotovoltaici termici. Shao et al. [33] hanno

presentato in dettaglio l'accoppiamento di un sistema a pompa di calore integrato con un tetto ventilato in PVT. Questo tetto proposto come scambiatore di calore per la pompa di calore combina la produzione di energia e la fornitura di acqua calda sanitaria e calore. Questa tipologia di scambiatore ha avuto un effetto significativo sul risparmio energetico e sulla riduzione dei consumi di calore, sia rispetto al tetto comune, sia al sistema del tetto in PVT ad aria o al sistema del tetto in PVT ad acqua. Nel lavoro di Simonetti et al. [34] è stata condotta una campagna sperimentale presso il laboratorio *SolarTechLAB*, Politecnico di Milano, per valutare il comportamento e le prestazioni di pannelli fotovoltaici termici accoppiati ad una pompa di calore in diverse condizioni ambientali reali. I risultati mostrano che il comportamento dei moduli PVT segue l'andamento lineare come espone la teoria, anche quando la temperatura ridotta è molto bassa. L'articolo evidenzia anche la rilevanza scientifica di unire la tecnologia PVT ad una pompa di calore, aumentando il rendimento termico dovuto alla minore temperatura media del fluido di lavoro e di conseguenza aumentando la produzione elettrica. NM Abd Rahman et al. [35], nel loro studio, hanno proposto un sistema ibrido fotovoltaico termico PVT e pompa di calore per la fornitura di acqua calda e raffrescamento degli ambienti per reparti ospedalieri ventilati naturalmente nei climi tropicali. Questo sistema ibrido è progettato per essere autosufficiente e può completarsi a vicenda con l'obiettivo di risparmiare elettricità e preservare l'ambiente utilizzando l'energia solare. Dagli articoli presentati si può capire come l'introduzione delle pompe di calore con i collettori ibridi PVT sia vista come un grande potenziale per fornire una maggiore efficienza energetica complessiva del sistema e una riduzione delle emissioni degli edifici. Sommerfeldt et al. [36] hanno studiato le prestazioni tecniche ed economiche dei sistemi a pompa di calore geotermica con collettori solari PVT collegati in serie. Le simulazioni sono state eseguite creando un modello in TRNSYS e in un clima freddo come quello della Svezia. I risultati hanno mostrato che il PVT può ridurre la lunghezza del pozzo del 18% o un risparmio dello spazio del 50% mantenendo un fattore di prestazione equivalente ai sistemi senza PVT.

Capitolo 2

Modello del collettore PVT e della pompa di calore

Questo capitolo è relativo alla trattazione del modello del PVT e della pompa di calore sviluppati per lo studio di sistemi multisorgente. In particolare, nella prima parte viene descritto il modello del collettore ibrido, al quale vengono apportate delle modifiche sulla logica di controllo. Il nuovo modello raggiunge la convergenza con un ciclo iterativo basato sulle temperature ai nodi. Nella seconda parte, viene analizzato il prototipo della pompa di calore. Sono stati visti i componenti da cui è costituita, il diagramma e lo schema di funzionamento con i due tipi di evaporatore con cui la macchina può funzionare. L'ultimo passaggio è stato quello di vedere il modello numerico per simulare il comportamento della pompa di calore in determinate condizioni per poi creare la nuova Type da aggiungere alla libreria dell'ambiente TRNSYS.

2.1 Miglioramenti al modello PVT

La modellizzazione del collettore ibrido PVT prevede un approccio a parametri concentrati basato su un modello 1D, che suddivide il pannello solare ibrido in nodi di temperatura e utilizza le equazioni di bilancio termico. Il modello è già stato pubblicato e validato all'interno dell'ambiente TRNSYS [37] ed è presentato nello studio di Zarrella et al. [38]. Questo modello, scritto in linguaggio Fortran90, è in grado di analizzare le prestazioni elettriche e termiche dei collettori ibridi termici fotovoltaici e potrà essere d'aiuto nello studio e nello sviluppo di impianti assistiti da energia solare, come per esempio le pompe di calore accoppiate a collettori PVT.

Il modello matematico è stato sviluppato considerando un collettore ibrido PVT presente sul mercato che utilizza come assorbitore termico delle piastre roll-bond in alluminio; a differenza degli altri modelli in questo vengono valutati sia gli effetti della capacità termica del sistema sia quelli del flusso del vento sulla superficie del collettore PVT.

Il pannello PVT è costituito da quattro strati rappresentanti i nodi di temperatura: un vetro protettivo superiore, uno strato interno fotovoltaico costituito da celle di silicio policristallino, una piastra in alluminio roll-bond, incollata sul retro del collettore fotovoltaico, al cui interno scorre il fluido termovettore e un pannello di isolamento termico sul retro. Sono inoltre presenti altri materiali, come per esempio l'EVA (etilene vinil acetato). Questa struttura è mostrata in Figura 8-a, dove viene raffigurato anche lo schema della rete elettrica equivalente a parametri concentrati per la risoluzione del modello (Figura 8-b).

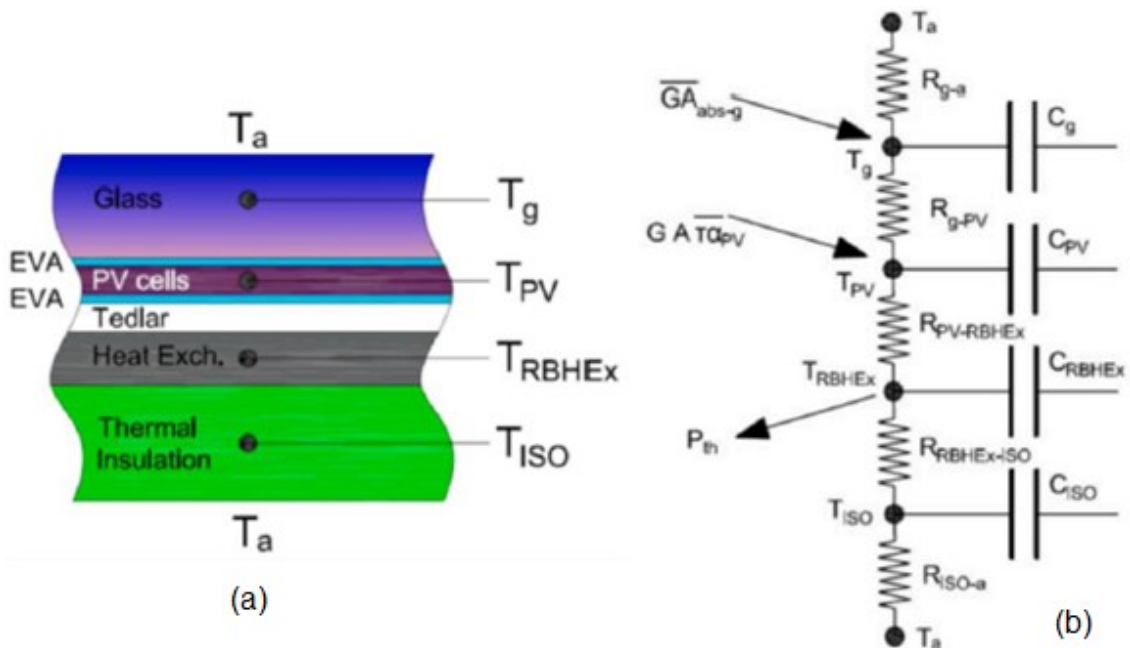


Figura 8 - (a) Sezione trasversale del modello PVT con temperature corrispondenti (b) schema della rete elettrica equivalente a parametri concentrati [38]

Il modello matematico si basa sulla valutazione dei bilanci termici di ogni strato del collettore PVT: vengono considerati i flussi di calore dell'intero sistema e il trasferimento di calore per conduzione, convezione e irraggiamento sia tra i diversi strati del collettore sia con l'ambiente esterno. Il flusso di calore e il comportamento

termico del pannello sono stati calcolati utilizzando le equazioni descritte nelle norme EN 12975-2 [39] e ISO 9806 [40].

Il modello riceve come input l'intensità e l'angolo di incidenza della radiazione solare, la temperatura dell'aria esterna e del cielo, la velocità del vento e infine portata e temperatura del fluido termovettore in ingresso alla piastra. Gli output invece saranno la potenza termica ed elettrica sviluppate, le perdite dalla parte superiore e inferiore del pannello e la temperatura di uscita del fluido termovettore. Il modello calcola inoltre la temperatura media di ogni nodo. Per la radiazione solare incidente sul vetro di copertura il modello considera tre importanti fenomeni: la rifrazione, l'assorbimento e la riflessione. Ciascun fenomeno viene valutato attraverso dei parametri che permettono di valutare la radiazione effettivamente incidente sullo strato fotovoltaico. Definiti questi parametri il modello prevede un insieme di equazioni ottenute con il bilancio termico su ciascun nodo della rete 1-D. Si ottiene dunque un sistema lineare le cui soluzioni sono i valori delle temperature dei quattro nodi. Queste quattro temperature, ovvero quella del vetro, delle celle fotovoltaiche, della piastra roll-bond e dell'isolante devono essere inizializzate al primo passaggio e quindi l'utente dovrà impostare dei valori di primo tentativo che non influiranno sul risultato della simulazione. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è quello di migliorare il modello PVT modificandolo dal punto di vista matematico; in particolare si vuole raggiungere la convergenza utilizzando le temperature ai nodi anziché i coefficienti di scambio termico come prevede l'attuale modello. Per fare questo sono state aggiunte quattro variabili al modello, una per ciascun nodo, necessarie per il calcolo della differenza di temperatura tra due timesteps successivi attraverso le seguenti formule:

$$dT_{vetro} = |T_{vetro_t} - T_{vetro_{t-\Delta t}}| \quad (2.1)$$

$$dT_{celle} = |T_{celle_t} - T_{celle_{t-\Delta t}}| \quad (2.2)$$

$$dT_{piastra} = |T_{piastra_t} - T_{piastra_{t-\Delta t}}| \quad (2.3)$$

$$dT_{isolante} = |T_{isolante_t} - T_{isolante_{t-\Delta t}}| \quad (2.4)$$

Nelle formule appena mostrate dT indica la differenza di temperatura tra due timestep successivi; i pedici vetro, celle, piastra e isolante definiscono i quattro nodi di temperatura; T rappresenta la temperatura; i pedici t e $t - \Delta t$ descrivono rispettivamente il timestep corrente e il timestep precedente a quello di calcolo.

Definite queste variabili viene determinata la differenza massima tra le quattro utilizzando la funzione 'MAX' di Fortran con la seguente relazione:

$$dT_{max} = MAX(dT_{vetro}, dT_{celle}, dT_{piastra}, dT_{isolante}) \quad (2.5)$$

Viene dunque implementato un ciclo iterativo fino a quando la differenza massima appena calcolata risulta inferiore ad una tolleranza stabilita e fissata pari a 0,01. Una volta che viene raggiunta tale condizione, si conclude il ciclo iterativo e il modello fornisce gli output stabiliti. La Figura 9 mostra il diagramma di flusso del processo di calcolo che mette in chiaro il flusso di informazioni nel modello.

Le seguenti modifiche sono state riportate anche nel codice della type del modello PVT all'interno di TRNSYS, in maniera tale da rendere disponibile il modello modificato nella libreria e poter essere utilizzato per le future simulazioni. Il codice è stato fatto girare in TRNSYS e i risultati ottenuti dal nuovo modello corrispondono con quelli ottenuti dalle simulazioni con il codice precedente.

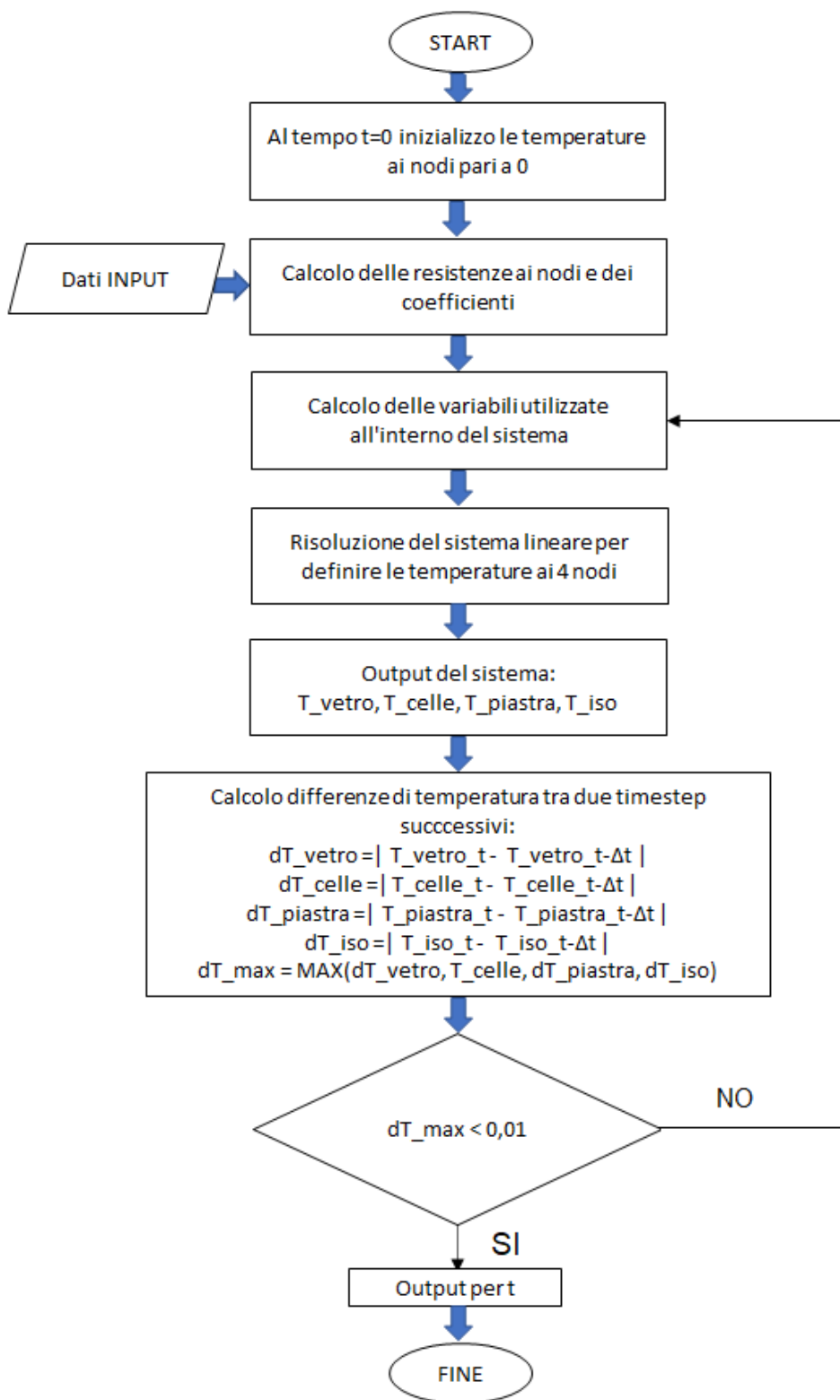


Figura 9 - Diagramma di flusso del processo di calcolo del modello PVT

2.2 Modello della pompa di calore

In questa sezione vengono descritti i componenti e lo schema di funzionamento della pompa di calore a CO₂ e, successivamente, viene descritto il codice per la modellizzazione nel linguaggio Fortran90. La pompa di calore non invertibile a cui si fa riferimento è un prototipo con una potenza di 4kW, che può produrre solo acqua calda, e può utilizzare due differenti tipologie di evaporatore: uno scambiatore di calore a batteria alettata o dei collettori ibridi PVT. Per quanto riguarda la batteria alettata, essa utilizza come sorgente l'aria esterna a temperatura ambiente, mentre i collettori solari ibridi sfruttano la radiazione solare come sorgente. La presenza dei pannelli ibridi consente di produrre parte dell'energia elettrica richiesta per il funzionamento della pompa di calore; tuttavia, nel codice non viene calcolato questo apporto di energia elettrica. La pompa di calore utilizza come refrigerante la CO₂, che è un fluido naturale non dannoso per l'ambiente; utilizzando l'anidride carbonica la macchina lavora con un ciclo transcritico e di conseguenza è necessaria la presenza di un gas cooler in sostituzione al classico condensatore.

2.2.1 Componenti e schema di funzionamento

La pompa di calore oggetto di studio è stata analizzata in un lavoro di tesi presso il laboratorio di conversione dell'energia dell'università di Padova [41]. Il sistema generale è rappresentato in Figura 10 ed è costituito da una serie componenti elencati di seguito:

- Compressore rotativo (*compressor*);
- Gas cooler;
- Scambiatore di calore rigenerativo (*internal heat exchanger*);
- Valvola di laminazione (*Throttling valve*);
- Batteria alettata (*finned coil*);

- Serbatoio di accumulo utilizzato come separatore liquido-vapore (*separator*);
- Collettori solari ibridi PVT (*solar collectors*);
- Valvole di non ritorno per scegliere la modalità di funzionamento;
- Valvole a tre vie per la regolazione della portata.

Inoltre, nel circuito sono installati degli strumenti di misura necessari per le misure di pressione, portata e temperature.

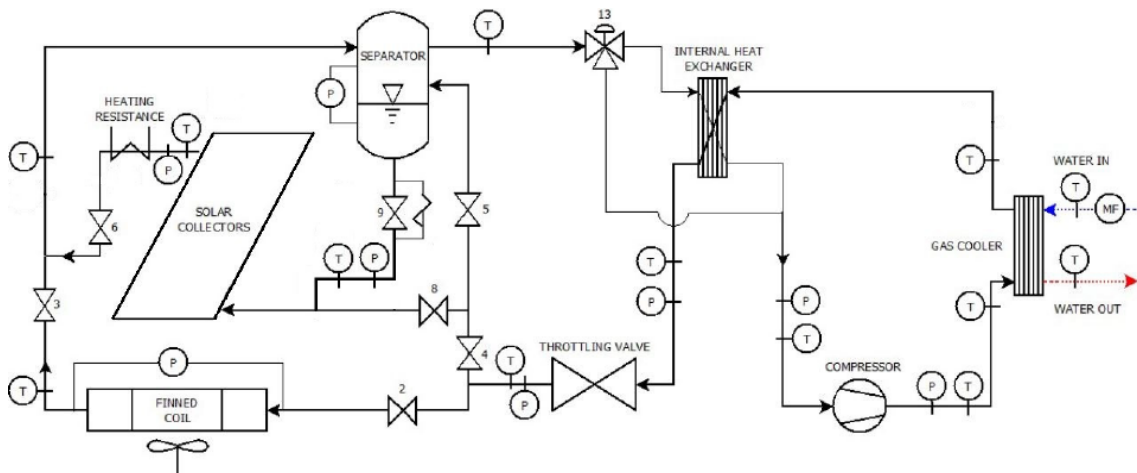


Figura 10 - Schema generale della pompa di calore [41]

I collettori ibridi utilizzati all'interno del sistema sono costituiti da un modulo fotovoltaico in silicio policristallino al cui retro è incollato uno scambiatore di calore a piastre e tubi (*sheet-and-tube*), al cui interno scorre il fluido refrigerante. Il collettore è protetto frontalmente da un vetro con basso contenuto ferroso mentre sulla parte posteriore non è previsto uno strato di isolante. Per quanto riguarda l'evaporatore ad aria viene utilizzata una batteria alettata con ventilatore, dotato di un sistema di regolazione che permette di modulare la velocità di rotazione della ventola in funzione della tensione di alimentazione.

Dallo schema di Figura 10 è possibile analizzare il funzionamento del ciclo della pompa di calore. Il fluido refrigerante in uscita dallo scambiatore entra, sotto forma di vapore surriscaldato, al compressore dove la sua pressione viene innalzata al valore della pressione di alta. Dopo il compressore l'anidride carbonica entra all'interno del gas cooler dove, raffreddandosi, cede calore all'acqua che aumenta di

temperatura. La CO₂, una volta uscita dal gas cooler in fase liquida, entra nello scambiatore di calore rigenerativo dove cede il calore al refrigerante proveniente dal separatore, così da ottenere il sottoraffreddamento della CO₂ liquida e il surriscaldamento di quella in fase vapore. All'uscita dello scambiatore il refrigerante in fase liquida viene fatto espandere attraverso la valvola di laminazione fino alla pressione di evaporazione e successivamente viene fatto evaporare. Il refrigerante ha la possibilità di evaporare secondo tre modalità: espansione secca in batteria alettata o collettori ibridi PVT oppure evaporazione in allagato sempre nei collettori ibridi PVT. Nella modalità in allagato la CO₂ prima di essere inviata ai collettori viene mandata al separatore liquido-vapore. Una volta che il refrigerante è stato fatto evaporare, o con la batteria o con i collettori PVT, viene inviato al separatore liquido-vapore; in questo modo si evita che gocce di CO₂ vengano inviate allo scambiatore rigenerativo o al compressore. Una volta ottenuto il vapore surriscaldato, il refrigerante in uscita dal rigenerativo torna al compressore per ricominciare il ciclo.

Nel seguente lavoro di tesi viene proposto il modello del solo funzionamento in espansione secca, sia con la batteria alettata sia con l'utilizzo dei collettori solari ibridi PVT. La particolarità del funzionamento in espansione secca è legata al fatto che il refrigerante in uscita dalla valvola di laminazione viene direttamente inviato all'evaporatore. Il fluido all'interno della batteria alettata o del collettore ibrido evapora e poi viene inviato al separatore liquido-vapore. Un possibile diagramma pressione-entalpia del ciclo termodinamico della pompa di calore in espansione secca è rappresentato in Figura 11; come si può vedere è rappresentato un ciclo transcritico perché il processo di raffreddamento al gas cooler avviene al di sopra del punto critico della curva di saturazione. I punti del ciclo rappresentano:

1. Ingresso al compressore;
2. Uscita dal compressore e ingresso al gas cooler;
3. Uscita dal gas cooler e ingresso allo scambiatore rigenerativo;
4. Uscita dallo scambiatore rigenerativo e ingresso alla valvola di laminazione;
5. Uscita dalla valvola di laminazione e ingresso all'evaporatore;
6. Uscita dell'evaporatore;

7. Ingresso al serbatoio di accumulo (separatore liquido-vapore);
8. Uscita dal serbatoio di accumulo.

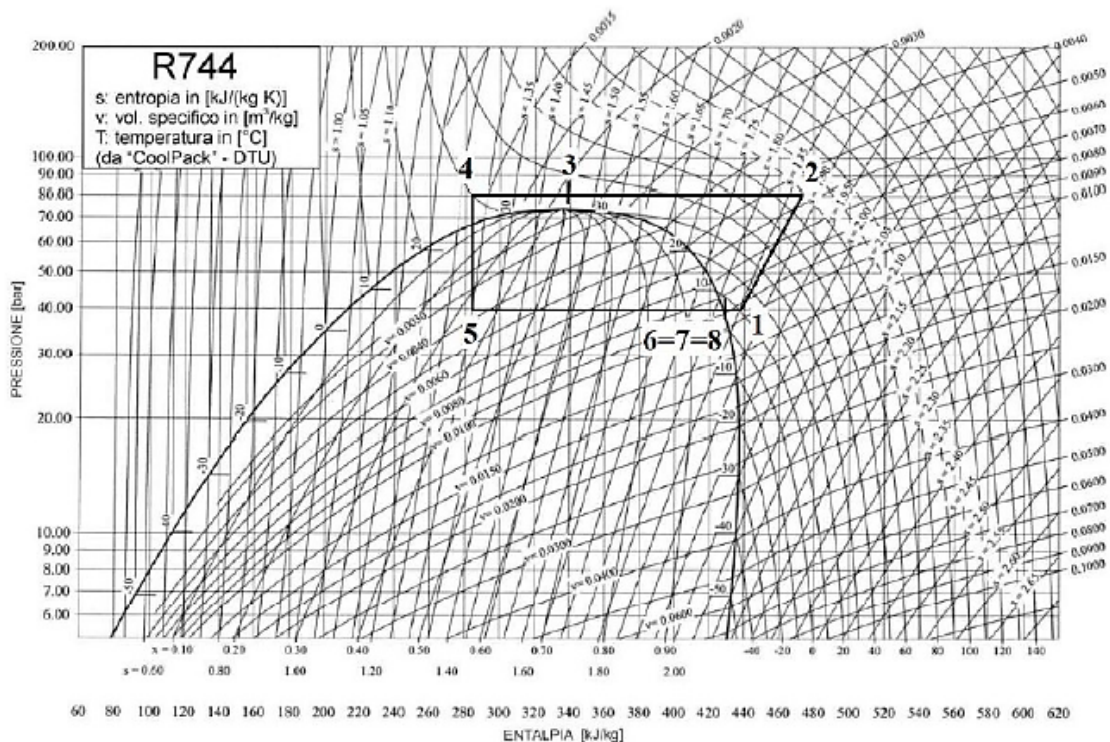


Figura 11 - Diagramma p-h del ciclo termodinamico della pompa di calore con espansione secca [41]

Per il controllo sul funzionamento della pompa di calore sono installati dei potenziometri, ciascuno dei quali regola la tensione da 0 a 10 V di tre componenti fondamentali: il compressore, la valvola di laminazione e il ventilatore. Il controllo sulla tensione permette di regolare il numero di giri del compressore, consente di regolare il valore della pressione di alta attraverso la valvola di laminazione e infine permette di regolare il numero di giri del ventilatore.

2.2.2 Modellizzazione della pompa di calore

Per il modello di simulazione della pompa di calore in linguaggio Fortran90 si è partiti dal modello stazionario scritto in Matlab e presentato nel lavoro di tesi svolto presso l'Università di Padova [41]. Per risolvere il modello è stato necessario

utilizzare correlazioni ricavate da dati sperimentali raccolti in laboratorio e relativi al prototipo della pompa di calore presentato in sezione 2.2.1.

Il modello descritto ha lo scopo di prevedere le condizioni termodinamiche e le prestazioni della macchina in determinate condizioni di funzionamento e ambientali. Questo modello sarà poi utilizzato per creare un nuovo componente da aggiungere alla libreria di TRNSYS per delle simulazioni con l'utilizzo della macchina.

Il modello della macchina è stato scritto seguendo una logica sequenziale, sia per quanto riguarda l'evaporazione in batteria alettata sia per l'evaporazione in collettori PVT. Uno schema generale è rappresentato in Figura 12 dove sono rappresentati tutti gli input e gli output per ogni componente della macchina. Si nota che, in base al tipo di evaporatore utilizzato dalla pompa di calore, gli input da dare al sistema sono differenti. I dati di input per il funzionamento con la batteria alettata sono i seguenti:

- Tensione del compressore (V_{comp});
- Tensione della valvola di laminazione (V_{valv});
- Tensione del ventilatore (V_{vent});
- Temperatura dell'aria ambiente (T_{air});
- Temperatura dell'acqua all'ingresso al gas cooler (T_{w_in});
- Dati di targa del ventilatore;
- Coefficienti delle curve sperimentali del ventilatore, del compressore e dello scambiatore rigenerativo.

I dati di input per il funzionamento con il collettore PVT sono i seguenti:

- Tensione del compressore (V_{comp});
- Tensione della valvola di laminazione (V_{valv});
- Temperatura dell'aria ambiente (T_{air});
- Temperatura dell'acqua all'ingresso al gas cooler (T_{w_in});
- Irradianza solare globale sul piano inclinato (G_{TI});

- Area di assorbimento dei collettori PVT numero di collettori utilizzati ($A_{collettore}$);
- Coefficienti delle curve sperimentali del collettore PVT, del compressore e dello scambiatore rigenerativo.

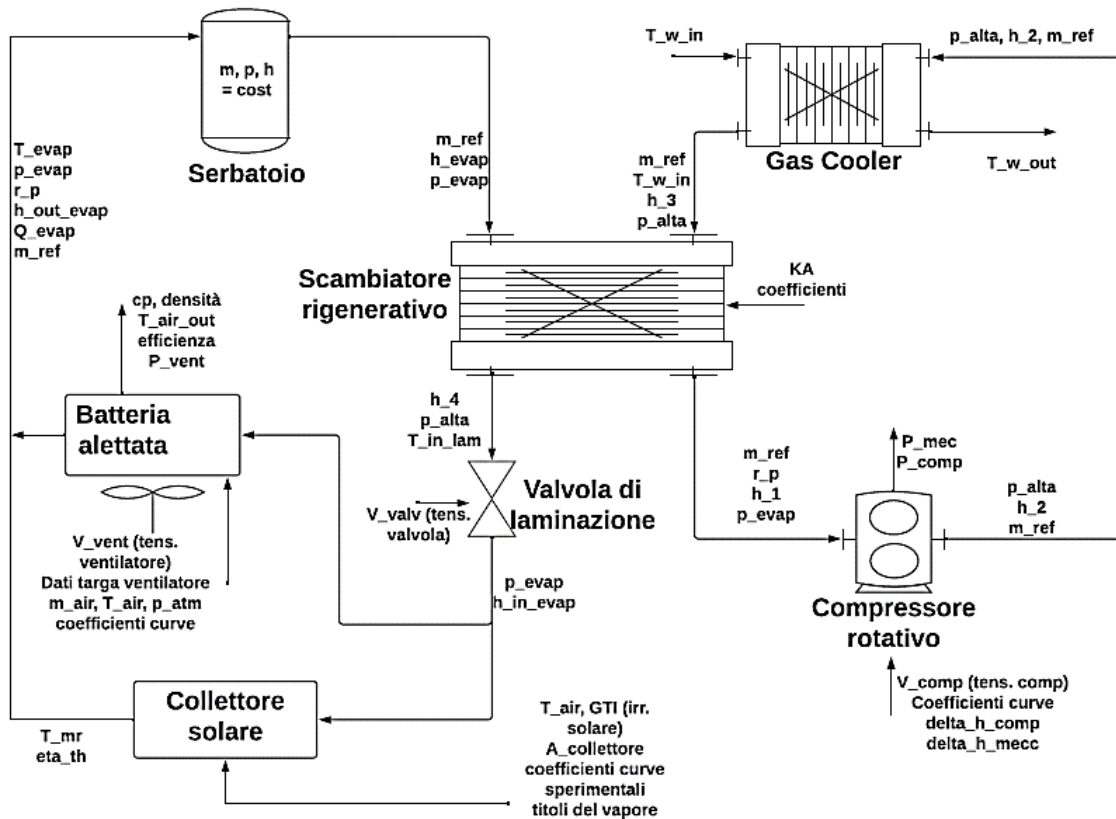


Figura 12 - Schema generale input/output della pompa di calore

La logica per la risoluzione, sia utilizzando la batteria alettata che il collettore PVT, prevede, dopo aver definito i dati di input e i valori dei coefficienti per le curve di funzionamento del compressore e del ventilatore, il calcolo della temperatura di evaporazione attraverso un ciclo iterativo e il calcolo delle potenze utilizzate dalla macchina ovvero quella del compressore, del ventilatore nel caso di batteria alettata, la potenza generale e quella del gas cooler. Infine, si passa al calcolo dei coefficienti di prestazione considerando prima solo il compressore e poi quello generale considerando tutte le potenze in gioco nella pompa di calore. In Figura 13 viene rappresentato il diagramma di flusso del modello.

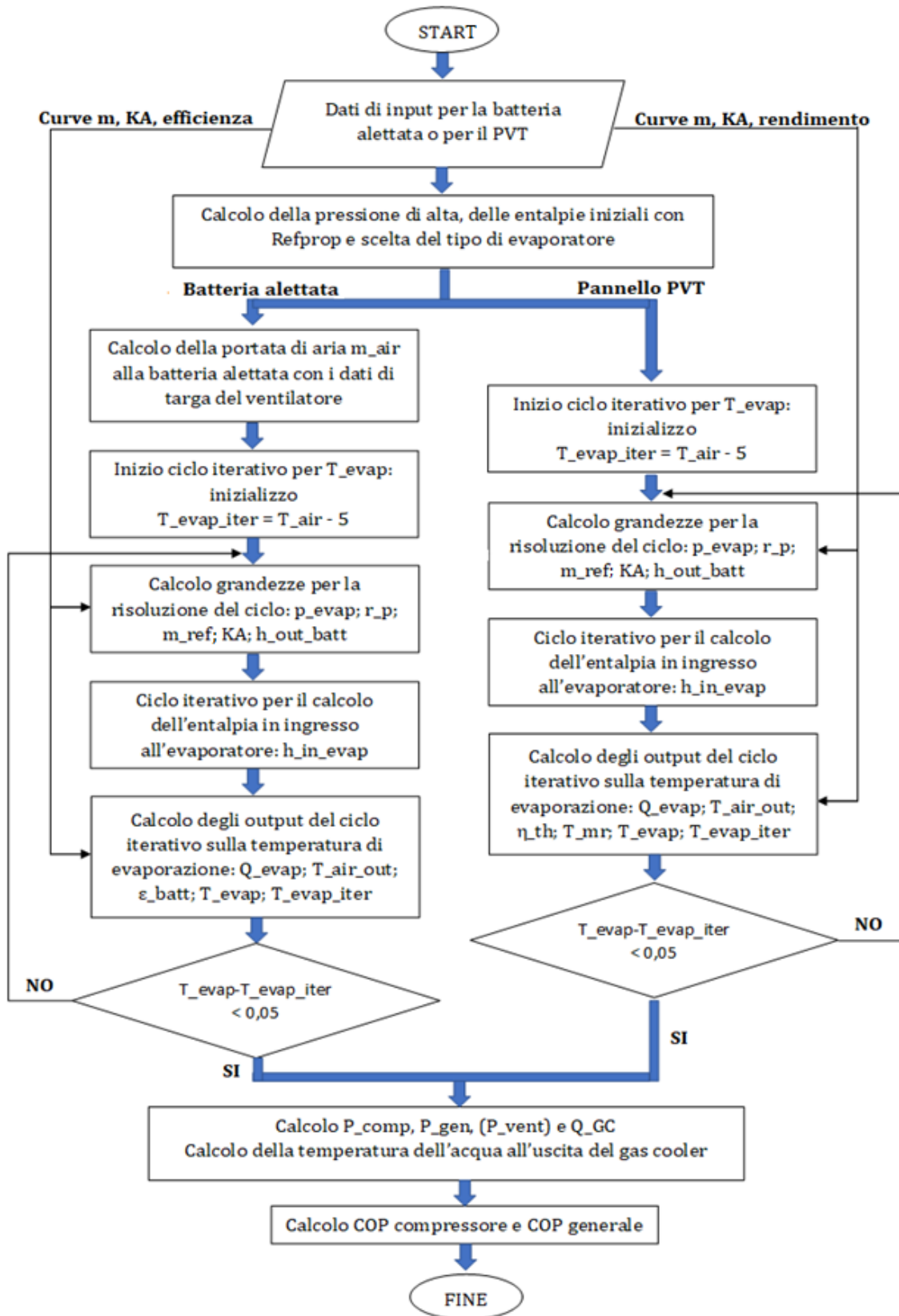


Figura 13 - Diagramma di flusso del modello pompa di calore

Per il calcolo della temperatura di evaporazione nel modello bisogna distinguere il funzionamento con la batteria alettata da quello con il collettore PVT perché prevedono una risoluzione diversa. Di seguito viene presentato prima il funzionamento con la batteria alettata e successivamente quello con i collettori fotovoltaici ibridi. Dopodiché vengono mostrati i calcoli per il calcolo delle potenze e dei coefficienti di prestazione.

2.2.2.1 Evaporazione in batteria alettata

Per il calcolo della temperatura di evaporazione in batteria alettata la prima variabile da calcolare è la portata d'aria generata dal ventilatore, la quale dipende dalla velocità di rotazione del ventilatore stesso. Questa portata d'aria viene determinata attraverso i dati di targa del ventilatore forniti in input, attraverso il valore del rapporto frequenza/tensione della macchina e sfruttando la legge dei ventilatori per la quale si ha che il rapporto tra la portata d'aria volumetrica e il numero di giri è costante. Si definisce dunque la portata d'aria massica con l'Eq 2.8, dove n è la velocità del motore, $rapp_{Qn}$ è il rapporto tra la portata volumetrica e il numero di giri calcolato con i dati di targa, ρ_{air} è la densità dell'aria a temperatura ambiente definita con Refprop e 3600 è un fattore di conversione per portare la portata da ore a secondi.

$$m_{air} = n * rapp_{Qn} * \frac{\rho_{air}}{3600} \quad (2.8)$$

dove ρ_{air} è la densità dell'aria a temperatura ambiente definita con Refprop e 3600 è un fattore di conversione per portare la portata da ore a secondi.

Dopo aver definito la portata di aria del ventilatore il codice prevede un ciclo iterativo (*doWhile*) per determinare la temperatura di evaporazione. Per prima cosa viene fissata una temperatura di evaporazione di primo tentativo per iniziare il ciclo, la quale viene fissata 5°C al di sotto della temperatura ambiente:

$$T_{evap_{iter}} = T_{air} - 5 \quad (2.9)$$

Con la temperatura di evaporazione e il titolo del fluido è possibile calcolare la pressione di evaporazione attraverso l'utilizzo del software Refprop, dopodiché è possibile calcolare il rapporto di pressione secondo la seguente relazione (Eq. 2.10):

$$r_p = \frac{p_{alta}}{p_{evap}} \quad (2.10)$$

È possibile ora definire la portata di refrigerante m_{ref} , che viene definita attraverso le espressioni polinomiali specifiche, ricavate sperimentalmente dai dati misurati secondo la norma europea EN 12900:2013. Queste espressioni sono dei polinomi cubici definiti in funzione della temperatura di evaporazione e della pressione di alta. Con il valore della portata è possibile calcolare la costante KA dello scambiatore rigenerativo utilizzando l'Eq 2.11 ricavata sperimentalmente, dove m_{rig} e b_{rig} sono le costanti dello scambiatore rigenerativo.

$$KA = m_{rig} * m_{ref} b_{rig} \quad (2.11)$$

Una volta calcolata questa costante, viene svolto un ulteriore ciclo iterativo allo scambiatore rigenerativo per determinare il valore dell'entalpia all'ingresso dell'evaporatore $h_{in_{evap}}$. Questo ciclo prevede in ingresso la temperatura di evaporazione, la costante KA dello scambiatore, la temperatura di uscita dal gas cooler, la portata di refrigerante e la pressione di alta. Per la risoluzione del ciclo lo scambiatore rigenerativo viene suddiviso in due parti: la zona 1 corrisponde al processo di evaporazione del refrigerante e la zona 2 corrisponde al solo surriscaldamento.

Dopo aver calcolato l'entalpia in ingresso all'evaporatore si procede con il ciclo iterativo sullo scambiatore rigenerativo si procede con il calcolo della potenza termica scambiata all'evaporatore con l'Eq. 2.12, conoscendo l'entalpia all'ingresso dell'evaporatore $h_{in_{evap}}$ e calcolando con Refprop l'entalpia in uscita dall'evaporatore $h_{out_{evap}}$ ipotizzando un titolo di 0,97:

$$Q_{evap} = m_{ref} * (h_{out_{evap}} - h_{in_{evap}}) \quad (2.12)$$

Per determinare la temperatura di evaporazione è necessario considerare l'efficienza della batteria alettata ε che sappiamo essere il rapporto tra la potenza termica all'evaporatore appena calcolata e la potenza massima che potrebbe essere scambiata dalla batteria. Viene determinata la temperatura di uscita dell'aria con l'Eq. 2.13:

$$T_{air_{out}} = T_{air} - \frac{Q_{evap}}{cp_{air} * m_{air}} \quad (2.13)$$

Si può dunque calcolare l'efficienza della batteria alettata:

$$\varepsilon = \frac{Q_{evap}}{Q_{max}} = \frac{T_{air} - T_{air_{out}}}{T_{air} - T_{evap_{iter}}} \quad (2.14)$$

Ora con l'efficienza termica della batteria alettata e utilizzando le curve di efficienza sperimentale della batteria si ricava la nuova temperatura di evaporazione utilizzando l'Eq. 2.15, dove a_{eff} e b_{eff} sono appunto i coefficienti sperimentali dell'efficienza della batteria alettata.

$$T_{evap} = T_{air} - \frac{\varepsilon - b_{eff}}{a_{eff}} \quad (2.15)$$

Questa temperatura di evaporazione risulta accettabile quando soddisfa la condizione di convergenza del ciclo iterativo e in particolare quando lo scarto tra la temperatura ipotizzata e calcolata risulta inferiore a 0,05.

$$scarto = |T_{evap} - T_{evap_{iter}}| < 0,05 \quad (2.16)$$

2.2.2.2 Evaporazione in espansione secca in pannello PVT

Per determinare la temperatura di evaporazione durante l'evaporazione nei collettori ibridi fotovoltaici in espansione secca il procedimento è praticamente lo stesso visto per la batteria alettata. In questo caso non viene calcolata la portata d'aria al ventilatore, ma per il resto tutte le formule e le procedure descritte in sezione 2.2.2.1 risultano identiche per i due tipi di scambiatore fino al calcolo della potenza termica all'evaporatore. Con i collettori ibridi non si considerano l'efficienza termica della batteria alettata, ma vengono aggiunte delle equazioni per il calcolo

dell'efficienza termica del collettore PVT. Questa efficienza viene calcolata sfruttando la sua definizione e utilizzando i dati a disposizione, ovvero il calore all'evaporatore Q_{evap} , l'irradianza globale sul piano inclinato GTI e la superficie dei collettori A_{coll} .

$$\eta_{th} = \frac{Q_{evap}}{GTI * A_{coll}} \quad (2.17)$$

Ora utilizzando la curva sperimentale per il collettore solare è possibile calcolare la temperatura media ridotta con l'Eq 2.18, ove q_{pann} e m_{pann} sono i coefficienti adimensionali e ricavati sperimentalmente del collettore PVT.

$$T_{mr} = \frac{\eta_{th} - q_{pann}}{m_{pann}} \quad (2.18)$$

Definita la temperatura media logaritmica è possibile calcolare la nuova temperatura di evaporazione con l'Eq. 2.19:

$$T_{evap} = T_{air} + T_{mr} * GTI \quad (2.19)$$

Questa temperatura di evaporazione risulta dunque accettabile, come nel caso della batteria alettata, quando lo scarto con la temperatura di evaporazione ipotizzata risulta inferiore a 0,05.

$$scarto = |T_{evap} - T_{evap_{iter}}| < 0,05 \quad (2.20)$$

2.2.2.3 Calcolo delle potenze e dei coefficienti di prestazione

Dopo aver determinato le temperature e le entalpie in gioco nel sistema pompa di calore, l'obbiettivo è calcolare le potenze e il COP della macchina. Per prima cosa viene definita la potenza meccanica al compressore come prodotto della portata di refrigerante per il salto entalpico al compressore Δh_{mecc} . Tuttavia, per calcolare questo salto è necessario conoscere l'entalpia all'uscita del compressore che non è nota. Il salto entalpico viene quindi calcolato sperimentalmente attraverso le espressioni polinomiali in funzione della temperatura di evaporazione e della pressione di alta. La potenza meccanica è calcolata con l'Eq 2.21:

$$P_{mecc} = \Delta h_{mecc} * m_{ref} \quad (2.21)$$

Allo stesso modo del salto entalpico, con i polinomi cubici, ricavati sperimentalmente, è possibile definire la potenza assorbita dal compressore P_{comp} . Successivamente, dal salto entalpico al compressore, viene calcolata l'entalpia all'uscita del compressore che corrisponde a quella in ingresso al gas cooler. Con l'entalpia in ingresso e quella in uscita, definita con Refprop, del gas cooler e la portata di refrigerante viene definita la potenza termica ceduta all'acqua dell'utenza come segue:

$$Q_{GC} = m_{ref} * (h_{in_{GC}} - h_{in_{rig}}) \quad (2.22)$$

Con la potenza al gas cooler è inoltre possibile definire la temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler con l'Eq 2.23:

$$T_{out_{GC}} = \frac{Q_{GC}}{m_{acqua} * c_{p_{acqua}}} \quad (2.23)$$

La potenza al ventilatore è definita sperimentalmente in funzione della tensione di alimentazione. Infine, si può determinare la potenza totale consumata dal generatore come somma della potenza al compressore, della potenza al ventilatore e di un valore costante dovuto ai consumi del quadro elettrico e dei sistemi di controllo pari a 28,8 W.

$$P_{gen} = P_{comp} + P_{vent} + 28,8 \quad (2.24)$$

Conoscendo tutte le potenze della macchina è possibile definire i coefficienti di prestazione, il primo riferito alla sola potenza consumata dal compressore mentre il secondo riferito alla potenza totale consumata dalla pompa di calore:

$$COP_{comp} = \frac{Q_{GC}}{P_{comp}} \quad (2.25)$$

$$COP_{comp} = \frac{Q_{GC}}{P_{gen}} \quad (2.26)$$

2.2.3 Creazione della nuova Type

Dopo aver scritto il codice nel linguaggio Fortran90 il passo successivo è stato quello di creare il nuovo componente da aggiungere alla libreria di TRNSYS, chiamandolo Type210. Così facendo il modello della pompa di calore viene reso disponibile agli altri utenti per effettuare le simulazioni desiderate. Per importare la nuova type all'interno del software prima di tutto bisogna definire il numero di input, di parametri e di output che il modello utilizzerà per il funzionamento. Importante è distinguere i parametri dagli input dove i primi sono dei valori che rimangono costanti per tutte le simulazioni, mentre gli input sono dei dati che rimangono sempre costanti nel timestep, ma che possono variare nel corso della simulazione. Tutte le variabili del codice devono essere definite nel codice specificando se si tratta di una variabile reale, intera o un vettore. In particolare, in questo componente ci sono complessivamente 55 variabili in gioco di cui 19 input, 8 parametri e 28 output. Gli output più interessanti per il modello studiato sono le potenze assorbite e erogate dalla pompa di calore, i coefficienti di prestazione e la temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler. Definito il numero di variabili è stato scritto il codice, in linguaggio Fortran90, seguendo il modello descritto in sezione 2.2.2 e richiamando i programmi necessari al funzionamento all'interno di Simulation Studio. Alla type, oltre alle variabili viste nel codice matematico, è stata aggiunta una variabile di controllo che consente di definire se la pompa di calore è accesa (1) o spenta (0). Fatto questo è stato creato l'interfaccia (proforma) per la nuova type, necessario per interagire con le variabili del nuovo componente all'interno di Simulation Studio con tutti i suoi input e output. L'ultimo passaggio è stato quello di provare la nuova Type210 all'interno di Simulation Studio per verificare che funzionasse in modo corretto.

Capitolo 3

Schema e modello dell'impianto per la prova della pompa di calore

In questo capitolo viene analizzato l'impianto utilizzato per simulare il funzionamento della pompa di calore durante un prelievo da parte di un'utenza. Vengono presentati lo schema reale con tutti i suoi componenti e il modello utilizzato per le simulazioni in TRNSYS. Il principale software di simulazione utilizzato è TRNSYS (TRaNsient System Simulation tool), sviluppato dall'Università di Wisconsin-Madison nel 1975: si tratta di un ambiente di simulazione dinamica completo ed estensibile per lo studio di sistemi energetici [37]. Questo software è molto utilizzato nell'ambito della ricerca grazie alla sua struttura aperta e modulare, che consente di ampliare la libreria esistente con nuovi componenti (type). Un progetto in TRNSYS è creato connettendo graficamente le varie type all'interno di Simulation Studio, che è la principale interfaccia grafica del software. Ciascuna type contiene il modello matematico del componente rappresentato con equazioni di tipo algebrico o differenziale e presenta una serie di parametri, input e output necessari per il funzionamento. Una volta connesse tra di loro le type, si devono impostare i parametri globali e il progetto è pronto per la simulazione.

Di seguito viene mostrato l'impianto utilizzato per la prova della pompa di calore che è situato presso il laboratorio di conversione dell'energia solare dell'Università di Padova. Sono stati descritti i componenti che lo compongono con tutte le loro caratteristiche, utili per comprendere meglio il funzionamento dell'intero impianto. Sono poi stati analizzati i due modelli in TRNSYS che simulano il lavoro di tale impianto, sia con la pompa di calore spenta sia con la macchina accesa. Per entrambi i modelli sono state illustrate le type utilizzate, ponendo particolare attenzione allo scambiatore di calore e ai due serbatoi di accumulo termico. Sono inoltre stati

descritti tutti gli input e gli output che il modello richiede per eseguire le simulazioni.

3.1 Schema e funzionamento dell'impianto

L'impianto utilizzato per le prove è situato presso il laboratorio di conversione dell'energia solare dell'Università di Padova. L'impianto simula un carico termico di un'utenza tramite uno scambiatore di calore a piastre.

Nell'impianto sono presenti due serbatoi, uno caldo e uno freddo, che consentono di lavorare con due diversi livelli di temperatura. In particolare, la presenza del serbatoio freddo permette di inviare alla pompa di calore acqua a bassa temperatura, circa 30°C. Questi due serbatoi sono utili in modo da far lavorare le pompe di calore a CO₂ con differenze di temperatura dell'acqua al gas cooler elevate.

Per comprendere lo schema dell'impianto risulta utile descriverne il funzionamento facendo riferimento alla Figura 14.

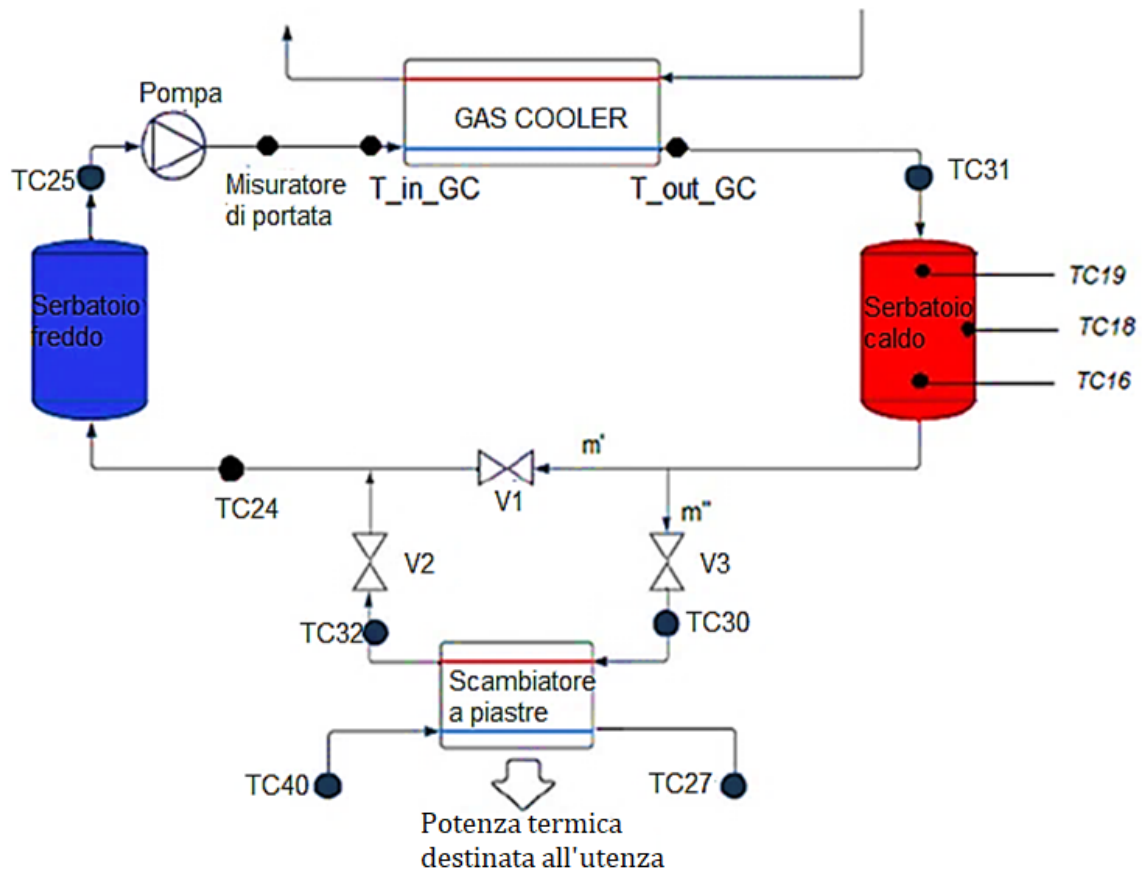


Figura 14 - Schema impianto sperimentale

L'acqua riscaldata, in uscita dal gas cooler, entra, dalla parte superiore, nel serbatoio termico caldo dove va a miscelarsi con il volume già presente all'interno. Successivamente il fluido esce dalla parte inferiore dell'accumulo e viene inviato verso le valvole V1, V2, V3 e qui si possono avere due situazioni diverse:

- Se le valvole V2 e V3 sono aperte, significa che ci sarà un prelievo di calore da destinare all'utenza e la portata inviata allo scambiatore sarà regolata con la valvola V1, così da avere una portata allo scambiatore e una portata di bypass. Una volta uscita dallo scambiatore le due portate si miscelano nuovamente portandosi a una temperatura intermedia tra le due;
- Se le valvole V2 e V3 invece sono chiuse, non ci sarà un prelievo di calore per l'utenza, la portata allo scambiatore è nulla e la portata di by-pass sarà la portata totale che circola nell'impianto.

Una volta attraversata questa sezione l'acqua entra, dalla parte inferiore, nel serbatoio freddo e va a miscelarsi con quella presente già all'interno. L'acqua, prelevata dalla parte superiore di quest'ultimo serbatoio, viene inviata alla pompa di circolazione per consentirne il moto e la portata viene misurata con il misuratore di Coriolis. Infine, il fluido torna nuovamente alla pompa di calore dove viene riscaldato nel gas cooler per poi ricominciare il ciclo all'interno dell'impianto.

Uno scambiatore a piastre, che scambia calore con acqua di pozzo, è stato impegnato per simulare un prelievo da parte dell'utenza. Il calore scambiato calcolato è dato dalla seguente formula (Eq 3.1):

$$Q_{utenza} = \dot{m}_{acqua} * c_{p_{acqua}} * (TC_{30} - TC_{24}) \quad [W] \quad (3.1)$$

dove \dot{m}_{acqua} è la portata totale che circola nell'impianto, $c_{p_{acqua}}$ è il calore specifico dell'acqua, TC_{30} e TC_{24} sono le temperature misurate dalle rispettive sonde di temperatura.

La regolazione della portata totale che circola all'interno dell'impianto viene effettuata agendo su una valvola posta prima dell'ingresso dell'acqua nel gas cooler della pompa di calore. La curva del profilo di carico destinato all'utenza è effettuata variando la portata totale perché non sono presenti altri organi di regolazione. Questo sistema di regolazione del carico non è molto preciso perché risente di una serie di fenomeni che si sviluppano all'interno dell'impianto. Per esempio, con portate basse si avranno elevati salti della temperatura al gas cooler ma poca miscelazione all'interno del serbatoio, così da causare una stratificazione all'interno del serbatoio stesso. Questi meccanismi, che si sviluppano all'interno del serbatoio a causa delle variazioni di portata, comportano delle difficoltà nella regolazione del carico di calore destinato all'utenza.

Le Figure 15-a e 15-b mostrano la parte dell'impianto adibita al prelievo, con i due serbatoi e uno scambiatore di calore che simula l'utenza, la figura 15-c mostra il prototipo della pompa di calore a CO₂, con la batteria alettata e i collettori PVT usati con funzione di evaporatore.

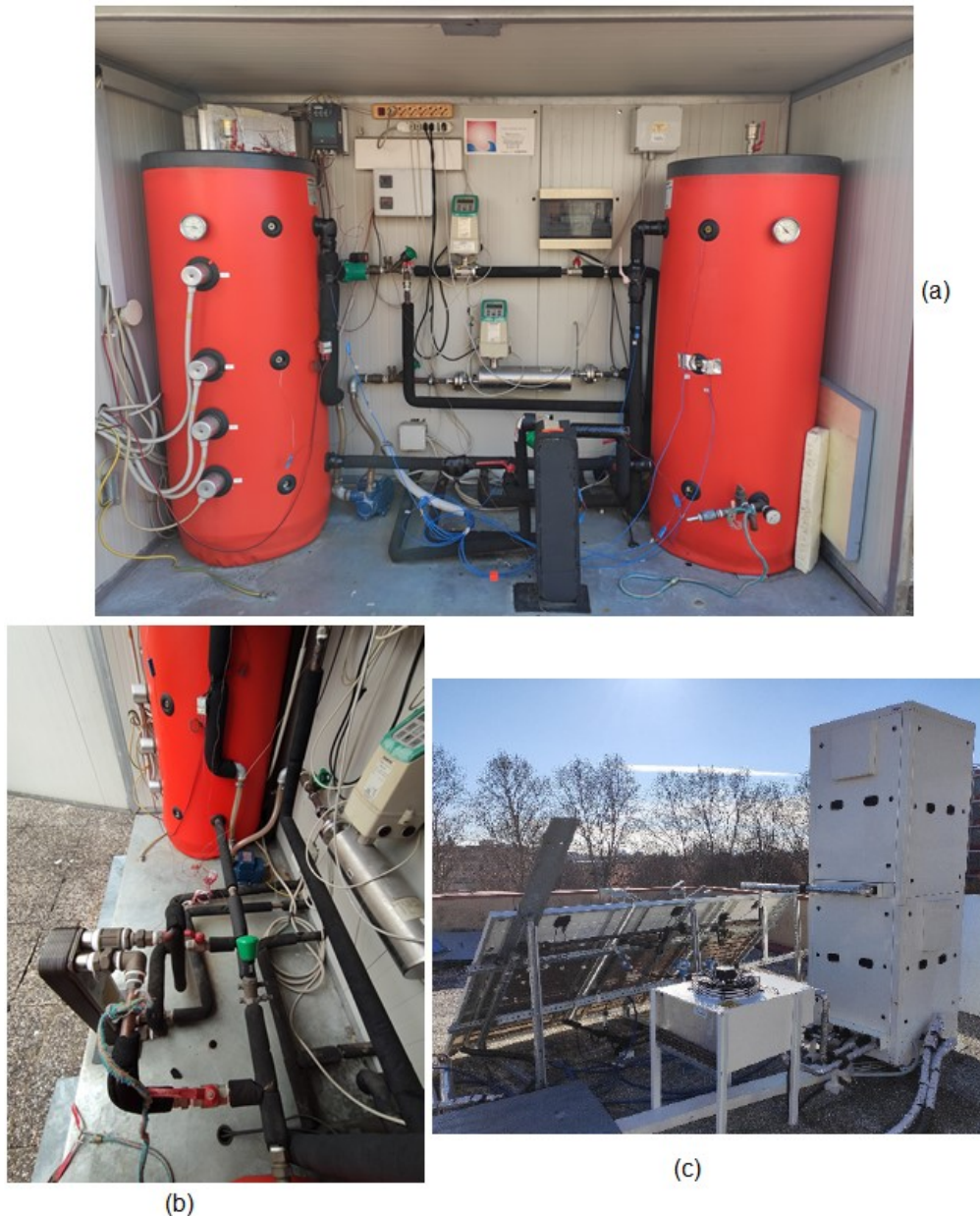


Figura 15 - Laboratorio di conversione dell'energia dell'Università di Padova. (a-b) parte dell'impianto relativa al prelievo dall'utenza (c) prototipo della pompa di calore.

L'impianto di Figura 15 è costituito dai seguenti elementi:

- N. 2 serbatoi di accumulo termico, uno per l'acqua calda e uno per l'acqua fredda. I due serbatoi hanno una capacità nominale di 200 L, un'altezza di 140 cm, una circonferenza di 175 cm, sono realizzati in acciaio Inox AISI 316L e rivestiti esternamente da 5 cm di poliuretano che funge da isolante termico. L'uscita superiore è posta a 116 cm dalla plancia inferiore, mentre l'uscita più bassa è posta a 26 cm sempre dalla plancia inferiore.

- Un circolatore, necessario per mettere in movimento l'acqua all'interno dell'impianto.
- Una serie di valvole: V1 è una valvola utilizzata per regolare la portata diretta allo scambiatore a piastre e quindi definisce la potenza destinata all'utenza. Questa valvola divide la portata in due: m' chiamata portata di by-pass e m'' chiamata portata allo scambiatore. V2 e V3 sono invece due valvole a sfera che vengono usate per chiudere o aprire la portata diretta allo scambiatore a piastre.
- Uno scambiatore di calore a piastre che rappresenta l'utenza e quindi, necessario per trasferire il calore dall'acqua dell'impianto all'acqua di pozzo.
- Gas cooler della pompa di calore dove l'acqua che circola nell'impianto viene riscaldata.
- N. 4 resistenze elettriche riscaldanti poste a diverse altezze del serbatoio freddo e ciascuna con una potenza di 4,5 kW. Questi elementi vengono utilizzati per portare alla temperatura desiderata l'intero impianto per poi iniziare le prove.
- Un misuratore di portata di Coriolis: questo tipo di misuratore comprende uno o più tubi di misura che un eccitatore fa oscillare in modo artificiale. Non appena il fluido comincia a scorrere all'interno del tubo di misura, si impone un'altra torsione sull'oscillazione provocata dall'inerzia del fluido. Due sensori rilevano questo cambiamento nell'oscillazione del tubo nel tempo e nello spazio come "differenza di fase". Questa differenza è una misura direttamente proporzionale della portata massica [42]. Per quanto riguarda la regolazione della portata, in questo impianto viene fatta manualmente agendo su una valvola posta a valle del misuratore e a monte della pompa di calore.
- Una serie di sonde di temperatura per controllare la temperatura all'interno dell'impianto:
 - TC19, TC18 e TC16 misurano la temperatura all'interno del serbatoio caldo a tre diverse altezze;

- TC30 e TC32 misurano la temperatura rispettivamente all'ingresso e all'uscita dello scambiatore;
- TC24 e TC25 misurano la portata in ingresso e in uscita dall'accumulo termico;
- TC31 misura la temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler della pompa di calore;
- TC40 e TC27 misurano le temperature dell'acqua destinata all'utenza rispettivamente in ingresso e uscita dallo scambiatore a piastre

Tutti i componenti descritti sono collegati tra loro attraverso tubazioni rigide o flessibili e isolati termicamente.

3.2 Modello dell'impianto di prova in TRNSYS con la pompa di calore spenta

Il primo passo all'interno dell'ambiente TRNSYS per verificare i dati delle prove è stato quello di creare il modello costituito dai due serbatoi descritto nel paragrafo 3.1. Il modello realizzato è una semplificazione dello schema reale e simula il comportamento dell'impianto funzionante con pompa di calore spenta. Questo primo modello è stato realizzato per effettuare una prima calibrazione degli elementi dell'impianto all'interno di TRNSYS durante un periodo di prelievo di calore da parte dell'utenza. La Figura 16 mostra lo schema del modello realizzato in TRNSYS: in blu è rappresentato il percorso del fluido; in rosso sono rappresentati gli input necessari alla simulazione, che sono le temperature, il carico all'utenza e la portata totale; in nero sono visibili i collegamenti per gli output, ovvero le temperature all'uscita di ciascun componente e le portate calcolate. Si può vedere che l'acqua in uscita dal serbatoio freddo viene inviata alla pompa di circolazione per poi entrare all'interno del serbatoio caldo, dove si miscela con quella contenuta al suo interno. All'uscita del serbatoio, il valore della portata totale viene utilizzato come input ad un calcolatore che simula il comportamento dello scambiatore e consente il calcolo della portata di bypass e della portata destinata allo scambiatore.

Per portata di bypass si intende la frazione di portata totale proveniente dal serbatoio caldo che non viene inviata allo scambiatore di calore e che fluisce direttamente verso la valvola di miscelazione. Successivamente la portata in uscita dallo scambiatore ideale e l'acqua di bypass si miscelano attraverso un miscelatore. Infine, la portata totale fa ritorno al serbatoio freddo dove si miscela con il volume di fluido presente all'interno per poi ricominciare il circuito.

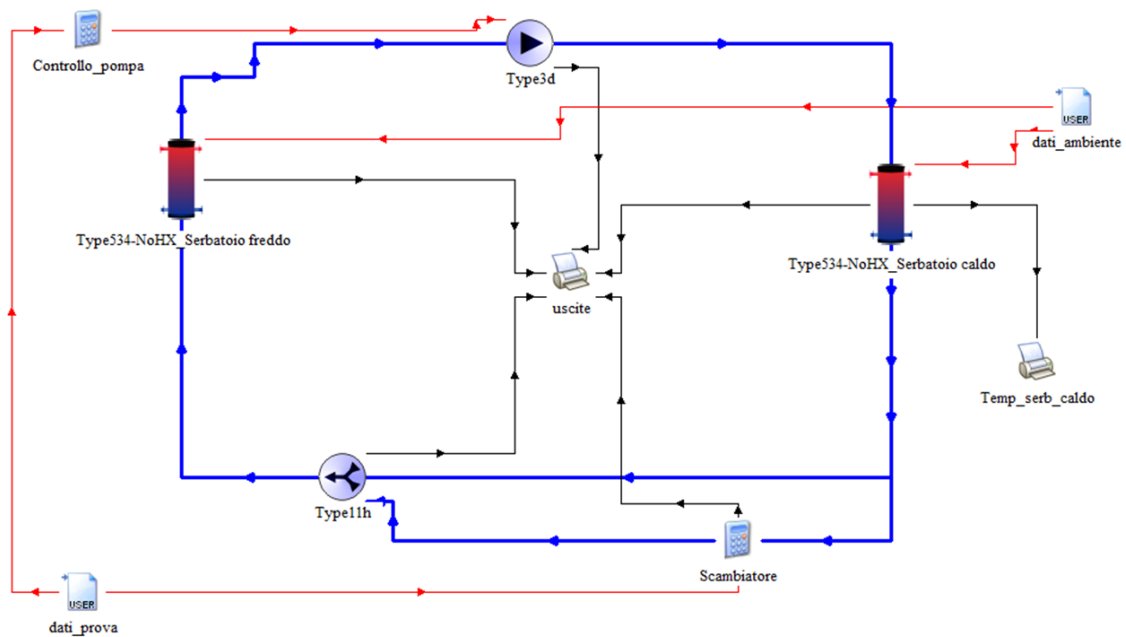


Figura 16 - Modello preliminare del modello in TRNSYS con pompa di calore spenta

Di seguito vengono descritte le type che compongono il modello di Figura 16 [43].

- Type534: rappresenta un accumulo termico cilindrico con configurazione verticale e viene utilizzata sia per il serbatoio freddo che per il serbatoio caldo. Questa type modella un serbatoio a volume costante riempito di un certo fluido e con la possibilità di inserire degli scambiatori di calore immersi. Il fluido presente all'interno interagisce con l'ambiente esterno, attraverso le dispersioni termiche dall'alto, dal basso e dalla superficie laterale e interagisce con il flusso in ingresso e in uscita dal serbatoio. Il serbatoio è suddiviso in nodi di temperatura isotermici, un parametro scelto dall'utente, così da poter controllare il grado di stratificazione. La type prevede che ciascun nodo a volume costante sia isotermico e interagisca

termicamente con i nodi sopra e sotto attraverso i meccanismi di conduzione e di movimento del fluido. È possibile l'utilizzo di diversi tipi di scambiatori all'interno del serbatoio oppure può essere fornito a ciascun nodo un valore di calore ausiliario. Tra i parametri vengono definiti i valori di trasmittanza termica, le proprietà fisiche del fluido contenuto all'interno e il numero di nodi definendo anche quello di ingresso e quello di uscita. Gli input previsti dalla type sono: la temperatura e la portata di ingresso del fluido; la temperatura ambiente dove si trova posizionato il serbatoio; eventuali valori di calore ausiliario dall'esterno. Tra gli output più interessanti che può fornire il modello si hanno la temperatura e la portata in uscita, la temperatura media, le perdite di calore e la temperatura a ciascun nodo del serbatoio. Inoltre, è possibile definire la temperatura iniziale a cui si trova ogni nodo del serbatoio.

- Type3d: questa type rappresenta una pompa di circolazione e consente il moto del fluido all'interno del circuito. La portata di massa uscente dalla pompa di circolazione è pari al prodotto tra la portata massima, fissata come parametro, e un segnale di controllo fornito come input, quest'ultimo può assumere un valore tra 0 e 1. Il segnale di controllo nel modello studiato è calcolato come il rapporto tra la portata reale misurata nelle prove e il valore della portata massima fissato pari a 1000. Questo componente imposta la portata per il resto dei componenti nel circuito. Inoltre, si ha che una parte, definita dall'utente, della potenza della pompa viene convertita in energia termica.
- Type11h: negli impianti termici è spesso necessario l'uso di raccordi a T per tubi o condotti, miscelatori e deviatori soggetti a controllo esterno. Questa type modella un raccordo in cui due flussi di liquido in ingresso vengono miscelati insieme in un unico flusso di uscita. Tra gli input del modello si hanno le due temperature e le due portate dei flussi in ingresso, mentre in uscita si hanno la portata e la temperatura del fluido ottenuto dalla miscelazione.

- Type9e: questo componente ha lo scopo di leggere i dati, ad intervalli di tempo regolari, da un file di dati e successivamente convertirlo in un sistema di unità desiderato per renderlo disponibile ad altri componenti di TRNSYS. Questo componente è di natura molto generale e consente di leggere diversi tipi di file input. Nel presente modello sono utilizzate due type di questo genere.
- Type25c: questo componente viene utilizzato per stampare le variabili del sistema selezionate ad intervalli di tempo specificati.

Inoltre, nel modello sono presenti delle calcolatrici che vengono utilizzate per inserire le equazioni desiderate all'interno del sistema. Nel seguente modello ne sono state inserite due. La prima, nominata controllo_pompa, viene utilizzata per il calcolo del parametro di controllo della pompa di circolazione e usa l'Eq 3.2, dove \dot{m}_{totale} è la portata totale misurata durante le prove e \dot{m}_{max} è la portata massima della pompa di circolazione.

$$controllo_{pompa} = \frac{\dot{m}_{totale}}{\dot{m}_{max}} \quad (3.2)$$

La seconda calcolatrice prevede una serie di equazioni per simulare il comportamento dello scambiatore di calore. Per prima cosa, con i dati reali del carico destinato all'utenza e con le temperature misurate durante le prove, viene calcolata la portata che fluisce attraverso lo scambiatore con l'Eq 3.3, dove Q_{utenza} [W] è il carico destinato al prelievo dell'utenza reale, cp_{acqua} $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$ è il calore specifico dell'acqua, $T_{out_{SCm}}$ e $T_{out_{scamb_m}}$ [°C] sono le temperature misurate dalle rispettive sonde TC16 e TC32 nell'impianto:

$$\dot{m}_{scambiatore} = \frac{Q_{utenza}}{cp_{acqua} \cdot (T_{out_{SCm}} - T_{out_{scamb_m}})} \quad \left[\frac{kg}{h}\right] \quad (3.3)$$

Definita la portata che circola allo scambiatore viene calcolata la temperatura in uscita dallo scambiatore con i dati simulati dal modello (Eq 3.4) e successivamente la portata di bypass (Eq 3.5), dove $T_{ing_{scamb_s}}$ è la temperatura di ingresso dell'acqua allo scambiatore e proveniente dal serbatoio caldo fornita dal modello.

$$T_{out_scamb} = T_{ing_scamb_s} - \left(\frac{q_{utenza}}{cp_{acqua} * \dot{m}_{scamb}} \right) \quad [^{\circ}C] \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{bypass} = \dot{m}_{totale} - \dot{m}_{scamb} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.5)$$

3.2.1 Input e output del modello

Gli input del modello sono forniti, come abbiamo visto, attraverso la Type9e mentre per gli output viene utilizzata la Type25c. Per realizzare le simulazioni gli input richiesti dal sistema sono i seguenti:

- Carico richiesto dall'utenza;
- Portata totale che circola nell'impianto;
- Temperatura rilevata dalla sonda dopo lo scambiatore (T_{out_scm} o TC32);
- Temperatura all'uscita dal serbatoio caldo (T_{out_scambm} o TC16);
- Temperatura dell'aria esterna.

Il carico è relativo a un prelievo tipo per la produzione di ACS durante una giornata, per un'abitazione di 4 persone con un consumo stimato di 200 l/giorno. La Figura 17 mostra il carico e la temperatura dell'aria esterna.

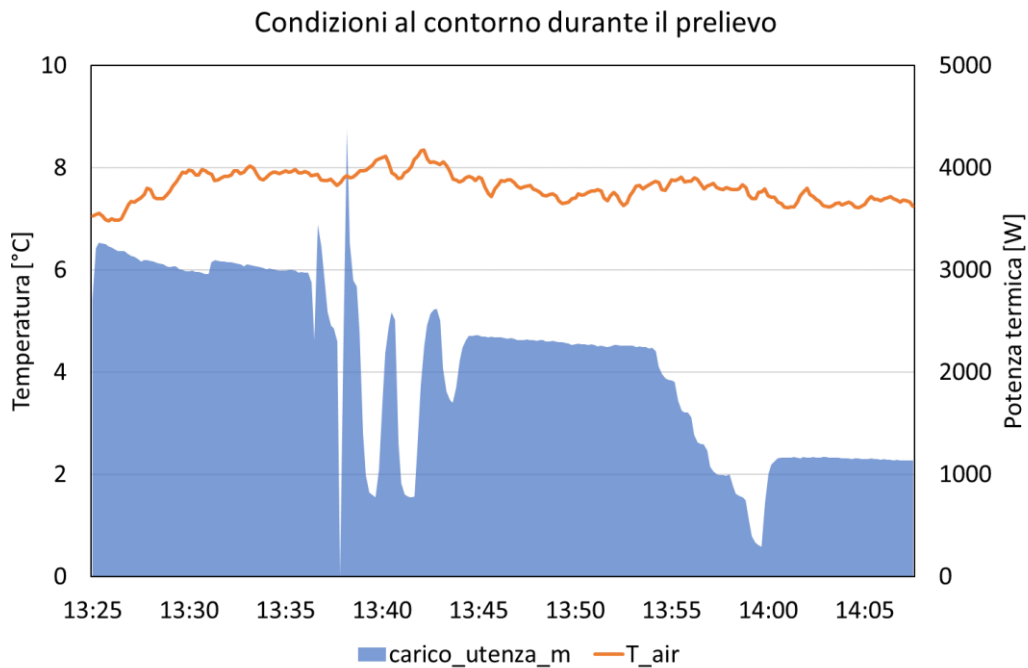


Figura 17 - Temperatura dell'aria esterna e carico all'utenza

I principali output del modello sono invece le temperature in uscita dai vari componenti del sistema e i valori delle portate calcolate, ovvero dello scambiatore e quella di bypass. Le variabili in uscita dal sistema sono le seguenti:

- Temperatura in uscita dal serbatoio caldo ($T_{out_{SC_s}}$);
- Temperatura all'uscita dello scambiatore ($T_{out_{scamb_s}}$);
- Temperatura dopo la miscelazione (T_{mix_s});
- Temperatura in uscita dal serbatoio freddo ($T_{out_{SF_s}}$);
- Temperatura in uscita dalla pompa di circolazione ($T_{out_{pompa_s}}$);
- Portata totale ($f_{r_{tot_s}}$);
- Portata allo scambiatore ($f_{r_{scamb_s}}$);
- Portata di bypass ($f_{r_{bypass_s}}$).

3.2.2 Parametri dei due serbatoi termici

Di seguito viene mostrato come sono stati fissati i parametri dei due serbatoi di accumulo termico, che sono gli elementi che più influiscono sulle simulazioni dell'impianto. In Tabella 1 si ha l'elenco dei parametri del modello del serbatoio calibrati, sia per il serbatoio freddo sia per quello caldo, con i valori della simulazione migliore.

Tabella 1 - Parametri dei serbatoi per il modello senza pompa di calore

	Serbatoio caldo	Serbatoio freddo
Numero di nodi [-]	12	9
Numero di porte di ingresso/uscita [-]	1	1
Volume [m ³]	0,2	0,2
Altezza del serbatoio [m]	1,4	1,4
Coefficiente di dispersione termica [kJ]/(h*m ² K)	1,872	1,872
Nodo di ingresso	3	8
Nodo di uscita	10	1

Il numero di nodi dei serbatoi è stato scelto facendo le simulazioni, che verranno descritte nel capitolo 4, in maniera tale da simulare al meglio il funzionamento reale dell'impianto ed, in particolare, la stratificazione dei serbatoi. La Figura 18 mostra la suddivisione in nodi dei due serbatoi di accumulo che ne determina una diversa stratificazione del fluido all'interno. In ciascun nodo viene fatto un bilancio energetico.

Anche la scelta del nodo di ingresso e di uscita è stata fatta cercando di simulare la reale posizione della mandata e del ritorno nei serbatoi. In particolare, il serbatoio freddo prevede l'ingresso nella parte bassa e l'uscita nella parte alta viceversa, quello caldo, dove si ha l'ingresso nella parte superiore e l'uscita nella parte

inferiore. Per fare questa scelta sono state fatte diverse simulazioni per ottenere una corretta calibrazione dei due serbatoi.

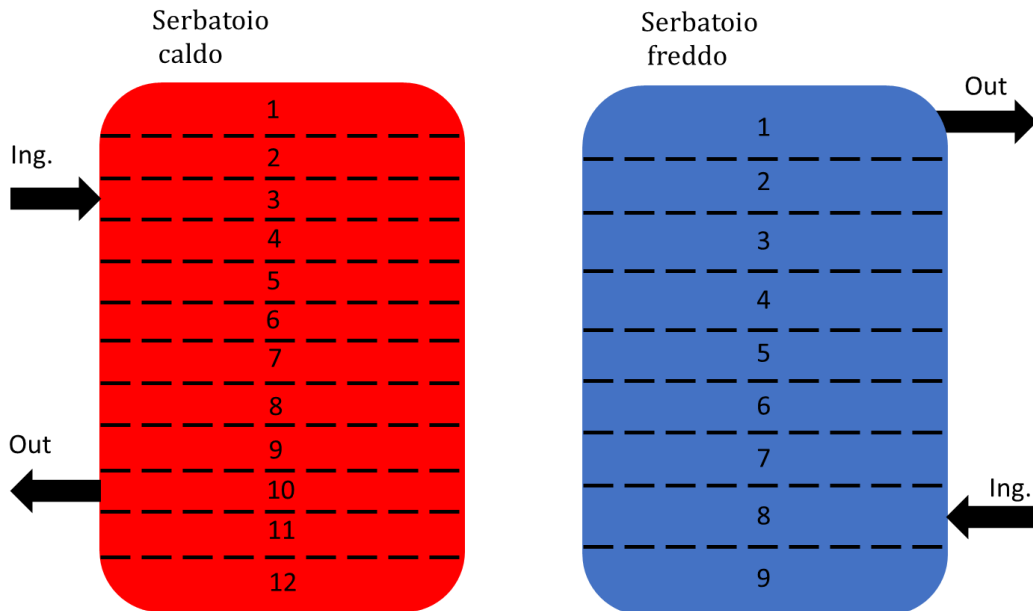


Figura 18 - Modello dei due serbatoi per il modello preliminare con pompa di calore spenta

Il numero di porte, così come il volume e l'altezza del serbatoio, sono stati definiti in base ai dati reali dei due serbatoi.

Infine, per il calcolo del coefficiente di dispersione termica, ovvero della trasmittanza U , si è considerato uno spessore di 5 cm dell'isolante realizzato in poliuretano con una conduttività termica di $0.026 \text{ W}/(\text{mK})$ mentre si è trascurato lo spessore dell'acciaio. La formula utilizzata per il calcolo è riportata nell'Eq. 3.6, dove $\lambda_{iso} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right]$ e $s_{iso} \text{ [m]}$ sono rispettivamente la conduttività termica e lo spessore dello strato di isolante.

$$U = \frac{1}{\frac{\lambda_{iso}}{s_{iso}}} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \right] \quad (3.6)$$

3.3 Modello dell'impianto di prova con la pompa di calore in TRNSYS

Il secondo modello realizzato in TRNSYS è stato quello dei due serbatoi con l'aggiunta della nuova Type210 della pompa di calore. Per costruirlo il punto di partenza è stato il modello visto in sezione 3.2 con le opportune modifiche. Il modello simula il comportamento dell'impianto descritto in precedenza, includendo i prelievi dell'utenza e i periodi di accensione e spegnimento della pompa di calore. In figura 19 viene mostrato lo schema realizzato in Simulation Studio: ancora, in blu è rappresentato il circuito del fluido, in rosso sono rappresentati gli input e in nero sono raffigurati i collegamenti per gli output. Si può vedere che l'acqua, dopo essere uscita dal serbatoio freddo ed essere passata nella pompa di circolazione, entra nella pompa di calore. All'interno di questo componente l'acqua scambia il calore con il refrigerante per mezzo del gas cooler della pompa di calore. Tuttavia, se la macchina è spenta ($controllo_{pompa} = 0$) la temperatura in uscita dalla Type210 risulta uguale a quella in ingresso. Una volta attraversato questo componente, l'acqua entra nel serbatoio caldo dove si miscela con il fluido già presente all'interno. All'uscita del serbatoio caldo, l'acqua, come nel caso precedente, passa attraverso lo scambiatore di calore ideale, realizzato con la calcolatrice, definendo così la portata allo scambiatore, quella di bypass e la temperatura in uscita dallo scambiatore stesso. Successivamente le due portate si miscelano nuovamente e il fluido fa ritorno nel serbatoio freddo, da dove poi ricomincia il circuito.

Le type utilizzate per realizzare il seguente modello sono le stesse utilizzate per simulare il modello visto in sezione 3.1, si hanno dunque le type534 per i due serbatoi, la type3d della pompa di circolazione, la type11h utilizzata per il miscelatore, le type9e di lettura dati, le type25c per gli output, le calcolatrici e la type210 che simula il comportamento del prototipo della pompa di calore e il cui codice matematico è stato descritto nel capitolo 2. Tutte le equazioni utilizzate nel modello precedente sono riportate anche nel modello TRNSYS.

Rispetto al modello senza la pompa di calore, in questo si nota la presenza di un'ulteriore type9e di lettura dati; è stata aggiunta per permettere di inserire nel modello eventuali apporti di calore, all'interno del serbatoio freddo, dovuti all'accensione delle resistenze di calore poste a diverse altezze del serbatoio.

Un'altra modifica effettuata in questo modello è stata quella di aggiungere un controllo all'interno della calcolatrice che simula il comportamento dello scambiatore di calore. Questo controllo è stato necessario perché nei dati misurati nelle prove, quando non c'è richiesta da parte dell'utenza, vengono chiuse le valvole V2 e V3 e il carico misurato risulta essere negativo. In questo modo quando sono presenti eventuali carichi negativi il modello li pone uguale a zero cosicché anche la portata calcolata allo scambiatore risulta pari a zero. Con questo accorgimento viene simulato il comportamento delle valvole presenti nello schema dell'impianto reale ma che, a causa delle semplificazioni, non sono presenti all'interno del modello realizzato in TRNSYS.

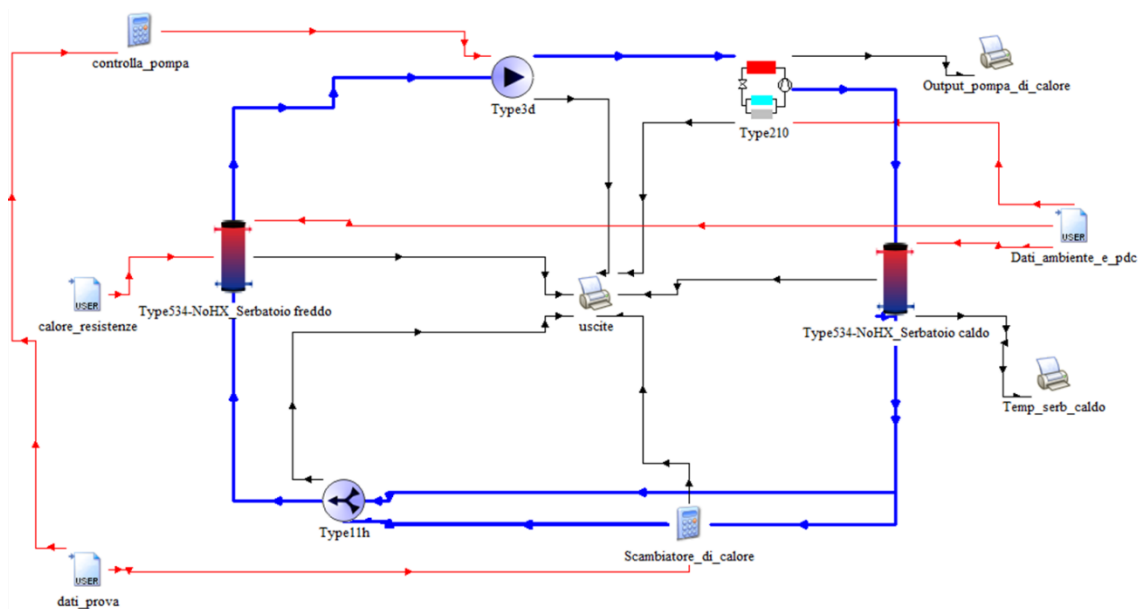


Figura 19 - Modello in TRNSYS dell'impianto con la pompa di calore

3.3.1 Input e output del modello

Per quanto riguarda le variabili in ingresso e in uscita dal modello non si differenziano molto dal modello visto precedentemente. Gli input da dare sono i seguenti:

- Carico richiesto dall'utenza;
- Portata totale che circola nell'impianto;
- Temperatura rilevata dalla sonda dopo lo scambiatore ($T_{out_{scm}}$ o TC32);
- Temperatura all'uscita dal serbatoio caldo ($T_{out_{scambm}}$ o TC16);
- Temperatura dell'aria esterna;
- Segnale di controllo per la pompa di calore;
- Tensione di alimentazione per il compressore, la valvola e il ventilatore;
- Potenza delle resistenze presenti all'interno del serbatoio freddo.

La Figura 20 mostra il carico all'utenza e la temperatura dell'aria esterna durante le prove effettuate. Il carico simula due prelievi tipo per la produzione di ACS durante una giornata, per un'abitazione di 4 persone con un consumo stimato di 200 l/giorno.

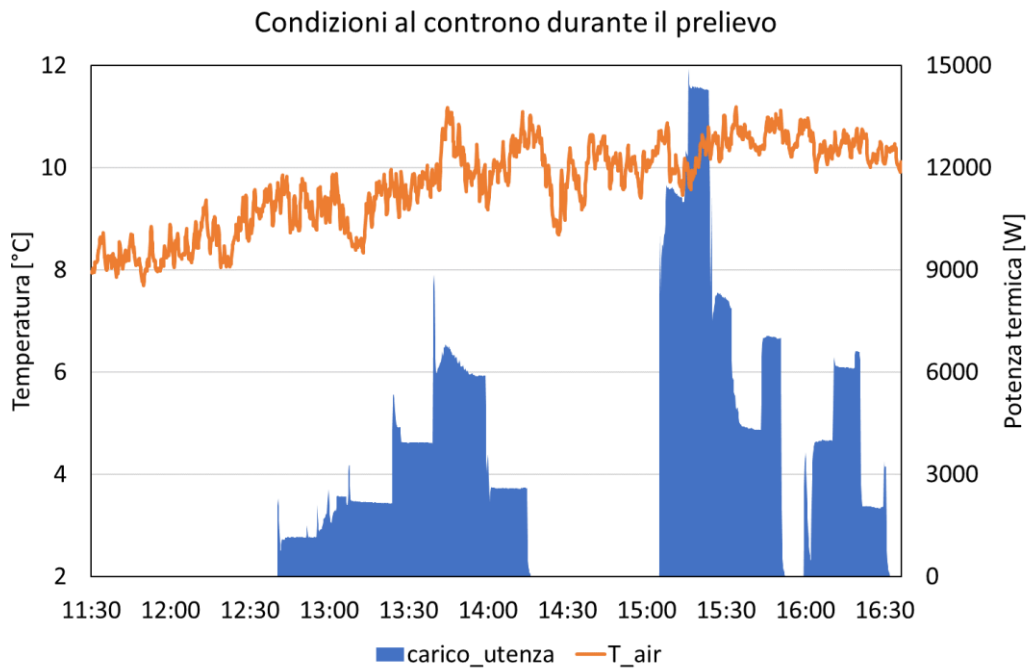


Figura 20 - Temperatura dell'aria e carico all'utenza

Per quanto riguarda gli output, poniamo il maggior interesse sulle temperature all'uscita dei vari componenti e sulle portate di acqua del circuito; si hanno le seguenti variabili:

- Temperatura in uscita dal serbatoio caldo ($T_{out_{SC_S}}$);
- Temperatura all'uscita dello scambiatore ($T_{out_{scamb_S}}$);
- Temperatura dopo la miscelazione (T_{mix_S});
- Temperatura in uscita dal serbatoio freddo ($T_{out_{SF_S}}$);
- Temperatura in uscita dalla pompa di circolazione ($T_{out_{pompa_S}}$);
- Temperatura all'uscita del gas cooler della pompa di calore ($T_{out_{pdc_S}}$);
- Portata totale ($f_{r_{tot_S}}$);
- Portata allo scambiatore ($f_{r_{scamb_S}}$);
- Portata di bypass ($f_{r_{bypass_S}}$).

3.3.2 Parametri dei due serbatoi termici

I parametri scelti per i due serbatoi sono il risultato di diverse simulazioni che saranno presentate nel capitolo 4 con lo scopo di ottenere una buona calibrazione del modello. Le equazioni utilizzate e le modalità di scelta dei due serbatoi sono le stesse utilizzate per il modello senza la pompa di calore. In tabella 2 vengono riportati i principali parametri dei serbatoi con i valori che meglio simulano il comportamento dell'impianto, che poi vengono mostrati nella figura 21.

Tabella 2 - Parametri dei serbatoi per il modello con pompa di calore

	Serbatoio caldo	Serbatoio freddo
Numero di nodi	12	9
Numero di porte di ingresso/uscita	1	1
Volume [m ³]	0,2	0,2
Altezza del serbatoio [m]	1,4	1,4
Coefficiente di dispersione termica [kJ]/(h*m ² K)]	1,872	1,872
Nodo di ingresso	2	8
Nodo di uscita	12	1

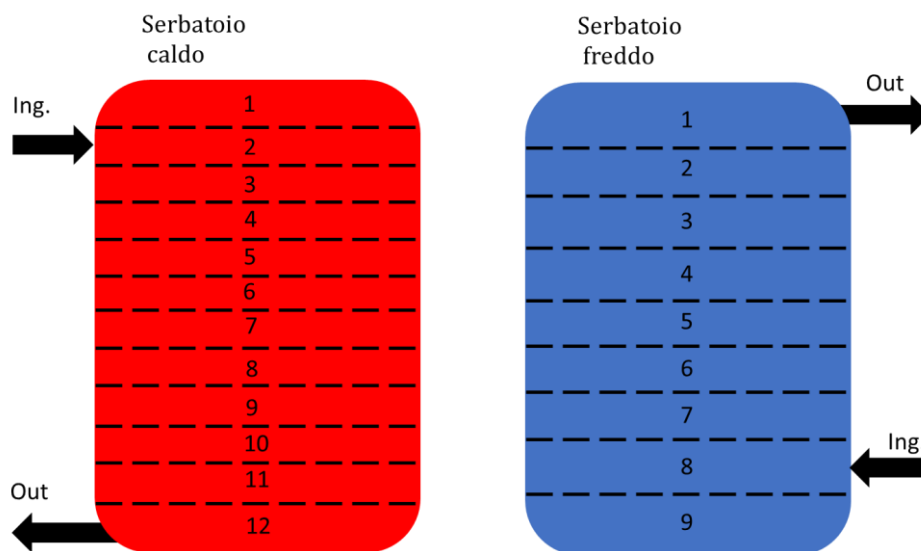


Figura 21 - Modello dei due serbatoi per il modello con la pompa di calore accesa

Capitolo 4

Descrizione delle simulazioni

In questo capitolo vengono descritte le simulazioni che sono state eseguite per verificare il funzionamento della nuova type della pompa di calore e dei due modelli realizzati in TRNSYS, dove nel primo la pompa di calore è spenta mentre, nel secondo è previsto il funzionamento della macchina. Vengono mostrati il carico simulato, le portate utilizzate nell'impianto e tutti gli input necessari per eseguire le simulazioni. Per quanto riguarda le prove sull'impianto, la prima serie di simulazioni è stata effettuata utilizzando il modello preliminare con la pompa di calore spenta: in queste simulazioni è stato simulato il solo prelievo di calore da parte dell'utenza senza l'accensione della pompa di calore. Per la prova della sola pompa di calore, le simulazioni sono state eseguite utilizzando Visual Studio, che è un compilatore che consente di utilizzare diversi tipi di linguaggio, Fortran90 nel caso specifico. Il resto delle simulazioni è stato fatto utilizzando il modello completo di pompa di calore e analizzando un periodo di prova più lungo in cui sono stati previsti periodi di prelievo alternati a periodi senza prelievo e con l'accensione e lo spegnimento della pompa di calore.

4.1 Simulazione preliminare con pompa di calore spenta

Le simulazioni eseguite sull'impianto senza la pompa di calore sono state effettuate utilizzando il modello di TRNSYS visto nella sezione 3.2. Viene simulato il prelievo di calore da parte dell'utenza con una portata di acqua che rimane costante durante tutta la prova. Lo scopo delle seguenti simulazioni è quello di riuscire ad avere un andamento delle temperature fornite da TRNSYS il più possibile vicino alla realtà. Per fare ciò sono stati fatti variare i parametri del modello, in particolare quelli dei

serbatoi come, per esempio, il numero di nodi o la posizione dei nodi di ingresso e uscita.

4.1.1 Dati sperimentali della prova

I dati utilizzati per le seguenti simulazioni sono stati raccolti attraverso i sistemi di misurazione presenti nel laboratorio di conversione dell'energia dell'Università di Padova durante una prova svolta il 12 dicembre 2021. Le acquisizioni dei dati sono state effettuate con un timestep di dieci secondi. I dati utili per il modello sono il carico misurato all'utenza, la temperatura dell'aria, la temperatura misurata dalle rispettive sonde poste prima e dopo lo scambiatore di calore. Il carico, simulato attraverso l'impianto, è di circa 45 minuti variabile da 3 kW a 1kW di potenza termica. La Figura 22 mostra l'andamento del carico termico simulato e la portata circolante nell'impianto. Si nota che il carico all'utenza è proporzionale alla portata perché l'impianto prevede la regolazione di tale carico proprio attraverso la portata, che viene definita attraverso la valvola di bypass e la valvola di regolazione.

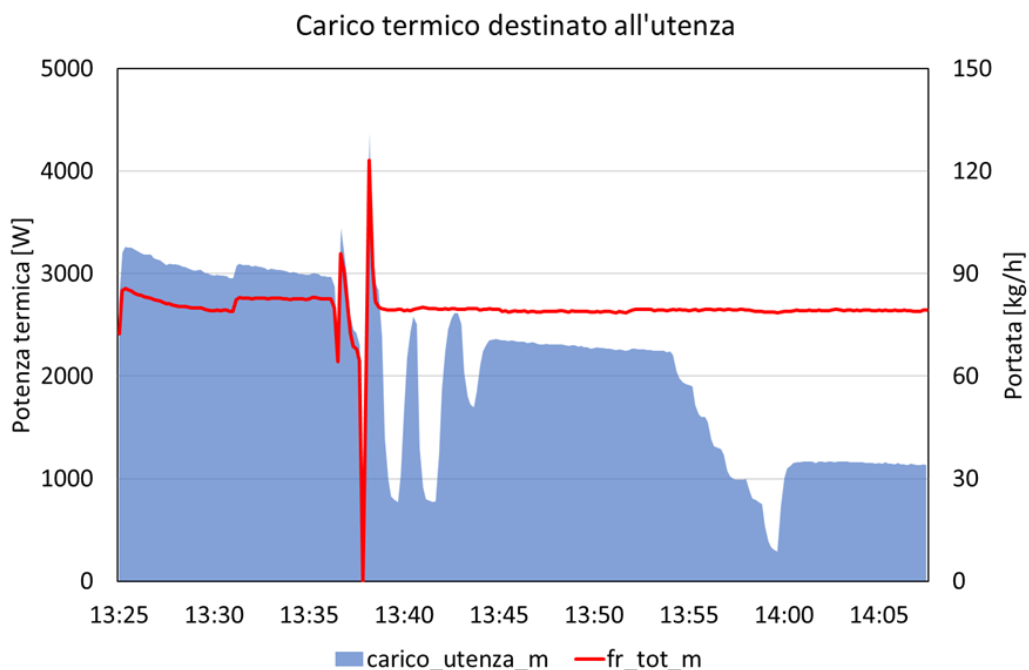


Figura 22 – Andamento del carico termico destinato all'utenza

La portata minima che è stata simulata in queste prove è intorno agli 80 kg/h perché, andare al di sotto di tale valore risulta difficile per problemi di stabilità del flusso, in

quanto la valvola di regolazione è quasi a fine corsa. Per questa ragione la portata totale d'acqua è rimasta costante per tutte le prove e si è agito sulla valvola di bypass per la regolazione del carico.

Il prelievo di calore da parte dell'utenza inizia quando il serbatoio caldo si trova alla temperatura omogenea di circa 50°C mentre, il serbatoio freddo si trova a circa 30°C.

4.1.2 Setup delle simulazioni

Di seguito viene descritto il processo di calibrazione del modello in trnsys.

Il tempo di simulazione in TRNSYS è stato impostato pari a 1 ora con un timestep identico a quello dell'acquisizione dei dati in laboratorio, ovvero di 10 secondi.

Attraverso le type di lettura dati, sono stati inseriti gli input relativi al carico dell'utenza, le temperature in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore, la portata d'acqua e la temperatura ambiente a cui sono state eseguite le prove.

I parametri utilizzati per modificare l'andamento delle temperature sono stati quelli dei due serbatoi di accumulo. In particolare, in questo impianto, senza l'utilizzo della pompa di calore, per la calibrazione sono stati modificati solamente i nodi di ingresso e di uscita. Le dimensioni e le grandezze dei due serbatoi sono state mantenute costanti, il volume è di 200 litri e l'altezza di 1,4 m. Sono state inoltre modificate le temperature iniziali dei serbatoi (del primo timestep di simulazione): la temperatura del serbatoio freddo è stata fissata pari a 29,4°C perché non sono presenti sonde di temperatura nel serbatoio; la temperatura del serbatoio caldo è stata fissata pari 51,7°C, 51,3°C e 50,4°C rispettivamente nella parte alta, intermedia e bassa del serbatoio.

Le simulazioni effettuate, modificando il numero di nodi, sono state elencate nella Tabella 3.

Tabella 3 - Simulazioni eseguite sul modello senza la pompa di calore

	Serbatoio caldo			Serbatoio freddo		
	<i>Nodo ingresso</i>	<i>Nodo uscita</i>	<i>RMSE [%]</i>	<i>Nodo ingresso</i>	<i>Nodo uscita</i>	<i>RMSE [%]</i>
<i>Simulazione 1</i>	1	12	2,77	9	1	0,70
<i>Simulazione 2</i>	1	12	2,77	8	2	0,75
<i>Simulazione 3</i>	2	11	2,13	8	1	0,72
<i>Simulazione 4</i>	2	11	2,13	8	2	0,75
<i>Simulazione 5</i>	3	10	1,35	8	1	0,72
<i>Simulazione 6</i>	3	10	0,90	8	2	0,75
<i>Simulazione 7</i>	2	11	2,11	7	3	1,19
<i>Simulazione 8</i>	3	10	1,34	7	3	1,20

Come si può vedere la prima simulazione effettuata è stata quella di mettere i nodi di ingresso e di uscita coincidenti con il primo e ultimo nodo del serbatoio. Nelle simulazioni successive invece si sono spostati i nodi, di ingresso e uscita, più verso il centro del serbatoio, ma cercando di rispettare sempre la reale conformazione dei serbatoi.

I risultati di tutte le simulazioni sono stati raccolti all'interno di Excel in maniera da essere messi a confronto con i dati reali delle prove attraverso l'utilizzo di grafici. I grafici ottenuti sono visibili nel capitolo successivo dove vengono brevemente discusse anche le scelte.

4.2 Simulazione della pompa di calore

Per valutare il funzionamento della type relativa alla pompa di calore è stata fatta una simulazione utilizzando direttamente il codice matematico scritto in linguaggio Fortran90. Per realizzare questa simulazione sono stati utilizzati i dati misurati durante le prove eseguite sull'impianto in data 17 febbraio 2022. Gli input del modello sono stati forniti attraverso un file di dati e prevedono le seguenti variabili:

- Controllo della pompa di calore, per definire lo stato della macchina ovvero se è accesa o spenta;
- Temperatura dell'aria esterna;
- Temperatura dell'acqua all'ingresso del gas cooler della pompa di calore;
- Portata di acqua all'ingresso del gas cooler della pompa di calore;
- Tensione del compressore, della valvola di laminazione e del ventilatore.

Le prove sono state svolte utilizzando come evaporatore la batteria alettata e quindi sono stati necessari anche tutti i dati di targa relativi al ventilatore.

Una volta inseriti tutti gli input necessari, è stata fatta la simulazione con lo scopo di verificare che la nuova Type210 fornisca degli output simili ai dati misurati durante le prove. Gli output utilizzati per il confronto tra la type e i dati reali sono stati:

- Le temperature di esercizio;
- Le potenze prodotte dalla macchina;
- I coefficienti di prestazione (COP);
- Le pressioni di esercizio.

I risultati ottenuti dalla simulazione sono stati raccolti in un foglio Excel e successivamente, messi a confronto con i dati reali.

4.3 Simulazione del modello con pompa di calore accesa

Per realizzare le simulazioni descritte di seguito è stato utilizzato il modello TRNSYS visto in sezione 3.3 che prevede l'accensione della pompa di calore. In queste prove il carico di calore destinato all'utenza è variabile così come anche la portata che circola nell'impianto. L'obbiettivo di tali simulazioni è sempre quello di ottenere degli andamenti delle temperature simili a quelli reali. Sono state fatte diverse simulazioni modificando i parametri dei serbatoi e della pompa di circolazione.

4.3.1 Dati sperimentali della prova

I dati utilizzati in queste simulazioni sono stati raccolti presso il laboratorio di conversione dell'energia dell'Università di Padova in data 17 febbraio 2022; il timestep di acquisizione è sempre pari a 10 secondi. I dati misurati utili per il modello sono stati il carico misurato all'utenza, la temperatura dell'aria, la temperatura misurata dalle rispettive sonde poste prima e dopo lo scambiatore di calore e infine tutte le grandezze relative alla pompa di calore. La durata dell'intera prova è stata di circa cinque ore: durante quest'arco di tempo è stato fatto variare il carico destinato all'utenza, includendo anche periodi di prelievo nulli. La portata d'acqua che circola all'interno dell'impianto è variabile con un valore minimo di 60 kg/h. La Figura 23 mostra l'andamento del carico e della portata che sono legati tra di loro. Dalla figura si può notare che sono stati fatti sostanzialmente due prelievi da parte dell'utenza: entrambi della durata di circa un'ora e mezza. Anche per questa prova per regolare il carico all'utenza sono state utilizzate la valvola di bypass e la valvola di regolazione.

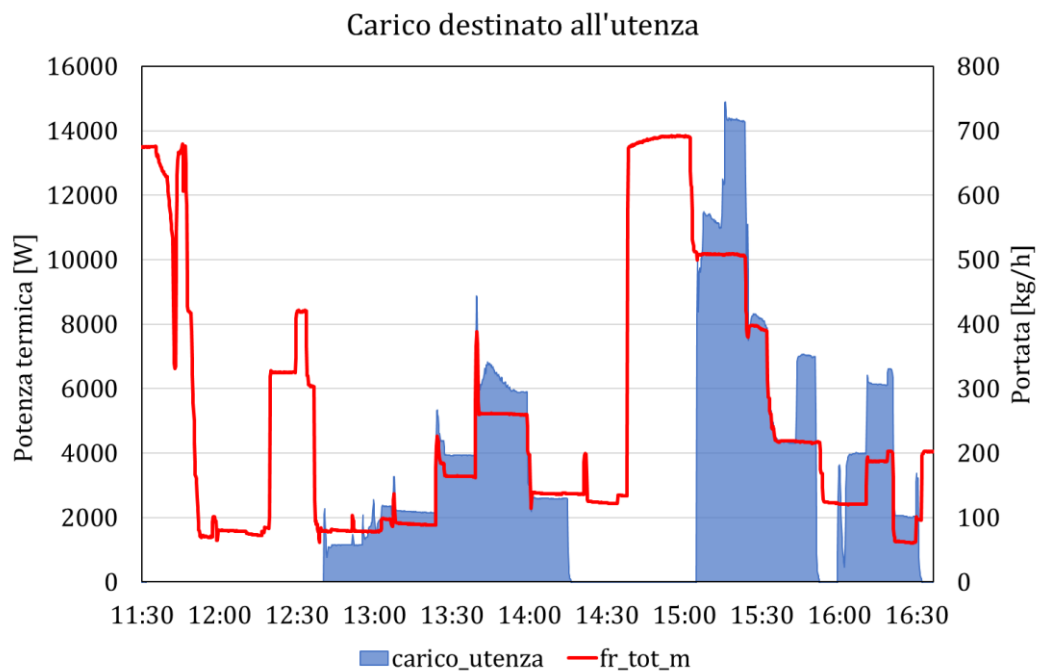


Figura 23 - Andamento del carico termico destinato all'utenza

Sia durante il prelievo sia durante le ore senza prelievo sono stati alternati periodi di funzionamento della pompa di calore a periodi di spegnimento della macchina. Questi periodi sono visibili nella figura 24. Inoltre, in questa prova sono state utilizzate le resistenze poste all'interno del serbatoio freddo per portare l'impianto alla temperatura desiderata in maniera più rapida e procedere per il prelievo da parte dell'utenza. Il periodo di accensione di tali resistenze è mostrato sempre in Figura 24.

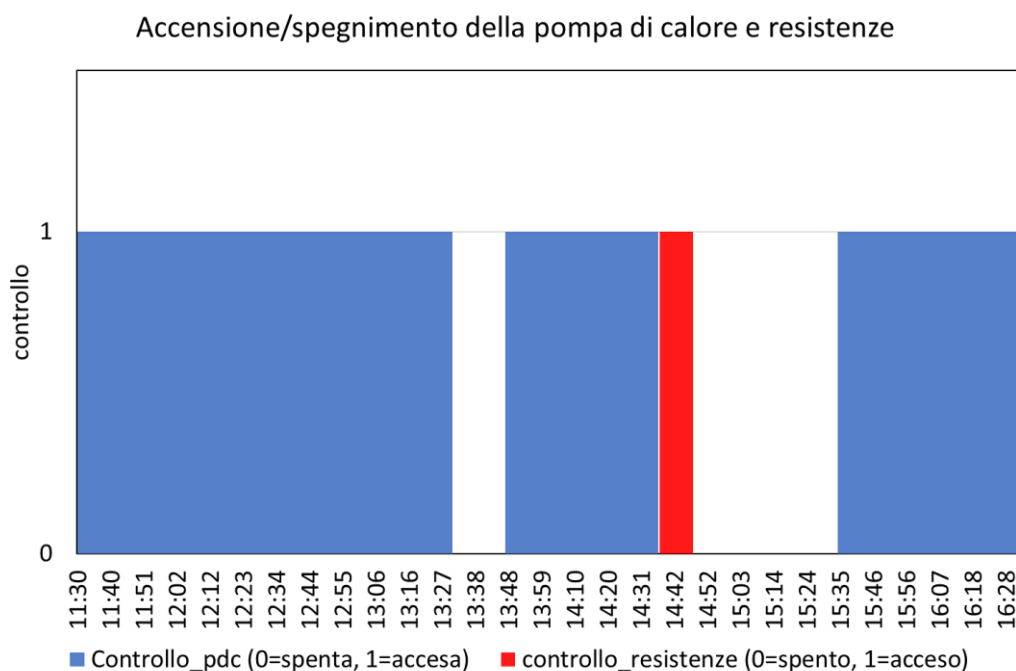


Figura 24 - Periodi di accensione e spegnimento della pompa di calore

4.3.2 Setup delle simulazioni

Ora viene descritto come sono stati impostati i parametri del modello in TRNSYS per effettuare le simulazioni utilizzando la type della pompa di calore.

La durata della prova è stata definita pari a 5,5 ore con un timestep sempre uguale a quello di acquisizione delle prove in laboratorio, ovvero di 10 secondi.

I dati forniti in ingresso allo scambiatore, ottenuti da quelli reali, sono stati la temperatura di ingresso e uscita dallo scambiatore, il carico destinato all'utenza e la portata totale di fluido. Per quanto riguarda i dati relativi alla pompa di calore, sono stati inseriti il controllo della macchina, le tensioni del ventilatore, del compressore e della valvola di laminazione e la temperatura dell'aria esterna. Sono stati inseriti anche i dati per i due serbatoi di accumulo, ovvero la temperatura ambiente, necessaria per il calcolo delle dispersioni, e il valore delle resistenze di calore per il solo serbatoio freddo pari a 4,5 kW ciascuna.

Anche in questo caso le simulazioni sono state eseguite con lo scopo di avere una buona calibrazione dell'impianto, in modo tale da avere la migliore approssimazione degli andamenti delle temperature. Le temperature iniziali dei due serbatoi di calore sono state fissate sulla base dei dati reali: in particolare il serbatoio freddo è stato fissato con una temperatura costante di 43°C mentre, le temperature del serbatoio caldo sono state poste par a 40°C, 39,5°C e 39°C rispettivamente nella parte superiore, intermedia e inferiore. Il punto di partenza di queste simulazioni è stato il modello con pompa di calore spenta. Le simulazioni sul modello con pompa di calore accesa sono state effettuate modificando l'altezza dei nodi di ingresso e uscita del serbatoio caldo e mantenendo costante quella del serbatoio freddo, sulla base dei risultati ottenuti con il modello preliminare con la pompa di calore spenta. Inoltre, sono state fatte delle simulazioni provando a cambiare il volume dei due serbatoi e variando anche i parametri della pompa di circolazione con l'obiettivo di avere dei risultati migliori.

Le prime simulazioni sono state effettuate a dimensioni costanti dei due serbatoi, altezza par a 1,4 m e volume di 200L. La tabella 4 mostra le simulazioni effettuate variando il numero di nodi.

Tabella 4 - Simulazioni del modello con pompa di calore a dimensioni costanti

	Serbatoio caldo (0,2 m ³)			Serbatoio freddo (0,2 m ³)		
	Nodo ingresso	Nodo uscita	RMSE [%]	Nodo ingresso	Nodo uscita	RMSE [%]
Simulazione 1	3	10	3,98	8	1	7,31
Simulazione 2	1	11	4,39	8	1	6,80
Simulazione 3	1	12	3,62	8	1	6,11
Simulazione 4	2	11	3,66	8	1	6,21
Simulazione 5	2	12	2,57	8	1	6,36
Simulazione 6	3	12	3,45	8	1	6,84

Le successive simulazioni sono state effettuate apportando delle piccole modifiche al volume dei due serbatoi rispetto a quello nominale con i nodi di ingresso e uscita

dei serbatoi costanti: quello caldo ingresso nodo 2 e uscita 12 mentre quello freddo ingresso nodo 8 e uscita nodo 1. La tabella 5 raccoglie le simulazioni effettuate.

Tabella 5 - Simulazioni del modello con pompa di calore variando le dimensioni del serbatoio

	Serbatoio caldo		Serbatoio freddo	
	<i>Volume [m³]</i>	<i>RMSE [%]</i>	<i>Volume [m³]</i>	<i>RMSE [%]</i>
<i>Simulazione 7</i>	0,18	2,99	0,18	5,75
<i>Simulazione 8</i>	0,18	3,62	0,22	8,31
<i>Simulazione 9</i>	0,22	2,65	0,18	5,67
<i>Simulazione 10</i>	0,205	3,23	0,195	5,96
<i>Simulazione 11</i>	0,210	3,15	0,200	5,94

Tutti i risultati ottenuti dalle prove sono stati raccolti all'interno di un foglio Excel e confrontati con i dati reali ottenuti dalle prove realizzate in laboratorio. Il confronto è stato fatto attraverso l'utilizzo di grafici e sono stati analizzati gli andamenti delle temperature all'ingresso e all'uscita di ciascun componente che costituisce l'impianto

Capitolo 5

Risultati e analisi dei risultati delle simulazioni

Nel seguente capitolo vengono presentati e analizzati i risultati ottenuti dalle varie simulazioni effettuate con una breve discussione.

Vengono analizzati i risultati ottenuti dalla simulazione della sola pompa di calore, dalle simulazioni con il modello in TRNSYS senza pompa di calore e da quelle relative al modello in TRNSYS con la pompa di calore in funzione. I grafici che vengono mostrati di seguito utilizzano la linea continua per i dati simulati dai modelli e la linea tratteggiata per i dati misurati in laboratorio.

5.1 Risultati delle simulazioni del modello in TRNSYS a pompa di calore spenta

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni eseguite sul modello dell'impianto in TRNSYS con la pompa di calore spenta. L'analisi viene fatta sulle temperature all'ingresso e all'uscita di ciascun componente di cui è costituito il modello dell'impianto. Le simulazioni eseguite durante l'analisi parametrica sono state in totale dieci, ma i dati riportati fanno riferimento alla migliore calibrazione ottenuta, ovvero quella con i nodi di ingresso in 8 per il serbatoio freddo e 3 per il serbatoio caldo e i nodi di uscita in 1 per il serbatoio freddo e in 10 per quello caldo. Per confrontare i risultati sono stati riportati anche i diagrammi relativi alla prima simulazione effettuata, ovvero quella in cui il nodo di ingresso è posto in 9 per il serbatoio freddo e in 1 per il serbatoio caldo, mentre il nodo di uscita è posto in 1 per il serbatoio freddo e in 12 per quello caldo.

Dalla figura 25, dove sono rappresentate le temperature e la portata in ingresso e in uscita dal serbatoio caldo, si può notare che il modello simula con precisione i dati delle prove sperimentali. In particolare, la temperatura in uscita dal serbatoio ha uno scostamento massimo inferiore a 1°C che si registra nella parte finale della simulazione, mentre, per quanto riguarda la temperatura in ingresso al serbatoio, si nota che nella parte iniziale si ha una differenza che raggiunge anche i 10°C. Questo scostamento nella prima fase è dovuto a due fattori: il primo è legato al fatto che inizialmente nel serbatoio freddo erano accese le termoresistenze, necessarie per portare l'impianto alla temperatura desiderata; il secondo fattore che influenza tale temperatura è legato al passaggio dell'acqua al gas cooler della pompa di calore, che cede ancora calore nelle fasi successive allo spegnimento della macchina. Dopo questo primo periodo anche la temperatura in ingresso al serbatoio caldo si stabilizza in modo corretto per il resto della prova.

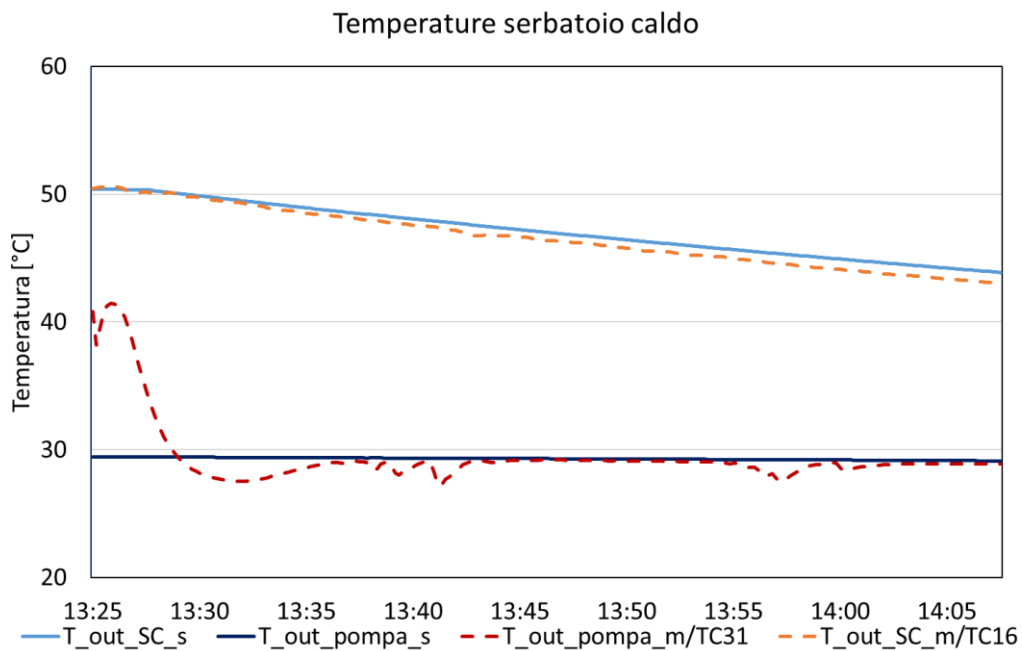


Figura 23 - Andamento delle temperature all'ingresso e all'uscita del serbatoio caldo (nodi serbatoio caldo: ingresso 3; uscita 10)

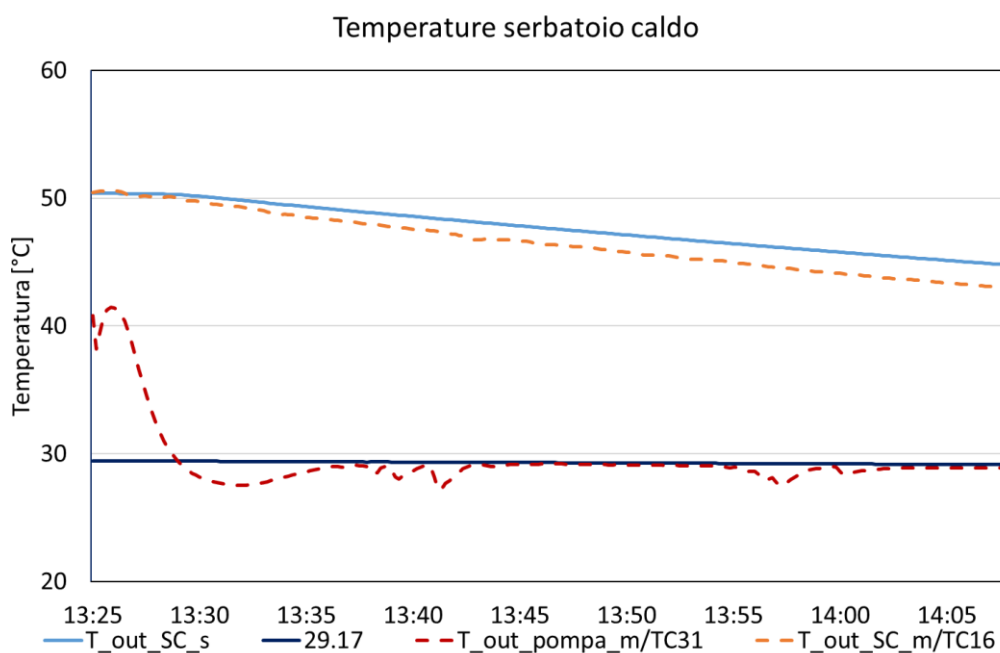


Figura 26 - Andamento delle temperature all'ingresso e all'uscita del serbatoio caldo (nodi serbatoio caldo: ingresso 1; uscita 12)

La Figura 26 mostra invece i risultati del serbatoio caldo ottenuti dalla prima simulazione. Si può notare che per la temperatura all'ingresso del serbatoio la differenza tra dati misurati e calcolati è bassa, mentre si nota uno scostamento maggiore nella temperatura di uscita dal serbatoio che arriva anche fino a 2°C. Dunque, con questo tipo di analisi è stata fatta la scelta sul numero di nodi e sulla posizione di ingresso e uscita di tali nodi.

Vengono ora analizzati i profili di temperatura ottenuti in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore a piastre (Figura 27). Per quanto riguarda la temperatura all'ingresso dello scambiatore si ha uno scostamento massimo inferiore ai 2°C che si registra nell'ultima fase della simulazione. Questa differenza è dovuta allo sfasamento che si registra nel serbatoio di accumulo termico. Nelle simulazioni, la temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore risulta più precisa, con uno scostamento massimo di 1°C nella parte finale della prova.

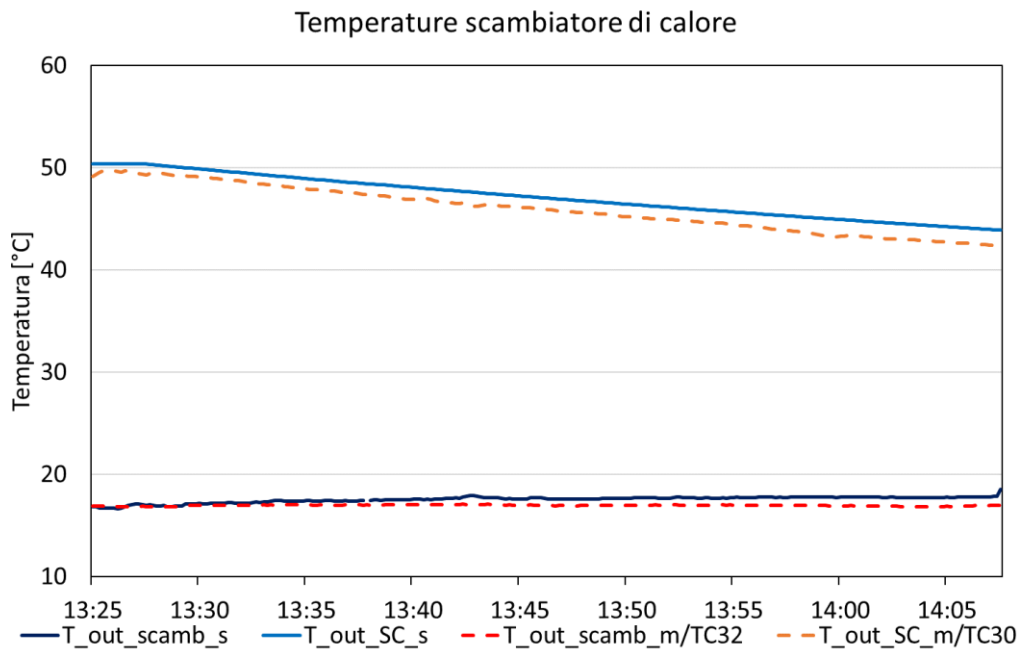


Figura 27 - Andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore (nodi serbatoio caldo: ingresso 3; uscita 10)

Infine, l'ultimo componente da analizzare è il serbatoio freddo. La temperatura in ingresso al serbatoio freddo è quella ottenuta dalla miscelazione tra la portata allo scambiatore e la portata di bypass. La Figura 28 mostra l'andamento delle temperature per la configurazione modellistica ottimale. Si può notare che la temperatura all'ingresso ha uno scostamento di circa 1,5°C dovuto sempre alla temperatura in uscita dal serbatoio caldo. Tuttavia, l'andamento ottenuto dalla simulazione e dai dati misurati è lo stesso. Per quanto riguarda invece la temperatura all'uscita del serbatoio freddo si nota che sono quasi coincidenti.

Nella Figura 29 sono mostrati invece i risultati ottenuti dalla prima simulazione effettuata sul modello, sempre sul serbatoio freddo. Si può notare che la temperatura all'ingresso del serbatoio ha uno scostamento più elevato rispetto al caso ottimale, che arriva quasi a 3°C. Per quanto riguarda la temperatura in uscita le due simulazioni non hanno elevate differenze.

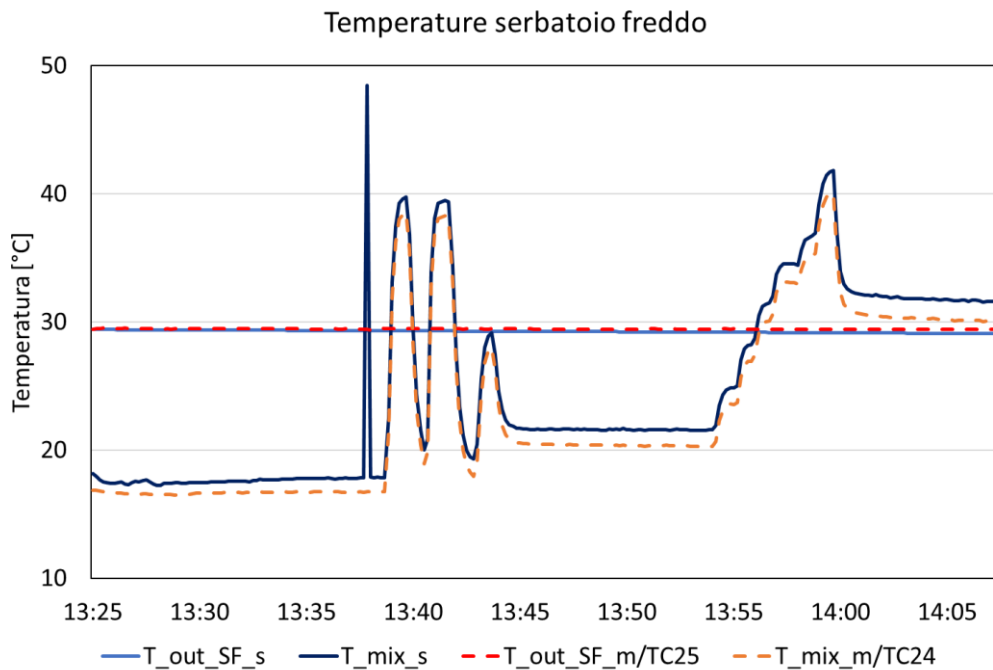


Figura 28 - Andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita del serbatoio freddo (nodi serbatoio freddo: ingresso 8, uscita 1)

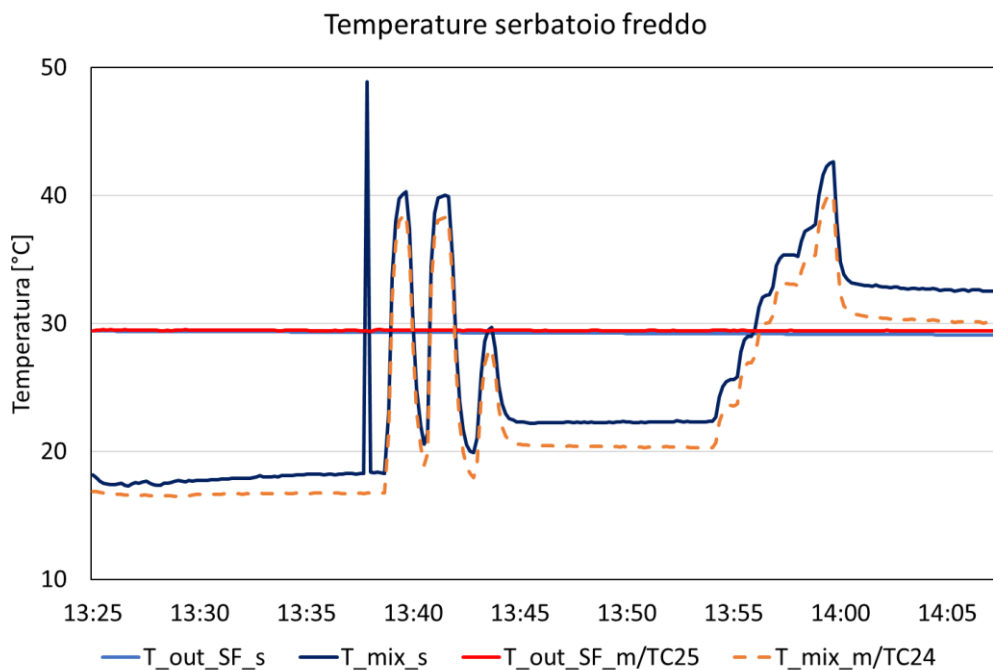


Figura 29 - Andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita del serbatoio freddo (nodi serbatoio freddo: ingresso 9, uscita 1)

Concludendo si può dire che questo modello in TRNSYS simula in modo abbastanza preciso il reale andamento delle temperature nelle prove eseguite il laboratorio senza l'utilizzo della pompa di calore. Da quanto visto il serbatoio freddo è simulato

in modo migliore rispetto al serbatoio caldo, il quale presenta una differenza minima verso la fine della prova che poi viene riportata anche nei componenti successivi.

5.2 Risultati della simulazione sulla pompa di calore

La simulazione per verificare il funzionamento della type relativa alla pompa di calore è stata eseguita utilizzando il programma in Fortran. Questa simulazione come è stato descritto ha avuto la durata di cinque ore durante una giornata invernale. I risultati che vengono riportati e discussi sono relativi alle variabili di funzionamento che la macchina fornisce come output.

Tra i risultati di maggiore interesse c'è sicuramente la temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler della pompa di calore. L'andamento di tale temperatura è riportato in Figura 30, dove viene mostrato anche l'andamento della pressione di alta e i periodi di accensione e di spegnimento della macchina.

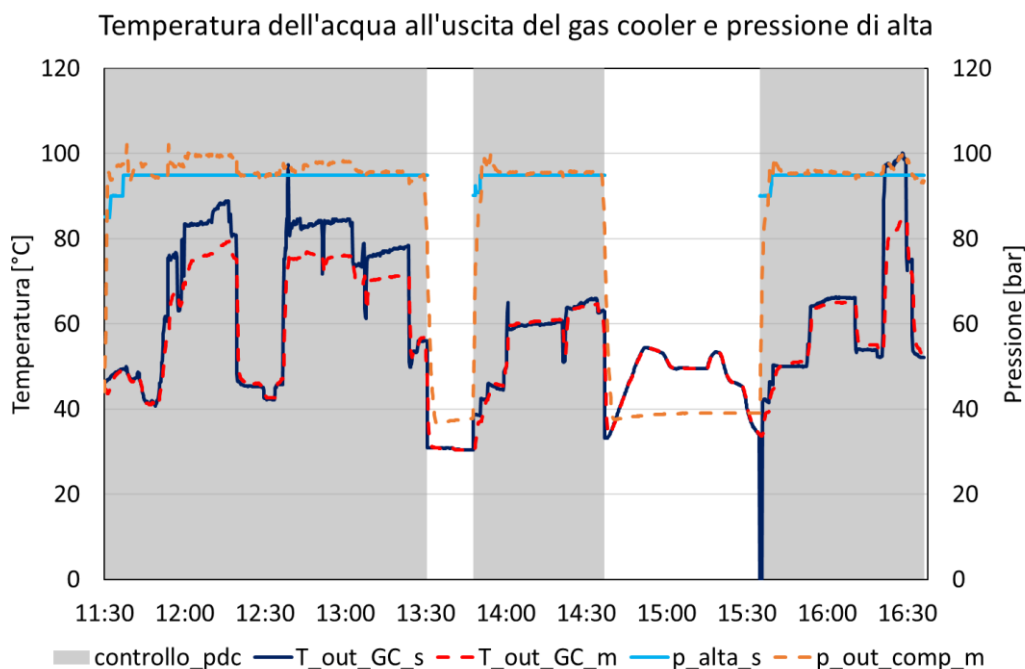


Figura 30 - Andamento della temperatura in uscita dal gas cooler e della pressione di alta

Dal diagramma si può vedere che l'andamento della temperatura misurata e simulata è molto simile. Tuttavia, si nota che in alcuni periodi, come per esempio tra

le 12 e le 12:20 oppure tra le 12:40 e le 13:30, la differenza tra i valori simulati e i valori misurati è elevata, con picchi fino a 10°C. Questa differenza sulla temperatura in uscita dal gas cooler influenza i risultati della simulazione anche per quanto riguarda gli altri componenti dell'impianto. Sempre dalla Figura 30 si può notare che queste differenze di temperatura coincidono con gli scostamenti sulla pressione di alta della macchina. Questa differenza di pressione è dovuta al modello matematico della pompa di calore, infatti la pressione di alta utilizzata nel codice della macchina è definita tramite un controllo a gradino, in funzione della tensione alla valvola di laminazione. Nella realtà invece, la macchina regola la pressione in funzione di vari parametri, come per esempio la temperatura dell'acqua in ingresso e che attualmente il modello non riesce a simulare. Questo aspetto, legato alla regolazione della pressione al gas cooler, è dunque da migliorare nel modello, al fine di ottenere un andamento più preciso della pressione stessa e diminuire la differenza tra la temperatura misurata e simulata in uscita dal gas cooler.

Un'altra temperatura interessante per confrontare il modello matematico con il reale funzionamento della pompa di calore è la temperatura di evaporazione all'interno della batteria alettata. L'andamento di tale grandezza è riportato nella Figura 31. Si può notare che, per questa temperatura, il valore simulato rispetto a quello misurato ha sempre una differenza di circa 2°C. Questo problema potrebbe essere legato alle curve che simulano il comportamento della batteria alettata che sono state definite sperimentalmente. Nonostante questa differenza tra il modello e la realtà, questo parametro non crea particolari problemi per il funzionamento complessivo della macchina.

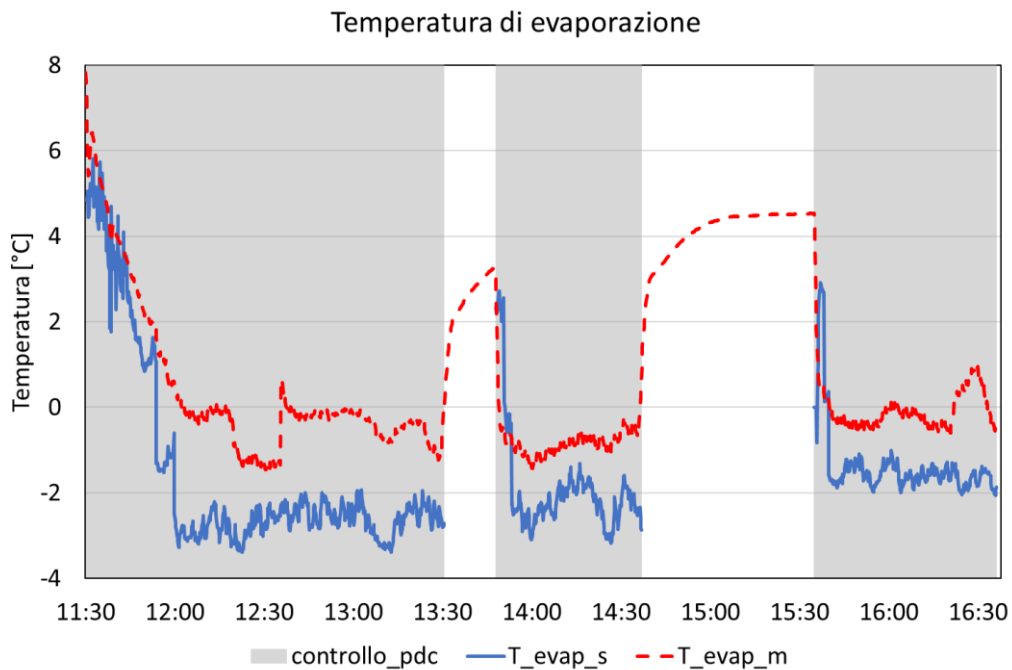


Figura 31 - Andamento della temperatura di evaporazione alla batteria alettata

La potenza termica erogata e la potenza elettrica assorbita dalla macchina sono un altro aspetto importante per valutare il codice matematico della pompa di calore. Di seguito vengono mostrati gli andamenti della potenza elettrica al compressore (Figura 32), della potenza termica scambiata al gas cooler (Figura 33) e della potenza totale del sistema pompa di calore ottenuta dalla somma di tutte le potenze assorbite dalla macchina (Figura 34). In tutti questi diagrammi è mostrato anche il controllo di accensione della pompa di calore.

La Figura 32 mostra l'andamento della potenza elettrica assorbita dal compressore per i risultati simulati e misurati. Si nota che l'accordo tra dati misurati e simulati è molto buono. Gli scostamenti maggiori si hanno poco dopo le 11:30 con un errore massimo di 12.53% e un valore medio sul periodo pari al 2.33%: queste differenze sono dovute al fatto che la macchina è accesa da poco e deve ancora andare a regime. Va ricordato che la potenza al compressore viene calcolata con delle curve polinomiali ricavate sperimentalmente, in funzione della temperatura di evaporazione e della pressione al gas cooler.

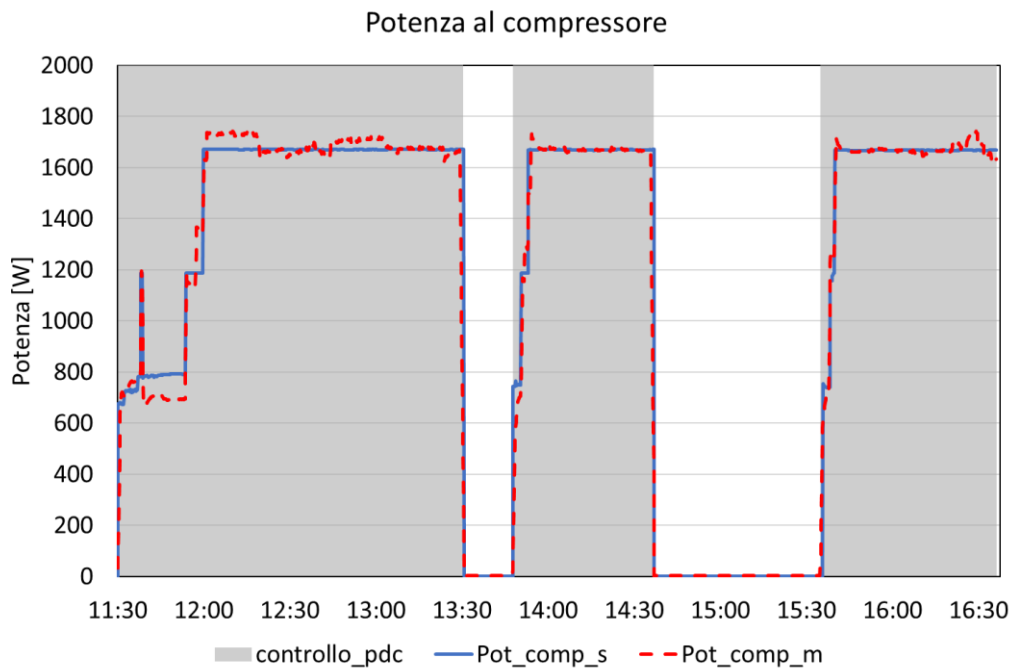


Figura 32 - Potenza erogata dal compressore

Nella Figura 33 si mostra l'andamento della potenza termica che la pompa di calore fornisce al gas cooler. Nella prima accensione si registrano gli scostamenti tra i valori simulati e misurati più elevati, per esempio alle 12:20 si ha un errore del 11,55%, dopodiché la differenza tra i due andamenti è limitata. Le variazioni tra le due potenze possono essere legate sempre al problema della pressione al gas cooler, visto precedentemente. Inoltre, si notano alcuni picchi di potenza termica sui dati misurati che sono dovuti alle variazioni della portata nell'impianto.

La figura 34 infine mostra il consumo elettrico della pompa di calore risultante dalla somma della potenza assorbita al compressore, al ventilatore e dai consumi legati al quadro elettrico e ai sistemi di controllo. Si può notare come il modello simuli molto bene l'andamento reale di questa grandezza. Lo scostamento maggiore si ha all'accensione della macchina dovuto al fatto che deve ancora andare a regime, con un valore medio sul periodo del 4,17%. Inoltre, si può vedere che nei periodi di spegnimento i dati reali non sono pari a zero come succede invece nel modello

matematico, questo perché nelle prove, durante tali periodi, il ventilatore rimane acceso alla velocità minima.

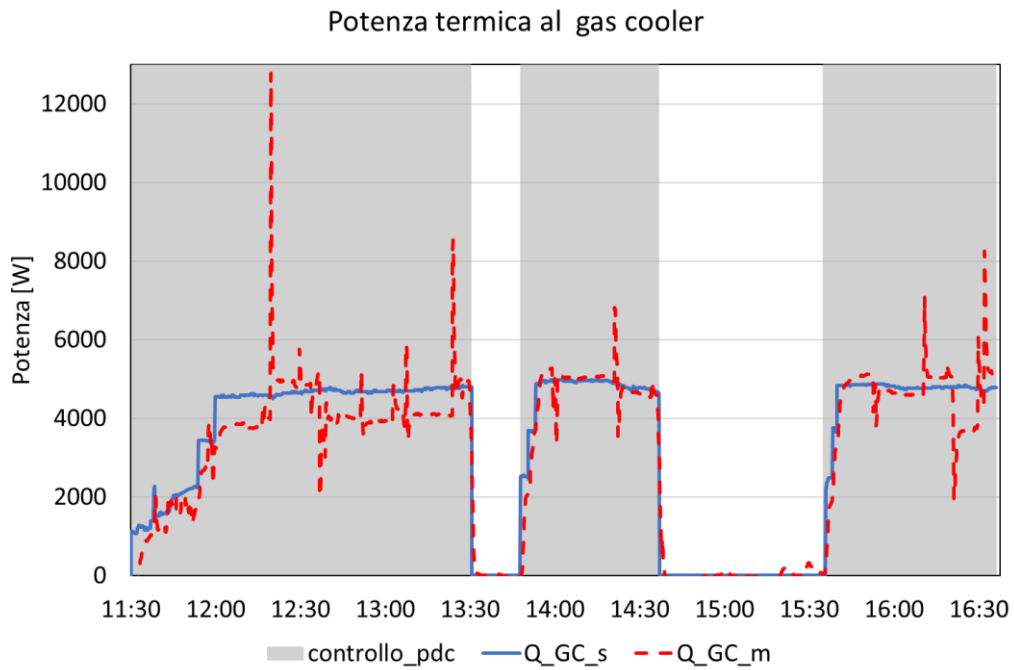


Figura 33 - Andamento della potenza termica al gas cooler della pompa di calore

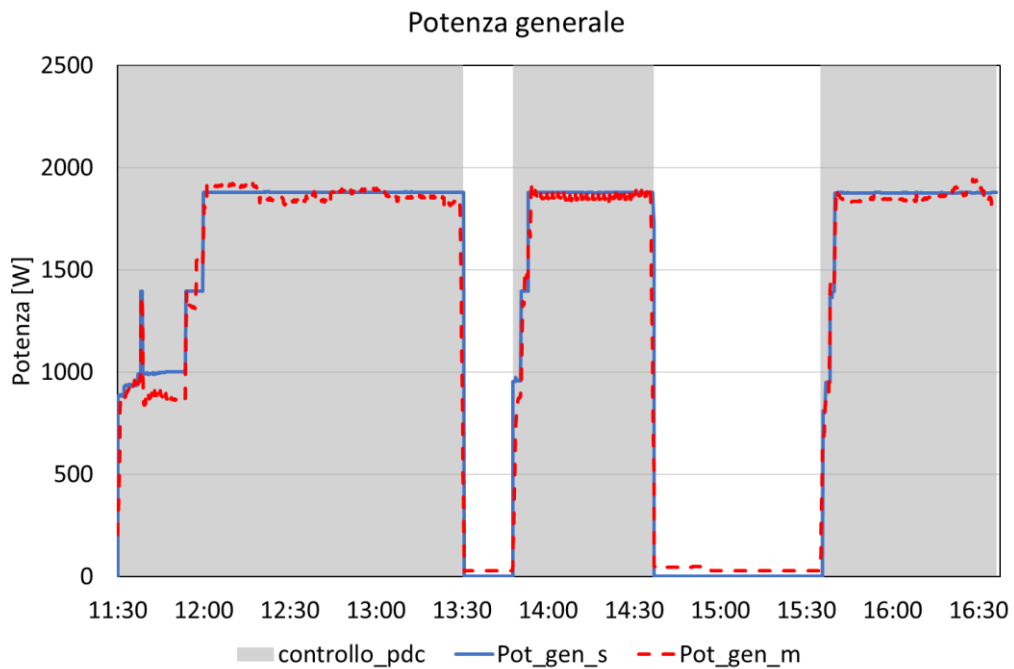


Figura 34 - Andamento della potenza generale alla pompa di calore

Oltre alle potenze, un altro parametro molto importante per valutare il funzionamento della pompa di calore è il coefficiente di prestazione (Coefficient Of Performance, COP). In questo modello ne vengono calcolati due tipi, il primo relativo alla sola potenza al compressore (COP), mentre il secondo riferito ai consumi totali della macchina (COP_{tot}). La Figura 35 mostra l'andamento del COP relativo alla potenza generale. Si nota che gli andamenti del COP_{tot} simulato e misurato sono abbastanza simili tra di loro. La prima parte risulta essere la zona con maggiore sfasamento ciò è dovuto principalmente alla differenza che si ha nella pressione al gas cooler. Infine, si possono vedere dei picchi nel diagramma, che sono riconducibili ai picchi sulla potenza termica del gas cooler.

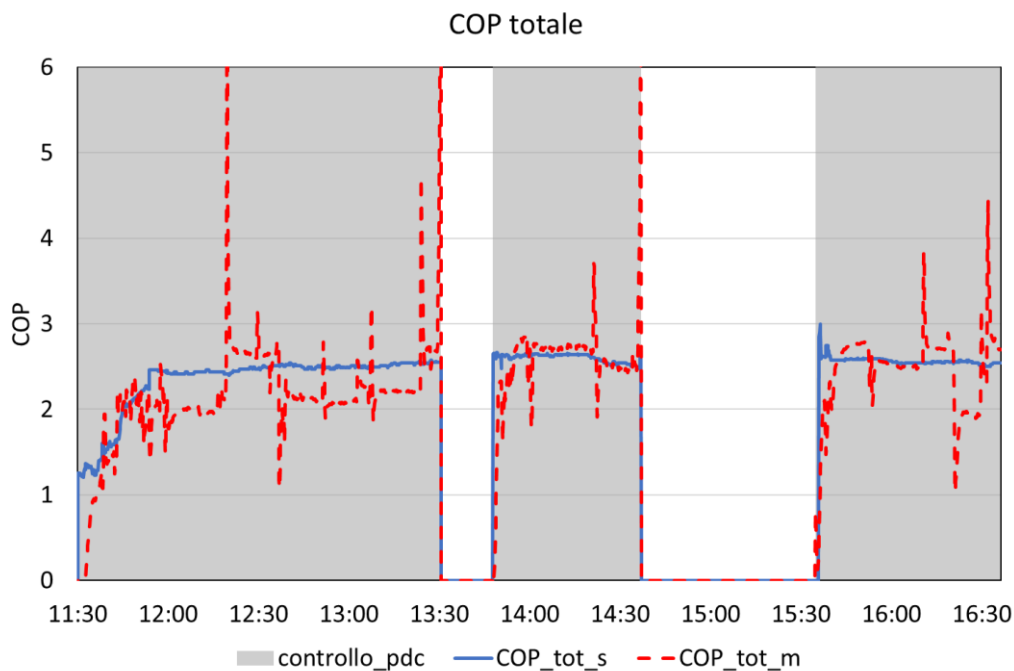


Figura 35 - Andamento del COP generale della pompa di calore

In conclusione, i risultati ottenuti dalla prova della type relativa alla pompa di calore si possono definire buoni. Gli andamenti di pressione, delle temperature e delle potenze del modello simulano in modo corretto il funzionamento della pompa di calore. Nonostante questi buoni risultati ottenuti il codice in futuro potrà essere migliorato.

5.3 Risultati delle simulazioni del modello in TRNSYS con la pompa di calore accesa

In questa sezione vengono analizzati e discussi i risultati ottenuti dal modello dell'impianto in TRNSYS che prevede l'utilizzo della type relativa alla pompa di calore. Anche in questo caso per valutare gli esiti delle simulazioni vengono analizzati gli andamenti delle temperature all'ingresso e all'uscita di ciascun componente di cui è composto l'impianto. Nelle analisi non vengono discussi i parametri di funzionamento della pompa di calore che sono già stati esposti nella prima parte di questo capitolo.

Le simulazioni eseguite su questo modello sono state in totale quindici e hanno visto modifiche del numero di nodi e del volume dei serbatoi e variazioni dei parametri della pompa di circolazione. Si è dapprima analizzata la configurazione scelta per la simulazione dell'impianto a pompa di calore spenta, quindi nodo di ingresso in 8 per il serbatoio freddo, in 3 per quello caldo, nodo di uscita in 1 per il freddo e in 10 per il caldo. I risultati ottenuti da questa prima simulazione sono mostrati nella Figura 36. Si può notare che gli andamenti delle temperature ottenuti sono abbastanza buoni. Gli scostamenti maggiori si notano sulla temperatura in uscita dalla pompa di calore (Figura 36a) e sono dovuti, come descritto nella sezione 5.2, a problemi legati al modello della pompa di calore stessa. Anche le temperature all'uscita del serbatoio caldo (Figura 36b) presentano differenze importanti, fino a 6°C; inoltre si nota che, a ogni variazione della portata, il modello anticipa i dati misurati. Queste differenze di temperatura, causate dal serbatoio caldo, vengono poi ritrovate anche nello scambiatore di calore (Figura 36c) e nella temperatura dopo la miscelazione delle portate (Figura 36d). Infine, la temperatura del serbatoio freddo (Figura 36a) risulta la più precisa, fatta eccezione per la prima fase dove il serbatoio risente ancora dell'accensione delle termoresistenze presenti all'interno. In ciascun diagramma sono rappresentati anche i periodi di accensione e spegnimento della pompa di calore.

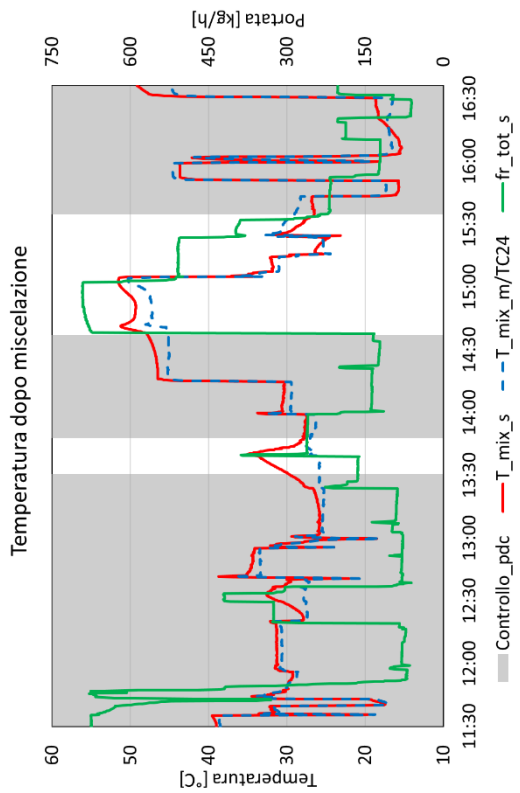
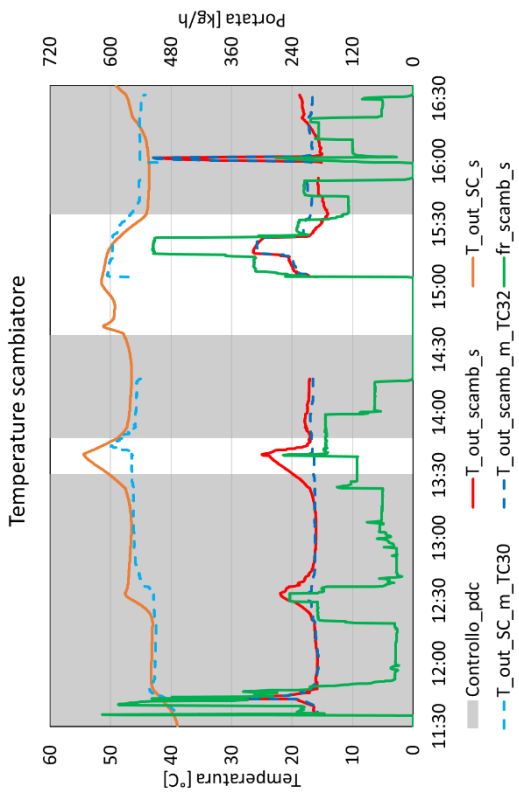
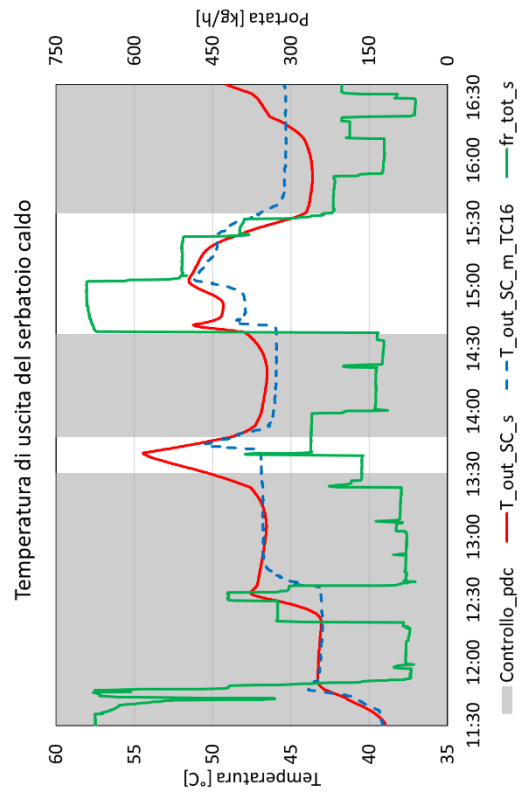
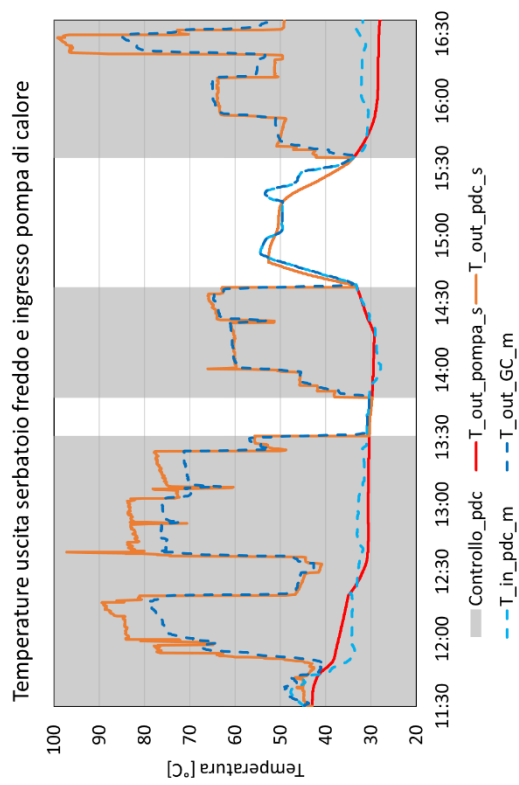


Figura 36 – Andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita dei vari componenti dell'impianto (serbatoio caldo: vol. 200L, ingresso 3, uscita 10 – serbatoio freddo: vol. 200L, ingresso 8, uscita 1)

Dopo questa prima simulazione si è calibrato il modello, come descritto nel capitolo 4, con l'obiettivo di ottenere una migliore corrispondenza tra i risultati del modello e le misurazioni. Il primo passo è stato quello di definire i nodi di ingresso e uscita di entrambi i serbatoi. Successivamente dalle simulazioni effettuate modificando il volume dei due serbatoi si è visto che un piccolo aumento del volume del serbatoio caldo porterebbe a una migliore risposta sulle variazioni di portata, ma questi aumenti di volume comportano maggiori scostamenti della temperatura di uscita dal serbatoio caldo soprattutto nella fase finale della simulazione (Figura 37). Per il serbatoio freddo la variazione del volume non porta a grandi miglioramenti.

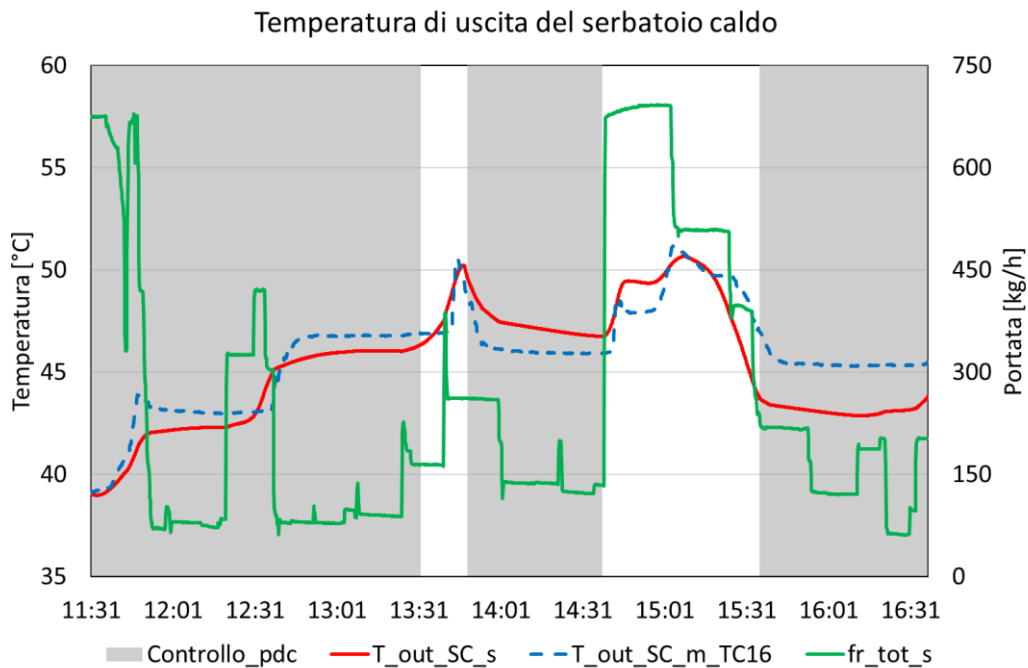


Figura 37 - Andamento della temperatura all'uscita del serbatoio caldo (serbatoio caldo: ingresso 2, uscita 12; volume 210 L)

Infine, la configurazione modellistica scelta presenta le seguenti caratteristiche: volume di entrambi i serbatoi pari a 200 L, serbatoio caldo con il nodo di ingresso in 2 e di uscita in 12, serbatoio freddo con il nodo di ingresso in 8 e nodo di uscita in 1. Di seguito vengono riportati i diagrammi ottenuti con questa configurazione, dove le linee continue rappresentano l'andamento simulato e le linee tratteggiate quello misurato; inoltre, sono evidenziati i periodi di accensione e spegnimento della pompa di calore.

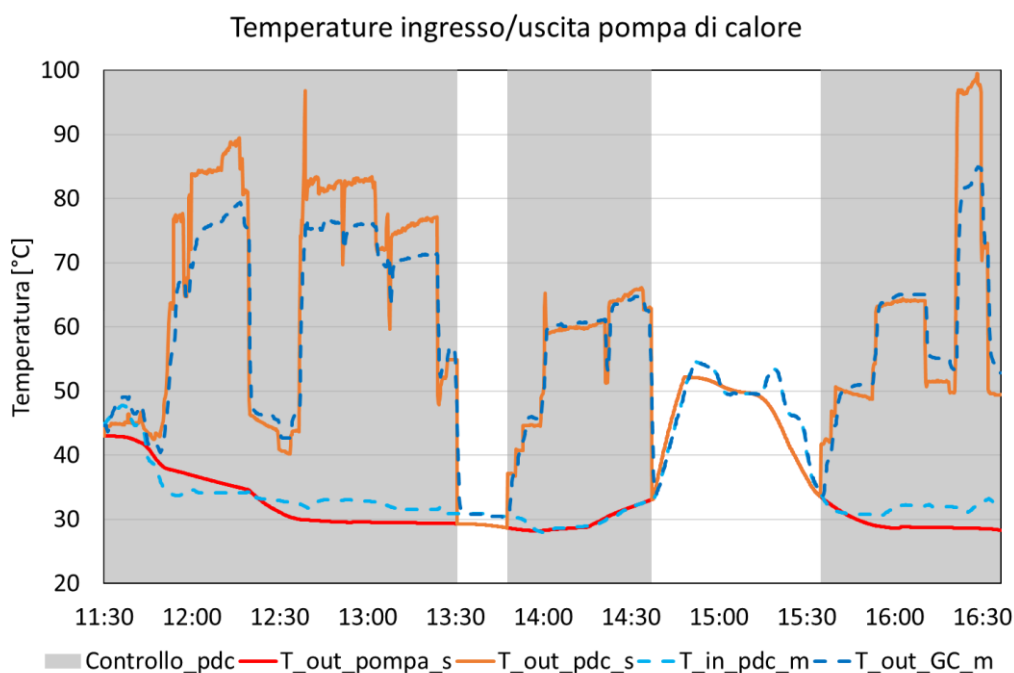


Figura 38 - Andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita della pompa di calore

La Figura 38 mostra l'andamento della temperatura all'ingresso e all'uscita della pompa di calore. Si nota che i principali problemi sono legati alla temperatura in uscita dalla macchina riconducibili a una non ottimale modellazione della regolazione sulla pressione al gas cooler della pompa di calore. Queste differenze hanno valori che arrivano anche fino a 10°C.

La Figura 39 evidenzia invece l'andamento della temperatura all'uscita del serbatoio caldo. I risultati ottenuti con questa configurazione sono decisamente più precisi. Lo scostamento massimo si verifica intorno alle 14:00 ed è inferiore a 2°C. Con questa impostazione dei parametri si nota che il modello risponde meglio anche alle variazioni di portata.

La Figura 40 e la Figura 41 illustrano rispettivamente l'andamento delle temperature all'uscita e all'ingresso dello scambiatore di calore e dopo la miscelazione delle due portate. In entrambi le differenze di temperatura sono sempre inferiori ai 2°C e si trovano circa alle ore 14:00. Questi scostamenti sono dovuti ai problemi di temperatura all'uscita del serbatoio caldo che vengono riportati anche nei componenti successivi.

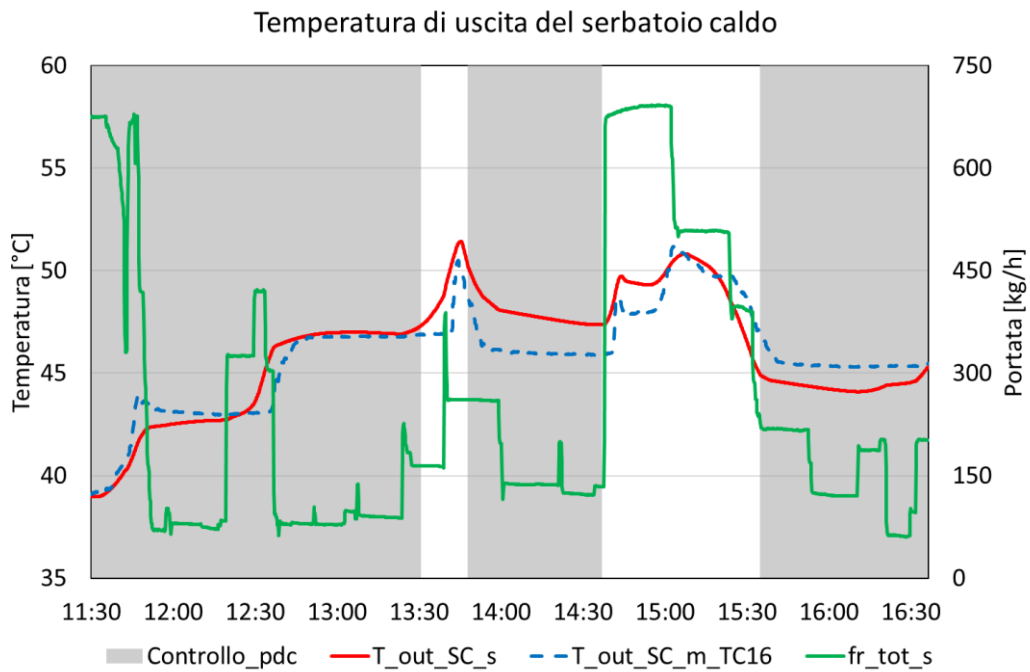


Figura 39 - Andamento della temperatura all'uscita del serbatoio caldo

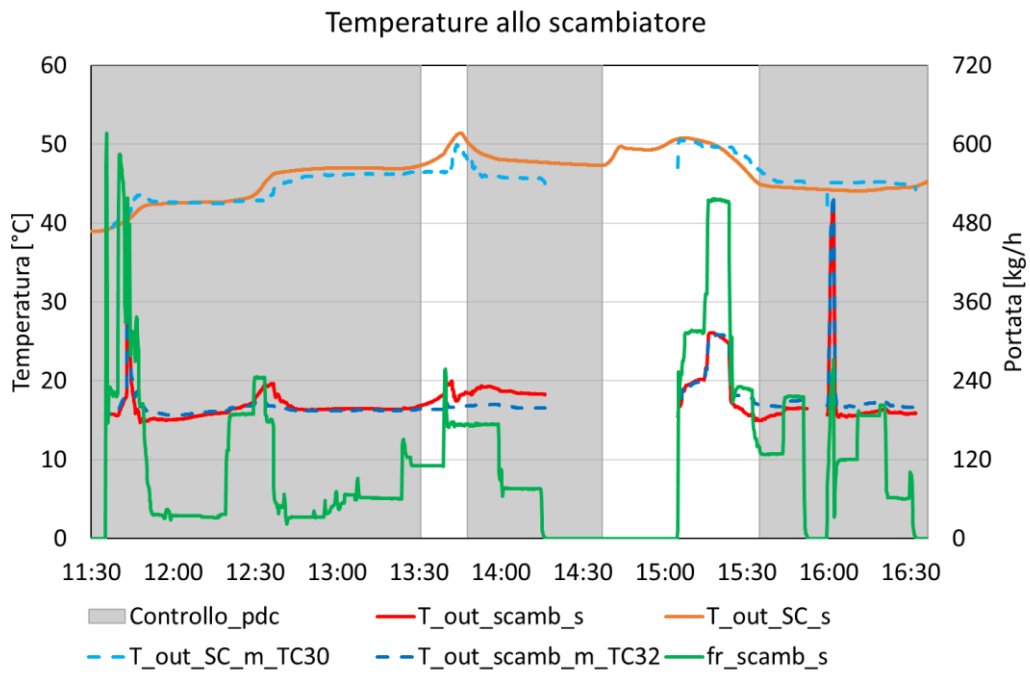


Figura 40 - Andamento della temperatura all'uscita dello scambiatore

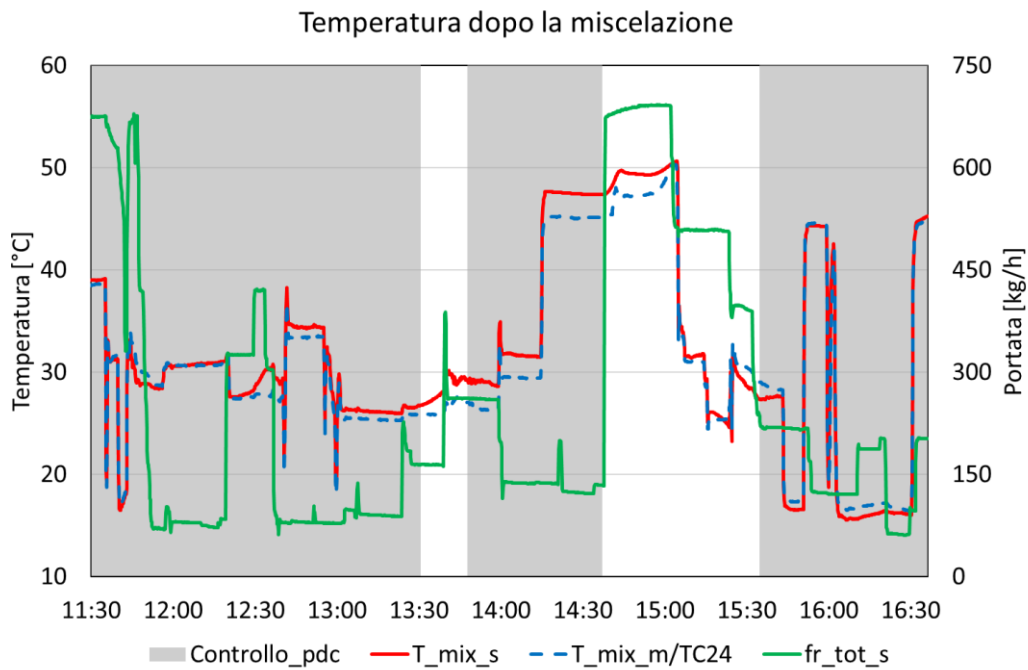


Figura 41 - Andamento della temperatura dopo la miscelazione delle portate

Infine, l'ultimo diagramma proposto fa riferimento alla temperatura all'uscita del serbatoio freddo (Figura 42). In questo caso la configurazione utilizzata è la stessa del modello senza la pompa di calore. Si nota una differenza importante verso le ore 12:00, di circa 5°C, dovuta alla precedente accensione delle resistenze nel serbatoio. Per il restante periodo della simulazione i risultati simulati e misurati non presentano grandi scostamenti.

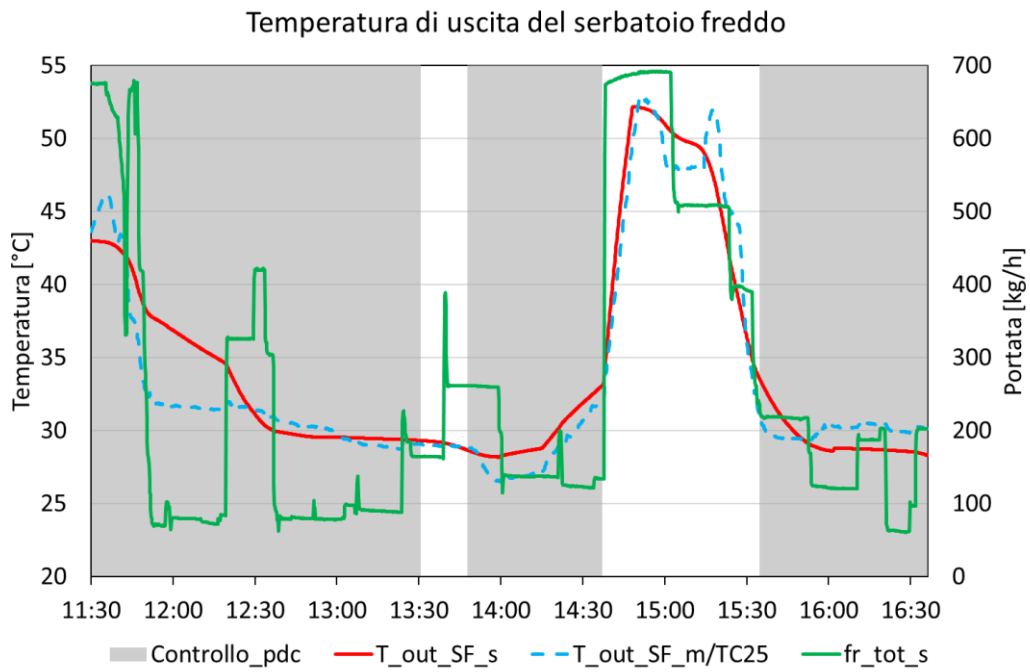


Figura 42 - Andamento della temperatura all'uscita del serbatoio freddo

Anche queste simulazioni del modello in TRNSYS hanno portato a dei buoni risultati che simulano in modo coerente i dati delle misure sperimentali.

Conclusioni

Questo lavoro di tesi presenta l'analisi di un sistema multisorgente costituito da una pompa di calore ad aria accoppiata a dei pannelli fotovoltaici ibridi.

Lo scopo del seguente lavoro è stato quello di analizzare il funzionamento del prototipo della pompa di calore all'interno di un impianto che simula il prelievo di un carico di calore da parte di un'utenza, all'interno dell'ambiente TRNSYS. Sono stati sviluppati il modello che simula il comportamento dell'impianto con la pompa di calore spenta e il modello dell'impianto con la pompa di calore accesa.

Le prime simulazioni sono state fatte con il modello dell'impianto in TRNSYS con la pompa di calore spenta. Sono stati analizzati gli andamenti delle temperature all'ingresso e all'uscita di ciascun componente. Dai risultati della migliore calibrazione ottenuta, si nota che la temperatura in uscita dal serbatoio caldo ha uno scostamento massimo inferiore a 1°C, mentre per quanto riguarda la temperatura in ingresso al serbatoio, nella parte iniziale, si ha una differenza che raggiunge anche i 10°C, dovuta alla presenza delle resistenze nel serbatoio freddo e al fatto che il gas cooler cede ancora calore dopo lo spegnimento della pompa di calore. Le temperature nello scambiatore di calore evidenziano una differenza all'ingresso di 1,5°C dovute al serbatoio caldo, mentre in uscita lo scostamento è inferiore a 1°C. Infine, le temperature del serbatoio freddo presentano degli scostamenti di circa 1,5°C all'ingresso e invece coincidono all'uscita.

I risultati ottenuti dalla simulazione della pompa di calore hanno mostrato che la nuova type simula correttamente il reale funzionamento della macchina. In particolare, dal confronto tra i dati misurati e quelli simulati si è visto che le potenze assorbite ed erogate dalla pompa di calore non presentano elevati scostamenti. In particolare, il compressore presenta un errore medio sul periodo pari al 2.33% con valori massimi fino al 12%; la potenza al gas cooler evidenzia scostamenti nella parte iniziale della simulazione dovuti al fatto che la macchina deve ancora andare

a regime, con valori di 11,55%; la potenza totale della macchina presenta un errore nella prima parte della simulazione pari a 4,17%. In conseguenza ai risultati ottenuti sulle potenze, anche il confronto degli andamenti del COP_{tot} tra i risultati simulati e misurati ha portato a dei buoni risultati. Alcuni problemi sono stati riscontrati sulla temperatura di evaporazione del refrigerante e sulla temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler. La prima presenta una differenza costante di circa 2°C, mentre per l'acqua in uscita dal gas cooler si registrano scostamenti anche di 10°C dovuti ai problemi sulla pressione al gas cooler nel codice matematico.

Infine, sono state effettuate le simulazioni sul modello in TRNSYS dell'impianto con la pompa di calore accesa. I risultati simulati, rispetto ai dati misurati, hanno mostrato una differenza massima di circa 10°C sulla temperatura dell'acqua all'uscita del gas cooler della pompa di calore; questo scostamento è però dovuto ai problemi relativi al modello della type. Per quanto riguarda gli altri componenti, all'uscita del serbatoio caldo è stata registrata una differenza di temperatura massima di 2°C, che poi è stata riportata anche nei componenti successivi, ovvero all'uscita dello scambiatore e dopo la miscelazione. I risultati ottenuti all'uscita del serbatoio freddo non presentano grandi scostamenti, se non nella parte iniziale dovuti all'accensione delle termoresistenze, con valori che arrivano a 5°C. Inoltre, dai diagrammi delle portate è stato visto che il modello risponde in modo più lento alle variazioni di portata rispetto a quanto succede nella realtà. Questo problema probabilmente è legato alle configurazioni dei due serbatoi di accumulo termico.

I risultati ottenuti hanno portato a una buona calibrazione dei parametri dei serbatoi e hanno mostrato un buon funzionamento della type relativa alla pompa di calore. Quest'ultima in futuro dovrà essere migliorata, diminuendo il tempo di convergenza e migliorando il modello matematico sulla pressione al gas cooler. Sicuramente, modificando la pressione al gas cooler, il modello dell'impianto in TRNSYS dovrà essere ricalibrato perché saranno modificate le temperature all'uscita della pompa di calore.

Il passo successivo a questo lavoro di tesi sarà quello di creare un modello in TRNSYS che preveda l'utilizzo della type relativa alla pompa di calore accoppiata alla

type del collettore ibrido PVT in modo tale da rendere il modello il più flessibile possibile.

Bibliografia

- [1] Ahmed, N., Abdel-Hamid, M., Abd El-Razik, M. M., & El-Dash, K. M. (2021). Impact of sustainable design in the construction sector on climate change. *Ain Shams Engineering Journal*, 12(2), 1375–1383. <https://doi.org/10.1016/j.aesj.2021.07.002>
- [2] Fire, F., Republic, S., & Russia, J. (n.d.). State of the Global Climate 2020 PROVISIONAL REPORT. <https://gcos.wmo.int/en/global-climate-indicators>
- [3] Climate Change 2021 Working Group I contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change Summary for Policymakers. (2022). <https://ipccitalia.cmcc.it/messaggi-chiave-ar6-wg1/>
- [4] Intergovernmental Panel on Climate Change. Global warming of 1.5°C.
- [5] Istituto superiore per la Protezione e la ricerca Ambientale – ISPRA. <https://www.isprambiente.gov.it/it/servizi/registro-italiano-emission-trading/contesto/accordo-di-parigi-ed-eu-ets>
<https://www.isprambiente.gov.it/it/servizi/registro-italiano-emission-trading/contesto/accordo-di-parigi-ed-eu-ets>
- [6] European Commission. Analysis of options for reducing the EU’s greenhouse gas emissions by 30% by 2020. https://ec.europa.eu/clima/eu-action/climate-strategies-targets/2020-climate-energy-package_it
- [7] Pearce-Higgins, J. W., Antão, L. H., Bates, R. E., Bowgen, K. M., Bradshaw, C. D., Duffield, S. J., Ffoulkes, C., Franco, A. M. A., Geschke, J., Gregory, R. D., Harley, M. J., Hodgson, J. A., Jenkins, R. L. M., Kapos, V., Maltby, K. M., Watts, O., Willis, S. G., & Morecroft, M. D. (2022). A framework for climate change adaptation indicators for the natural environment. *Ecological Indicators*, 136, 108690. <https://doi.org/10.1016/j.ecolind.2022.108690>
- [8] Parlamento Europeo: Legge UE sul clima (Giugno 2021). <https://www.europarl.europa.eu/news/it/press-room/20210621IPR06627/legge-ue-sul-clima-approvato-l-accordo-sulla-neutralita-climatica-entro-il-2050>
- [9] Fenner, R. A., & Ryce, T. (2008). A comparative analysis of two building rating systems. Part I: Evaluation. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers: Engineering Sustainability*, 161(1), 55–63. <https://doi.org/10.1680/ensu.2008.161.1.55>
- [10] Miglioli, A., Aste, N., del Pero, C., & Leonforte, F. (2021). Photovoltaic-thermal solar-assisted heat pump systems for building applications: Integration and design methods. *Energy and Built Environment*. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2021.07.002>
- [11] Eurostat, “Renewables steadily increasing in heating and cooling” (2022). <https://ec.europa.eu/eurostat/en/web/products-eurostat-news/-/edn-20220211-1?etrans=it>
- [12] Emmi, G., Bordignon, S., Zarrella, A., & de Carli, M. (2020). A dynamic analysis of a SAGSHP system coupled to solar thermal collectors and photovoltaic-thermal panels under different climate conditions. *Energy*

- Conversion and Management*, 213.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112851>
- [13] European Heat Pump Association – EHPA. Riassunto Market report 2021 <https://www.ehpa.org/market-data/market-report-2021/>
- [14] Emmanuel, B., Yuan, Y., maxime, B., Gaudence, N., & Zhou, J. (2021). A review on the influence of the components on the performance of PVT modules. In *Solar Energy* (Vol. 226, pp. 365–388). Elsevier Ltd.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.08.042>
- [15] Jonas, D., Lämmle, M., Theis, D., Schneider, S., & Frey, G. (2019). Performance modeling of PVT collectors: Implementation, validation and parameter identification approach using TRNSYS. *Solar Energy*, 193, 51–64.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.09.047>
- [16] Chandrasekar, M., & Senthilkumar, T. (2021). Five decades of evolution of solar photovoltaic thermal (PVT) technology – A critical insight on review articles. In *Journal of Cleaner Production* (Vol. 322). Elsevier Ltd.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.128997>
- [17] Barbu, M., Siroux, M., & Darie, G. (2021). Numerical model and parametric analysis of a liquid-based hybrid photovoltaic thermal (PVT) collector. *Energy Reports*, 7, 7977–7988.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.07.058>
- [18] Aste, N., del Pero, C., & Leonforte, F. (2014). Water flat plate PV-thermal collectors: A review. *Solar Energy*, 102, 98–115.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.01.025>
- [19] Zondag, H. A., de Vries, D. W., van Helden, W. G. J., van Zolingen, R. J. C., & van Steenhoven, A. A. (2003). The yield of different combined PV-thermal collector designs. *Solar Energy*, 74(3), 253–269.
[https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00121-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00121-X)
- [20] Zondag, H. A. (2008). Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 12, Issue 4, pp. 891–959). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.12.012>
- [21] Fudholi, A., Sopian, K., Yazdi, M. H., Ruslan, M. H., Ibrahim, A., & Kazem, H. A. (2014). Performance analysis of photovoltaic thermal (PVT) water collectors. *Energy Conversion and Management*, 78, 641–651.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.017>
- [22] Selimli, S., Dumrul, H., Yilmaz, S., & Akman, O. (2021). Experimental and numerical analysis of energy and exergy performance of photovoltaic thermal water collectors. *Solar Energy*, 228, 1–11.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.09.049>
- [23] Chen, J., Dai, Y., & Wang, R. (2015). *Comparison Study on Domestic Photovoltaic/thermal, Photovoltaic and Solar Thermal Systems Based on Validated TRNSYS Model; Comparison Study on Domestic Photovoltaic/thermal, Photovoltaic and Solar Thermal Systems Based on Validated TRNSYS Model.*
- [24] Dupeyrat, P., Ménézo, C., & Fortuin, S. (2014). Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system. *Energy and Buildings*, 68(PART C), 751–755.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.09.032>

- [25] Weiss, W., & Spörk-Dür, M. (2021). *IEA Solar Heating & Cooling Programme, Global Market Development and Trends in 2020*.
- [26] Brottier, L., & Bennacer, R. (2020). Thermal performance analysis of 28 PVT solar domestic hot water installations in Western Europe. *Renewable Energy*, 160, 196–210.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.072>
- [27] de Carli M. (2021). *Appunti del corso di Impianti Termotecnici - Università degli studi di Padova*.
- [28] Gustav Lorentzen. (1993). *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*.
- [29] Reulens, Walter. (2009). *Natural refrigerant CO 2*.
- [30] Del Col D., Azzolin M. (2021) *Appunti del corso di Refrigerationa and heat pump technology - Università degli studi di Padova*
- [31] GSE - Gestore servizi energetici. (n.d.). *Sviluppo e diffusione delle fonti rinnovabili di energia in Italia e in Europa - ANNO 2019*.
- [32] Wang, Y., Zhang, Y., Hao, J., Pan, H., Ni, Y., Di, J., Ge, Z., Chen, Q., & Guo, M. (2021). Modeling and operation optimization of an integrated ground source heat pump and solar PVT system based on heat current method. *Solar Energy*, 218, 492–502. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.03.003>
- [33] Shao, N., Ma, L., Zhou, C., & Zhang, D. (2022). Experimental study on the heat transfer performance of the PVT ventilated roof as heat exchanger for heat pump system. *Renewable Energy*, 187, 995–1008.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.084>
- [34] Simonetti, R., Molinaroli, L., & Manzolini, G. (2019). *Experimental Performance Evaluation of PV/T Panels at Negative Reduced Temperatures*. 1–10. <https://doi.org/10.18086/eurosun2018.02.23>
- [35] Abd Rahman, N. M., Haw, L. C., Jamaludin, M. H., Kamaluddin, K. A., Ahmad Zaidi, T. Z., Hussin, A., Adnan, Y., & Razak, I. S. (2022). Field study of hybrid photovoltaic thermal and heat pump system for public hospital in the tropics. *Case Studies in Thermal Engineering*, 30.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101722>
- [36] Sommerfeldt, N., & Madani, H. (2019). In-depth techno-economic analysis of PV/Thermal plus ground source heat pump systems for multi-family houses in a heating dominated climate. *Solar Energy*, 190, 44–62.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.07.080>
- [37] *Manuale TRNSYS 17*. (2014). <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- [38] Zarrella, A., Emmi, G., Vivian, J., Croci, L., & Besagni, G. (2019). The validation of a novel lumped parameter model for photovoltaic thermal hybrid solar collectors: a new TRNSYS type. *Energy Conversion and Management*, 188, 414–428.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.030>
- [39] CEN European Committee for Standardization – Standard EN 12975-2:2006, Thermal solar systems and components – Solar collectors – Part 2: Test methods. Brussels, Belgium; 2006.
- [40] ISO International Organization for Standardization – Standard ISO 9806:2017, Solar energy - Solar thermal collectors - Test methods. Geneva, Switzerland; 2017.

- [41] Conte Riccardo. (2021). *Studio sperimentale e modello dinamico di una pompa di calore elioassistita a CO2*.
- [42] Endress, & Hauser. (2022). *Flow measuring technology for liquids, gases and steam Products and services at a glance*.
<https://www.it.endress.com/it/panoramica-strumentazione-da-campo/Misura-di-portata/misura-portata-massica-Coriolis>
- [43] *Mathematica References - TRNSYS 17*. (2014).
<http://sel.me.wisc.edu/trnsys>

SITOGRAFIA

https://ec.europa.eu/clima/index_en

<https://www.isprambiente.gov.it/it/servizi/registro-italiano-emission-trading>

Ringraziamenti

Vorrei innanzitutto ringraziare il Prof. Zarrella per la sua disponibilità e l'Ing. Sara Bordignon per l'aiuto e i consigli dati durante questo lavoro di tesi.

Un grazie particolare va ai miei genitori, Antonella e Marino, ai miei fratelli Alessandro e Andrea, e a tutta la mia famiglia per il supporto e l'incoraggiamento dati in questo periodo, che mi hanno aiutato a superare a volte le mie perplessità anche solo con una battuta.

Infine, grazie a tutti i miei amici e ai miei compagni di studi per la vicinanza e per il sostegno durante questi anni.