



**Corso di laurea di 2° livello in
INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE**

Analisi sperimentale di una Pompa di Calore Geotermica

***Caso studio: integrazione con impianti di produzione di energia
rinnovabile per riscaldamento e raffrescamento di ambienti***

Tesi di Laurea Magistrale

Anno Accademico 2021-22

Relatore:

Davide Papurello

Corelatore:

Marco Barla

Candidato:

Federico Planesio

INDICE

Introduzione

Nomenclatura

CAPITOLO 1 – Impiantistica

- 1.1 – **Geotermia e Zonizzazione Climatica**
- 1.2 – **Circuiti Principali di una Pompa di Calore Geotermica**
 - 1.2.1 – **Circuito Lato Terreno**
 - 1.2.2 – **Circuito Pompa di Calore**
 - 1.2.3 – **Circuito Lato Utenza**
- 1.3 – **Struttura dell’impianto, Raffrescamento e Riscaldamento**
 - 1.3.1 – **Riscaldamento: Caso Invernale**
 - 1.3.2 – **Raffrescamento: Caso Estivo**
 - 1.3.3 – **Temperatura del terreno**
- 1.4 – **Sensoristica**
- 1.5 – **Regolazione e Funzionamento**

CAPITOLO 2 – Caso Studio sulla PdCG NIBE

- 2.1 – **Modello di calcolo**
- 2.2 – **Calcoli di Riscaldamento invernale**
- 2.3 – **Calcoli di Raffrescamento estivo**

CAPITOLO 3 – Analisi di PdCG alternative

- 3.1 – **Tecnologie differenti nei tre circuiti che compongono la PdCG**
 - 3.1.1 – **Scambiatori di Calore orizzontali per il circuito lato terreno**
 - 3.1.2 – **PdCG con PdC ad espansione diretta di CO₂**
 - 3.1.3 – **Terminali differenti dai ventilconvettori nel lato utenza**
- 3.2 – **Tecnologie Ausiliarie e sistemi accoppiati**
 - 3.2.1 – **Pannelli fotovoltaici accoppiati alla PdCG**

CAPITOLO 4 – Solare Termico accoppiato alla PdCG NIBE

- 4.1 – **Impiantistica del sistema solare termico con la NIBE F1155**
- 4.2 – **Modello di calcolo della prova di scarico al terreno**
- 4.3 – **Stima delle prestazioni invernali dell’impianto accoppiato**
- 4.4 – **Conclusioni**

Bibliografia

Sitografia

Legislazione

Ringraziamenti

INTRODUZIONE

Lo scopo di questa tesi è volta all'analisi, per via sperimentale e di ricerca presso diverse fonti, di una delle tecnologie utili per il condizionamento climatico di ambienti e di come essa si inserisca a livello globale e locale a livello di impatto ambientale, possibilità di utilizzo ed efficienza dell'impianto stesso. La tecnologia in esame è una pompa di calore geotermica, che rappresenta una delle tecnologie alternative più vantaggiose a livello ecologico rispetto ai sistemi tradizionali di condizionamento climatico d'ambienti, i quali possono essere per esempio sfruttare come fonte la combustione del gas naturale per il riscaldamento durante la stagione invernale.

Lo sviluppo e la diffusione di questa tecnologia sarebbe fondamentale, insieme ad altre, per contrastare le emissioni di inquinanti a livello globale, dovute alla crescente richiesta energetica a livello mondiale, e consequenzialmente all'aumento di produzione di energia, sia nei paesi più industrializzati che in quelli in via di sviluppo. Infatti, se nel 1973 la produzione globale di energia era pari a 6098 [Mtoe], nel 2018 è stata pari a 14282 [Mtoe], quindi nell'arco di 45 anni la produzione globale è cresciuta di 2,34 volte. Le proiezioni supposte dalla IEA per il 2040 stimano che la richiesta globale di energia arrivi a 17584 [Mtoe], con conseguente percentuale di utilizzo delle rinnovabili pari al 75% circa con conseguente emissione in atmosfera di 35,7 [Gton] di CO₂, secondo il Current Policy Scenario, che analizza gli effetti delle politiche attualmente in corso già applicati dai vari paesi di tutto il mondo (Fonte: [IEA - World Energy Outlook 2017](#)).

In aggiunta a ciò una delle maggiori cause dell'aumento di produzione di energia è la crescente richiesta derivata dai consumi energetici residenziali, pari a circa 1/3 degli impieghi finali di energia a livello globale. In Italia, sia a livello quantitativo che percentuale tale richiesta è aumentata. Infatti, questa percentuale è cresciuta dal 29% del 1990 al 39,3% nel 2015 e la fonte primaria più usata risulta essere il gas naturale con una percentuale pari al 52,3% (Fonte: [Enea – Rapporto Annuale sull'Efficienza Energetica 2017](#)).

Gli Accordi di Parigi, che coinvolgono tutti gli stati appartenenti alle Nazioni Unite, è stato il primo accordo universale giuridicamente vincolante circa i condizionamenti climatici comprendente multipli obiettivi quali la riduzione delle emissioni e la transizione alle fonti rinnovabili al fine di mantenere l'aumento di temperatura globale al di sotto dei 2 [°C]. Grazie a questi accordi e ai conseguenti obiettivi europei, il Piano 20 20 20, la quota di produzione di energia tramite l'utilizzo di fonti rinnovabili, tra le quali è compresa la tecnologia in analisi, è riuscita ad arrivare al target previsto entro il 2020, sebbene non siano ancora disponibili i dati precisi (Fonte: [Energie Positive](#)).

La pompa di calore geotermica sfrutta la possibilità di utilizzo del terreno come una sorgente o pozzo termico. Infatti, il terreno ha il vantaggio che anche a basse profondità si mantiene a temperatura costante per tutto l'arco dell'anno, specialmente a profondità inferiori ai 10 [m], come verrà mostrato successivamente. Questa caratteristica è un vantaggio notevole poiché esso non risente degli sbalzi climatici e delle escursioni termiche, che invece caratterizzano l'ambiente esterno, nell'arco della giornata e nell'arco di una stagione.

Riguardo lo svolgimento di questa tesi, essa è caratterizzata dal confronto di tecnologie differenti applicate alle pompe di calore geotermiche, sia per quanto riguarda quella principale in analisi che quelle analizzate tramite ricerca, attraverso l'analisi energetica e l'analisi exergetica al fine di comprendere quali componenti migliorino le prestazioni e quali sistemi che utilizzano fonti rinnovabili sono più adatti ad essere accoppiati con questa tecnologia.

NOMENCLATURA

A	Area di base	[m ²]	α	Coefficiente di convezione	[W/(m ² *K)]
b	Exergia specifica	[kJ/kg]	β	Rapporto di pressioni	[-]
c	Calore specifico	[kJ/(kg*K)]		Coefficiente di espansione termica	[K ⁻¹]
C	Capacità termica	[kJ/K]	γ	Perdita di calore	[%]
d	Numero di un giorno nell'anno	[-]	δ	Declinazione solare	[°]
D	Diametro di una tubazione	[m]	ϵ	Efficienza exergetica	[%]
f	Fattore d'attrito	[-]	ζ	Rapporto di portate nell'eiettore	[-]
F	Fonte exergetico	[kW]	η	Efficienza energetica	[-]
g	Accelerazione di gravità	[m/s ²]	θ	Angolo di inclinazione	[°]
G	Irradianza solare	[W/m ²]	μ	Viscosità dinamica	[Pa*s]
h	Entalpia specifica	[kJ/kg]	ρ	Densità massica di un fluido	[kg/m ³]
H	Prevalenza di una pompa	[m] o [kPa]	φ	Porosità del terreno	[-]
	Altezza di un componente	[m]	ω	Angolo solare	[°]
I	Irraggiamento solare	[kWh/m ²]	Φ	Latitudine	[°]
k	Conducibilità termica	[W/(m*K)]	$\tau\alpha$	Caratteristica ottica dei collettori	[-]
K	Rapporto tra capacità termiche	[-]	ν	Viscosità cinematica	[m ² /s]
l	Lunghezza di una tubazione	[m]	COP	Coefficiente di prestazione	[-]
L	Perdita exergetico	[kW]	Dest	Distruzione exergetica	[kW]
m	Massa	[kg]	DHRL	Tasso decrescita di carico termico	[-]
N	Velocità all'albero	[rpm]	DM	Gradi minuto	[°C*min]
p	Pressione	[bar]	GG	Gradi giorno	[°C]
P	Prodotto exergetico	[kW]	GWP	Global Warming Potential	[-]
R	Resistenza termica	[(m*K)/kW]	Irr	Irreversibilità generata	[kW]
Q	VEDI "Potenza termica"	[kW] o [W]	NTU	Numero di unità di trasferimento	[-]
s	Entropia specifica	[kJ/(kg*K)]	Nu	Numero di Nusselt	[-]
	Spessore di un isolante	[m]	Pr	Numero di Prandtl	[-]
S	Superficie esterna o laterale	[m ²]	Re	Numero di Reynolds	[-]
t	Tempo	[min] o [h]	Gr	Numero di Grashof	[-]
T	Temperatura	[°C] o [K]	Ra	Numero di Rayleigh	[-]
U	Trasmittanza termica	[W/(m ² *K)]	\bar{V}	Volume di un componente	[m ³]
v	Volume specifico	[m ³ /kg]	\dot{m}	Portata in massa	[kg/s]
V	Velocità di un fluido	[m/s]	\dot{Q}	Potenza termica	[kW] o [W]
W	VEDI "Potenza meccanica"	[kW] oppure [W]	\dot{W}	Potenza meccanica	[kW] o [W]
x	Titolo di vapore di un fluido	[-]			
	Variabile indipendente	VARIE			
y	Variabile dipendente	VARIE			
z	Portata spillata	[-]	$\dot{\phi}$	Flusso termico exergetico	[kW]

Altri acronimi:

- PdCG = Pompa di calore geotermica
- GHXs = Ground Heat Exchangers – Scambiatori di calore con il terreno
- WHS = Wall Heating System – Sistema di riscaldamento a muro
- STES = Seasonal Thermal Energy Storage

CAPITOLO 1 – Impiantistica

1.1 - Geotermia e Zonizzazione Climatica

Come già accennato durante l'introduzione, tra le possibili fonti alternative alla combustione dei carboni fossili per la produzione di energia elettrica e termica è presente la geotermia, ossia la produzione ed il trasporto di calore attraverso il terreno. Esso è considerabile come un serbatoio di calore dalla riserva illimitata, ma è necessario utilizzare energia elettrica per l'estrazione del calore dal terreno che verrà destinato all'utenza. Il buon funzionamento di un impianto industriale di tipo geotermico è legato anche alla conduttività termica del terreno, ossia la sua capacità di trasferire calore tramite conduzione ad una superficie o ad un volume caratterizzato anche da un suo spessore per generare una differenza di temperatura.

Uno degli elementi più importanti da evidenziare riguarda tre diverse applicazioni dell'energia geotermica, profondamente diversa a seconda della profondità alla quale si vuole utilizzare il terreno come serbatoio termico.

- Nella geotermia ad alta entalpia, chiamata anche deep geothermal, si intende l'ambito nel quale il serbatoio dal quale viene prelevata la fonte di calore risiede a profondità maggiori ai 1000 [m]. È il caso della centrale geotermoelettrica di Larderello in provincia di Pisa. In questa centrale si sfrutta il vapore che emerge da alcune zone della crosta terrestre ad una temperatura superiore a 150 [°C] sotto forma di geysir o soffioni, costituiti per il 95% di vapore acqueo e della restante percentuale da liquidi in sospensione e gas nocivi, quali per esempio l'idrogeno solforato (H₂S), che a basse concentrazioni ha il caratteristico odore delle uova marce. Al fine di un migliore e costante utilizzo della fonte geotermica nelle centrali vengono scavati dei pozzi dai quali viene estratto il vapore necessario e ai quali viene reiniettata l'acqua che altrimenti sarebbe il prodotto di scarto della centrale. Poiché vi è la necessità di costruire pozzi, profondi anche dai 3 ai 5 km sotto la crosta terrestre, il costo per realizzare questi impianti è elevato a causa sia la ricerca del luogo idoneo che la trivellazione ad elevate profondità. Queste tubazioni vengono chiamate vapordotti e devono essere in grado di reggere pressioni elevate (10-20 [bar]) e temperature elevate (150 – 250 [°C]). Il funzionamento di una centrale geotermoelettrica può avvenire o portando direttamente in turbina, dopo il passaggio in un separatore, il vapore prelevato dai pozzi, oppure portando in turbina il vapore di un fluido secondario di lavoro caratterizzato da un punto di ebollizione inferiore rispetto al vapore acqueo e scaldato grazie a quest'ultimo in uscita dai pozzi. Nel caso venga utilizzata quest'ultima soluzione si rendono necessari anche l'utilizzo di componenti quali condensatori e torri di raffreddamento, col fine di diminuire le temperature dei fluidi secondario e primario rispettivamente (Fonte: [Università degli Studi di Firenze, descrizione centrale geotermica di Larderello](#)).
- Nella geotermia di media entalpia, la grossa differenza, rispetto all'alta geotermia precedentemente descritte, risiede nel fatto che non si abbia la possibilità di produzione diretta di energia elettrica ma l'utilizzo principale è un uso diretto o indiretto dell'energia termica. Ciò è dovuto al fatto che la temperatura del vapore acqueo, prelevato in un range di profondità che varia tra i 100 ed i 1000 [m], non si trovi ad una temperatura sufficientemente alta. Tipicamente il range di temperatura utile è tra i 90 ed i 150 [°C], ed il maggiore utilizzo di questa fonte è legata al teleriscaldamento, ossia una rete di distribuzione, nella quale le tubazioni sono interrate e isolate termicamente, proveniente da una centrale alle temperature alle quali è disponibile la fonte e che prevede il ritorno alla stessa ad una temperatura attorno

ai 65 [°C]. Altri utilizzi si trovano nell'essiccazione di frutta e verdura e nella produzione della carta (Fonte: [Agorà Scienza, "Energia Geotermica", Guglielmetti](#)).

- Nella geotermia a bassa entalpia, definita geotermia superficiale, che sfruttano le pompe di calore come quella in esame. Infatti, in questo caso la profondità dalla quale viene prelevato il calore è generalmente inferiore ai 100 [m] e caratterizzato da temperature inferiori ai 40 [°C]. Il range di temperature del terreno tipicamente si aggira dai 12 ai 15 [°C] e già a profondità maggiori di 10 [m] la temperatura del terreno può essere considerata costante lungo tutto l'arco dell'anno, come è possibile osservare in Figura 1.1.

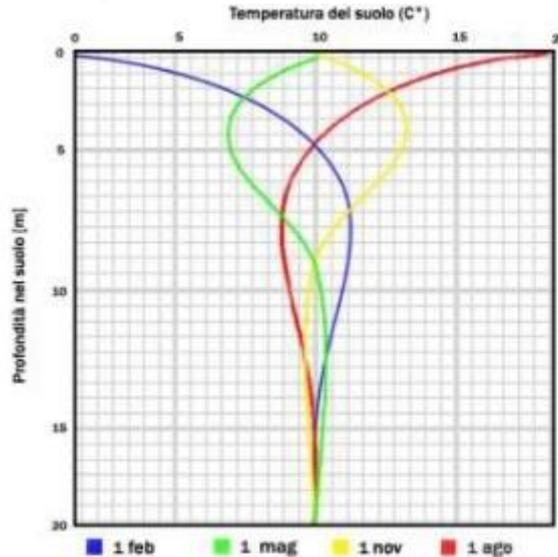


Figura 1.1: Temperatura del terreno in relazione alla sua profondità.

L'utilizzo di questa fonte è legato alle pompe di calore geotermiche, che possono essere a sistema chiuso come nel caso in esame o a sistema aperto, nel quale si estrae l'acqua presente nel terreno da una falda sotterranea la si porta in uno scambiatore di calore apposito e la si inietta nuovamente alla falda stessa o ad un apposito bacino appositamente costruito che permetta la rifiltrazione al terreno. Secondo la tesi sviluppata da Tofalo, le temperature dell'acqua sono pari a 10-12 [°C] se il prelievo avviene da una falda sotterranea o pari a 10-15 [°C] se avviene dall'utilizzo di acque superficiali.

La Pompa di Calore Geotermica presa in esame (che verrà abbreviata in PdCG durante lo sviluppo di questa tesi) è una NIBE modello F1155 (Fonte: [Scheda Tecnica NIBE F1155](#)). Questo modello è attualmente operativo presso l'Energy Center di Torino, in Via Paolo Borsellino 38/16. Diventa quindi necessario conoscere il contesto climatico di Torino sia da un punto di vista di caratteristiche climatiche del luogo che da un punto di vista legislativo. Il clima di Torino è caratterizzato da un clima temperato umido caratteristico delle medie latitudini. Le estati si presentano calde ed afose mentre gli inverni moderatamente freddi ed asciutti. Queste caratteristiche si riflettono anche circa la zona climatica di appartenenza della città prevista dal Decreto del Presidente della Repubblica n. 412 introdotto il 26 agosto 1993. Infatti, Torino presenta un valore di gradi giorno (GG) pari a 2617. Il metodo per calcolare i GG è espresso dalla Formula 1.1 qua sotto.

$$(1.1) \rightarrow GG = \sum_{i=1}^n (20 - T_{ext}) \quad [^{\circ}C]$$

Dove 20 rappresenta la temperatura alla quale si devono trovare gli ambienti interni durante la stagione invernale, ossia la temperatura che verrà chiamata T_{target} nell'arco di tutta la tesi, T_{ext} è la

temperatura media giornaliera della località di cui si vogliono ottenere i GG, mentre n è il numero di giorni nell'arco dell'anno in cui la differenza all'interno della formula è maggiore di zero. Di conseguenza la zona climatica di Torino è quella codificata dal decreto con la lettera E, ossia la seconda più fredda tra quelle previste. Le differenti zone climatiche italiane sono presenti in Figura 1.2. Inoltre, sempre secondo il Decreto del Presidente della Repubblica n. 412, il periodo previsto per l'accensione degli impianti di riscaldamento degli ambienti nella zona climatica E inizia il 15 ottobre e finisce il 15 aprile.



Figura 1.2: Zonizzazione climatica italiana

La zona climatica E, oltre alla necessità di riscaldamento invernale, necessita anche di raffrescamento estivo. Al fine di un buon comfort dell'ambiente da climatizzare la temperatura di target estiva è pari a 26°C, secondo la normativa UNI/TS 11300-1. Analizzando soltanto le temperature esterne medie mensili lungo l'arco dell'anno, presenti in Tabella 1.1, si nota come la temperatura esterna non sia il solo elemento che caratterizza la necessità di raffrescamento (Fonte: Corso [AIPE 31/05/2012](#)).

Temperatura [°C]	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
Minima	-1,7	0	3,8	7,4	11,6	15,3	17,9	17,2	14	8,9	3,7	0
Massima	4,6	7,3	12,8	17,8	22,7	26,2	29,3	27,7	23,7	17,1	10,1	5,9
Media	1,4	3,6	8,3	12,6	17,1	29,7	23,6	22,4	18,8	13	6,9	2,9

Tabella 1.1: Temperature medie mensili di Torino, 2017

Per comprendere i carichi estivi, oltre alla temperatura esterna, secondo la norma precedentemente citata, è necessario tenere in conto anche fattori l'irraggiamento solare soprattutto sulle superfici trasparenti, le caratteristiche inerziali delle superfici opache e la ventilazione dell'ambiente in analisi.

1.2 - Circuiti Principali di una Pompa di Calore Geotermica

La PdCG NIBE modello F1155 è una tecnologia che sfrutta il fenomeno della geotermia a bassa entalpia ed è caratterizzata da un sistema impiantistico a circuiti chiusi ossia il terreno non può scambiare materia col sistema in esame ma solo scambiare calore.

Una PdCG ha come obiettivo quello di riscaldare un ambiente a temperatura più elevata prelevando il calore da una fonte a temperatura più bassa tramite il lavoro impiegato da una o più macchine operatrici durante la stagione invernale, oppure di raffreddare durante la stagione estiva, sempre utilizzando la medesima macchina operatrice. Questi tre ruoli in una PdCG sono rispettivamente gli interni di un edificio, il terreno e il/i compressore/i. L'impianto in esame è composto da tre circuiti, come evidenziato in Figura 1.3 (Fonte: [Manuale Utente NIBE F1155](#)).

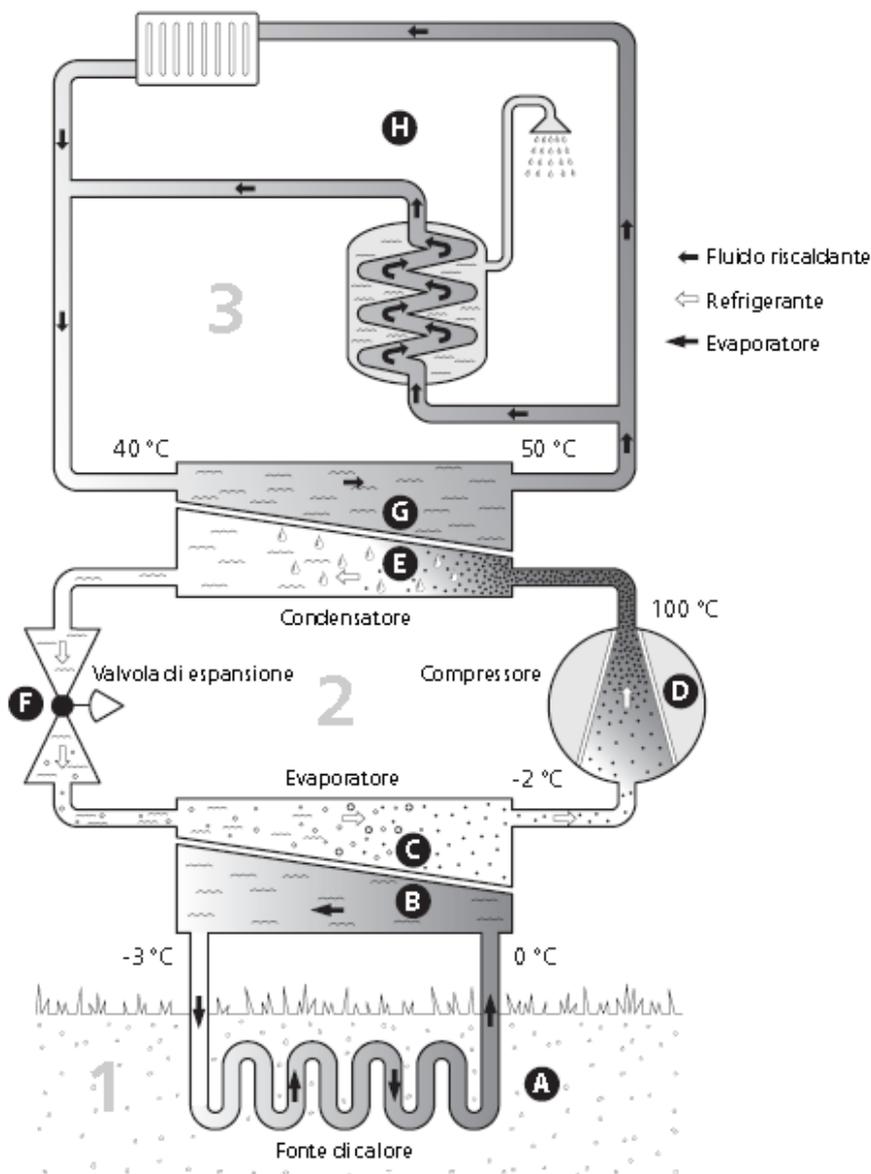


Figura 1.3: Schema della PdCG in esame

1.2.1 – Circuito Lato Terreno

Il circuito 1 della Figura 1.3 rappresenta il circuito lato terreno, chiamato anche circuito glicolato in quanto il fluido che scorre al suo interno è una soluzione acqua – glicole propilenico al 25% in peso

(H₂O 75% - C₃H₈O₂ 25%) le cui caratteristiche sono descritte nella Tabella 1.2 (Fonte: [Casasso and Sethi, 2014](#)), insieme ad altri possibili soluzioni di fluidi che possono essere utilizzati negli impianti, in quanto rispettanti le istruzioni delineate dal “DD 3 marzo 2016, n° 66” circa i fluidi non nocivi per la salute umana e ambientale che devono essere al contempo biodegradabili.

Fluid	T_{freezing} [°C]	λ_f [W m ⁻¹ K ⁻¹]	c_f [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	ρ_f [kg m ⁻³]	μ_f [mPas]
Prop.glycol 25%	-10	0.45	3974	1026	5.51
Ethanol 24.4%	-15	0.426	4288	972	5.85
Prop.glycol 33%	-15	0.416	3899	1015	8.17
CaCl ₂ 20%	-20	0.54	3030	1186	4

Tabella 1.2: Soluzioni anti-congelamento

L’obiettivo di questo circuito è quello di raffreddare il fluido glicolato da una temperatura attorno ai 0 [°C] ad una temperatura di circa -3 [°C]. Quest’operazione avviene nell’evaporatore, alla voce B in Figura 1.3. In questo modo si riscalda il fluido frigorifero che scorre all’interno della PdC fino alla completa evaporazione. Il terreno riporterà la temperatura del fluido glicolato a 0 [°C] dopo che esso esce dall’evaporatore. Poiché la temperatura del fluido glicolato sarà sempre inferiore alla sua temperatura di fusione ($T_{\text{freezing_Prop.glycol25\%}} = -10$ [°C]) non ci sono rischi circa il congelamento del fluido. La portata della soluzione verrà gestita da una pompa di circolazione.

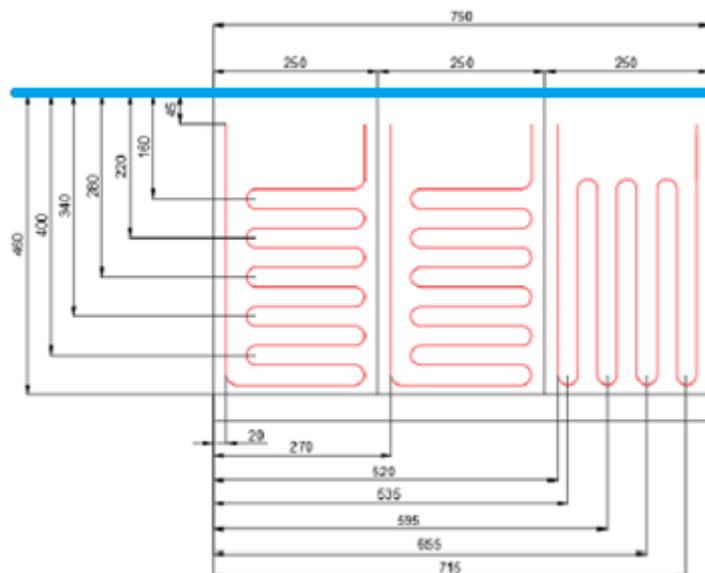


Figura 1.4: Quotatura (in cm) delle serpentine sotterranee.

Dalla Figura 1.4 è possibile conoscere la posizione delle serpentine che compongono lo scambiatore di calore con il terreno. Si tratta di un Vertical Ground Heat Exchanger (abbreviato V-GHX in seguito), in cui tubi sono disposti perpendicolari rispetto al terreno, il quale è evidenziato nella figura dalla linea blu. Quindi è nota la profondità raggiunta dai tubi che compongono le tre serpentine. Queste possono lavorare sia in serie che in parallelo e sono composte da un materiale polimerico

quale il polietilene reticolato, che possiede elevata flessibilità e resistenza termica e meccanica. Tali caratteristiche rendono più semplice il ritorno alla temperatura di 0 [°C] in quanto aumenta il tempo che il fluido glicolato passa all'interno delle tubature nel terreno. Gli scambi di calore in questo circuito sono conduzione tra terreno e pareti delle serpentine e convezione tra queste ultime e il fluido che le attraversa. Il percorso totale di tutte e tre le serpentine è pari ad 84,9 [m].

1.2.2 – Circuito Pompa di Calore

Il circuito 2 della Figura 1.3 rappresenta il cuore dell'intero sistema; infatti, è quello della pompa di calore (l'abbreviazione PdC riguarda solo il ciclo/circuito termodinamico e non l'intero impianto composto dai tre circuiti, che verrà sempre abbreviato PdCG). Il fluido all'interno della NIBE F1155 in esame è un refrigerante chiamato R407C, le cui caratteristiche sono descritte dal diagramma entalpico presente in Figura 1.5 (Fonte: hybrid-ukt.co.uk). Si può notare come il suo punto di ebollizione a pressione ambiente sia pari a -43.8 [°C], che è un valore molto basso anche tra i fluidi frigoriferi più utilizzati. Questi ultimi, in generale, devono avere determinate caratteristiche per poter essere utilizzati in ambito industriale, e devono seguire le direttive stabilite dal Protocollo di Montreal (1987) e dal Protocollo di Kyoto (1997) e dalle loro successive revisioni. Il primo di questi è un trattato internazionale volto a ridurre la produzione e l'utilizzo di sostanze che danneggiano lo strato di ozono (O₃), il secondo invece verte sulla riduzione dell'impatto ambientale che causa il surriscaldamento globale da parte di queste ed altre sostanze. Oltre ad avere queste caratteristiche il fluido frigorifero deve essere anche non infiammabile.

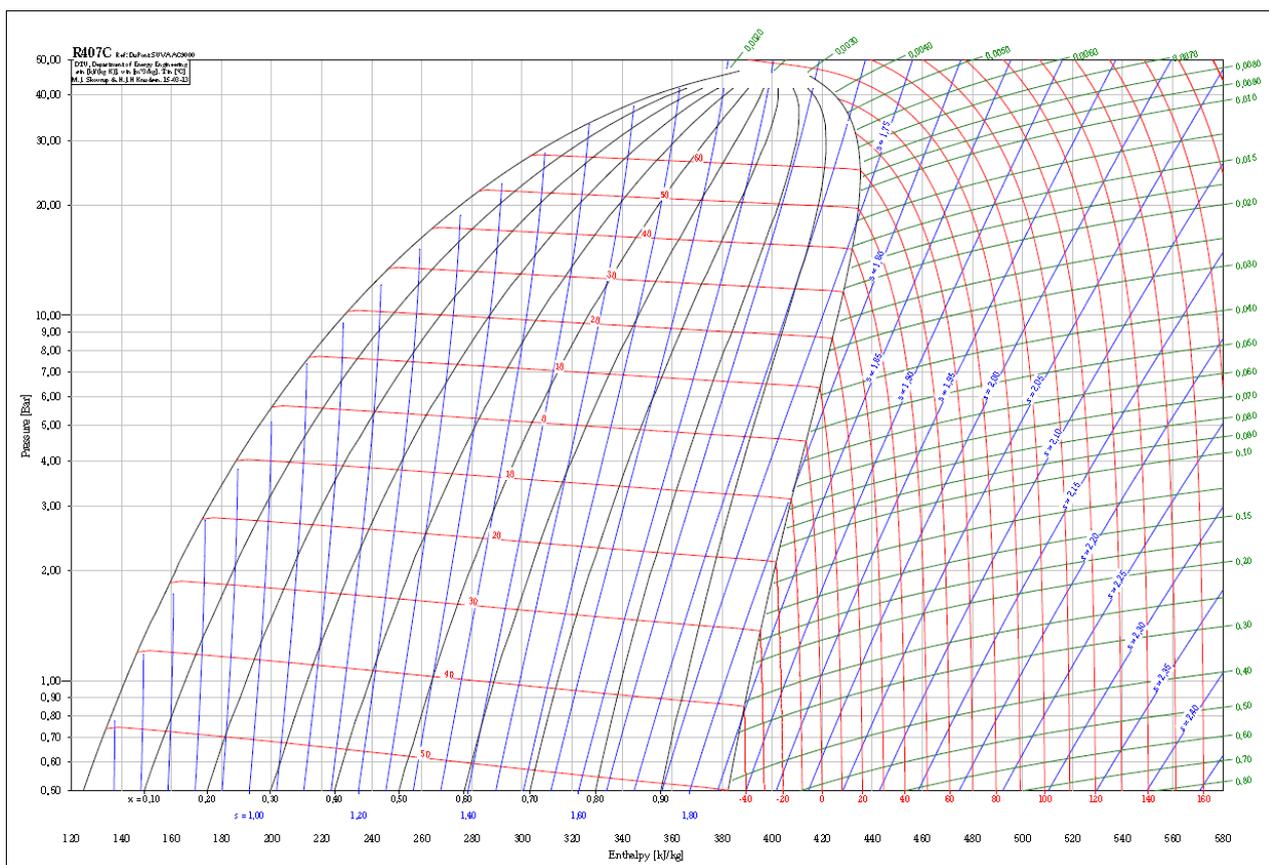


Figura 1.5: Diagramma p-h di R407C

In questo circuito sono installati tutti i componenti principali di una PdC. L'evaporatore è già stato in parte descritto nel paragrafo del circuito 1 della Figura 1.3. Nel circuito 2, relativo alla stessa figura, esso serve a riscaldare il fluido frigorifero che entra come liquido sottoraffreddato o in stato bifase,

con molta più frequenza di quest'ultimo, prelevando calore dal fluido glicolato e, a livello di ipotesi nel modello per i calcoli, mantenendo la pressione costante. A fine riscaldamento, l'R407C si troverà in fase di vapore saturo secco o di vapore surriscaldato, quasi sempre in quest'ultimo stato. Il successivo componente è il compressore dove, tramite l'utilizzo di energia meccanica, generata da un motore che utilizza energia elettrica, avviene l'aumento di pressione e il conseguente aumento di temperatura. L'energia termica aumentata grazie a questo componente verrà ceduta al circuito 3 della Figura 1.3 tramite una trasformazione nei calcoli ipotizzata isobara nel condensatore dove il refrigerante entra come vapore surriscaldato ed esce come liquido saturo o liquido sottoraffreddato. La pressione iniziale verrà quindi ristabilita dalla valvola di espansione o di laminazione, che lamina il fluido frigorifero in maniera passiva mantenendo l'entalpia costante, sotto l'ipotesi di uno scambio di calore di tipo adiabatico.

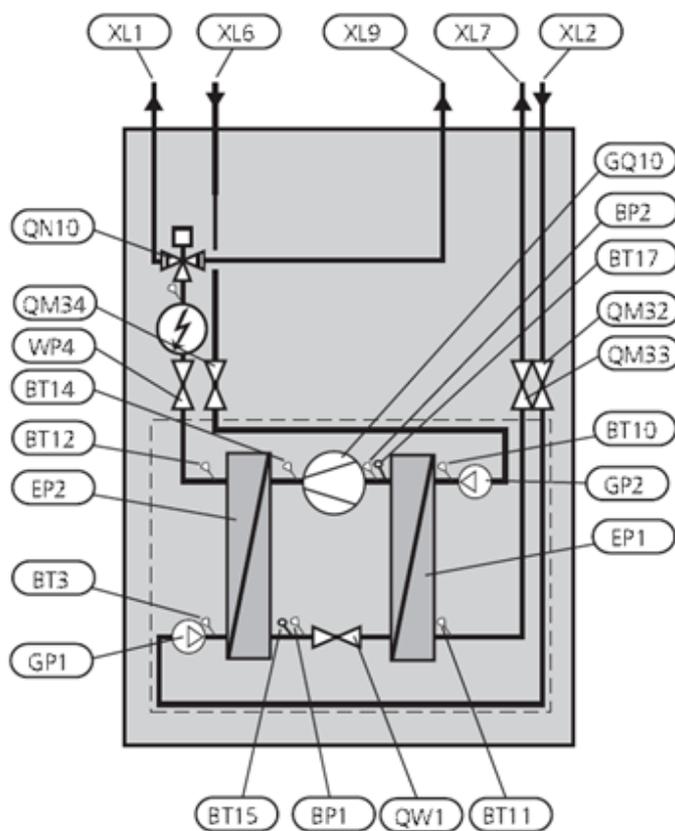


Figura 1.6: NIBE F1155 con PdC nel riquadro tratteggiato

Dalla Figura 1.6 (Fonte: SEM F1145) è possibile conoscere i collegamenti tra i 3 circuiti ed individuare i componenti della PdC precedentemente descritti. Partendo da questi ultimi, i due scambiatori di calore tra circuiti, ossia evaporatore e condensatore nella configurazione estiva della PdCG, sono rappresentati rispettivamente dalle sigle EP1 ed EP2. Gli altri due componenti della PdC sono chiamati GQ10 (il compressore) e QW1 (la valvola di laminazione). All'interno del riquadro tratteggiato sono anche presenti due pompe di circolazione chiamate GP1 e GP2. Esse sono le turbopompe necessarie per il movimento del fluido nei circuiti 3 ed 1 rispettivamente alla Figura 1.3. Di conseguenza XL6 e XL7 sono rispettivamente i collegamenti di ingresso e uscita del fluido glicolato presente all'interno del circuito 1. Analogamente, XL1 e XL2 rappresentano rispettivamente mandata e ritorno del fluido termovettore del circuito 3, mentre XL9 rappresenta il raccordo del bollitore dell'acqua calda, che viene spesso inserito nell'impianto per una maggiore stabilità dello stesso, che non è obbligatorio in tutte le configurazioni che coinvolgono una PdCG, ma che è presente

nella NIBE F1155 in esame. L'elemento assente in questa Figura ma presente in ogni PdCG che vuole operare per il condizionamento d'ambienti sia in inverno che in estate è una valvola a quattro vie, il cui funzionamento verrà descritto in seguito.

Altri elementi presenti in Figura 1.6 sono:

- Le valvole QM33 e QM34 sono delle valvole di sezionamento, propedeutiche alla protezione dell'impianto in caso di rottura di condotta.
- La valvola QM32 è una valvola di arresto, ossia una valvola unidirezionale che blocca la portata in caso di necessità.
- La valvola QN10 è una valvola di commutazione e serve a deviare il flusso tra utenza e bollitore.
- Le sonde caratterizzate dalla sigla BT e dalla sigla BP, che verranno analizzate in seguito.

1.2.3 – Circuito Lato Utenza

Il circuito 3 della Figura 1.3 rappresenta il circuito lato utenza che è attraversato da un fluido riscaldante ossia il fluido termovettore che in questo caso è acqua. L'obiettivo di tale circuito è quello di trasporto dell'acqua e conseguente utilizzo dell'energia termica che è stata aumentata nel Condensatore. Il calore accumulato viene sfruttato, nel caso di utenza residenziale, dai radiatori per il riscaldamento degli ambienti oppure al fine di riscaldare l'acqua calda sanitaria (ACS).



Figura 1.7: Ventilconvettore Sabiana mod. CRC24 (dietro il Vaso di Accumulo)

Nella PdC in esame presente all'Energy Center il Ventilconvettore, ossia il componente presente sullo sfondo, a sinistra della PdCG e dietro al bollitore riconoscibile dalla presenza del vaso di espansione posto sopra la sua copertura, presente in Figura 1.7, rappresenta l'utenza durante i periodi nei quali sono necessari riscaldamento invernale al fine di raggiungere la temperatura di 20° [°C] e raffrescamento estivo quando la temperatura obiettivo è pari a 26 [°C].

L'utilizzo di acqua in tale circuito è possibile in quanto le temperature del fluido che attraversa questo circuito sono distanti sia dalla sua temperatura di fusione che da quella relativa alla sua ebollizione.

1.3 - Struttura dell'impianto, riscaldamento e raffrescamento

Nel paragrafo precedente è stata spiegata la funzione dei componenti della PdCG soltanto analizzando il ciclo diretto, quindi quello di riscaldamento. Ma uno dei grandi vantaggi delle PdCG è che durante il periodo estivo, quando c'è necessità di raffrescare gli ambienti invece che di riscaldarli si ha la possibilità di invertire il ciclo termodinamico.

È presente anche la possibilità di modulare l'esercizio dell'impianto. Questo fenomeno è legato alla presenza di un inverter, ossia un componente elettronico che ha la funzione di variare la frequenza dell'elettricità che verrà fornita al compressore. In questo modo l'impianto PdCG riesce a adattarsi automaticamente alle richieste dell'utenza.

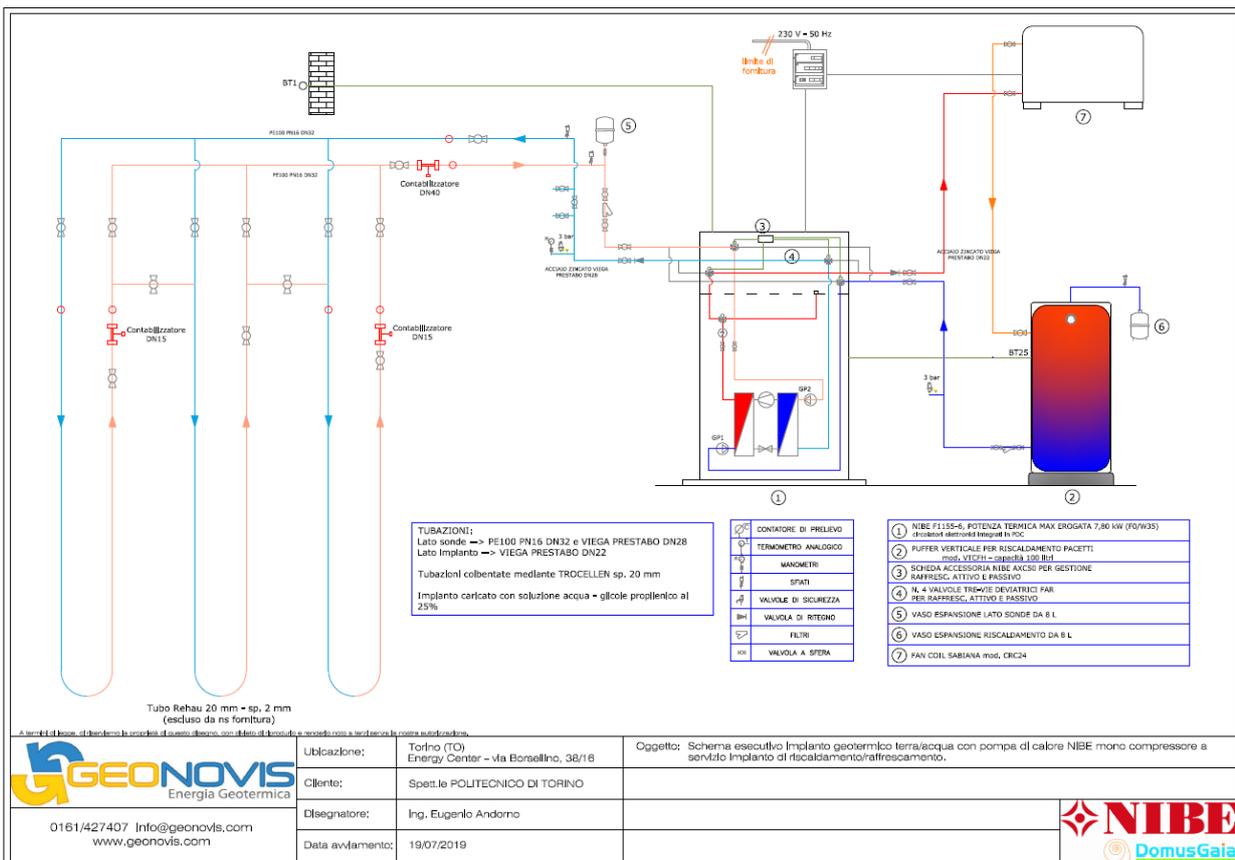


Figura 1.8: Schema complessivo della PdCG comprendente tutti i componenti installati.

L'impianto in esame è inoltre supportato da altri componenti oltre a quelli presenti nei tre circuiti precedentemente descritti. In Figura 1.8 i circuiti descritti nel sottocapitolo "1.1" sono sintetizzati in:

- "1 cerchiato" per la PdC.
- "7 cerchiato" per il circuito lato utenza/ventilconvettore.
- Linee alla sinistra dell'immagine color azzurro e arancione per il circuito lato terreno.

Ognuno di questi circuiti presenta delle valvole a sfera, con la caratteristica di essere valvole unidirezionali e quindi di ritegno, e di contabilizzatori Siemens modello FUE 950, anche all'interno dei vari rami delle serpentine che compongono l'insieme di circuiti lato terreno.

Altri componenti non ancora descritti sono il puffer e i vasi di espansione e la valvola a tre vie. Il primo corrisponde all'elemento "2 cerchiato", e ha la funzione di serbatoio per l'accumulo del calore. Verrà quindi caricato in caso di eccessiva produzione di calore mentre verrà utilizzato, quindi "scaricato", quando la richiesta di calore dell'utenza sarà maggiore rispetto all'energia prodotta in un

dato momento dall'impianto. Il fluido termovettore del puffer sarà lo stesso del circuito 3 della Figura 1.3, ossia acqua. I vasi di espansione hanno la funzione di contenere repentine variazioni di pressione che potrebbero danneggiare l'impianto. In Figura 1.8 essi corrispondono agli elementi "5 cerchiato" e "6 cerchiato" per il circuito 1 ed il circuito 3 rispettivamente. Poiché tali variazioni di pressione sono più pericolose e frequenti quando le temperature sono maggiori, i vasi di espansione verranno posizionati nella parte di un circuito caratterizzata dalle temperature più elevate. Le valvole a tre vie deviatrici, elemento "4 cerchiato", vengono utilizzate per la regolazione delle varie portate che attraversano la PdC.

Inoltre, i componenti di scambio del calore che coinvolgono i tre fluidi termovettori utilizzati svolgono funzioni diverse tra caso estivo di raffreddamento e caso invernale di riscaldamento. L'elemento centrale che serve per assicurarsi che il condizionamento avvenga correttamente nelle due stagioni è una valvola a quattro vie, già precedentemente citata. Essa collega quattro tubature che sono le seguenti:

1. Ritorno, quindi uscita, del componente "B+C" di Figura 1.3, nella parte C.
2. Mandata, quindi ingresso, del compressore.
3. Ritorno del compressore.
4. Mandata del componente "E+G" di Figura 1.3, nella parte E.

È importante notare come il ciclo termodinamico non cambi tra i due diversi condizionamenti stagionali. Infatti, il percorso del fluido refrigerante è sempre quello standard formato da "espansione-compressione-condensazione-laminazione".

1.3.1 – Riscaldamento: Caso invernale

Le descrizioni dei componenti presenti in Figura 1.3 sono quelle corrette nel caso di riscaldamento invernale. Infatti, il condensatore fornisce calore al circuito lato utenza mentre l'evaporatore preleva calore dal circuito lato terreno. Di conseguenza i collegamenti che la valvola a quattro vie compie sono, in riferimento all'elenco numerato del primo paragrafo del sottocapitolo "1.2" sono 1-2 e 3-4.

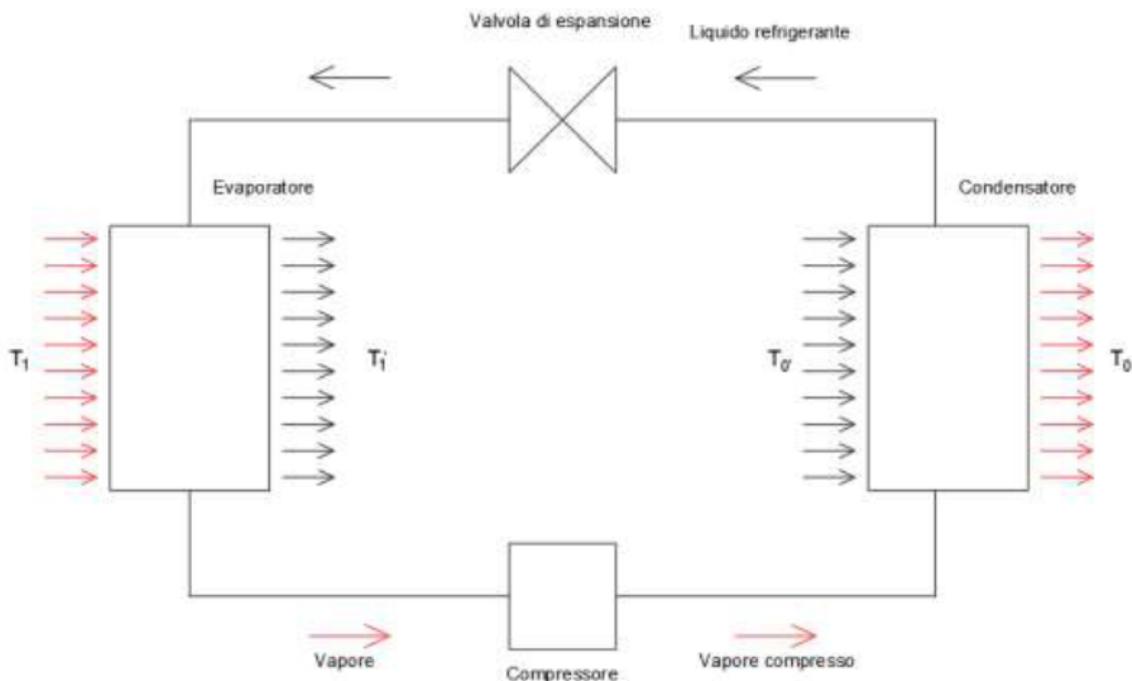


Figura 1.9: Temperature e direzioni dei flussi scambiati in caso di riscaldamento invernale.

In Figura 1.9, vengono ipotizzate T_1 e T_1' come temperature caratteristiche del componente “B+C” di Figura 1.3, lato B e lato C rispettivamente e T_0 e T_0' come temperature caratteristiche del componente “E+G” di Figura 1.3, lato G e lato E rispettivamente. Le due temperature caratterizzate dall’asterisco si riferiscono al fluido frigorifero e di conseguenza le frecce nere sono simbolo di cessione o assorbimento di calore da parte dello stesso refrigerante. Le temperature assegnate ai componenti di Figura 1.3 sono valide anche nel caso estivo che verrà spiegato di seguito.

Come già detto in precedenza l’evaporatore sarà quindi il componente “E+G” di Figura 1.3 e il condensatore quello “B+C” della stessa figura.

Secondo la tesi sviluppata da Tofalo, la temperatura del terreno nel caso invernale deve essere maggiore rispetto alla temperatura in uscita dal V-GHX, la quale è maggiore di quella di entrata nello stesso componente poiché il calore viene assorbito dalla miscela acqua-glicole durante il riscaldamento. Tale range di maggiorazione va dai 6 agli 11 [°C].

1.3.2 – Raffrescamento: Caso estivo

Le descrizioni dei componenti presenti in Figura 1.3 sono quelle non corrette nel caso di raffrescamento estivo. Infatti, il condensatore fornisce calore al circuito lato terreno mentre l’evaporatore preleva calore dal circuito lato utenza, quindi i componenti hanno il compito opposto rispetto al caso descritto nel paragrafo “1.2.1”. Di conseguenza i collegamenti che la valvola a quattro vie compie sono, in riferimento all’elenco numerato del primo paragrafo del sottocapitolo “1.2” sono 1-4 e 2-3.

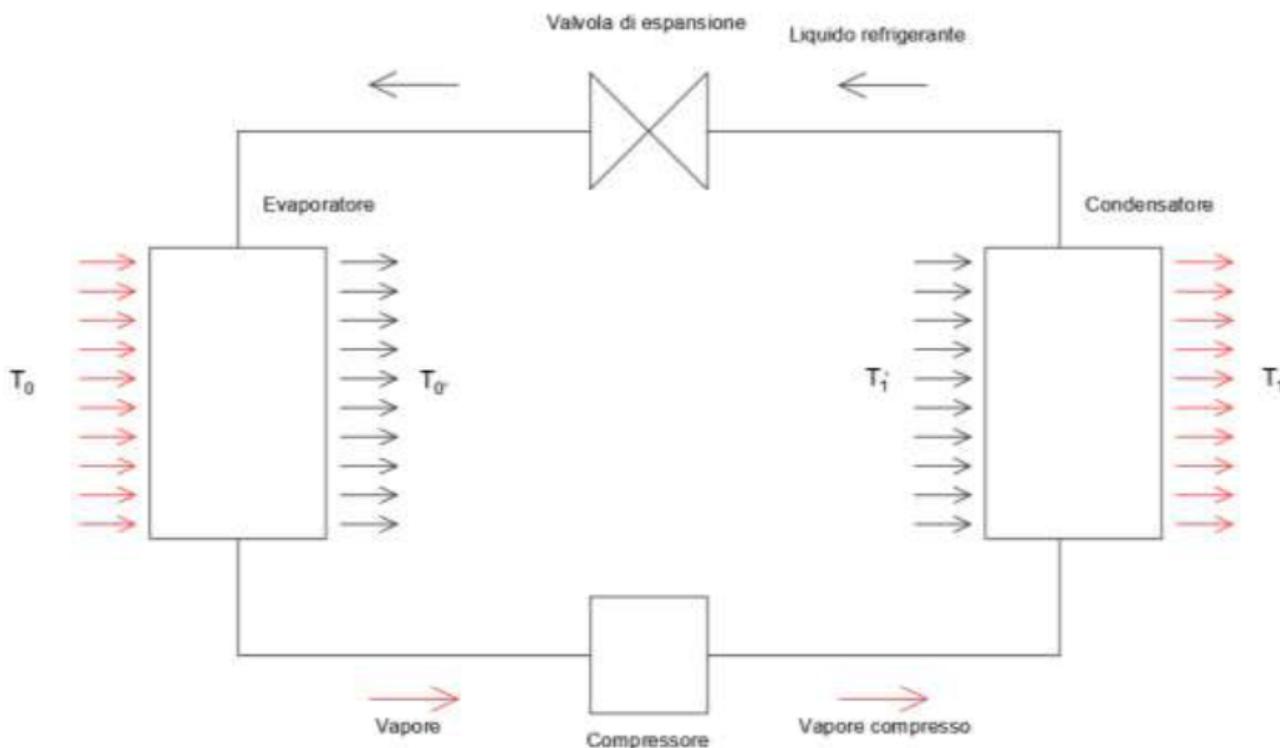


Figura 1.10: Temperature e direzioni dei flussi scambiati in caso di raffrescamento estivo.

In Figura 1.10, seguendo l’elenco che definisce il significato delle temperature e delle frecce presente nel paragrafo precedente, “1.2.1”, l’evaporatore sarà quindi il componente “E+G” di Figura 1.3, con relative temperature T_0 e T_0' e il condensatore quello “B+C” della stessa figura, con relative temperature T_1 e T_1' .

Sempre secondo la tesi sviluppata da Tofalo, la temperatura del terreno nel caso estivo deve essere minore rispetto alla temperatura in uscita dal V-GHX, la quale è minore di quella di entrata nello stesso componente poiché il calore viene ceduto dalla miscela acqua-glicole durante il raffrescamento. Tale range di minorazione va dagli 11 ai 17 [°C].

1.3.3 – Temperatura del terreno

A causa della presenza di sonde all'interno del terreno e dei tre rami che compongono il V-GHX, la temperatura del terreno può subire delle variazioni, specialmente durante l'attività dell'impianto. Pertanto, si ritiene più corretta la temperatura del terreno rilevata dalle sonde stesse, che è possibile vedere in Figura 1.11, dove viene rilevata ad una profondità di 2,80 [m], ossia ad una profondità pari a circa la metà di quella dell'intero V-GHX i cui percorsi sono già stati rilevati grazie alla Figura 1.4.

Giorno	T_ground [°C]	Giorno	T_ground [°C]
23-ott	17,836	16-giu	21,376
24-ott	17,295	17-giu	21,608
25-ott	16,776	18-giu	20,959
26-ott	16,973	19-giu	21,075
27-ott	17,175	20-giu	21,588
28-ott	17,245	21-giu	22,109
29-ott	17,163	22-giu	22,927
30-ott	17,128	23-giu	24,108
31-ott	16,137	24-giu	25,107
		25-giu	25,576
		26-giu	25,590

Tabella 1.3 e 1.4: Temperatura del terreno rilevata dalle sonde interrato.

La temperatura di interesse di queste tabelle è una media giornaliera relativa alle sonde che vanno dalla S001 alla S006 dal nodo 479 presenti all'Energy Center di Torino, pertanto, la temperatura del terreno che verrà utilizzata nei calcoli presenti nei prossimi capitoli sarà pari a quella trovata grazie a queste sonde. Si può notare da questi grafici come le temperature siano maggiori nel caso estivo; infatti, non è possibile ancora notare a causa della bassa profondità del terreno nel quale è inserito il GHX, che raggiunge una profondità massima di 4,60 [m], la costanza di temperatura che si avrebbe per tutto l'anno con profondità superiori a 15 [m] di profondità.

Un altro elemento fondamentale da conoscere circa il terreno è la sua capacità di scambio termico, in questo caso con la miscela acqua-glicole. È però complicato stimare puntualmente tale conducibilità termica dato che il terreno possiede una parte composta da fase solida ed una parte composta da fase liquida. Secondo la tesi sviluppata da Baretta, la conducibilità termica della parte solida del terreno varia in un range da 1 a 3 [W/(m*K)] mentre il valore di conducibilità della fase liquida, presente al 30% nel suolo poiché la porosità del terreno è stata fissata a tale valore, è pari a 0,591 [W/(m*K)]. Di conseguenza, poiché è stata effettuata una media pesata di questi valori che segue la Formula 1.1 presente qua sotto.

$$(1.1) \rightarrow k_{soil} = \varphi * k_{solid_{soil}} + (1 - \varphi) * k_{fluid_{soil}} \left[\frac{W}{m * K} \right]$$

Dove φ rappresenta la porosità del terreno. Variando il valore di $k_{solid_{soil}}$ e invertendo il risultato finale, il range relativo nel modello di calcolo presente nel Capitolo 2 circa la resistenza del terreno avrà i valori compresi tra 1140,25 e 439,17 [(m*K)/kW].

Qualora la resistenza del terreno risultasse minore di quella prevista da questo intervallo, la causa risiederebbe principalmente al fatto che nel luogo in cui sono installate le sonde del circuito lato terreno della PdCG in esame, soprattutto quelle che registrano i valori di temperatura, sono presenti elementi di muratura strutturali dell'Energy Center che mutano i valori di resistenza del terreno, aumentandoli e rendendo quindi il limite inferiore del range precedentemente calcolato minore.

1.4 - Sensoristica

La sensoristica dell'impianto PdCG con PdC NIBE presente all'Energy Center di Torino, è caratterizzato in primis da sensori di temperatura. I principali appartenenti a questa categoria sono:

- BT1, la temperatura esterna, T_{amb} .
- BT2, la temperatura di mandata dell'impianto.
- BT3, la temperatura di ritorno del fluido riscaldante.
- BT10, la temperatura del fluido glicolato all'ingresso delle sonde.
- BT11, la temperatura del fluido glicolato all'uscita delle sonde.
- BT12, la temperatura di mandata del fluido riscaldante.
- BT14, la temperatura del gas caldo, all'uscita del compressore.
- BT17, la temperatura del gas di aspirazione del compressore.
- BT25, la temperatura di mandata esterna.

Alcune delle descrizioni delle sonde di temperatura sono da considerarsi valide soltanto per il caso di riscaldamento invernale. Per quanto riguarda il caso di raffrescamento estivo, per comprendere il compito delle sonde da BT2 a BT12 è necessaria un'analisi dei dati forniti dalla Nibe F1155 nei mesi relativi al raffrescamento, la quale sarà presente nel Capitolo 2. Infatti, nel caso estivo il fluido riscaldante ed il fluido glicolato coincidono, pertanto mantenendo i significati uguali nelle due stagioni, risulterebbero identiche alcune coppie di sonde appartenenti al circuito lato terreno e non sarebbero presenti alcune sonde necessarie per l'analisi del circuito utenza. Non cambiano di significato BT1, BT14, BT17 e BT25.

L'impianto PdCG in esame non è provvisto di sensori di pressione né per quanto riguarda il ramo della PdC ad alta pressione né per quello a bassa pressione; pertanto, in fase di calcolo saranno necessarie ipotesi di possibili pressioni a monte ed a valle del compressore legate alle temperature precedentemente rilevate. L'unico altro componente di misura presente e necessario all'analisi è il flussimetro che permette di misurare la portata in [l/h] nel circuito utenza, quindi quello che presenta come fluido termovettore l'acqua. Secondo i risultati dalle tesi "Sperimentazione di muri energetici" di Tofalo è possibile stimare una portata in volume differente per le due diverse stagioni e il conseguente differente utilizzo dell'impianto PdCG:

- Nel caso di riscaldamento invernale la portata risulta pari a 460 [l/h].
- Nel caso di raffrescamento estivo la portata risulta pari a 575 [l/h].

In entrambi i casi tale valore è legato alla fase di incremento della temperatura nel circuito utenza nel momento in cui il compressore sia contemporaneamente attivo. È possibile indicare senza errori che tale flussimetro sia legato al circuito utenza dal momento che le sonde utilizzate da Tofalo nella sua tesi sperimentale per analizzare la massima potenza estraibile o fornita a seconda della stagione in analisi sono la BT2 e la BT3.

Poiché le misurazioni necessarie a quest'analisi coinvolgono due diverse proprietà fisiche, si rende necessaria anche un'analisi sulla propagazione degli errori a partire dall'incertezza delle misure:

- Le sonde di temperatura hanno un'incertezza pari a 0,1 [°C].
- Il flussimetro ha un'incertezza pari a 1 [l/h].

Poiché nell'analisi vera e propria che inizia nel capitolo successivo saranno necessarie delle condizioni circa il possibile conteggio di un insieme di misure delle sonde di temperatura in un determinato istante di tempo, ogni risultato importante può essere calcolato grazie alla deviazione standard, che segue la Formula 1.2 presente qua sotto.

$$(1.2) \rightarrow \sigma_q = \sqrt{\left(\frac{\partial q(y_1, y_2, \dots, y_n)}{\partial y_1}\right)^2 \sigma_{y_1}^2 + \left(\frac{\partial q(y_1, y_2, \dots, y_n)}{\partial y_2}\right)^2 \sigma_{y_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial q(y_1, y_2, \dots, y_n)}{\partial y_n}\right)^2 \sigma_n^2}$$

Dove q rappresenta una variabile dipendente, mentre ogni y_i rappresenta una variabile indipendente, ossia una di quelle misurate. Non è presente alcun dato di covarianza tra i dati misurati poiché essi si presentano tra loro linearmente indipendenti. Il valore σ_{y_i} rappresenta invece la deviazione standard di una variabile indipendente che segue la formula:

$$(1.3) \rightarrow \sigma_{y_i} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (y_{i,j} - y_{i,medio})^2}{n}}$$

In questa formula $y_{i,medio}$ viene utilizzata nei calcoli circa un determinato giorno in esame, mentre N sono gli istanti nell'arco della giornata presi come validi in quanto rispettano tutte le condizioni necessarie che saranno spiegate nei capitoli 2 e 4.

1.5 – Regolazione e funzionamento

La PdCG Nibe F1155 ha un funzionamento molto simile a quello di una caldaia, ossia non è attiva in modo continuativo ma si accende solo al verificarsi di una condizione. Essa cambia a seconda del lavoro richiesto dall'impianto, pertanto il riscaldamento invernale ed il raffrescamento estivo avranno differenti modalità di attivazione. Il componente coinvolto riguardo accensione e spegnimento dell'intero impianto è il compressore, ma la temperatura di controllo della regolazione è la temperatura caratteristica del circuito utenza. Tale condizione riguarda un dato chiamato gradi minuto (Degree Minutes, DM). Il calcolo di tale valore è un valore che dipende anche dalle precedenti misurazioni.

Tale valore cambia a seconda della stagione in esame e si presenta con queste formule:

$$(1.4) \rightarrow DM_n = \sum_{i=1}^n (T_{a,i} - T_s) * t_i \quad [^{\circ}C * min]$$

$$(1.5) \rightarrow DM_n = \sum_{i=1}^n (T_s - T_{a,i}) * t_i \quad [^{\circ}C * min]$$

La prima delle due formule riguarda il calcolo durante il riscaldamento invernale, la seconda durante il raffrescamento estivo. Mentre $t_i=1$ [min] e $T_s=45$ [°C] per entrambe la temperatura $T_{a,i}$ è pari ad una delle temperature misurate. Secondo la scheda tecnica SEM F1145 tale temperatura è pari a T_{BT25} quando questo è disponibile, mentre è pari a T_{BT2} quando non è disponibile. In entrambi i casi la temperatura in esame sarà quella di ritorno dall'impianto.

Quando il valore DM raggiungerà un valore, anch'esso diverso a seconda della stagione in esame, sarà attivato il compressore e di conseguenza sarà possibile valutare le prestazioni della pompa nelle diverse stagioni. Nel momento in cui il valore DM cambia di segno o raggiunge 0, avverrà lo spegnimento del compressore. Sia in fase di carico che di scarico sarà possibile notare come le temperature con valori molto vicini cambino più o meno repentinamente a seconda della velocità con cui aumenta il valore DM. La coppia di valori misurati in cui si nota un maggiore aumento della differenza di temperatura a causa dell'accensione del compressore sono proprio i valori estratti dalle sonde a monte ed a valle del compressore, ossia rispettivamente T_{BT17} e T_{BT14} . La Figura 1.11 qua sotto mostra questo fenomeno.

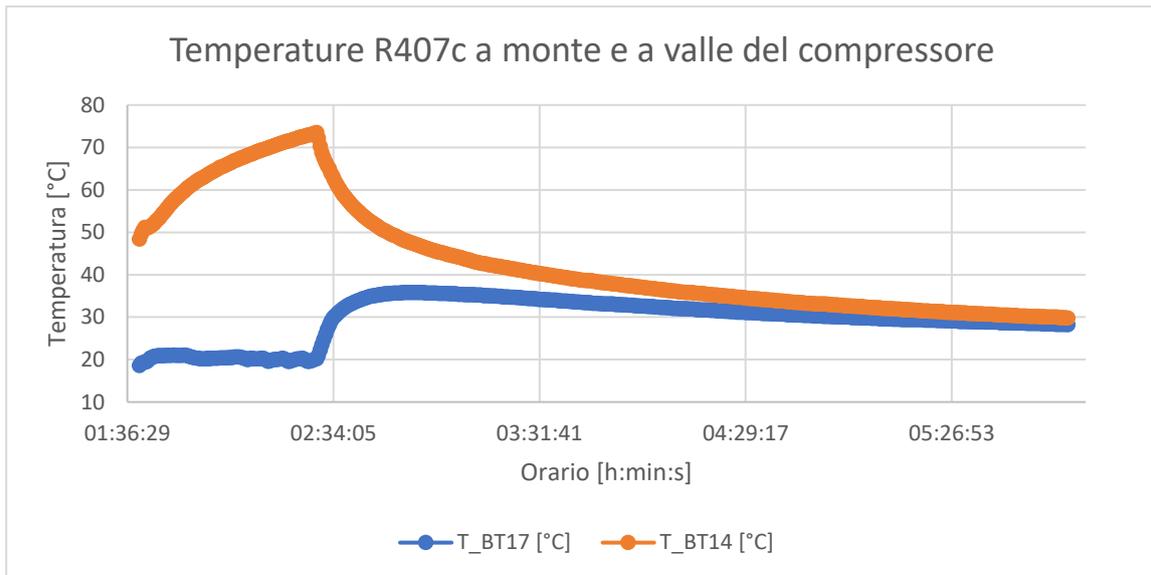


Figura 1.11: Temperature d'ingresso e di uscita del compressore, a sx acceso a dx spento.

Per quanto riguarda i valori dei DM che fanno attivare il compressore della PdCG essi sono pari a:

- **Caso invernale:** quando si supera il valore $-60 [^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}]$ mentre si è in fase di incremento delle temperature. Se $\text{DM} < -100 [^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}]$, il valore verrà riposizionato a -100 per l'istante di tempo in esame. Di conseguenza il compressore sarà attivo solo con numeri negativi.
NB: Se in fase di decremento delle temperature si raggiunge un valore maggiore di -60 ma ancora negativo il compressore è da considerarsi attivo. Se tale valore si trova durante la fase di incremento delle temperature allora non è da considerarsi attivo.
- **Caso estivo:** quando si supera il valore $+120 [^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}]$ mentre si è in fase di incremento delle temperature. Se $\text{DM} > 120 [^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}]$, il valore verrà riposizionato a 120 per l'istante di tempo in esame. Di conseguenza il compressore sarà attivo solo con numeri positivi.
NB: Se in fase di decremento delle temperature si raggiunge un valore maggiore di -60 ma ancora negativo il compressore è da considerarsi attivo. Se tale valore si trova durante la fase di incremento delle temperature allora non è da considerarsi attivo. Analogamente nel caso estivo se il valore minore di $+120$ venisse calcolato dalla Nibe con il compressore già in attività allora questo continuerà ad esserlo fino al raggiungimento di $\text{DM} = 0 [^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}]$.

CAPITOLO 2 – Caso studio sulla PdCG NIBE

2.1 – Modello di calcolo

Al fine di consentire una maggiore comprensione delle formule principali utilizzate nell'arco di tutta l'analisi, esse vengono radunate principalmente in questa sezione che precede la prima parte dei calcoli. Se si ritenesse necessario l'inserimento di altre formule esse verranno enunciate e spiegate nel momento in cui si renderanno necessarie. Le ipotesi elencate di seguito sono invece valide per tutto lo sviluppo del lavoro, se non specificato diversamente.

- Tutti i processi verranno considerati stazionari.
- Le energie cinetiche e potenziali verranno considerate trascurabili.
- Non sono presenti reazioni chimiche.
- Acqua in fase liquida e aria vengono considerati fluidi ideali.
- Le cadute di pressione nei tubi che collegano i componenti sono considerate trascurabili.
- Le quantità di calore assorbite sono considerate positive, viceversa se cedute.
- Le quantità di lavoro fornite sono considerate negative, viceversa se prodotte.

Formule valide in generale

- Nell'ipotesi di flussi stazionari il bilancio delle portate in massa segue la legge:

$$(2.1) \rightarrow \sum_i m_{i,in} = \sum_j m_{j,out} \quad [kg/s]$$

- Per quanto riguarda i diversi stati di aggregazione dei fluidi sono possibili tre diversi casi:
 - Vapore surriscaldato
 - Fluido in stato bifase liquido-vapore
 - Liquido sottoraffreddato

Vapore Surriscaldato

Nel primo dei tre casi elencati il calcolo delle variabili termodinamiche avviene in questa maniera:

$$(2.2) \rightarrow a1_i = a1(a2_i, a3_i)$$

Con $a1$, $a2$ e $a3$ tre delle possibili cinque variabili termodinamiche che comprendono temperatura T , pressione p in [bar], densità ρ in [kg/m^3], entalpia h in [kJ/kg] ed entropia s in [$kJ/(kg \cdot K)$]. In qualunque caso due di queste ($a2$ e $a3$) devono essere note a priori per poter stabilire i valori delle altre tre.

Fluido in stato bifase liquido-vapore

Nel secondo dei casi elencati il calcolo delle variabili termodinamiche avviene in questa maniera:

$$(2.3) \rightarrow \rho_i = \rho(T \dot{v} p) = (1 - x) * \rho_{liq}(T \dot{v} p) + x * \rho_{vap}(T \dot{v} p) \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$(2.4) \rightarrow s_i = s(T \dot{v} p) = (1 - x) * s_{liq}(T \dot{v} p) + x * s_{vap}(T \dot{v} p) \quad \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$(2.5) \rightarrow h_i = h(T \dot{v} p) = (1 - x) * h_{liq}(T \dot{v} p) + x * h_{vap}(T \dot{v} p) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

In queste formule x rappresenta il titolo di vapore presente nel fluido in un determinato stato termodinamico. Pertanto, esso può essere calcolato dalle formule inverse partendo dalla (2.5), (2.6) o (2.7) a seconda delle necessità, mentre la sua definizione è $x = m_{vap}/m_{tot}$ con m la massa o la portata e $tot = liquido + vapore$.

Liquido Sottoraffreddato

Nel terzo dei casi elencati il calcolo delle variabili termodinamiche avviene in questa maniera:

$$(2.6) \rightarrow \rho_i = \rho(T, p) = \rho_{liq}(T)$$

$$(2.7) \rightarrow s_i = s(T, p) = s_{liq}(T)$$

$$(2.8) \rightarrow h_i = h(T, p) = h_{liq}(T) + \frac{p - p_s(T)}{\rho_{liq}(T)}$$

Dove p_s è la pressione di saturazione rispetto ad una data temperatura.

- Dead State

Noti T_0 e p_0 di un fluido è possibile calcolare le altre variabili termodinamiche dei dead state, ossia degli stati di riferimento del fluido in questione tramite le seguenti formule:

$$(2.9) \rightarrow h_0 = h(T_0, p_0)$$

$$(2.10) \rightarrow s_0 = s(T_0, p_0)$$

Spesso tali formule sono legate alla (2.2) o alle (2.6), (2.7) e (2.8) poiché è più frequente che lo stato di aggregazione nelle condizioni di dead state siano differenti rispetto al caso bifase.

Analisi Energetica

L'equazione principale che regola questa sezione è il primo principio della termodinamica per sistemi a deflusso, e segue le ipotesi dell'elenco puntato ad inizio sottocapitolo. La formulazione è la seguente:

$$(2.11) \rightarrow \dot{Q} - \dot{W} = \sum_j \dot{m}_{j,out} * h_{j,out} - \sum_i \dot{m}_{i,in} * h_{i,in} \quad [kW]$$

Dove \dot{Q} rappresenta il flusso termico scambiato con il fluido e \dot{W} rappresenta la potenza tecnica scambiata con il fluido. Il flusso termico è considerato positivo quando è assorbito dal fluido negativo quando ceduto, mentre la potenza tecnica ha l'opposta convenzione di segno.

Analizzando componente per componente l'intera PdCG si utilizzano le seguenti formule:

- a) Scambiatore di calore con il terreno (V-GHX)

Viene utilizzata l'equazione (2.11) per il calcolo di \dot{Q}_{ground} ossia la quantità di calore estratta dal terreno o ceduta ad esso. Una volta nota quest'ultima quantità diventa possibile calcolare la lunghezza delle serpentine:

$$(2.12) \rightarrow l_{GHX} = \frac{\dot{Q}_{ground} * R_{soil}}{T_g - T_{ml,glicole}} \quad [m]$$

Dove R_{soil} è la resistenza termica del terreno, con unità di misura pari a $[m^*K/kW]$, T_g è la temperatura media del terreno durante la prova in esame e $T_{ml, glicole}$ la temperatura media logaritmica del fluido glicolato all'interno dello scambiatore di calore col terreno, che segue la formula:

$$(2.13) \rightarrow T_{ml, glicole} = \frac{T_{in, GHX} - T_{out, GHX}}{\ln \frac{T_{in, GHX}}{T_{out, GHX}}} \quad [K]$$

Dove tutte le temperature sono da esprimere in gradi Kelvin [K].

b) Pompa di Circolazione

È possibile l'utilizzo dell'equazione (2.11) per il calcolo di $\dot{W}_{pump, GHX}$ nel caso siano note le variabili termodinamiche a monte ed a valle della turbopompa. Nel caso non sia possibile calcolare tale valore con la (2.11) è possibile calcolare la potenza tecnica della turbopompa utilizzando le formule:

$$(2.14) \rightarrow \dot{W}_{pump, i} = \frac{1000 * \dot{m}_l * g * H_{ut, i}}{\eta_{pump, i}} \quad [kW]$$

Dove g rappresenta l'accelerazione di gravità pari a $9,81 \text{ m/s}^2$, η_{pump} l'efficienza della pompa e H_{ut} la prevalenza della pompa di circolazione in [m]. Poiché la prevalenza è composta da tre termini, chiamati quota piezometrica dipendente dalla pressione, quota cinematica dipendente dalla velocità e quota geodetica dipendente dall'altezza a cui si trova il flusso, sotto l'ipotesi di energia cinetica e potenziale trascurabili per i calcoli allora la (2.14) si può semplificare tenendo conto soltanto della quota piezometrica. Pertanto:

$$(2.15) \rightarrow \dot{W}_{pump, i} = \frac{1000 * \dot{m}_l * \Delta p_i}{\rho_i * \eta_{pump, i}} \quad [kW]$$

Queste formule valgono anche per il calcolo della potenza tecnica richiesta dalla pompa di circolazione del circuito lato utenza $\dot{W}_{pump, utenza}$. Spesso tale equazione risulta di difficile utilizzo perché la quota geodetica non è da considerarsi trascurabile.

c) Evaporatore (componente con questo ruolo nel caso di riscaldamento invernale)

Vengono utilizzate le equazioni (2.2) e (2.11) al fine di trovare i valori delle variabili termodinamiche a valle di questo componente.

d) Compressore

Una delle possibilità per trovare \dot{W}_{comp} è quella di utilizzare l'equazione (2.11). Invece, se solo le variabili a monte sono note, insieme al salto di pressione l'equazione (2.11) diventa necessaria per il calcolo delle variabili a valle del compressore. Di conseguenza è possibile calcolare il lavoro massico tramite la formula:

$$(2.16) \rightarrow \eta_{is, comp} = \frac{h_{valle, id} - h_{monte}}{h_{valle} - h_{monte}} \quad [-]$$

Dove $\eta_{is, comp}$ è il rendimento isoentropico di compressione ossia il rapporto tra il lavoro massico nel caso ideale diviso per quello in caso reale, le due pressioni a valle e a monte del compressore sono note. Inoltre, è necessario che lo stato a monte sia completamente noto mentre per quello a valle si utilizza per il calcolo dell'entalpia ideale la Formula (2.2) con $a1=h_{valle, id}$, $a2=p_{valle}$ e $a3=s_{monte}$.

L'obiettivo di questa formula sarà sempre il valore di h_{valle} necessario, insieme al valore della pressione a valle già noto, per risolvere l'intero stato termodinamico all'uscita del compressore.

e) Valvola di Laminazione

Nella valvola di laminazione, poiché essa è sottoposta alle ipotesi di scambio di calore adiabatico e potenza tecnica nulla a causa di nessun elemento in movimento, allora l'equazione (2.11) diventa:

$$(2.17) \rightarrow h_{in} = h_{out} \quad \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

Pertanto, poiché tale valore si trova all'interno della curva bifase liquido-vapore e poiché la pressione a valle è già nota, per trovare gli altri valori delle variabili termodinamiche si usano (2.3), (2.4) e (2.5).

f) Condensatore (componente con questo ruolo nel caso di riscaldamento invernale)

Vengono utilizzate le equazioni (2.6), (2.7), (2.8) e (2.11) al fine di trovare i valori delle variabili termodinamiche a valle di questo componente.

g) Ventilconvettore

Il circuito lato utenza è molto simile al circuito lato terreno per quanto concerne le formule da utilizzare al suo interno. Infatti, il ventilconvettore è paragonabile, a livello di formule, allo scambiatore di calore con il terreno, solo che mentre il primo assorbe calore nel caso invernale, il secondo lo cede. Durante la stagione estiva accade l'opposto ossia il ventilconvettore cede calore e il terreno lo assorbe. Di conseguenza la formula utilizzata per il calcolo è la (2.11).

h) Puffer

Come già spiegato nel Capitolo 1, il puffer ha la funzione di serbatoio per l'accumulo del calore. Per quanto riguarda la formula da utilizzare circa il suo funzionamento, analogamente al ventilconvettore e allo scambiatore di calore con il terreno è la (2.11).

Avendo analizzato tutti questi componenti è possibile quindi determinare l'obiettivo dell'analisi energetica ossia le prestazioni energetiche della PdC o dell'intero impianto PdCG tramite le formule:

$$(2.18) \rightarrow COP = \frac{\dot{Q}_{cond,out}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_{in,cond} - h_{out,cond}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad [-]$$

$$(2.19) \rightarrow COP_{PdC} = \frac{\dot{Q}_{cond,out}}{\dot{W}_{comp,ass}} \quad [-]$$

Dove $h_{in,cond} = h_{comp,out}$.

$$(2.20) \rightarrow COP_{overall} = \frac{\dot{Q}_{load}}{\dot{W}_{p,terr} + \dot{W}_{p,ut} + \dot{W}_{comp,ass} + \dot{Q}_{puf}} = \frac{\dot{Q}_{load}}{\sum \dot{W}_{pumps+comp} + \dot{Q}_{puf}} \quad [-]$$

Dove \dot{Q}_{load} è il carico richiesto dall'utenza, quindi quello relativo al ventilconvettore, e dove $\dot{W}_{comp,ass}$ è il lavoro meccanico o elettrico assorbito dal compressore, che segue come formula:

$$(2.21) \rightarrow \dot{W}_{i,ass} = \dot{W}_{i,el} = \frac{\dot{W}_{i,mecc}}{\eta_{i,el}} = \frac{\dot{W}_i}{\eta_{i,el} * \eta_{i,mecc}} \quad [kW]$$

Dove $\eta_{i,el}$ e $\eta_{i,mecc}$ sono le efficienze elettriche e meccaniche di un componente. Tale formula vale anche per le pompe di circolazione.

Analisi Exergetica

Questo tipo di analisi è più legato ai componenti del sistema in esame anziché agli stati termodinamici come accade nell'analisi energetica. L'analisi legata alle exergie, ossia le massime quantità di energia che possono essere convertite in lavori meccanici, è necessaria per capire quanto un componente riesca a operare rispetto alle sue possibilità massime.

Inoltre, tali valori sono centrali anche in caso di analisi exergo-economica, utile per valutare i costi dei vari componenti oppure per stabilire quali di questi siano da migliorare dal punto di vista delle prestazioni o dal punto di vista del risparmio economico.

L'equazione principale che regola questa sezione è il secondo principio della termodinamica per sistemi a deflusso, e segue le ipotesi dell'elenco puntato ad inizio sottocapitolo. La formulazione è la seguente:

$$(2.22) \rightarrow \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) - \dot{W}_k = \sum_j m_{j,out} * b_{j,out} - \sum_i m_{i,in} * b_{i,in} + Irr_k \quad [kW]$$

Dove Irr_k è l'obiettivo del calcolo e rappresenta l'irreversibilità generata dal componente; pertanto, questo deve sempre essere un valore positivo, mentre T_k rappresenta la temperatura di riferimento di un dato componente. Alcuni dei valori che può avere T_k sono:

- $T_k = T_{ground}$ nel calcolo delle irreversibilità generate dal GHX
- $T_k = T_{target}$ nel calcolo delle irreversibilità generate dal ventilconvettore quando è noto \dot{Q}_{load} .

Ulteriore attenzione deve essere fatta nel calcolo delle irreversibilità dei componenti che compiono un lavoro massico sul fluido. Infatti, \dot{W}_k non è pari ai valori calcolati durante l'analisi energetica poiché quei valori erano utili per conoscere i valori degli stati termodinamici. In questo caso \dot{W}_k rappresenta il lavoro assorbito e non quello esercitato sul fluido, ossia quello già usato nella (2.19) e non quello presente nella (2.18).

I termini $b_{j,out}$ e $b_{i,in}$ rappresentano le exergie degli stati termodinamici del ciclo e vengono calcolate con la seguente formula:

$$(2.23) \rightarrow b_i = (h_i - h_0) - T_0 * (s_i - s_0) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Dove i termini con il pedice 0 rappresentano i valori di dead state del fluido presente nello stato i.

Per arrivare alla formulazione dell'efficienza di secondo principio è necessario utilizzare la formula generale della rappresentazione di un componente, ossia:

$$(2.24) \rightarrow F = P + L + Dest$$

Dove F è l'exergia della fonte di un componente ossia ciò esso che riceve per eseguire il suo compito all'interno del ciclo, P è l'exergia del prodotto ossia l'esecuzione del compito, Dest è l'exergia distrutta ossia Irr, mentre L riassume le perdite exergetiche del componente. Il rendimento di secondo principio ha la seguente formula:

$$(2.25) \rightarrow \varepsilon = \frac{P}{F}$$

Nei componenti di questa PdCG, ma anche per l'impianto intero, fonti e prodotti sono (Tabella 2.1):

COMPONENTE	F	P
GHX	$\dot{Q}_{ground} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ground}}\right)$	$\dot{m}_{glicole}(b_{GHX,in} - b_{GHX,out})$
Pompa lato terreno	$\dot{W}_{pump,GHX}$	$\dot{m}_{glicole}(b_{glicole,in} - b_{GHX,out})$
Evaporatore	$\dot{m}_{glicole}(b_{glicole,out} - b_{glicole,in})$	$\dot{m}_{ref}(b_{eva,out} - b_{eva,in})$
Compressore	$\dot{W}_{comp,el}$	$\dot{m}_{ref}(b_{comp,out} - b_{comp,in})$
Valv. di Laminazione	$-\int v * dp + \dot{m}_{ref}(b_{VL,in} - b_{VL,out})$	$-\int v * dp$
Condensatore	$\dot{m}_{ref}(b_{cond,out} - b_{cond,in})$	$\dot{m}_w(b_{w,cond,out} - b_{w,cond,in})$
Pompa lato utenza	$\dot{W}_{pump,utenza}$	$\dot{m}_{glicole}(b_{w,in} - b_{w,cond,out})$
Ventilconvettore	$\dot{m}_w(b_{w,room,out} - b_{w,room,in})$	$\dot{Q}_{load} \left(1 - \frac{T_0}{T_{target}}\right)$
Puffer	$\dot{Q}_{puf} \left(1 - \frac{T_0}{T_{puf}}\right)$	$\dot{m}_w(b_{w,puf,out} - b_{w,puf,in})$
IMPIANTO INTERO	$\sum \dot{W}_{pumps+comp} + \dot{Q}_{puf} \left(1 - \frac{T_0}{T_{puf}}\right)$	$\dot{Q}_{load} \left(1 - \frac{T_0}{T_{target}}\right)$

Alcuni di questi valori sono, in una PdCG, spesso gli stessi. Questi sono:

- “GHX,in” è coincidente con “glicole,out” e si trova a valle dell'evaporatore lato terreno.
- “eva,out” è coincidente con “comp,in”.
- “comp,out” è coincidente con “cond,in”.
- “cond,out” è coincidente con “VL,in”.
- VL,out” è coincidente con “eva,in”.
- “w,puf,out” è coincidente con “w,cond,in”.
- “w,puf,in” è coincidente con “w,room,out”.

Per trovare i dati necessari al completamento del ciclo che avviene nella PdC si utilizza il software Coolpack, sviluppato dal dipartimento di ingegneria energetica dell'Università di Danimarca. Questo programma possiede diversi tool utilizzati nell'arco dell'analisi. I tools usati sono:

- Refrigerant Utilities: per trovare i valori delle variabili di stato termodinamiche più importanti del ciclo PdC.
- Refrigerant Calculator: per completare i valori delle variabili in caso di mancanza nel tool precedente, come per esempio l'entalpia dello stato isoentropico in uscita dal condensatore, e per verificare i valori relativi alle condizioni a cui deve essere sottoposto l'impianto, le quali verranno spiegate nei sottocapitoli successivi prima dei risultati dei calcoli.
- Heat Transfer Fluids Calculator: per trovare il $c_{p,glicole}$ più preciso che verrà valutato usando la formula (2.13) tra i valori di ingresso e uscita dall'evaporatore lato terreno. Questa temperatura, infatti, sarà utile per trovare la resistenza del terreno, che come spiegato nel Capitolo 1 non ha un valore attualmente fisso, ma di cui si conosce solo un range di valori.
- One-stage cycle with DX evaporator: per un riassunto dei valori utilizzati grazie al primo tool e una maggiore comprensione dal punto di vista grafico in aiuto alle tabelle generate con Excel che mostrano i risultati con una maggiore precisione.

2.2 – Calcoli di riscaldamento invernale

Il periodo preso in esame per quanto riguarda il riscaldamento invernale non è quello della stagione invernale effettiva, ma è il periodo che va dal 24 ottobre al 31 ottobre del 2019, quindi un periodo ancora appartenente alla stagione autunnale. In ogni caso, già nel periodo di fine ottobre a Torino ci sono le condizioni necessarie per il riscaldamento, come spiegato nel “sottocapitolo 1.1” col titolo Geotermia e Zonizzazione Climatica. È possibile prevedere che i carichi termici necessari al fine di riscaldare l’ambiente in esame saranno minori di quelli che si potrebbero avere nel trimestre che va da dicembre e febbraio, ossia nei mesi più freddi dell’anno.

I dati utilizzati per lo studio del caso invernale di riscaldamento sono stati presi per la maggior parte dai file “.txt” o “.log” che sono generati in automatico dalla centralina di gestione della Nibe F1155. Prendendo in esame ciò che è stato studiato da Rondina, si nota come la PdCG in esame sia sprovvista di misuratori di pressione all’interno del circuito PdC e che in aiuto a tale problematica l’azienda produttrice abbia dichiarato che il ramo ad alta pressione debba lavorare in un range di pressioni corrispondente all’intervallo chiuso 16-30 [bar] e che il ramo di bassa pressione debba lavorare nell’intervallo chiuso 7-11 [bar]. Durante l’analisi le pressioni alta e bassa sono state considerate costanti nell’arco della giornata a causa di mancanza di altre possibilità.

Non tutte le righe sono state considerate come valide per l’analisi energetica ed exergetica, obiettivo di questo capitolo. A causa delle difficoltà nell’interpretazione di alcuni dati, poiché tali spiegazioni sono assenti nei file relativi al manuale dell’installatore dell’omonima PdCG essi sono stati interpretati grazie all’utilizzo di un file reperito online (Fonte: Lourie, 2018).

Grazie a questo file è stato possibile comprendere che oltre alle temperature già elencate nel sottocapitolo 1.3 dal titolo “Sensoristica” si rendono necessarie al fine di un corretto uso del modello di calcolo anche le velocità di funzionamento delle turbopompe GP1 e GP2. Le colonne relative a queste velocità di funzionamento sono espresse in percentuale; pertanto, se i valori in entrambe le colonne sono pari a 100, le turbopompe saranno effettivamente attive senza limitazioni riguardo la possibile portata massima richiesta. Questa è una condizione necessaria ma non sufficiente riguardo all’analisi dell’intero impianto. Infatti, anche la colonna relativa ai DM (degree minutes, spiegati nel capitolo precedente) e quella con titolo “compressor frequency activity” sono necessarie per capire quando è possibile l’analisi dell’intero impianto. La prima, che segue le istruzioni già spiegate nell’ultimo paragrafo del capitolo 1 corrisponde ad un valore diverso da 0 nella colonna “compressor frequency activity”, pertanto questa è la prima condizione grazie alla quale è possibile l’analisi dell’impianto.

Le due condizioni successive sono anch’esse condizioni imposte a priori. La prima riguarda l’interpretazione dei dati relativi alla colonna delle temperature misurate dalla sonda BT17, che come già spiegato in precedenza sono quelle relative all’ingresso del fluido refrigerante nel compressore. Infatti, in questo stato termodinamico è necessario che il flusso si trovi nella fase di vapore surriscaldato, poiché se il flusso si trovasse all’interno della curva di saturazione liquido-vapore, quindi in uno stato bifase, potrebbero esserci malfunzionamenti o danneggiamenti alle parti fisse e mobili del compressore. Tale ipotesi è resa necessaria principalmente a causa del fatto che la pressione nell’arco della giornata è considerata costante, mentre in realtà si avrebbe un transitorio iniziale nel momento in cui il compressore viene attivato. Di conseguenza la temperatura registrata dalla sonda BT17 deve essere strettamente maggiore della temperatura di saturazione gassosa relativa al ramo di bassa pressione scelta in analisi. Si evidenzia l’utilizzo della parola “gassosa” nella frase precedente perché diversamente dalla maggior parte dei refrigeranti l’R407c non ha un comportamento isobaro e contemporaneamente isoterma all’interno della curva di saturazione, ma lungo le isobare la

temperatura è crescente. Ciò è principalmente dovuto al fatto che l'R407c è un fluido composto non solo da una specie chimica come può essere per esempio il caso dell'R744 che è 100% CO₂. Infatti, l'R407c è composto da percentuali in massa pari al 32% di R32 (CH₂F₂ ossia difluorometano), 25% di R125 (CF₃CHF₂ ossia pentafluorometano) e 52% di R134a (CF₃CH₂F ossia 1,1,1,2-tetrafluoroetano) ed avendo queste specie chimiche caratteristiche diverse tra di loro si comportano diversamente a parità di pressione. L'altra condizione, diretta conseguenza della precedente, è che poiché in ingresso del compressore si deve avere un flusso in fase di vapore surriscaldato anche in uscita ci si deve trovare nel medesimo stato di aggregazione della materia. Pertanto, negli istanti in cui sono stati registrati dati dalla PdCG, la temperatura misurata dalla sonda BT14 deve anch'essa essere maggiore della temperatura di saturazione gassosa relativa al ramo di alta pressione scelta in analisi.

Al fine di poter avere un campione statisticamente valido sotto queste due condizioni da porre a priori spiegate nel paragrafo precedente; quindi, con un numero di dati esclusi, a compressore attivo, minore del 25% rispetto a quelli totali si è reso necessario limitare i range di pressioni rispetto a quelli dichiarati dall'azienda produttrice. Di conseguenza gli intervalli considerati sono 7-8 [bar] per il ramo a bassa pressione e 16-23 [bar] per il ramo ad alta pressione.

Sottoponendo gli output generati dalla PdCG a queste tre condizioni e alla limitazione di pressione spiegata in precedenza, la scelta delle due pressioni diventa ancora più limitante a causa di tre problematiche che sono sorte lungo lo sviluppo del modello di calcolo usando anche il supporto di Coolpack. I primi due problemi sono legati alle temperature. Dato che il condensatore e l'evaporatore sono considerati componenti isobari, quindi senza cadute di pressione tra mandata e ritorno né per il refrigerante né per l'acqua né per il fluido glicolato, e dato che l'obiettivo di questi componenti è quello di sfruttare tutto il calore disponibile del passaggio di stato da vapore saturo secco a liquido saturo o viceversa. È necessario fare attenzione alle temperature in uscita dal condensatore e dall'evaporatore lato refrigerante. Infatti, in molti casi la temperatura di saturazione liquida nel ramo ad alta pressione, ossia $T_{sat,AP,liq}$ risulta minore delle temperature T_{BT3} e T_{BT12} , entrambe medie giornaliere e relative al circuito utenza, ottenute con le condizioni spiegate prima. Ciò non può accadere perché il refrigerante nel condensatore è il fluido caldo, ossia deve cedere calore, pertanto almeno la minore tra le due temperature dell'acqua del circuito utenza, che è il fluido freddo che deve quindi assorbire calore, debba essere strettamente minore di $T_{sat,AP,liq}$. Se così non fosse il refrigerante passerebbe da essere il fluido caldo ad essere il fluido freddo, e si deve evitare che ciò accada. Analogamente, nell'evaporatore $T_{sat,BP,gas}$ deve risultare strettamente minore della maggiore delle due temperature medie giornaliere relative al circuito lato terreno. Infatti, l'acqua glicolata è il fluido caldo ed il refrigerante è il fluido freddo in questo componente. Il terzo problema si nota grazie ai risultati di Coolpack e riguarda le entropie specifiche all'ingresso e in uscita del compressore. Infatti, l'entropia specifica all'uscita del compressore deve necessariamente essere maggiore di quella all'entrata dello stesso. Poiché con la pressione crescente l'entropia specifica decresce, si deve fare attenzione che questo fenomeno accada.

Poiché $T_{BT17} > T_{sat,BP,vapore}$ è sempre verificato si può supporre un recupero termico di assorbimento di calore tra questi due stati. Le temperature tra le quali si può presupporre la cessione di questo recupero termico saranno pertanto $T_{sat,AP,liquido}$ e $T_{out,cond}$ con quest'ultima minore tra le due e che conseguentemente si trova nello stato di liquido sottoraffreddato. Questo recupero di calore verrà ipotizzato adiabatico, quindi senza dispersioni di calore.

Secondo la tesi sviluppata da Rondina, i range di funzionamento migliori dell'impianto PdCG sono per la bassa pressione i valori relativi a 7-8 [bar] e per l'alta pressione quelli relativi a 16-23 [bar].

Riassumendo in breve le condizioni necessarie ai calcoli dell'intero impianto, esse sono:

- A priori:
 - Compressore attivo, “compressor frequency activity” diverso da 0.
 - $T_{BT17} > T_{sat,BP,vapore}$, ad ogni istante rilevato, per trovare un valore medio giornaliero.
 - $T_{BT14} > T_{sat,AP,vapore}$, ad ogni istante rilevato, per trovare un valore medio giornaliero.
- A posteriori:
 - $T_{sat,AP,liquido} > T_{BT3}$, questa seconda è una temperatura media giornaliera.
 - $T_{sat,BP,vapore} < T_{BT10}$, questa seconda è una temperatura media giornaliera.
 - $S_{out,comp} > S_{in,comp}$, una volta trovate tutte le temperature medie giornaliere.

Di conseguenza ogni giornata per la quale sono disponibili dati che generano un campione valido ai fini dell'analisi e che soddisfano tutte le sei condizioni potranno avere valori differenti tra quelli di alta e bassa pressione.

Date le spiegazioni sui ruoli delle sonde, presente nel capitolo 1, la configurazione dell'impianto nel caso invernale è il seguente (Figura 2.1).

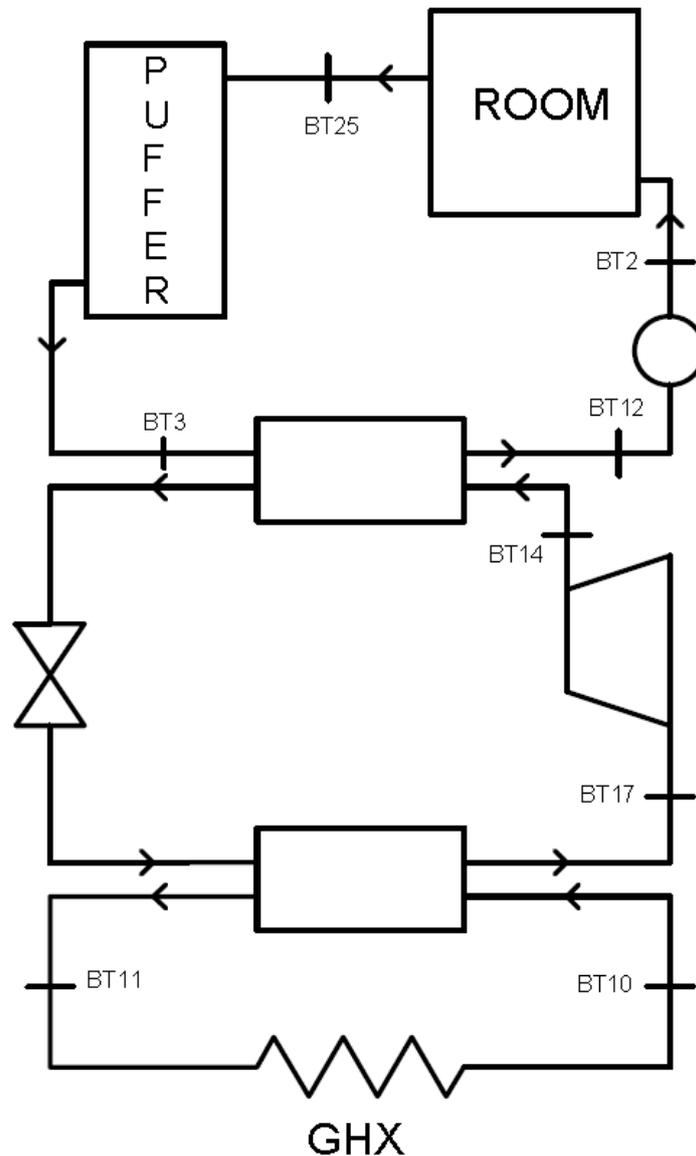
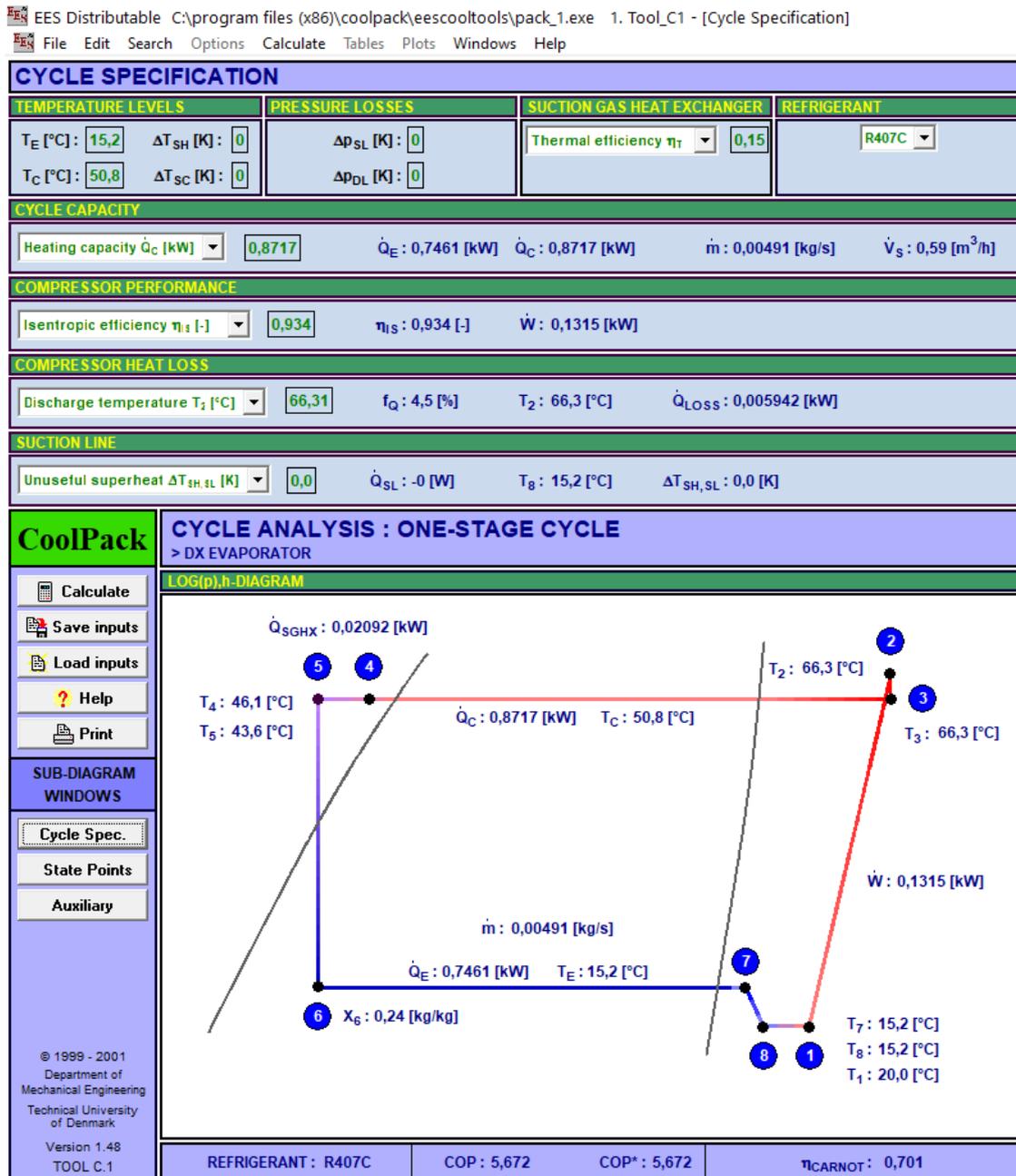


Figura 2.19: Posizioni sonde di temperature – Riscaldamento invernale.

Risultati del 30/10/2019 – Giorno con migliori prestazioni energetiche (Figura 2.2)

NB: Il COP nella figura deve essere considerato aumentato di 1 unità in quanto si sta trattando un ciclo pompa di calore e non un ciclo frigorifero. Questo è valido anche per le altre figure derivanti dall'utilizzo di Coolpack che saranno presenti in questo o nel Capitolo 4.



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono tutti i risultati della giornata in analisi (con anche i dati che rimangono uguali per ogni giornata e per ogni refrigerante che sono T_{room}, quelli presenti in “ALTRI DATI” e in “Pompe di Circolazione):

Vincoli (a compressore attivo)	
T _{sat_gas_BP} [°C]	T _{ground} [°C]
15,18	17,13
T _{sat_gas_AP} [°C]	T _{room} [°C]
50,81	20

Fluido	c _p [kJ/(kg*K)]	Portata [kg/s]
ACQUA	4,186	0,127
REFRIGERANTE	Non valutabile	4,925E-03
GLICOLE	3,716	0,071
c _p GLICOLE valutato sulla sua T _{ml} (vedi sotto)		

Conseguenze dei vincoli			
T_mean_BT2 [°C]	T_mean_BT10 [°C]	T_mean_BT12 [°C]	T_mean_BT17 [°C]
47,64	15,25	47,54	19,90
T_mean_BT3 [°C]	T_mean_BT11 [°C]	T_mean_BT14 [°C]	T_mean_BT25 [°C]
45,90	12,42	66,31	45,99

Fluido	T_0 [°C]	p_0 [bar]	h_0 [kJ/kg]	s_0 [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	419,10	1,9501
h_2,is=h(p=p_2=20,1 bar; s=s_1= 1,7923 kJ/(kg*K))			449,40	[kJ/kg]
η_{is_comp} [-]	Q_cond [kW]	Q_eva [kW]	W_comp [kW]	COP_PdC [-]
0,934	0,872	0,743	0,129	3,78

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [-]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,18	7,5	421,62	1,7777	-	49,61
LIQ SATURO AP	45,98	20,1	275,09	1,2487	-	47,58
1 (in,comp)	19,90	7,5	425,87	1,7923	-	49,87
2 (out,comp)	66,31	20,1	452,09	1,7974	-	74,70
3 (out,cond)	43,71	20,1	270,84	1,2357	-	46,88
4 (in,eva)	10,65	7,5	270,84	1,2491	0,2766	43,22

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,060	-	0,069
Puffer	0,006	-	0
Condensatore	0	-	0,006
Compressore	-	0,231	0,108
Valv. Laminaz.	-	-	0,018
Evaporatore	0	-	0,004
Gr. Heat Exchang.	0,044	-	0,008

Pompe di Circolazione	
H_H2O [m]	2,2
H_glic [m]	2,5
η_{pump} [-]	0,8
W_p-H2O [kW]	0,016
W_p-glic [kW]	0,022

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP_overall [-]	2,82
ϵ [%]	21,85
Irr_tot [kW]	0,221
R_soil [(m*K)/kW]	376,76

ALTRI DATI
η_{mecc_comp} [-]
0,8
η_{el_comp} [-]
0,7
L_GHX [m]
84,9
ALTRI CALCOLI
T_ml_glicole [°C]
13,83
Q_puf [kW]
0,045
Q_room [kW]
0,881

Di conseguenza il giorno 30/10/2019 verrà utilizzato come base per il confronto, necessario per una completa comprensione dell'impianto, con gli altri giorni analizzati utilizzando l'R407c, e con altri fluidi refrigeranti usando i dati del giorno 30, quello delle migliori prestazioni energetiche, oppure con altre PdCG che presentano una differente componentistica, presenti nel Capitolo 3.

Per quanto riguarda le altre giornate, che presentano prestazioni peggiori, un riassunto è presente nelle pagine successive a questa. Questi risultati saranno utili per il confronto all'interno della stessa stagione o tra differenti stagioni anche con differente impiantistica.

Risultati del 24/10/2019 (Figura 2.3 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	15,6	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [kPa]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,13
T_C [°C]:	50,6	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{OL} [kPa]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	1,461	\dot{Q}_E : 1,251 [kW]	\dot{Q}_C : 1,461 [kW]	\dot{m} : 0,008246 [kg/s]	\dot{V}_S : 0,97 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_s [-]:	0,886	η_s : 0,886 [-]	\dot{W} : 0,227 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	65,4	f_Q : 7,6 [%]	T_2 : 65,4 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,01725 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T_g : 15,6 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_{BT2} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT12} [°C]	T_{BT17} [°C]
48,30	16,28	48,16	19,36
T_{BT3} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT14} [°C]	T_{BT25} [°C]
45,42	11,77	65,40	45,68

COP_PdC [-]	3,80	Q_{room} [kW]	1,394
-------------	------	-----------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
2,48
ϵ [%]
21,49
Irr_tot [kW]
0,359
R_soil [(m*K)/kW]
223,18

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	45,77	20	274,69	1,2475	-	47,50
1 (in,comp)	19,36	7,6	425,21	1,7890	-	50,12
2 (out,comp)	65,40	20	451,23	1,7953	-	74,41
3 (out,cond)	43,96	20	271,31	1,2371	-	46,96
4 (in,eva)	11,09	7,6	271,31	1,2504	27,62	43,32

Risultati del 25/10/2019 (Figura 2.4 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	15,6	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [kPa]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,15
T_C [°C]:	51,1	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{OL} [kPa]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	0,8712	\dot{Q}_E : 0,7526 [kW]	\dot{Q}_C : 0,8712 [kW]	\dot{m} : 0,004965 [kg/s]	\dot{V}_S : 0,59 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_s [-]:	0,994	η_s : 0,994 [-]	\dot{W} : 0,1241 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	65,06	f_Q : 4,5 [%]	T_2 : 65,1 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,005523 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T_g : 15,6 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
47,81	15,83	47,67	20,34
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT14 [°C]	T_BT25 [°C]
46,04	12,93	65,06	46,26

COP_PdC [-]	4,01	Q_room [kW]	0,827
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
2,22
ε [%]
20,74
Irr_tot [kW]
0,203
R_soil [(m*K)/kW]
271,96

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	20,34	7,6	426,10	1,7920	-	50,18
2 (out,comp)	65,06	20,2	450,52	1,7924	-	74,49
3 (out,cond)	43,92	20,2	271,23	1,2369	-	46,94
4 (in,eva)	11,08	7,6	271,23	1,2501	27,58	43,32

Risultati del 26/10/2019 (Figura 2.5 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T _E [°C]: 15,6 ΔT _{SH} [K]: 0	Δp _{SL} [K]: 0	Thermal efficiency η _T : 0,15	R407C
T _C [°C]: 51,0 ΔT _{SC} [K]: 0	Δp _{DL} [K]: 0		

CYCLE CAPACITY

Heating capacity Q_C [kW]: 0,8712 Q_E: 0,7525 [kW] Q_C: 0,8712 [kW] ṁ: 0,004959 [kg/s] V̇_S: 0,59 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_s [-]: 0,994 η_s: 0,994 [-] Ẇ: 0,1236 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T₂ [°C]: 65,03 f_Q: 4,0 [%] T₂: 65,0 [°C] Q̇_{LOSS}: 0,004954 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT_{SH,SL} [K]: 0,0 Q̇_{SL}: 0 [W] T_g: 15,6 [°C] ΔT_{SH,SL}: 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
47,81	15,80	47,68	20,32
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT14 [°C]	T_BT25 [°C]
46,05	12,91	65,03	46,28

COP_PdC [-]	4,02	Q_room [kW]	0,814
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
2,17
ε [%]
20,46
Irr_tot [kW]
0,202
R_soil [(m*K)/kW]
298,51

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	20,32	7,6	426,07	1,7919	-	50,19
2 (out,comp)	65,03	20,2	450,49	1,7923	-	74,49
3 (out,cond)	43,93	20,2	271,25	1,2370	-	46,93
4 (in,eva)	11,08	7,6	271,25	1,2502	27,60	43,32

Risultati del 27/10/2019 (Figura 2.6 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	15,6	ΔT _{SH} [K]:	0	Δp _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T :	0,16
T _C [°C]:	50,9	ΔT _{SC} [K]:	0	Δp _{DL} [K]:	0		R407C

CYCLE CAPACITY

Heating capacity \dot{Q}_C [kW]: 0,8692 \dot{Q}_E : 0,7518 [kW] \dot{Q}_C : 0,8692 [kW] \dot{m} : 0,004945 [kg/s] \dot{V}_S : 0,58 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_{is} [-]: 0,997 η_{is}: 0,997 [-] \dot{W} : 0,1227 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T₂ [°C]: 64,9 f_Q: 4,3 [%] T₂: 64,9 [°C] \dot{Q}_{LOSS} : 0,005248 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT_{SH,SL} [K]: 0,0 \dot{Q}_{SL} : 0 [W] T₈: 15,6 [°C] ΔT_{SH,SL}: 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T _{BT2} [°C]	T _{BT10} [°C]	T _{BT12} [°C]	T _{BT17} [°C]
47,78	15,88	47,65	20,36
T _{BT3} [°C]	T _{BT11} [°C]	T _{BT14} [°C]	T _{BT25} [°C]
46,02	12,96	64,90	46,24

COP _{PdC} [-]	4,04	Q _{room} [kW]	0,820
------------------------	------	------------------------	-------

RISULTATI
COP _{overall} [-]
2,205
ε [%]
20,67
Irr _{tot} [kW]
0,202
R _{soil} [(m*K)/kW]
312,912

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,09	20,15	275,29	1,2493	-	47,61
1 (in,comp)	20,36	7,6	426,12	1,7921	-	50,18
2 (out,comp)	64,90	20,15	450,42	1,7923	-	74,42
3 (out,cond)	43,80	20,15	271,00	1,2362	-	46,90
4 (in,eva)	11,08	7,6	271,00	1,2493	27,48	43,31

Risultati del 28/10/2019 (Figura 2.7 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	16,0	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,15
T_C [°C]:	51,0	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	0,8807	\dot{Q}_E : 0,7625 [kW]	\dot{Q}_C : 0,8807 [kW]	\dot{m} : 0,005021 [kg/s]	\dot{V}_S : 0,58 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{iS} [-]:	0,996	η_{iS} : 0,996 [-]	\dot{W} : 0,1231 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	64,78	f_Q : 4,1 [%]	T_2 : 64,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,004993 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T_g : 16,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_{BT2} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT12} [°C]	T_{BT17} [°C]
47,84	16,16	47,70	20,61
T_{BT3} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT14} [°C]	T_{BT25} [°C]
46,05	13,22	64,78	46,26

COP_PdC [-]	4,07	Q_{room} [kW]	0,842
-------------	------	-----------------	-------

RISULTATI	
COP_overall [-]	2,30
ϵ [%]	21,24
Irr_tot [kW]	0,204
R_soil [(m*K)/kW]	285,36

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [-]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	16,03	7,7	422,04	1,7770	-	50,22
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	20,61	7,7	426,18	1,7912	-	50,48
2 (out,comp)	64,78	20,2	450,21	1,7915	-	74,43
3 (out,cond)	43,98	20,2	271,35	1,2372	-	46,97
4 (in,eva)	11,51	7,7	271,35	1,2500	27,39	43,48

Risultati del 29/10/2019 (Figura 2.8 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	15,6	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,16
T_C [°C]:	51,0	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	0,8854	\dot{Q}_E : 0,7635 [kW]	\dot{Q}_C : 0,8854 [kW]	\dot{m} : 0,005024 [kg/s]	\dot{V}_S : 0,59 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{iS} [-]:	0,981	η_{iS} : 0,981 [-]	\dot{W} : 0,127 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	65,55	f_Q : 4,0 [%]	T_2 : 65,6 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,005071 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T_g : 15,6 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
47,81	16,02	47,68	20,54
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT14 [°C]	T_BT25 [°C]
46,02	13,10	65,55	46,14

COP_PdC [-]	3,97	Q_room [kW]	0,889
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
2,74
ε [%]
22,43
Irr_tot [kW]
0,214
R_soil [(m*K)/kW]
290,67

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	20,54	7,6	426,28	1,7926	-	50,20
2 (out,comp)	65,55	20,2	451,07	1,7940	-	74,61
3 (out,cond)	43,82	20,2	271,04	1,2363	-	46,91
4 (in,eva)	11,08	7,6	271,04	1,2495	27,49	43,31

Risultati del 31/10/2019 (Figura 2.9 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T _E [°C]: 13,4 ΔT _{SH} [K]: 0	ΔP _{SL} [K]: 0	Thermal efficiency η _T : 0,15	R407C
T _C [°C]: 50,8 ΔT _{SC} [K]: 0	ΔP _{DL} [K]: 0		

CYCLE CAPACITY

Heating capacity Q̇_c [kW]: 0,8205 Q̇_E: 0,6951 [kW] Q̇_C: 0,8205 [kW] ṁ: 0,004594 [kg/s] V̇_s: 0,58 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_{is} [-]: 0,931 η_{is}: 0,931 [-] Ẇ: 0,1305 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T₂ [°C]: 67,23 f_Q: 4,0 [%] T₂: 67,2 [°C] Q̇_{LOSS}: 0,005164 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT_{SH,SL} [K]: 0,0 Q̇_{SL}: 0 [W] T₈: 13,4 [°C] ΔT_{SH,SL}: 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
47,50	13,52	47,44	18,48
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT14 [°C]	T_BT25 [°C]
45,91	10,84	67,23	46,02

COP_PdC [-]	3,58	Q_room [kW]	0,789
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
2,41
ε [%]
19,50
Irr_tot [kW]
0,215
R_soil [(m*K)/kW]
486,06

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	13,43	7,1	420,74	1,7792	-	48,32
LIQ SATURO AP	45,98	20,1	275,09	1,2487	-	47,58
1 (in,comp)	18,48	7,1	425,24	1,7948	-	48,56
2 (out,comp)	67,23	20,1	453,12	1,8004	-	74,91
3 (out,cond)	43,58	20,1	270,59	1,2349	-	46,85
4 (in,eva)	8,92	7,1	270,59	1,2495	28,59	42,85

Grazie a queste tabelle, oltre a come già detto in precedenza circa il giorno 30/10 che è il migliore a livello di prestazioni energetiche, è possibile dire che il giorno con le migliori prestazioni a livello exergetico, ossia con una migliore trasformazione dell'energia in lavoro meccanico, è il 29/10.

Dal punto di vista del GHX composto da tre circuiti si può affermare come per tutti i giorni in esame è stato necessario l'utilizzo in serie di tutti e tre i circuiti che lo compongono. Infatti, con l'utilizzo di soli due o un circuito il valore della resistenza del terreno risulterebbe molto minore rispetto al limite inferiore dell'intervallo circoscritto nel Capitolo 1, con valori tra 1140,25 e 439,17 [(m*K)/kW].

Il giorno 31/10 è stato scartato dal confronto con gli altri giorni in analisi poiché sono disponibili pochi dati. Il giorno 24/10 è stato scartato per la stessa ragione. Di seguito sono stati inseriti i grafici riassuntivi e comparativi del riscaldamento invernale. (Figura 2.10, Figura 2.11 e Figura 2.12):

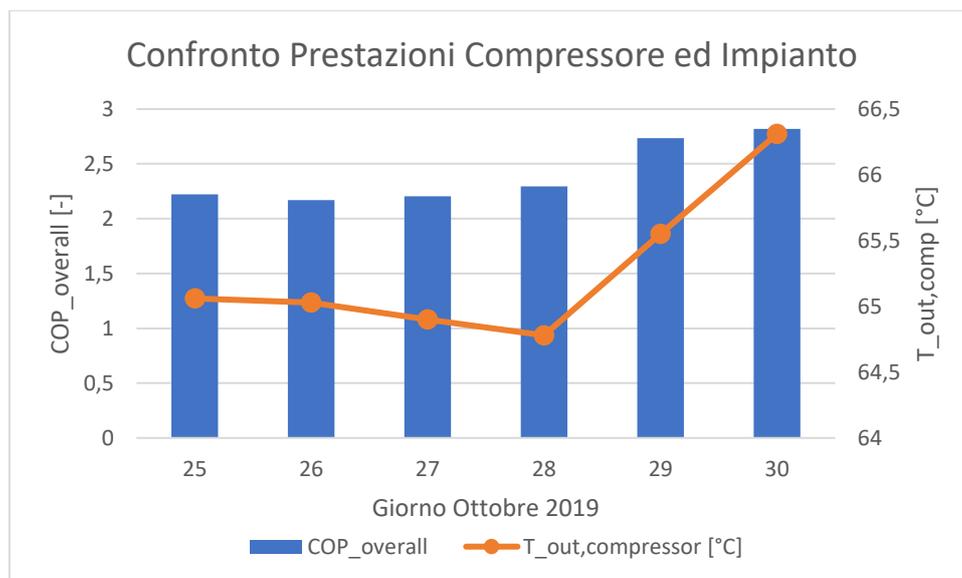


Figura 2.10: Confronto temperatura uscita del compressore con efficienza PdCG.

Con il grafico presente in Figura 2.10 qua sopra è possibile affermare che esiste una correlazione tra la temperatura in uscita dal compressore e tra la prestazione energetica dell'impianto. Infatti, se $T_{out,comp}$ cresce allora anche $COP_{overall}$ aumenta. Ciò è vero perché temperature più alte all'uscita del compressore rendono disponibili maggiori cessioni di calore nel condensatore lato PdC con conseguenti maggiori quantità di assorbimento di calore nello stesso componente lato utenza. L'ulteriore conseguenza di questo fenomeno è la possibilità di soddisfare una maggiore richiesta termica dell'utenza, a parità di portata del fluido circolante nel circuito lato utenza.

Il grafico presente in Figura 2.11 è molto interessante poiché fa notare come la portata di refrigerante cresce al crescere dell'aumento della differenza di temperatura tra monte e valle dell'evaporatore del circuito lato terreno. Infatti, la differenza di entalpia scambiata nell'evaporatore aumenta. Questo

fenomeno ha come conseguenza non solo l'aumento della portata del fluido refrigerante, ma anche l'aumento della temperatura all'aspirazione del compressore.

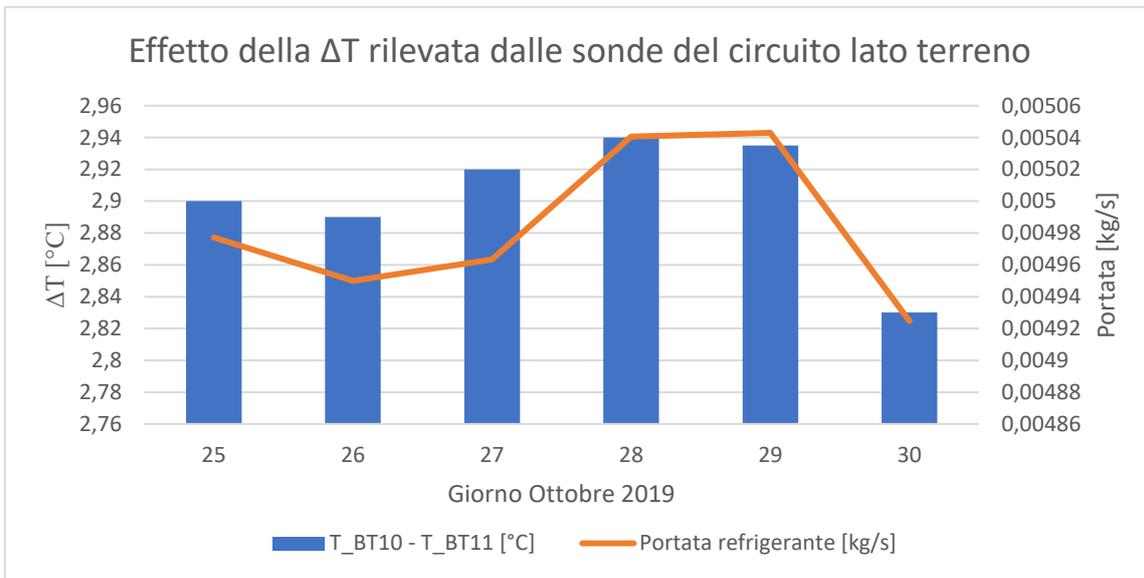


Figura 2.11: Confronto differenza di temperatura delle sonde con portata di refrigerante.

Infatti, con l'aumento della portata, a parità di area della tubazione del circuito PdC, aumentano sia la velocità che la densità del fluido. Quest'ultimo aumento è possibile soltanto quando la temperatura in ingresso al compressore aumenta, poiché nell'analisi energetica ed exergetica effettuata con i valori medi giornalieri si considerano costanti giorno per giorno sia la pressione a monte ed a valle dell'evaporatore nel circuito lato PdC che le variabili termodinamiche dello stato a monte dell'evaporatore nel circuito lato PdC.

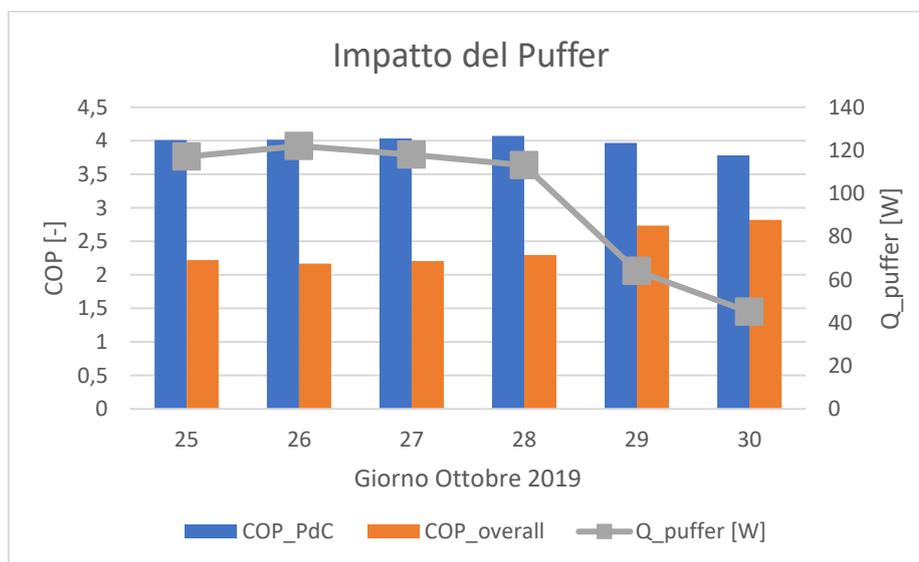


Figura 2.12: Confronto prestazione PdCG con calore assorbito dal puffer.

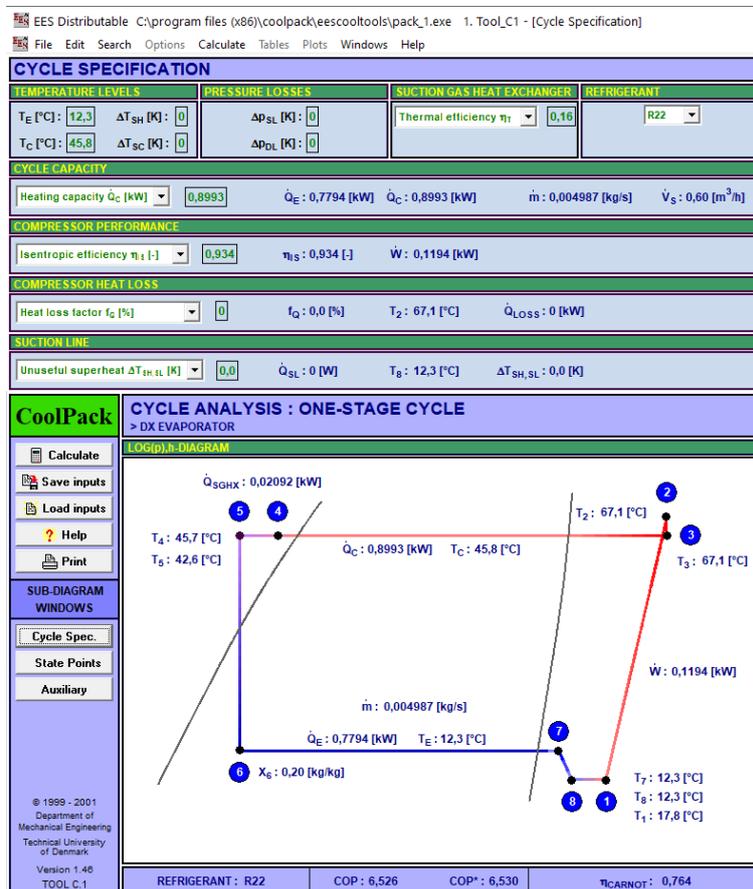
Si può notare grazie al grafico presente in Figura 2.12 che con un minore utilizzo del puffer la differenza tra il COP del solo circuito PdC e quello dell'intero impianto abbiano una minore differenza.

Passando al più interessante confronto con gli altri possibili refrigeranti, al fine di determinare il più efficiente, di seguito sono riportati i calcoli ed i risultati per ogni relativo refrigerante.

Tali scelte sono state effettuate per confrontare le diverse componenti tecnologiche nel Capitolo 3 dato che il confronto presente in quell'analisi necessita di avere parità di fluido refrigerante. I refrigeranti utilizzati per questo confronto sono R22, attualmente non più utilizzabile poiché bandito dai Protocolli di Kyoto e di Montreal, R410a e R134a.

Nell'analisi di diversi fluidi refrigeranti è stato necessario cambiare il metodo in cui sono stati ottenuti i dati ed i risultati, poiché i valori registrati relativi a T_{BT14} e T_{BT17} sono validi solo per l'R407c e non per altri fluidi in quanto ogni fluido refrigerante ha le sue peculiari caratteristiche intensive. I vincoli applicati su T_{BT14} e T_{BT17} sono stati comunque utilizzati in modo da avere da analizzare gli stessi orari del giorno 30/10 per ogni diverso refrigerante. In questo modo, vengono ritenuti validi i valori medi giornalieri di T_{BT2} , T_{BT3} , T_{BT10} , T_{BT11} , T_{BT12} e T_{BT25} . Poiché la portata del circuito lato utenza è sempre stata mantenuta costante nell'analisi di tutti i giorni con l'R407c allora anche per il confronto di diversi fluidi verrà mantenuta costante. Di conseguenza i risultati di Q_{cond} , Q_{puff} e soprattutto Q_{room} non cambiano. Un altro parametro mantenuto costante è stato l'efficienza isoentropica del compressore del 30/10. Dopodiché sono stati ottenuti i valori della bassa e dell'alta pressione che consentivano sia di rispettare tutte le condizioni "a priori" e tutte quelle "a posteriori" presenti nell'elenco sopra la Figura 2.1. Le coppie di valori di alta pressione e di bassa pressione che rispettano tutte le condizioni presentano un range molto ristretto sia per l'alta che per la bassa pressione. Per la determinazione della migliore coppia di valori di pressioni da utilizzare si è proceduto per tentativi, partendo dai valori più alti di quei range ristretti fino a quelli più bassi. Infatti, valori di pressioni più alti, specie nel ramo di bassa pressione, rendono maggiore la temperatura in uscita dal compressore e di conseguenza, come è possibile notare dalla Figura 2.10, migliorano le prestazioni dell'impianto PdCG. Infine, sono stati calcolati i risultati delle grandezze rimanenti sia all'interno del circuito PdC che all'interno del circuito lato terreno.

Con l'utilizzo di R22 sulla NIBE F1155 il 30/10 si avrebbero i seguenti risultati (Figura 2.13):



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono i risultati più importanti:

Vincoli (a compressore attivo)		Fluido	c_p [kJ/(kg*K)]	Portata [kg/s]
T_sat_gas_BP [°C]	T_ground [°C]	ACQUA	4,186	0,127
12,34	17,13	REFRIGERANTE	Non valutabile	4,987E-03
T_sat_gas_AP [°C]	T_room [°C]	GLICOLE	3,716	0,072
45,75	20	c_p GLICOLE valutato sulla sua T_ml (vedi sotto)		
Conseguenze dei vincoli				
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]		
47,37	15,36	47,26		
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]		
45,57	12,45	45,66		

Fluido	T_0 [°C]	p_0 [bar]	h_0 [kJ/kg]	s_0 [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	413,35	1,9263
h_2,is=h(p=p_2=20,1 bar; s=s_1= 1,7923 kJ/(kg*K))			436,16	[kJ/kg]
η_is_comp [-]	Q_cond [kW]	Q_eva [kW]	W_comp [kW]	COP_PdC [-]
0,934	0,899	0,780	0,119	4,22

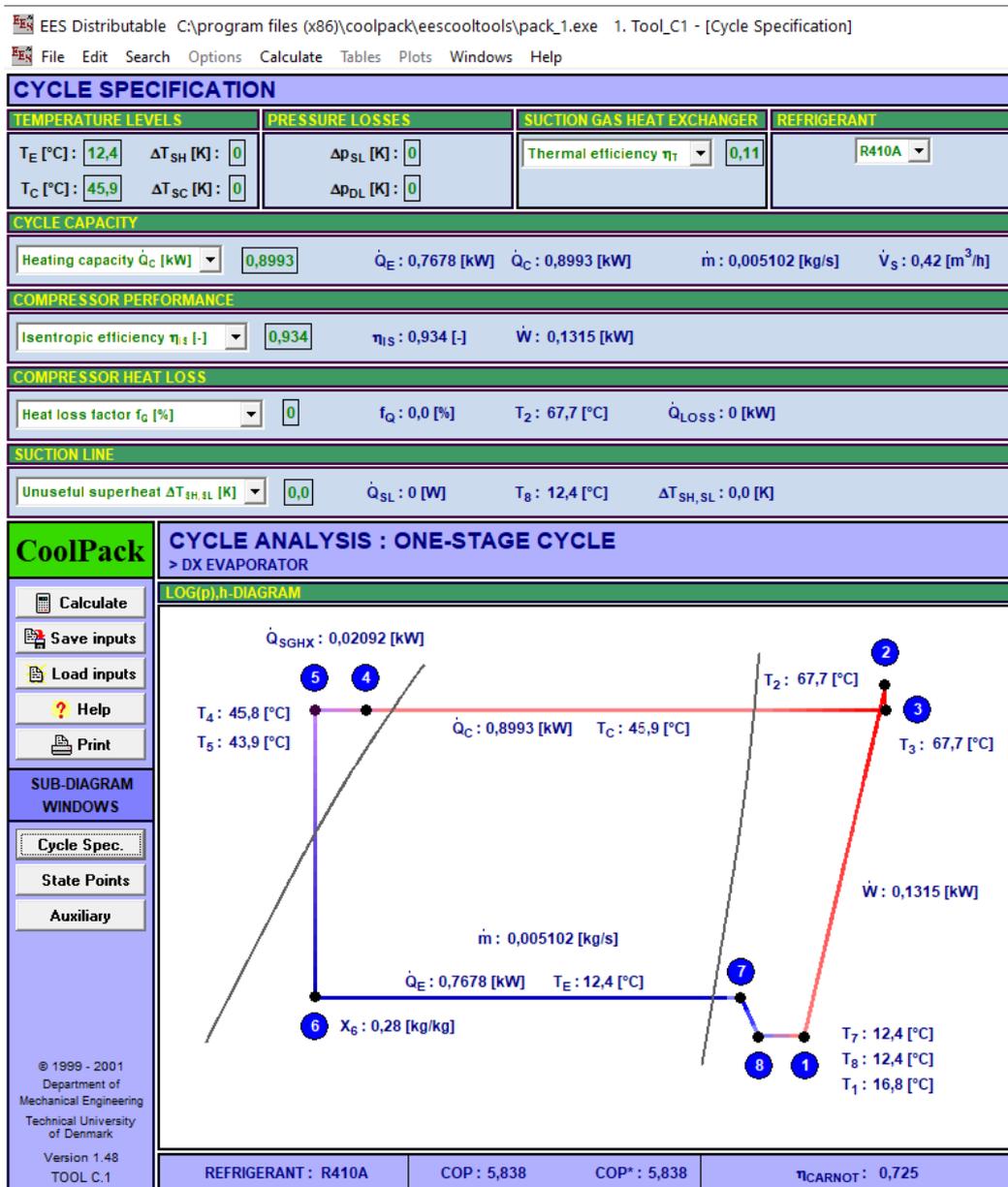
# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [-]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	12,34	7,3	409,60	1,7347	-	48,59
LIQ SATURO AP	45,75	17,6	257,41	1,1904	-	45,07
1 (in,comp)	17,76	7,3	413,79	1,7492	-	48,82
2 (out,comp)	67,17	17,6	437,74	1,7539	-	71,48
3 (out,cond)	42,60	17,6	253,15	1,1773	-	44,38
4 (in,eva)	12,34	7,3	253,15	1,1867	19,73	41,82

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,062	-	0,07
Puffer	0,007	-	0
Condensatore	0	-	0,001
Compressore	-	0,213	0,100
Valv. Laminaz.	-	-	0,013
Evaporatore	0	-	0,004
Gr. Heat Exchang.	0,046	-	0,008

ALTRI DATI
η_mecc_comp [-]
0,8
η_el_comp [-]
0,7
L_GHX [m]
84,9
ALTRI CALCOLI
T_ml_glicole [°C]
13,90
Q_puf [kW]
0,047
Q_room [kW]
0,910

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP_overall [-]	3,05
ε [%]	24,08
Irr_tot [kW]	0,204
R_soil [(m*K)/kW]	350,96

Con l'utilizzo di R410a sulla NIBE F1155 il 30/10 si avrebbero i seguenti risultati (Figura 2.14):



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono i risultati più importanti:

Vincoli (a compressore attivo)		Fluido	c_p [kJ/(kg*K)]	Portata [kg/s]
$T_{sat_gas_BP}$ [°C]	T_{ground} [°C]	ACQUA	4,186	0,127
12,24	18	REFRIGERANTE	Non valutabile	5,102E-03
$T_{sat_gas_AP}$ [°C]	T_{room} [°C]	GLICOLE	3,716	0,071
45,92	20	c_p GLICOLE valutato sulla sua T_{ml} (vedi sotto)		
Conseguenze dei vincoli				
T_{BT2} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT12} [°C]		
47,37	15,36	47,26		
T_{BT3} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT25} [°C]		
45,57	12,45	45,66		

Fluido	T_0 [°C]	p_0 [bar]	h_0 [kJ/kg]	s_0 [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	435,82	2,0865
h_2, is=h(p=p_2=20,1 bar; s=s_1= 1,7923 kJ/(kg*K))			457,31	[kJ/kg]
η_{is_comp} [-]	Q_cond [kW]	Q_eva [kW]	W_comp [kW]	COP_PdC [-]
0,934	0,899	0,768	0,132	3,83

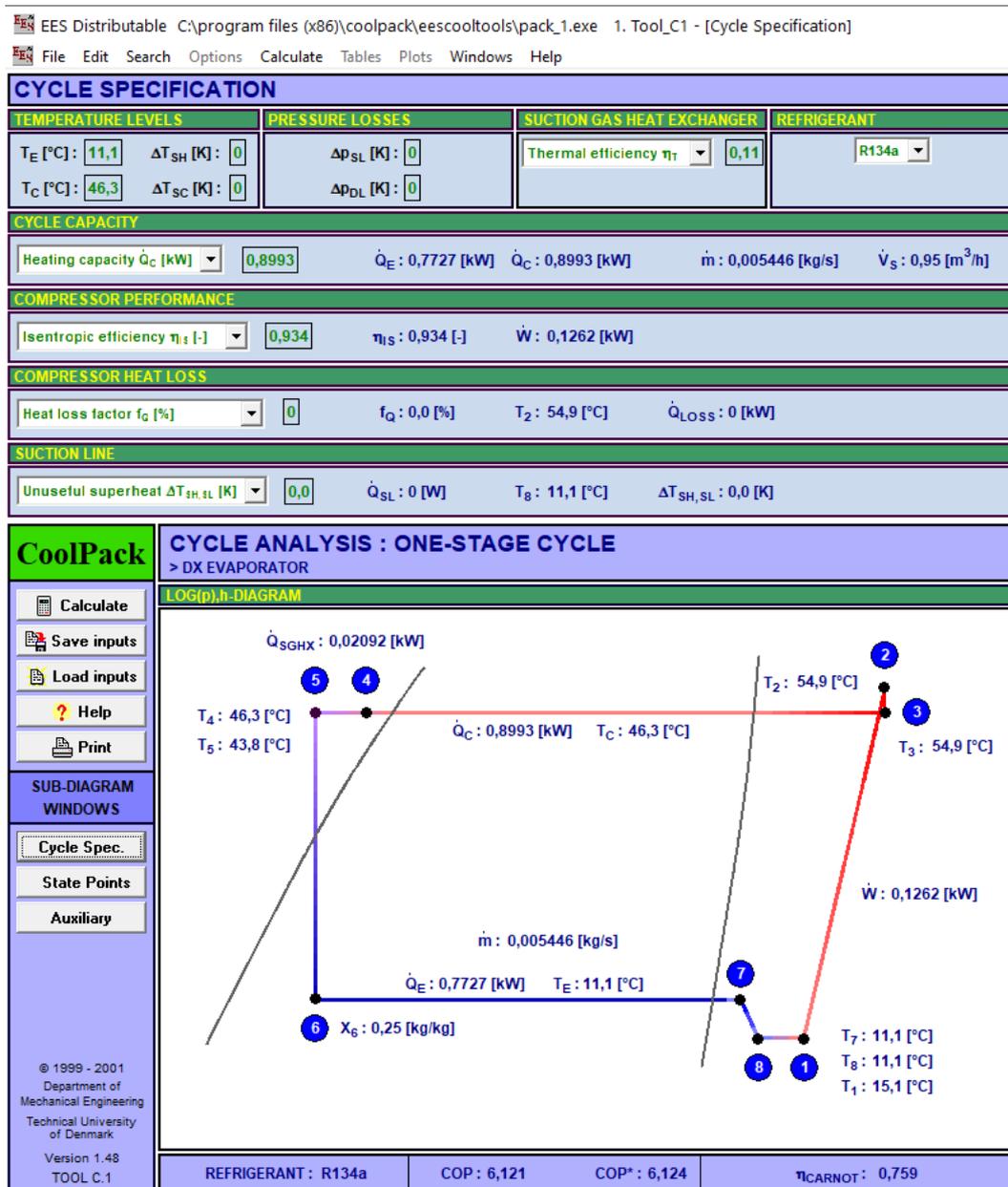
# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	12,42	11,6	429,16	1,8032	-	70,72
LIQ SATURO AP	45,74	27,6	282,74	1,2724	-	69,29
1 (in,comp)	16,80	11,6	433,23	1,8173	-	70,94
2 (out,comp)	67,73	27,6	459,01	1,8223	-	95,35
3 (out,cond)	43,90	27,6	278,67	1,2600	-	68,61
4 (in,eva)	12,31	11,6	278,67	1,2760	28,21	64,24

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,062	-	0,070
Puffer	0,007	-	0
Condensatore	0	-	0,002
Compressore	-	0,235	0,110
Valv. Laminaz.	-	-	0,022
Evaporatore	0	-	0,004
Gr. Heat Exchang.	0,045	-	0,008

ALTRI DATI
η_{mecc_comp} [-]
0,8
η_{el_comp} [-]
0,7
L_GHX [m]
84,9
ALTRI CALCOLI
T_ml_glicole [°C]
13,90
Q_puf [kW]
0,047
Q_room [kW]
0,910

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP_overall [-]	2,84
ϵ [%]	22,21
1Irr_tot [kW]	0,225
R_soil [(m*K)/kW]	356,65

Con l'utilizzo di R134a sulla NIBE F1155 il 30/10 si avrebbero i seguenti risultati (Figura 2.15):



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono i risultati più importanti:

Vincoli (a compressore attivo)		Fluido	c_p [kJ/(kg*K)]	Portata [kg/s]
$T_{sat_gas_BP}$ [°C]	T_{ground} [°C]	ACQUA	4,186	0,127
11,1	17,13	REFRIGERANTE	Non valutabile	5,102E-03
$T_{sat_gas_AP}$ [°C]	T_{room} [°C]	GLICOLE	3,716	0,071
46,32	20	c_p GLICOLE valutato sulla sua T_{ml} (vedi sotto)		
Conseguenze dei vincoli				
T_{BT2} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT12} [°C]		
47,37	15,36	47,26		
T_{BT3} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT25} [°C]		
45,57	12,45	45,66		

Fluido	T ₀ [°C]	p ₀ [bar]	h ₀ [kJ/kg]	s ₀ [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	402,93	1,8246
h _{2, is} =h(p=p ₂ =20,1 bar; s=s ₁ = 1,7923 kJ/(kg*K))			429,02	[kJ/kg]
η _{is_comp} [-]	Q _{cond} [kW]	Q _{eva} [kW]	W _{comp} [kW]	COP _{PdC} [-]
0,934	0,899	0,769	0,130	3,87

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	11,10	4,3	403,50	1,7166	-	30,07
LIQ SATURO AP	46,32	12	265,73	1,2194	-	28,11
1 (in,comp)	15,10	4,3	407,40	1,7302	-	30,26
2 (out,comp)	54,90	12	431,39	1,7375	-	52,26
3 (out,cond)	43,80	12	261,89	1,2075	-	27,52
4 (in,eva)	11,10	4,3	261,89	1,2184	24,90	24,55

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,062	-	0,070
Puffer	0,007	-	0
Condensatore	0	-	0,001
Compressore	-	0,233	0,113
Valv. Laminaz.	-	-	0,016
Evaporatore	0	-	0,007
Gr. Heat Exchang.	0,045	-	0,008

ALTRI DATI
η _{mecc_comp} [-]
0,8
η _{el_comp} [-]
0,7
L _{GHX} [m]
84,9
ALTRI CALCOLI
T _{ml_glicole} [°C]
13,91
Q _{puf} [kW]
0,047
Q _{room} [kW]
0,910

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP _{overall} [-]	2,86
ε [%]	22,40
Irr _{tot} [kW]	0,223
R _{soil} [(m*K)/kW]	356,20

Di seguito sono presenti i grafici riassuntivi e comparativi dei quattro fluidi refrigeranti nel caso di riscaldamento invernale del 30/10 in analisi:

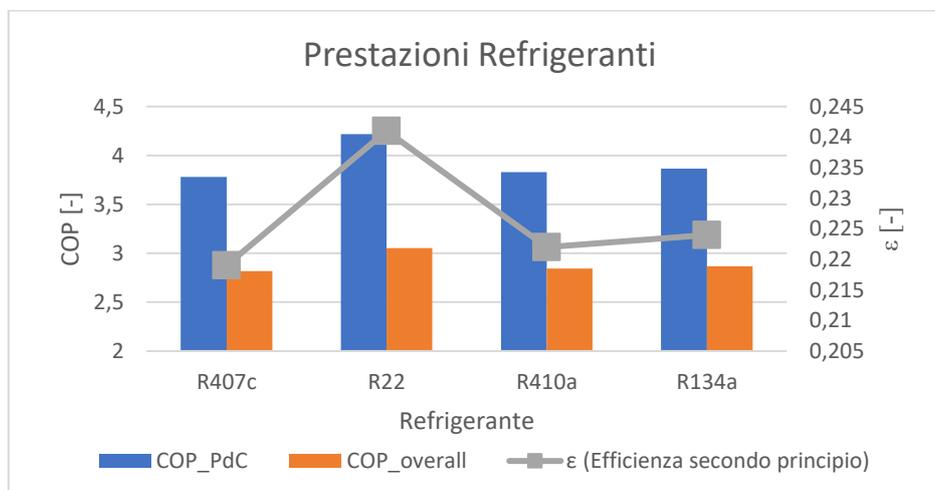


Figura 2.16: Confronto COP ed efficienza di secondo principio per diversi refrigeranti.

Dalla Figura 2.16 qua sopra è possibile definire che il refrigerante con le migliori prestazioni, a parità di temperature del ciclo utenza e terreno, è l'R22, che però non è più utilizzabile come già spiegato in precedenza poiché l'uso è stato bandito con il Protocollo di Kyoto. Gli altri tre refrigeranti sono molto simili come prestazioni sia energetiche che exergetiche quindi è possibile definirli ugualmente efficaci al fine di un efficiente utilizzo dell'impianto.

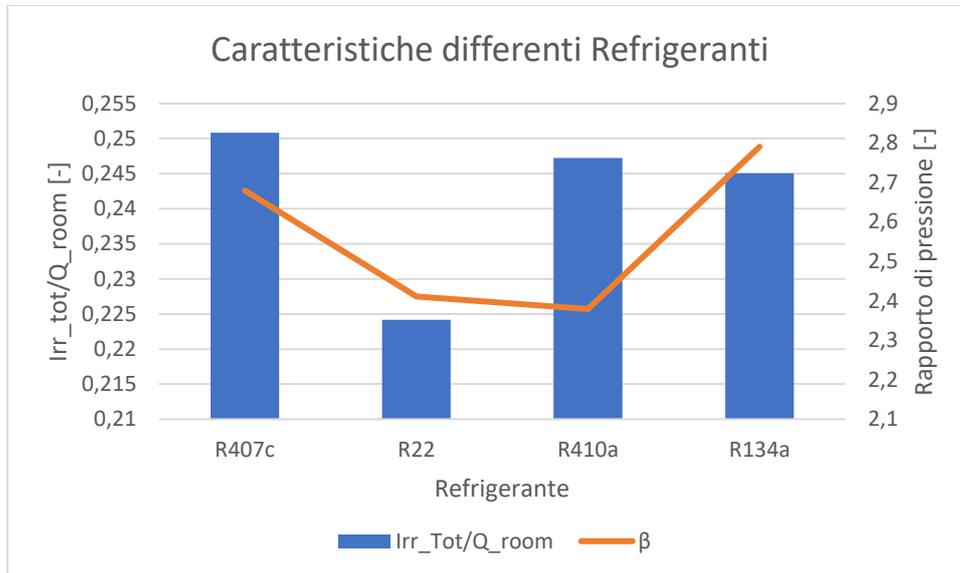


Figura 2.17: Confronto frazione di irreversibilità generata a diversi β per diversi refrigeranti.

Dalla Figura 2.17 qua sopra è possibile notare quali refrigeranti creano minori irreversibilità, e quindi sono maggiormente efficienti da un punto di vista exergetico in relazione ai loro rapporti di pressione. Questi due sono l'R22 e l'R134a che, diversamente da R407c e R410a, sono caratterizzate da isobare nella curva di saturazione liquido-vapore che sono anche isoterme, mentre per gli altri due fluidi le isobare relative allo stato bifase sono caratterizzate da un andamento crescente della temperatura. D'altra parte, questa caratteristica di R407c e R410a è positiva per quanto riguarda la temperatura d'ingresso nell'evaporatore. La possibilità di avere temperature più basse tra inizio e fine saturazione rende l'impianto più flessibile, nel caso, per esempio, che le temperature che caratterizzano il GHX abbiano bassi valori a causa di giornate particolarmente rigide, poiché essendo il refrigerante il fluido freddo nell'evaporatore, quindi caratterizzato dalla temperatura più fredda tra le due d'entrata e le due d'uscita nel componente consente lo scambio di calore con minori cadute di pressione rispetto ai fluidi caratterizzati da un comportamento isoterma durante la transizione di fase isobara.

2.3 – Calcoli di raffrescamento estivo

Il periodo preso in esame per quanto riguarda il raffrescamento estivo è diversamente da prima appartenente alla stagione estiva effettiva o appena precedente, ossia il periodo che va dal 16 giugno al 26 giugno del 2020. I dati utilizzati per lo studio del caso estivo di raffrescamento sono stati presi per la maggior parte dai file ".txt" o ".log" che sono generati in automatico dalla centralina di gestione della Nibe F1155. Diversamente dal caso precedente non si possiedono indicazioni da parte della Nibe circa i range di alta e bassa pressione al quale dovrebbe lavorare la PdCG col fine di raffreddare.

Quasi tutte le righe sono state considerate come valide per l'analisi energetica ed exergetica, obiettivo di questo capitolo. L'interpretazione dei dati, poiché assenti nei file relativi al manuale dell'installatore dell'omonima PdCG, sono stati interpretati diversamente rispetto al caso invernale, che era stato favorito dall'utilizzo di un file reperito online (Fonte: Lourie, 2018). In questo caso quel

file è stato considerato valido solo per le temperature T_{BT17} e T_{BT14} , che sono le uniche appartenenti al circuito PdC.

Dai file “.log” in possesso una riga tipica a compressore acceso, quindi con la colonna “compressor frequency activity” che presenta un valore diverso da 0, le temperature si presentano come rappresentato qua sotto (Figura 2.18):

T_{BT2} [°C]	T_{BT3} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT12} [°C]	T_{BT14} [°C]	T_{BT17} [°C]	T_{BT25} [°C]
35,6	32,1	5,7	3,8	35,7	55,1	10,8	5,2

Dato che lo scambio termico in queste condizioni deve essere effettuabile, è possibile stabilire che le temperature caratterizzate da una temperatura minori dei 10 [°C] non possono appartenere al circuito lato terreno poiché inferiori alla temperatura dello stesso, che è stata stabilita costante ed equivalente a 18 [°C], e che quindi non potrebbe assorbire calore dal GHX ma solo cederlo verso lo stesso componente. Quindi quelle temperature sono per esclusione appartenenti al circuito lato utenza. Di conseguenza le temperature caratterizzate da una temperatura maggiore di 25 [°C] sono state registrate dalle sonde del circuito lato terreno. Infatti, T_{BT2} e T_{BT3} e T_{BT12} sono maggiori rispetto ai 18 [°C] del terreno e possono pertanto cedere calore ad esso.

Dati questi valori lo schema riassuntivo dell’impianto nel caso di raffrescamento estivo si rappresenta con queste posizioni delle sonde (Figura 2.19):

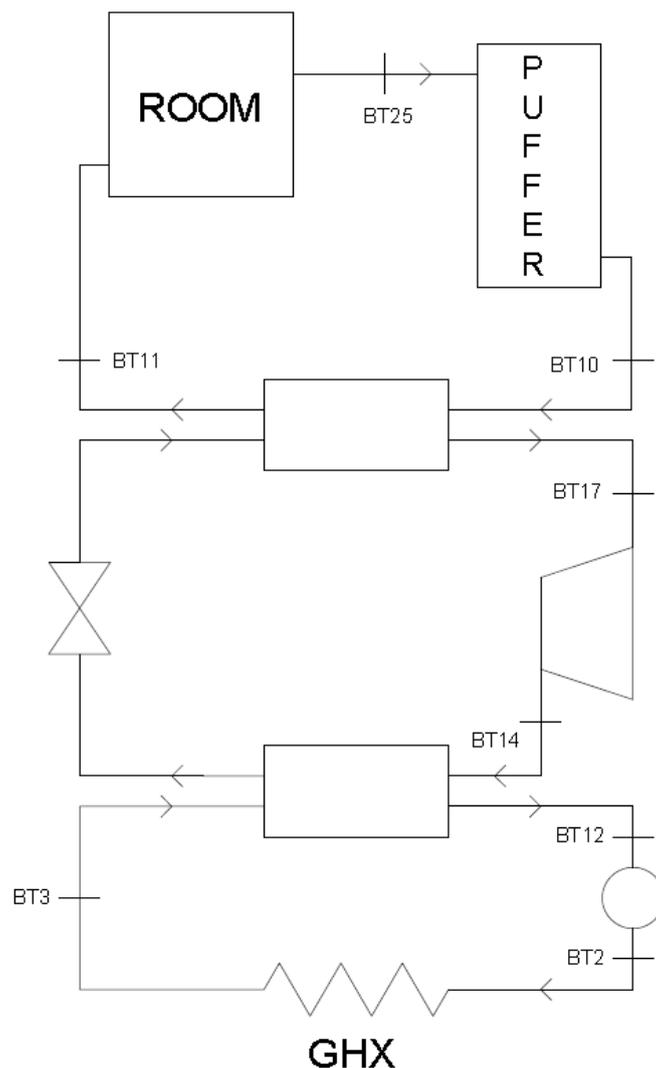
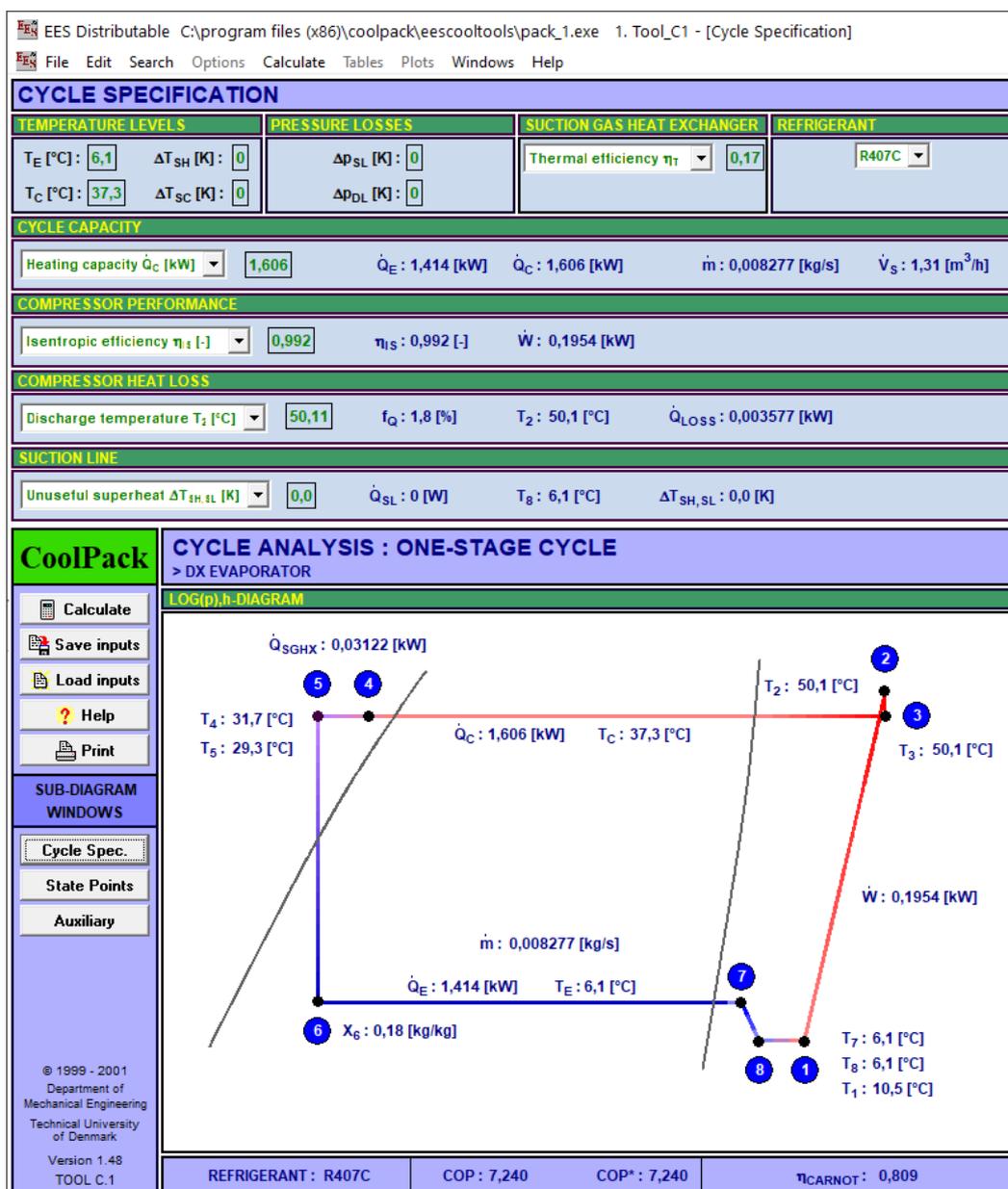


Figura 2.19: Posizioni sonde di temperature – Raffrescamento estivo.

Di conseguenza, le condizioni al contorno necessarie per determinare i valori medi giornalieri non sono state cambiate, sebbene sia cambiato il circuito di appartenenza delle due temperature medie giornaliere presenti nella parte di elenco “a posteriori”. L’elenco è il seguente:

- A priori:
 - Compressore attivo, “compressor frequency activity” diverso da 0.
 - $T_{BT17} > T_{sat,BP,vapore}$, ad ogni istante rilevato, per trovare un valore medio giornaliero.
 - $T_{BT14} > T_{sat,AP,vapore}$, ad ogni istante rilevato, per trovare un valore medio giornaliero.
- A posteriori:
 - $T_{sat,AP,liquido} > T_{BT3}$, questa seconda è una temperatura media giornaliera.
 - $T_{sat,BP,vapore} < T_{BT10}$, questa seconda è una temperatura media giornaliera.
 - $S_{out,comp} > S_{in,comp}$, una volta trovate tutte le temperature medie giornaliere.

Risultati del 17/06/2020 – Giorno caratterizzato da migliori prestazioni energetiche (Figura 2.20)



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono i risultati più importanti (valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2 circa il valore del COP presente nella Figura qua sopra):

Vincoli (a compressore attivo)		Fluido	c_p [kJ/(kg*K)]	Portata [kg/s]
T_sat_gas_BP [°C]	T_ground [°C]	ACQUA	4,186	0,159
6,11	21,61	REFRIGERANTE	Non valutabile	8,107E-03
T_sat_gas_AP [°C]	T_room [°C]	GLICOLE	3,757	0,110
37,30	26	c_p GLICOLE valutato sulla sua T_ml (vedi sotto)		
Conseguenze dei vincoli				
T_mean_BT2 [°C]	T_mean_BT10 [°C]	T_mean_BT12 [°C]	T_mean_BT17 [°C]	
31,92	6,42	32,03	10,51	
T_mean_BT3 [°C]	T_mean_BT11 [°C]	T_mean_BT25 [°C]	T_mean_BT14 [°C]	
28,15	4,29	6,00	50,11	

Fluido	T_0 [°C]	p_0 [bar]	h_0 [kJ/kg]	s_0 [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	419,101	1,9501
h_2,is=h(p=p_2=14,2 bar; s=s_1= 1,7992 kJ/(kg*K))			429,02	[kJ/kg]
η_is_comp [-]	Q_cond [kW]	Q_eva [kW]	W_comp [kW]	COP_PdC [-]
0,992	1,606	1,416	0,190	4,73

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [-]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	6,11	5,6	416,89	1,7858	-	42,67
LIQ SATURO AP	31,82	14,2	249,77	1,1695	-	43,89
1 (in,comp)	10,51	5,6	420,68	1,7992	-	42,80
2 (out,comp)	50,11	14,2	444,12	1,7998	-	66,08
3 (out,cond)	29,58	14,2	245,98	1,1573	-	43,43
4 (in,eva)	0,99	5,6	245,98	1,1666	21,41	40,90

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,099	-	0,078
Puffer	0,006	-	0
Condensatore	0	-	0,021
Compressore	-	0,339	0,151
Valv. Laminaz.	-	-	0,021
Evaporatore	0	-	0,013
Gr. Heat Exchang.	0,114	-	0,040

ALTRI DATI
η_mecc_comp [-]
0,8
η_el_comp [-]
0,7
L_GHX [m]
84,9
ALTRI CALCOLI
T_ml_glicole [°C]
30,03
Q_puf [kW]
0,281
Q_room [kW]
1,135

Pompe circolazione	
H_H2O [m]	2,2
H_glic [m]	2,3
η_pump [-]	0,8
W_p-H2O [kW]	0,015
W_p-glic [kW]	0,024

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP_overall [-]	1,72
ε [%]	25,65
Irr_tot [kW]	0,330
R_soil [(m*K)/kW]	458,51

Di conseguenza il giorno 17/06/2020 verrà utilizzato come base per il confronto, necessario per una completa comprensione dell'impianto, con altri giorni analizzati utilizzando l'R407c, e con altri fluidi refrigeranti usando i dati del giorno 17, quello delle migliori prestazioni energetiche ed exeegetiche.

Risultati del 18/06/2020 (Figura 2.21 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	5,0	ΔT _{SH} [K]:	0	Δp _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T :	0,20
T _C [°C]:	36,8	ΔT _{SC} [K]:	0	Δp _{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity Q̇ _C [kW]:	1,579	Q̇ _E : 1,385 [kW]	Q̇ _C : 1,579 [kW]	ṁ: 0,008058 [kg/s]	V̇ _S : 1,33 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η _s [-]:	0,987	η _s : 0,987 [-]	Ẇ: 0,1965 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T ₂ [°C]:	50,77	f _Q : 1,4 [%]	T ₂ : 50,8 [°C]	Q̇ _{LOSS} : 0,002757 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]:	0,0	Q̇ _{SL} : 0 [W]	T ₈ : 5,0 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T _{BT2} [°C]	T _{BT10} [°C]	T _{BT12} [°C]	T _{BT17} [°C]
32,30	6,09	32,41	10,34
T _{BT3} [°C]	T _{BT11} [°C]	T _{BT25} [°C]	T _{BT14} [°C]
28,60	4,01	5,66	50,77

COP _{PdC} [-]	4,64	Q _{room} [kW]	1,104
------------------------	------	------------------------	-------

RISULTATI	
COP _{overall} [-]	1,66
ε [%]	24,90
Irr _{tot} [kW]	0,333
R _{soil} [(m*K)/kW]	525,64

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [-]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	5,03	5,4	416,30	1,7868	-	41,80
LIQ SATURO AP	31,27	14	248,84	1,1665	-	43,78
1 (in,comp)	10,34	5,4	420,86	1,8030	-	41,94
2 (out,comp)	50,77	14	445,11	1,8040	-	65,92
3 (out,cond)	28,57	14	244,28	1,1517	-	43,26
4 (in,eva)	-0,12	5,4	244,28	1,1611	21,27	40,69

Risultati del 19/06/2020 (Figura 2.22 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	5,0	ΔT _{SH} [K]:	0	Δp _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T :	0,20
T _C [°C]:	37,3	ΔT _{SC} [K]:	0	Δp _{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity Q̇ _C [kW]:	1,556	Q̇ _E : 1,361 [kW]	Q̇ _C : 1,556 [kW]	ṁ: 0,007959 [kg/s]	V̇ _S : 1,31 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η _s [-]:	0,983	η _s : 0,983 [-]	Ẇ: 0,1979 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T ₂ [°C]:	51,53	f _Q : 1,7 [%]	T ₂ : 51,5 [°C]	Q̇ _{LOSS} : 0,003384 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]:	0,0	Q̇ _{SL} : 0 [W]	T ₈ : 5,0 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
32,84	5,99	32,96	10,33
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
29,18	3,94	5,55	51,53

COP_PdC [-]	4,54	Q_room [kW]	1,073
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,59
ε [%]
24,03
Irr_tot [kW]
0,333
R_soil [(m*K)/kW]
560,46

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	5,03	5,4	416,30	1,7868	-	41,80
LIQ SATURO AP	31,82	14,2	249,77	1,1695	-	43,89
1 (in,comp)	10,33	5,4	420,85	1,8030	-	41,93
2 (out,comp)	51,53	14,2	445,57	1,8043	-	66,30
3 (out,cond)	29,13	14,2	245,22	1,1548	-	43,35
4 (in,eva)	-0,09	5,4	245,22	1,1645	21,70	40,69

Risultati del 20/06/2020 (Figura 2.23 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION			
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES	
T _E [°C]: 5,0	ΔT _{SH} [K]: 0	Δp _{SL} [K]: 0	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER
T _C [°C]: 37,3	ΔT _{SC} [K]: 0	Δp _{DL} [K]: 0	Thermal efficiency η _T : 0,20
REFRIGERANT			
R407C			
CYCLE CAPACITY			
Heating capacity Q̇ _C [kW]: 1,516	Q̇ _E : 1,315 [kW]	Q̇ _C : 1,516 [kW]	ṁ: 0,00769 [kg/s] V̇ _S : 1,27 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE			
Isentropic efficiency η _{IS} [-]: 0,918	η _{IS} : 0,918 [-]	Ẇ: 0,2048 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS			
Discharge temperature T ₂ [°C]: 53,19	f _Q : 1,9 [%]	T ₂ : 53,2 [°C]	Q̇ _{LOSS} : 0,00398 [kW]
SUCTION LINE			
Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]: 0,0	Q̇ _{SL} : 0 [W]	T ₈ : 5,0 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
34,01	5,79	34,14	10,27
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
30,45	3,81	5,32	53,19

COP_PdC [-]	4,27	Q_room [kW]	1,006
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,43
ε [%]
21,85
Irr_tot [kW]
0,340
R_soil [(m*K)/kW]
617,62

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	5,03	5,4	416,30	1,7868	-	41,80
LIQ SATURO AP	31,82	14,2	249,77	1,1695	-	43,89
1 (in,comp)	10,27	5,4	420,80	1,8028	-	41,93
2 (out,comp)	53,19	14,2	447,27	1,8095	-	66,58
3 (out,cond)	29,16	14,2	245,27	1,1549	-	43,37
4 (in,eva)	-0,09	5,4	245,27	1,1647	21,72	40,70

Risultati del 21/06/2020 (Figura 2.24 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T _E [°C]: 5,0 ΔT _{SH} [K]: 0	ΔP _{SL} [K]: 0	Thermal efficiency η _T : 0,19	R407C
T _C [°C]: 37,3 ΔT _{SC} [K]: 0	ΔP _{DL} [K]: 0		

CYCLE CAPACITY

Heating capacity \dot{Q}_c [kW]: 1,481 \dot{Q}_E : 1,274 [kW] \dot{Q}_C : 1,481 [kW] \dot{m} : 0,007464 [kg/s] \dot{V}_S : 1,23 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_s [-]: 0,868 η_s: 0,868 [-] \dot{W} : 0,2098 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T₂ [°C]: 54,42 f_Q: 1,7 [%] T₂: 54,4 [°C] \dot{Q}_{LOSS} : 0,003639 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT_{SH,SL} [K]: 0,0 \dot{Q}_{SL} : 0 [W] T₈: 5,0 [°C] ΔT_{SH,SL}: 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
35,02	5,61	35,15	10,00
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
31,57	3,70	5,12	54,42

COP_PdC [-]	4,07	Q_room [kW]	0,950
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,30
ε [%]
20,16
Irr_tot [kW]
0,345
R_soil [(m*K)/kW]
665,23

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	5,03	5,4	416,30	1,7868	-	41,80
LIQ SATURO AP	31,82	14,2	249,77	1,1695	-	43,89
1 (in,comp)	10,00	5,4	420,57	1,8020	-	41,92
2 (out,comp)	54,42	14,2	448,53	1,8133	-	66,80
3 (out,cond)	29,30	14,2	245,50	1,1557	-	43,39
4 (in,eva)	-0,08	5,4	245,50	1,1656	21,83	40,70

Risultati del 22/06/2020 (Figura 2.25 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	6,1	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,16
T_C [°C]:	40,9	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	1,509	\dot{Q}_E :	1,3 [kW]	\dot{Q}_C :	1,509 [kW]	\dot{m} :	0,007873 [kg/s]
\dot{V}_S :	1,25 [m ³ /h]						
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{IS} [-]:	0,956	η_{IS} :	0,956 [-]	\dot{W} :	0,2134 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	55,9	f_Q :	2,1 [%]	T_2 :	55,9 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} :	0,004458 [kW]
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} :	0 [W]	T_8 :	6,1 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$:	0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_{BT2} [°C]	T_{BT10} [°C]	T_{BT12} [°C]	T_{BT17} [°C]
36,25	6,30	36,41	10,90
T_{BT3} [°C]	T_{BT11} [°C]	T_{BT25} [°C]	T_{BT14} [°C]
32,73	4,35	5,84	55,90

COP_PdC [-]	4,08	Q_{room} [kW]	0,993
-------------	------	-----------------	-------

RISULTATI	
COP_overall [-]	1,38
ϵ [%]	20,76
Irr_tot [kW]	0,348
R_soil [(m*K)/kW]	679,34

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	6,11	5,6	416,89	1,7858	-	42,67
LIQ SATURO AP	35,53	15,6	256,15	1,1898	-	44,73
1 (in,comp)	10,90	5,6	421,02	1,8005	-	42,78
2 (out,comp)	55,90	15,6	447,92	1,8041	-	68,69
3 (out,cond)	33,14	15,6	252,02	1,1767	-	44,17
4 (in,eva)	1,17	5,6	252,02	1,1884	24,18	40,96

Risultati del 23/06/2020 (Figura 2.26 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	6,1	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η_T :	0,19
T_C [°C]:	40,9	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]:	1,648	\dot{Q}_E :	1,406 [kW]	\dot{Q}_C :	1,648 [kW]	\dot{m} :	0,008483 [kg/s]
\dot{V}_S :	1,35 [m ³ /h]						
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{IS} [-]:	0,894	η_{IS} :	0,894 [-]	\dot{W} :	0,2469 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T_2 [°C]:	58,45	f_Q :	2,2 [%]	T_2 :	58,4 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} :	0,005523 [kW]
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]:	0,0	\dot{Q}_{SL} :	0 [W]	T_8 :	6,1 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$:	0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
38,19	7,05	38,36	11,71
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
34,44	4,93	6,56	58,45

COP_PdC [-]	3,87	Q_room [kW]	1,084
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,37
ε [%]
19,92
Irr_tot [kW]
0,396
R_soil [(m*K)/kW]
656,66

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	6,11	5,6	416,89	1,7858	-	42,67
LIQ SATURO AP	35,53	15,6	256,15	1,1898	-	44,73
1 (in,comp)	11,71	5,6	421,72	1,8029	-	42,83
2 (out,comp)	58,45	15,6	450,58	1,8122	-	69,15
3 (out,cond)	32,73	15,6	251,32	1,1744	-	44,10
4 (in,eva)	1,15	5,6	251,32	1,1859	23,86	40,96

Risultati del 24/06/2020 (Figura 2.27 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	6,1	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η_T	0,20
T _C [°C]:	40,9	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]	1,612	\dot{Q}_E : 1,375 [kW]	\dot{Q}_C : 1,612 [kW]	\dot{m} : 0,008284 [kg/s]	\dot{V}_S : 1,32 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{is} [-]	0,887	η_{is} : 0,887 [-]	\dot{W} : 0,2433 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T ₂ [°C]	58,84	f _Q : 2,4 [%]	T ₂ : 58,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,005936 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T _g : 6,1 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
38,49	7,09	38,67	11,85
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
34,79	5,03	6,61	58,84

COP_PdC [-]	3,84	Q_room [kW]	1,057
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,36
ε [%]
19,68
Irr_tot [kW]
0,385
R_soil [(m*K)/kW]
636,76

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	6,11	5,6	416,89	1,7858	-	42,67
LIQ SATURO AP	35,53	15,6	256,15	1,1898	-	44,73
1 (in,comp)	11,85	5,6	421,85	1,8034	-	42,82
2 (out,comp)	58,84	15,6	451,00	1,8134	-	69,23
3 (out,cond)	32,66	15,6	251,19	1,1740	-	44,08
4 (in,eva)	1,15	5,6	251,19	1,1854	23,80	40,96

Risultati del 25/06/2020 (Figura 2.28 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 2.2)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T _E [°C]: 6,1 ΔT _{SH} [K]: 0	Δp _{SL} [K]: 0	Thermal efficiency η _T : 0,20	R407C
T _C [°C]: 40,9 ΔT _{SC} [K]: 0	Δp _{DL} [K]: 0		

CYCLE CAPACITY

Heating capacity Q̇_C [kW]: 1,791 Q̇_E: 1,517 [kW] Q̇_C: 1,791 [kW] ṁ: 0,009134 [kg/s] V̇_S: 1,46 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_{IS} [-]: 0,849 η_{IS}: 0,849 [-] Ẇ: 0,2803 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T₂ [°C]: 60,22 f_Q: 2,3 [%] T₂: 60,2 [°C] Q̇_{LOSS}: 0,006317 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT_{SH,SL} [K]: 0,0 Q̇_{SL}: 0 [W] T₈: 6,1 [°C] ΔT_{SH,SL}: 0,0 [K]

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti

Conseguenze dei vincoli			
T_BT2 [°C]	T_BT10 [°C]	T_BT12 [°C]	T_BT17 [°C]
39,48	7,37	39,66	12,00
T_BT3 [°C]	T_BT11 [°C]	T_BT25 [°C]	T_BT14 [°C]
35,39	5,09	6,88	60,22

COP_PdC [-]	3,70	Q_room [kW]	1,193
-------------	------	-------------	-------

RISULTATI
COP_overall [-]
1,41
ε [%]
19,53
Irr_tot [kW]
0,443
R_soil [(m*K)/kW]
587,32

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	6,11	5,6	416,89	1,7858	-	42,67
LIQ SATURO AP	35,53	15,6	256,15	1,1898	-	44,73
1 (in,comp)	12,00	5,6	421,98	1,8038	-	42,84
2 (out,comp)	60,22	15,6	452,43	1,8177	-	69,50
3 (out,cond)	32,59	15,6	251,07	1,1736	-	44,07
4 (in,eva)	1,15	5,6	251,07	1,1850	23,75	40,96

Analogamente al caso del riscaldamento invernale sono state analizzate stesse correlazioni con i grafici creati tramite Excel. Pertanto, i tre confronti si presentano con questi andamenti descritti dalle Figure 2.29, 2.30 e 2.31 che verranno poi commentati.

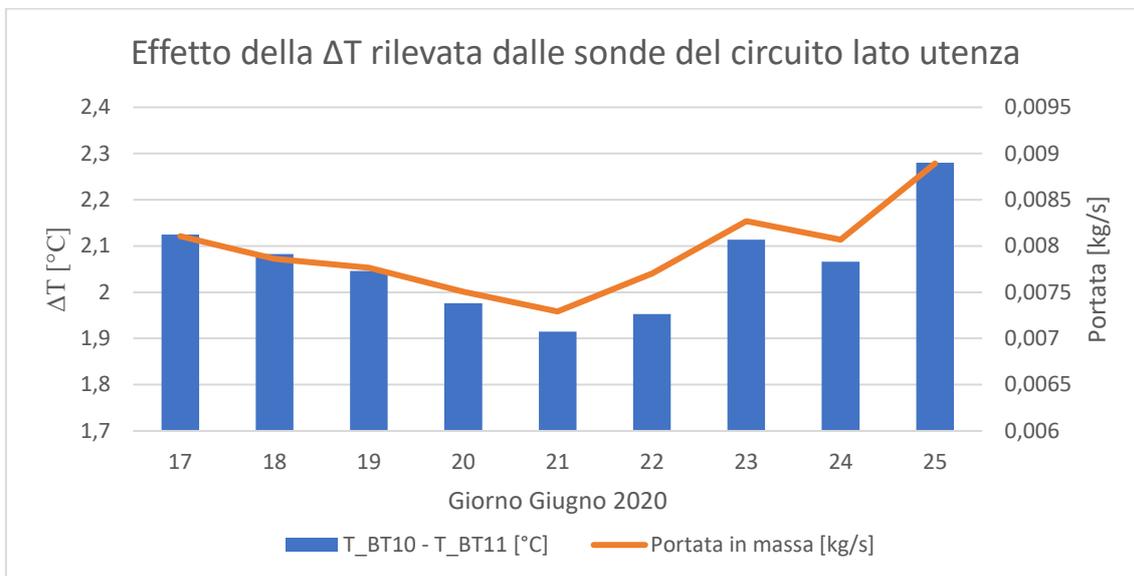


Figura 2.29: Confronto ΔT delle sonde geotermiche in relazione alla portata di refrigerante.

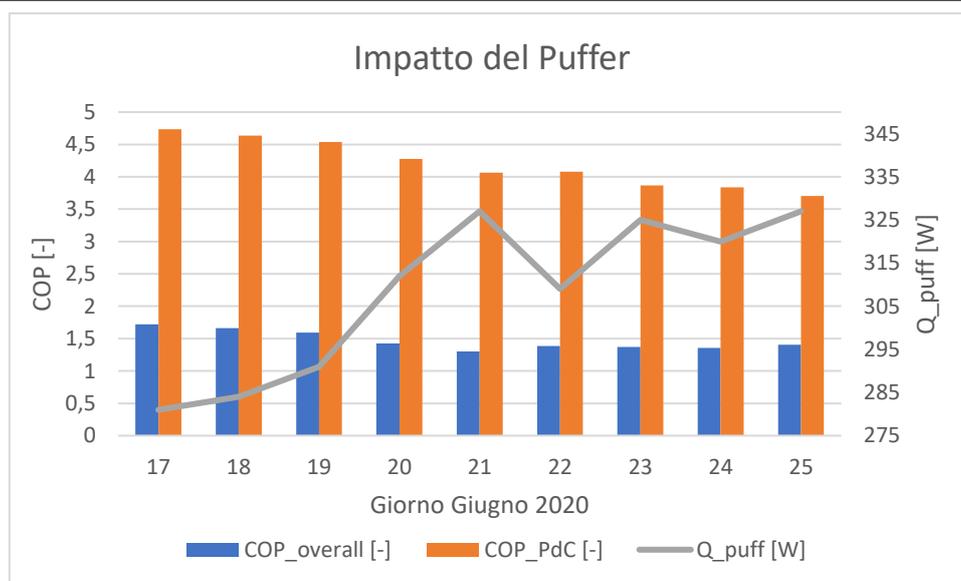


Figura 2.30: Confronto prestazione PdCG con calore assorbito dal puffer.

Confrontando questi due grafici è possibile notare come le correlazioni discusse in precedenza siano valide tuttora. Quindi è possibile affermare che l'aumento di portata in massa del refrigerante dipenda dall'aumento della differenza di temperatura rilevata dalle sonde BT10 e BT11, nel caso invernale caratteristiche del circuito lato utenza, e che questo fenomeno porti al conseguente aumento di temperatura di ingresso del refrigerante nel compressore, a causa dell'aumento della densità del fluido refrigerante. Analogamente, rimane valida la spiegazione dell'impatto del puffer nell'impianto. Infatti, nel caso di raffrescamento estivo è ancora maggiore l'impatto del puffer, tranne che per un giorno, il 22/06, in controtendenza rispetto a tutti gli altri giorni probabilmente a causa di qualche inconveniente di difficile identificazione. Infatti, poiché i valori di potenza termica scambiata dal puffer sono maggiori nel periodo di raffrescamento estivo che nel periodo di raffrescamento

invernale, la riduzione dei valori di COP tra la sola PdC e tra l'intero impianto PdCG è molto più accentuata nei mesi di raffrescamento quali giugno che nei mesi di riscaldamento quali ottobre.

La grossa differenza tra il caso di riscaldamento invernale e quello di raffrescamento invernale si ha però nell'analisi di confronto circa le prestazioni dell'impianto e la temperatura in uscita dal compressore. Si può notare che quest'analisi è valida sia col COP_{PdC} , trovato con la Formula (2.19), che con il $COP_{overall}$, trovato con la Formula (2.20), in quanto entrambe hanno lo stesso comportamento lungo il periodo in esame, in questo caso decrescente con il passare dei giorni.

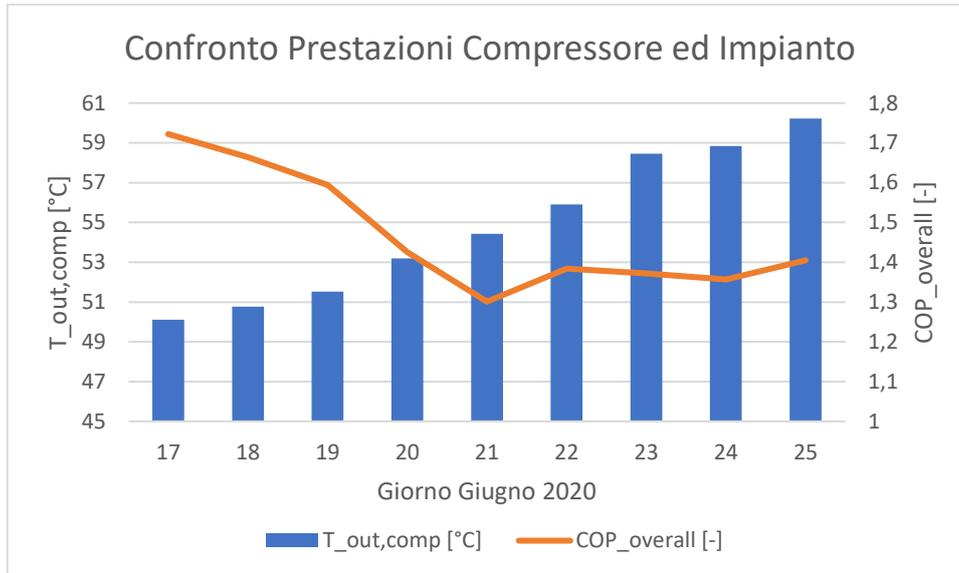


Figura 2.31: Confronto temperatura di uscita dal compressore con prestazione della PdCG.

Infatti, diversamente da quanto accadeva nel caso di riscaldamento invernale, nel caso di raffrescamento estivo l'aumento della temperatura in uscita dal compressore diminuisce le prestazioni energetiche che si misurano con il COP. La ragione di tal causa è dovuta alla diversa configurazione dell'impianto nei due casi analizzati. Infatti, come già detto in precedenza, il componente che svolgeva il ruolo di evaporatore in inverno, durante l'estate svolge il ruolo opposto, ossia quello del condensatore. Di conseguenza, una temperatura più alta all'uscita del compressore è controproducente perché la cessione di calore al condensatore sarà maggiore, scaldando maggiormente il fluido glicolato del circuito lato terreno. La cessione di calore al terreno sarà di conseguenza meno efficiente, poiché le alte temperature alzano la resistenza termica dei tubi del GHX e del terreno a causa della maggiore agitazione termica delle molecole di entrambi i componenti.

CAPITOLO 3 – Analisi di PdCG alternative

Poiché molto spesso le scelte di installazione dipendono da numerosi fattori da prendere in considerazione, anche gli impianti che ne conseguono possono risultare molto diversi. Alcuni di questi fattori possono riguardare l'ambiente in cui verrà costruita la PdCG, sia da punto di vista delle caratteristiche del terreno che dal punto di vista delle condizioni climatiche del luogo quali temperatura e umidità dell'aria. Altre considerazioni vengono invece ragionate nel caso in cui sia più importante l'aspetto tecnico e/o economico, quali massimizzare le prestazioni, quindi il COP, o minimizzare il costo, per esempio quelli di investimento iniziale dei componenti. Più frequentemente si sceglie di attuare uno scenario intermedio tra il massimo delle prestazioni e il minimo della spesa. Tra le possibili soluzioni vengono confrontati impianti simili alla PdCG precedentemente analizzata, ma con alcune alternative tecnologiche. Il confronto viene effettuato principalmente tramite l'analisi exergetica dei componenti e dell'intero impianto, senza trascurare quella energetica.

Al fine di effettuare tale confronto sono stati cercati articoli su riviste riguardanti il settore energetico quali "Entropy", "Energies" e altre testate di pubblicazioni tecnico-scientifiche. In alternativa, sono stati utilizzati anche documenti spiegati durante conferenze.

L'analisi di confronto tra tecnologie diverse rispetto alla tecnologia base deve essere effettuata a parità di fluido refrigerante. L'obiettivo di questo confronto è quindi quello di confrontare le prestazioni energetiche ed exergetiche utilizzando, dove possibile, il modello già descritto nel capitolo precedente.

3.1 – Tecnologie differenti nei tre circuiti che compongono la PdCG

In questa prima parte di analisi di confronto di tecnologie differenti, si prende come ciclo base la PdCG già studiata nei capitoli precedenti e la si confronta con impianti che presentano uno o più componenti differenti lungo i tre circuiti che caratterizzano questa tecnologia utilizzata per il condizionamento di ambienti residenziali. In questo sottocapitolo, quindi, è possibile trovare l'analisi di impianti con queste differenze rispetto al caso base:

- Lato terreno: diverso posizionamento dello scambiatore di calore col suolo rispetto alla NIBE.
- Lato PdC: diverso ciclo termodinamico, soprattutto dal punto di vista dei componenti.
- Lato utenza: diversi terminali, soprattutto riguardo la differente natura dello scambio termico.

3.1.1 – Scambiatori di calore orizzontali per il Circuito Lato Terreno

Diversamente dalla PdCG analizzata precedentemente, che possiede scambiatori di calore verticali, è possibile che questi ultimi siano piazzati paralleli al terreno a diverse profondità. Per confrontare l'efficacia di queste serpentine viene analizzato uno studio di una PdCG installata in Elazig, Turchia, precisamente al Technical Education Faculty of Firat University (38,41° N, 39,14° E). La Figura 3.1 sottostante mostra le profondità degli scambiatori, entrambi costituiti da polietilene ad alta densità:

- 2 m di profondità per quello in primo piano.
- 1 m di profondità per quello in secondo piano.

Durante quest'analisi verranno effettuate prove con l'utilizzo di uno solo dei due scambiatori. Il componente che stabilisce quale scambiatore sia quello in uso è un rubinetto controllato manualmente che ha anche la funzione di regolare la portata della soluzione all'interno delle serpentine, la quale come già è noto non deve andare incontro a congelamento durante la stagione invernale.



Figura 3.1: Scambiatori lato terreno a diverse profondità

L'analisi viene effettuata sia nel caso di stagione invernale che nel caso di stagione estiva; quindi, sono state effettuate sia la prova di raffrescamento che la prova di riscaldamento. Di conseguenza una delle condizioni al contorno necessarie è quella di conoscere le temperature che coinvolgono gli ambienti in cui agisce la PdCG. In Figura 3.2 viene mostrato lo spettro delle temperature di aria esterna e terreno alle diverse profondità lungo tutto l'arco dell'anno e dell'umidità relativa dell'aria.

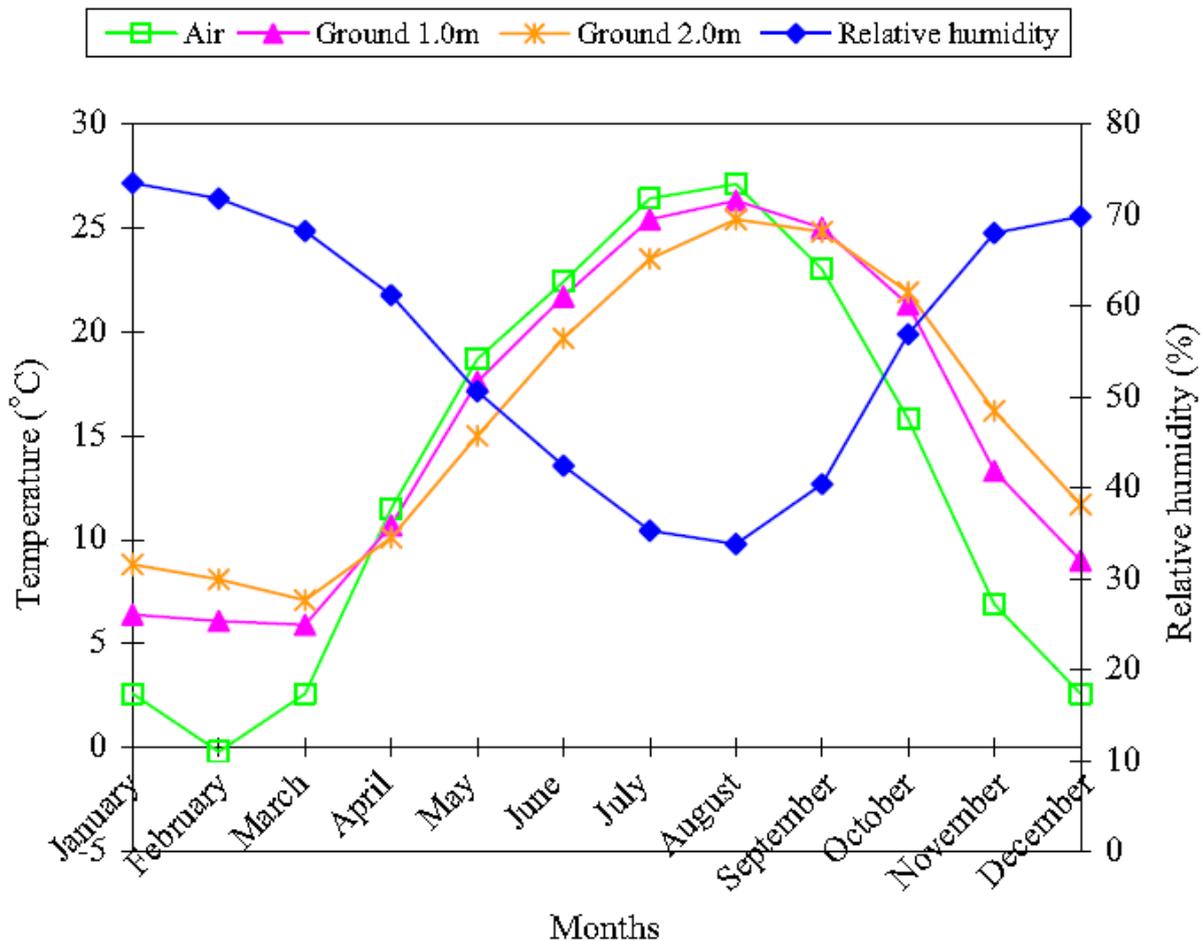


Figura 3.2: Valori medi mensili di T e UR% ad Elazig, Turchia

Oltre all'ottenimento di COP e di ϵ dell'impianto, che vengono calcolate per i periodi annuale, estivo ed invernale, è presente un altro obiettivo di calcolo in questo studio. Questo riguarda il confronto delle ϵ e delle irreversibilità lungo tutto l'arco dell'anno, con variabile indipendente la temperatura dell'aria esterna che ha un range tra 1°C e 25°C. In questo articolo, infatti, questa temperatura è sia la temperatura dell'aria esterna T_a , già vista nella Figura 3.2 che T_0 , ossia la temperatura di dead state.

Al fine di effettuare i calcoli sono state utilizzate delle termocoppie per la misura delle temperature sia lungo gli scambiatori orizzontali che nel ventilatore del circuito lato utenza. Per rendere migliore questa misura i tubi delle serpentine in polietilene non sono stati isolati termicamente. Per misurare i consumi elettrici di pompa di circolazione del circuito lato terreno, compressore e del ventilatore sono stati usati dei wattmetri. Il fluido refrigerante scelto è l'R22, con formula bruta HCF_2Cl e dal nome di monoclorodifluorometano, con caratteristiche

- $T_{eb} = -40$ [°C] a p_{atm} , ben lontano dalle temperature utilizzate nei cicli frigoriferi.
- $\rho = 3,65$ [kg/m³] a p_{atm} e $T = 20$ [°C], quindi si presenta nello stato gassoso.
- $c_p = 0,654$ kJ/(kg*K), con capacità frigorifera volumetrica $\rho * c_p = 2,387$ [kJ/(m³*K)].
- $\Delta h_{eb} = 187,86$ kJ/kg.
- GWP=1810.

La prima parte dell'analisi verte sull'ottenimento di valori che caratterizzano i diversi stati termodinamici e i diversi componenti. Tale analisi viene effettuata seguendo lo scenario di riscaldamento invernale nel mese di gennaio. L'unico dato non ancora mostrato è la temperatura di target che la PdCG deve raggiungere per un corretto condizionamento dell'ambiente da riscaldare. La scelta di tale temperatura è pari a 293 K, ossia 20°C. Altri dati importanti in quest'analisi sono le informazioni sulle dimensioni dell'edificio da climatizzare, ossia 55,21 m³ di volume e 16,24 m² di area di tetto e pavimento. I risultati sono stati ottenuti con una temperatura dell'aria esterna di riferimento T_0 pari a 1°C ed una pressione di riferimento pari ad 1 atm = 1,013 bar.

Number	Name of element	Fluid	Phase	Temperature, T (°C)	Pressure, P (Bar)	Specific enthalpy, h (kJ/kg)	Specific entropy, s (kJ/kg K)	Mass flow rate, m (kg/s)	Specific exergy, ψ (kJ/kg)	Exergy rate, $\dot{E}_x = m\psi$ (kW)
HGHE1	HGHE2			HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2	HGHE1/ HGHE2
0	0	—	R-22	Dead state	1.0	1.013	414.731	1.931	—	0
0	0	—	Air	Dead state	1.0	1.013	11.22	0.045	—	0
0	0	—	Water	Dead state	1.0	1.013	4.19	0.015	—	0
1	1	Evaporator outlet/ compressor inlet	R-22	Super heated vapor	-8.79	3.7	401.62	1.7657	0.016	32.75
					-7.73	3.84	402.03	1.7620	0.016	33.35
2	2	Condenser inlet/ compressor outlet	R-22	Super heated vapor	75.88	15.19	446.34	1.8097	0.016	64.86
					75.36	15.35	445.85	1.7877	0.016	70.13
3	3	Condenser outlet	R-22	Liquid	39.8	15.19	248.75	1.1657	0.016	44.36
					40.21	15.35	249.28	1.1653	0.016	44.19
4	4	Evaporator inlet	R-22	Mixture	-11.9	3.52	248.75	1.1883	0.016	37.63
					-10	3.55	249.28	1.1885	0.016	37.83
5	5	Condenser fan inlet	Air	Gas	29.85	1.013	99.12	0.3451	0.105	5.08
					30.07	1.013	103.006	0.3381	0.105	5.41
6	6	Condenser fan outlet	Air	Gas	23.34	1.013	69.66	0.2459	0.105	2.82
					23.10	1.013	68.08	0.24	0.105	2.86
7	9	Ground heat exchanger water-antifreeze pump outlet	Wat-antf	Liquid	7.33	3.5	31.22	0.1108	0.205	0.77
					10.19	3.5	48.49	0.134	0.205	1.19
8	10	Ground heat exchanger water-antifreeze pump inlet	Wat-antf	Liquid	4.9	2.5	20.8	0.074	0.205	0.44
					7.3	2.5	31.09	0.1103	0.205	0.78

Tabella 3.1: Risultati energetici ed exergetici delle variabili di stato.

Le Tabelle 3.1 e 3.2 presenti sopra e sotto questo paragrafo sono state ottenute seguendo le stesse ipotesi e le stesse formule presenti nel modello descritto nel sottocapitolo 2.1 tranne che per il calcolo del rendimento di secondo principio, che segue la formula:

$$(3.1) \rightarrow \varepsilon_{II} = \frac{\sum_i P_i}{\sum_i F_i}$$

Exergetic analysis data of the GCHP unit and system

Item number		Component	Exergy destruction (kW)	Utilized power (kW)	Exergy of the product of a component P (kW)	Exergy of the fuel component F (kW)	Exergy efficiency (%)	Energy (first law) efficiency (%) or COP
HGHE1	HGHE2		HGHE1/HGHE2	HGHE1/HGHE2	HGHE1/HGHE2	HGHE1/HGHE2	HGHE1/HGHE2	HGHE1/HGHE2
I	I	Compressor	0.201	1.19	0.513	0.714	71.8	70
			0.112	1.174	0.588	0.7	84	70
II	II	Condenser	0.190	3.64	0.328	0.518	63.3	—
			0.185	3.69	0.415	0.6	69	—
III	III	Capillary tube	0.107	—	0.602	1.151	52.3	—
			0.101	—	0.605	0.706	85.6	—
IV	IV	Evaporator	0.467	2.44	0.067	0.534	12.5	—
			0.495	2.46	0.084	0.579	14.5	—
V	V	Condenser fan	0.74	3.64	0.236	0.976	24.2	65–80
			0.693	3.612	0.267	0.96	27.8	65–80
VI	VII	Ground heat exchangers	0.023	2.44	0.11	0.133	82.71	—
			0.027	2.46	0.121	0.148	81.76	—
I–IV	I–IV	GCHP unit	0.889	—	1.51	2.399	62.95	—
			0.893	—	1.692	2.585	65.45	—
I–VI	I–VI + VII	GCHP system	1.641	—	1.856	3.497	53.1	2.5
			1.613	—	2.08	3.693	56.3	2.8

Tabella 3.2: Risultati exergetici dei componenti della PdCG in esame.

Da un primo sguardo di questi risultati, possiamo notare come il ventilatore del condensatore sia il componente che crea maggiori irreversibilità mentre gli scambiatori di calore orizzontali sono in entrambi i casi le componenti con la maggiore efficienza exergetica. Il risultato dell'intero sistema, che sintetizza uno dei due obiettivi dell'analisi, è il seguente:

Caso Attuale (Tabella 3.3)

$COP_{1m} = 2,50$	$\varepsilon_{1m} = 53,10\%$	$IRR_{1m} = 1,641 \text{ KW}$
$COP_{2m} = 2,80$	$\varepsilon_{2m} = 56,30\%$	$IRR_{2m} = 1,613 \text{ KW}$

Inoltre, è possibile trovare i valori legati alle prestazioni energetiche stagionali di questa PdCG in altri studi, in particolare riguardo all'utilizzo della serpentina caratterizzata da una profondità di 2 m, ossia quello che secondo lo studio analizzato sopra è il più efficiente. I risultati stagionali sono:

- $COP_{\text{heating-overall},2m} = 2.81$ con un carico termico richiesto pari a 2,5 kW.
(Fonte: Applied Thermal Engineering, volume 24, ottobre 2004)
- $COP_{\text{cooling-overall},2m} = 2.01$ con un carico termico richiesto pari a 3,1 kW.
(Fonte: Renewable Energy, volume 30, luglio 2005)

Di conseguenza è possibile calcolare anche i consumi medi stagionali di energia elettrica utilizzando la Formula (2.18), e i relativi lavori reali del compressore utilizzando la Formula (2.20).

- $W_{el,comp-heating} = 0,890$ kW e relativo $W_{comp} = 0,560$ kW.
- $W_{el,comp-cooling} = 1,542$ kW e relativo $W_{comp} = 0,972$ kW.

Riguardo al secondo obiettivo, quello di confrontare efficienze di secondo principio ed irreversibilità di impianti con temperature di riferimento T_0 , esso viene sintetizzato da due grafici come quelli presenti in Figura 2.5.

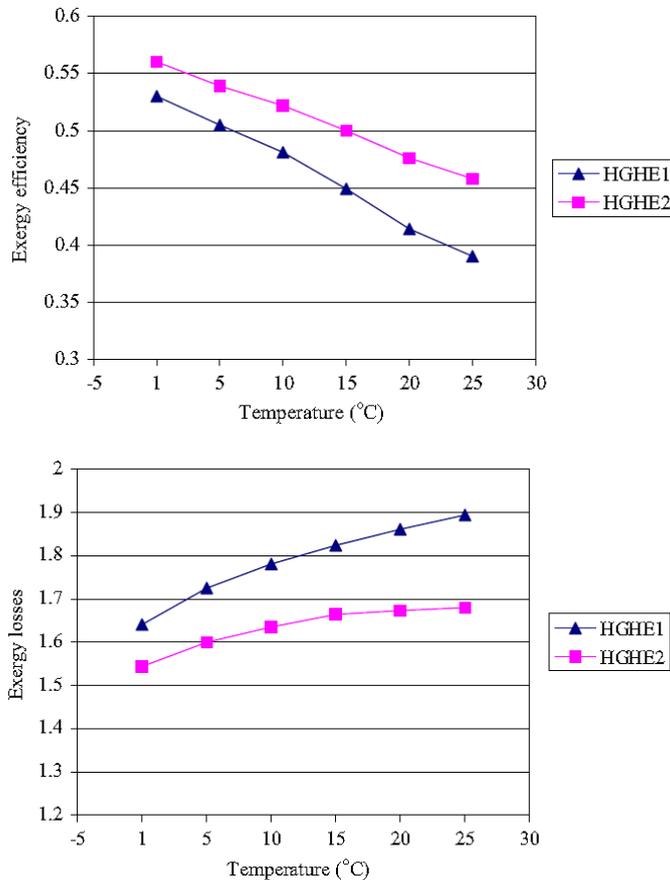


Figura 3.3: Efficienze e Irreversibilità in relazione alla T_0 .

Questi due grafici fanno notare come all'aumentare della temperatura di riferimento le efficienze diminuiscano e le irreversibilità aumentino. Quindi, quando si vuole fare un paragone tra diversi impianti PdCG, oltre alla parità di fluido refrigerante, è necessario anche avere la stessa T_0 , specie per un confronto a livello exergetico e anche la stessa richiesta di riscaldamento.

Volendo confrontare i risultati energetici ed exergetici degli impianti che coinvolgono un diverso orientamento degli scambiatori col terreno, è necessario conoscere i valori di prestazioni della NIBE che possiede un orientamento verticale del GHX. Si nota che, a parità di refrigerante e T_0 :

Caso NIBE con refrigerante R22, $T_0=1$ [°C] e $Q_{load}=3,093$ [kW], per il confronto con il GHX con profondità pari ad 1 [m]. (Tabella 3.4)

$COP_{vert\ GHX}=3,08$	$\epsilon_{vert\ GHX}=24,08\%$	$Irr_{vert\ GHX}=0,676$ kW
------------------------	--------------------------------	----------------------------

Caso NIBE con refrigerante R22, $T_0=1$ [°C] e $Q_{load}=3,667$ [kW], per il confronto con il GHX con profondità pari ad 2 [m]. (Tabella 3.5)

$COP_{vert\ GHX}=3,08$	$\epsilon_{vert\ GHX}=24,08\%$	$Irr_{vert\ GHX}=0,801$ kW
------------------------	--------------------------------	----------------------------

Pertanto, il confronto tra le Tabelle 3.3 e 3.4 evidenzia che lo scambiatore di calore col terreno più efficiente a livello energetico è quello verticale ed è anche quello che genera minori irreversibilità, poiché il rapporto di pressione β caratteristico della Nibe F1155 è minore rispetto a quello della PdCG sita a Elazig. Tale β è minore perché le temperature lato terreno sono maggiori e consentono un utilizzo del compressore a maggiori temperature che come visto nel Capitolo 2.2 migliorano le prestazioni energetiche. A livello exergetico invece risulta più efficiente l'utilizzo del GHX orizzontale ma data la bassa profondità di questo componente dentro il terreno l'efficienza di secondo principio può essere soggetta a temperature del terreno più basse che fanno crescere le prestazioni exergetiche poiché queste fanno diminuire la potenza meccanica necessaria al compressore.

3.1.2 – PdCG con PdC ad espansione diretta di CO₂

Come già detto in precedenza, i refrigeranti di tipo CFCs (chlorofluorocarbons), come l'R22 utilizzato dalla PdCG precedente, sono stati resi inutilizzabili dal 1966, ossia dall'approvazione da parte di più di 170 stati del Protocollo di Montreal a causa dei danni che essi creano nello strato d'ozono dell'atmosfera terrestre. In conseguenza a ciò, numerosi studi sono stati effettuati circa l'utilizzo di refrigeranti naturali che non creano questo problema. L'utilizzo della CO₂ come refrigerante è stato pensato grazie ad alcune delle sue peculiarità, tra cui il costo basso e l'alta accessibilità ad esso. Inoltre, anche dal punto di vista dello scambio termico le caratteristiche della CO₂ rendono adatto il suo utilizzo come refrigerante. Infatti, l'R744 (acronimo dell'anidride carbonica tra i refrigeranti) possiede:

- $T_{PT} = -56,55^\circ\text{C}$ (e $p_{PT} = 5,18$ bar), ben lontano dalle temperature utilizzate nei cicli frigoriferi.
- $\rho = 1,9022$ kg/m³ a p_{atm} e $T = 7^\circ\text{C}$, quindi si presenta nello stato gassoso.
- $c_p = 830$ J/(kg*K) a p_{atm} e $T = 7^\circ\text{C}$, con capacità frigorifera volumetrica $\rho * c_p = 1578,8$ J/(m³*K)
- $\Delta h_{eb} = 230,89$ kJ/kg a $T_0 = 0^\circ\text{C}$.
- GWP=1, poiché è utilizzato come base di questa scala.

Anche dal punto di vista della stabilità chimica la CO₂ è un ottimo refrigerante poiché non tossico, non infiammabile e chimicamente inerte.

Nello studio effettuato da Ghazizade del dipartimento di Ingegneria Meccanica della TVU di Kerman, Iran e da Banisad del dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'università di Zabol, Iran e pubblicato nella rivista "Energy Conversion and Management" nel dicembre 2020 è stata analizzata una PdCG con R744 come fluido refrigerante a causa delle caratteristiche precedentemente descritte. Come già possibile notare tra le caratteristiche dell'elenco puntato sopra questo paragrafo le pressioni di esercizio della PdCG saranno ben più alte rispetto a quelle utilizzate nei cicli già descritti, specie nel lato caratterizzato da una pressione più bassa. Dal punto di vista della scelta del compressore, esso deve essere in grado di operare a pressioni molto elevate, però è possibile ridurre i costi perché è utilizzabile un compressore a bassa cilindrata a causa dell'elevato valore $\rho * c_p$ presentato nell'elenco.

Lo svantaggio maggiore che presenta l'utilizzo di CO₂ come refrigerante è il fatto che la sua temperatura critica, ossia la temperatura al di sopra della quale il fluido non può esistere allo stato liquido, è pari a $T_{cr_CO_2} = 30,98^\circ\text{C}$, quindi molto bassa. Pertanto, nel lato del ciclo caratterizzato da pressioni più elevate è necessario trovarsi in uno stato in cui il fluido sia supercritico. Poiché la pressione relativa allo stato critico è pari a $p_{cr_CO_2} = 73,8$ bar si avrà come problema aggiuntivo quello di dover operare a pressioni molto alte, pertanto si devono usare specifici componenti che avranno un costo maggiore rispetto a quelli utilizzati nelle PdCG analizzate finora.

Analizzando la Figura 3.4, presente nella pagina successiva, si nota come il circuito PdC sia profondamente diverso rispetto alle PdCG analizzate finora e che verranno analizzate in seguito. In tutti e quattro gli schemi d'impianto, al posto del classico condensatore si rende necessario l'utilizzo di un Gas Cooler (GC), dall'analogia funzione all'interno del ciclo ma in grado di operare ad elevate pressioni. Un'altra differenza è che nel ciclo base evaporatore e lato terreno coincidono. Infatti, la conducibilità termica della CO₂ pari a $\lambda=16.55 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ con $T=300 \text{ K}$ consentono un buono scambio conduttivo e grazie anche alla temperatura del punto triplo, che fa supporre che non ci siano problemi relativi al congelamento della CO₂, rendono non fondamentale l'utilizzo di un circuito in più. Il ciclo sarà quindi ad espansione diretta. Nel ciclo con l'eiettore invece, il ruolo dell'evaporatore è eseguito dal separatore che manda il fluido in fase vapore nel compressore mentre la fase liquida è inviata nello scambiatore di calore con il terreno (GHX). L'orientamento del GHX è orizzontale e consiste in circuiti multipli connessi in parallelo con tubi in rame. L'eiettore pertanto svolge principalmente il ruolo analogo alla valvola di laminazione.

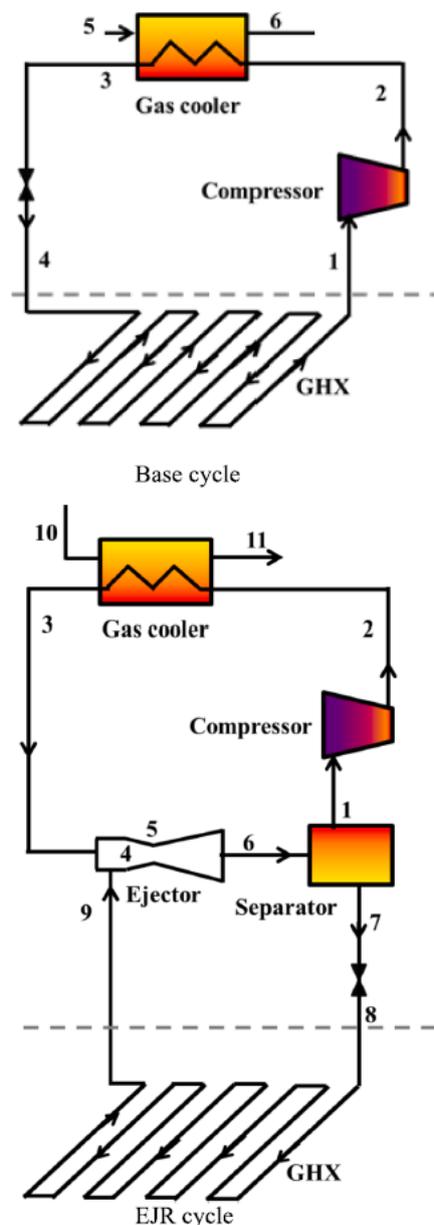
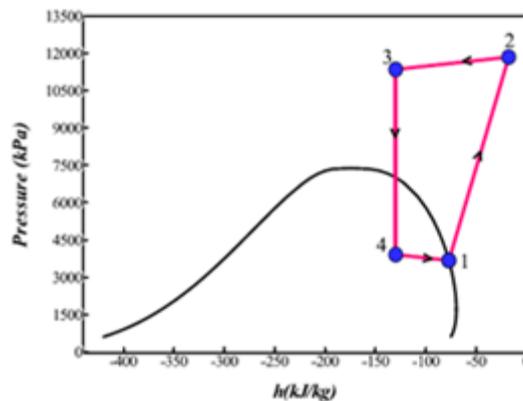


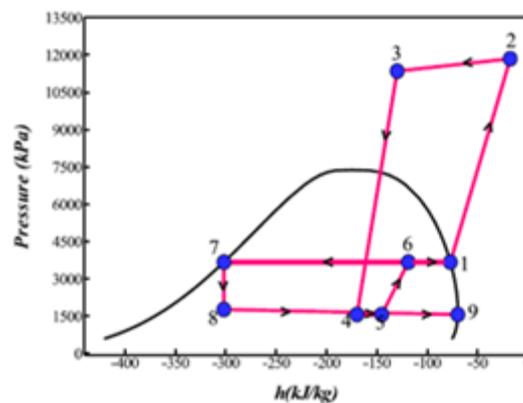
Figura 3.4: Schema PdCG con o senza EJR.

Dal punto di vista impiantistico, l'eiettore viene utilizzato al fine di ridurre le perdite e di migliorare la performance energetica e anche quella exergetica. La dimostrazione di questo aspetto è anche il principale obiettivo dell'analisi dei due studiosi.

L'eiettore, chiamato anche pompa Venturi, che caratterizza questo ciclo è un eiettore con due entrate e una uscita. Il fluido primario è la CO₂ in uscita dal GC, mentre il fluido secondario è la CO₂ in uscita dal GHX. Poiché l'effetto dell'eiettore è quello di aumentare la pressione del fluido motore, mentre l'obiettivo dell'utilizzo è esattamente l'opposto prima dell'effettivo ingresso nella camera di miscelamento delle due portate si utilizza un ugello convergente-divergente per abbassare l'alta pressione del fluido in uscita dal GC.



Base cycle



EJR cycle

Figura 3.5: Schema ciclo termodinamico PdCG-CO₂.

Dal punto di vista fisico, le equazioni che regolano l'eiettore sono molto differenti da quelle che regolano la valvola di laminazione, suo componente parallelo in altri cicli PdCG. Dalla Figura 3.6 presente nella pagina sottostante si nota come l'eiettore viene diviso in tre sezioni, ossia quella dell'ugello (pedice "nozzle" nelle formule), quella di mescolamento (pedice "mesc") delle portate e quella del diffusore (pedice "diff"). Ognuna di queste sezioni è caratterizzata da una sua efficienza, pari all'efficienza dell'eiettore, ossia $\eta=0,8$.

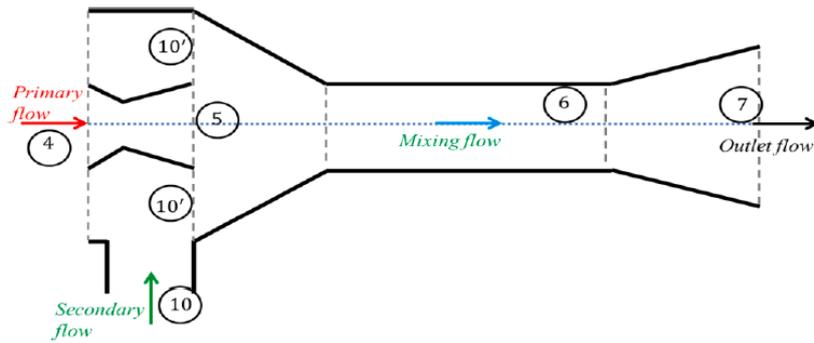


Figura 3.6: Schema eiettore della PdCG-CO₂.

Le formule che regolano il funzionamento dell'eiettore, partendo dalla sezione d'ingresso dell'ugello per finire a quella d'uscita del diffusore sono l'equazione di conservazione dell'energia, la conservazione di quantità di moto e le definizioni delle efficienze delle varie parti del componente.

- Ugello (valide sia per l'entrata dal GC che dal GHX)

$$(3.2) \rightarrow h_{in,nozzle} = h_{out,nozzle} + \frac{V_{out,nozzle}^2}{2} \quad [kJ/kg]$$

$$(3.3) \rightarrow \eta_{nozzle} = \frac{h_{in,nozzle} - h_{out,nozzle}}{h_{in,nozzle} - h_{out,nozzle,is}} \quad [-]$$

- Mescolamento

$$(3.4) \rightarrow \zeta = \frac{\dot{m}_{in,nozzle,GHX}}{\dot{m}_{in,nozzle,GC}} \quad [-]$$

$$(3.5) \rightarrow V_{in,nozzle,GC} + \zeta * V_{in,nozzle,GHX} = (1 + \zeta) * V_{in,mesc} \quad [m/s^2]$$

$$(3.6) \rightarrow \eta_{mesc} = \frac{V_6^2}{V_{6,is}^2} \quad [-]$$

- Diffusore (valida la (3.2) con pedice "diff" al posto di pedice "nozzle")

$$(3.7) \rightarrow \eta_n = \frac{h_{out,diff,is} - h_{in,diff}}{h_{out,diff} - h_{in,diff}} \quad [-]$$

Di conseguenza, nell'ugello e nel diffusore non è valida l'ipotesi di energia cinetica trascurabile (formula (3.2)), mentre invece è valida per l'intero componente poiché si considera V=0 m/s alle entrate e all'uscita dell'eiettore.

Per quanto riguarda i due principi della termodinamica descritti nelle formule (2.11) e (2.21) non vi sono variazioni di utilizzo di tali formule. Di conseguenza, partendo dalle condizioni iniziali descritte nella Tabella 3.5 qua sotto è possibile eseguire l'analisi energetica ed exergetica, eseguita usando il software EES da parte degli studiosi.

<i>Ground heat exchanger (GHX)</i>	
Inside diameter (mm)	9.5
Outside diameter (mm)	11.5
Number of loops	4
Ground temperature (°C)	6
The soil thermal conductivity (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	1
The pipe thermal conductivity (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	400
<i>Gas Cooler (GC)</i>	
The inside tube inside diameter (mm)	5
The inside tube outside diameter (mm)	7
The outside tube inside diameter (mm)	16
The pipe thermal conductivity (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	400
Length (m)	10
The inlet water temperature (°C)	50
The outlet water temperature (°C)	70
The inlet water mass flow rate (kg s ⁻¹)	0.096
<i>Compressor</i>	
Swept volume (cm ³ rev ⁻¹)	19.72
Speed (rpm)	3000

Tabella 3.6: Input della simulazione della PdCG-CO₂.

I risultati relativi agli stati termodinamici sono stati ottenuti seguendo alcune formule diverse rispetto a quelle utilizzate nel modello descritto nel Capitolo 2 per quasi tutti i componenti principali della PdC. Di seguito sono espresse le formule utilizzate in quest'analisi:

- Compressore

$$(3.8) \rightarrow \dot{m}_{ref} = V_{comp} * N * \eta_{comp} * \rho_{in,comp} \quad [kg/m^3]$$

$$(3.9) \rightarrow \eta_{comp} = -0.26 + 0.7952 * \left(\frac{p_{out,comp}}{p_{in,comp}} \right) - 0.2803 * \left(\frac{p_{out,comp}}{p_{in,comp}} \right)^2 + 0.0414 * \\ * \left(\frac{p_{out,comp}}{p_{in,comp}} \right)^3 - 0.0022 * \left(\frac{p_{out,comp}}{p_{in,comp}} \right)^4 \quad [-]$$

- Gas Cooler (GC) – “Metodo η -NTU” a tratti

$$(3.10) \rightarrow Q_i = \dot{m}_{ref} * c_{p,ref} * \Delta T_{ref,i} = \dot{m}_{water} * c_{p,water} * \Delta T_{water,i} \quad [kW]$$

Dove i è un singolo tratto della lunghezza del GC. Poiché è necessario conoscere anche la capacità termica dei due fluidi, che segue la prima delle equazioni scritte qua sotto, per l'utilizzo di questo metodo

$$(3.11) \rightarrow C_{fluido} = \dot{m}_{fluido} * c_{p,fluido} \quad \left[\frac{kW}{K} \right]$$

$$(3.10) \rightarrow Q_i = \eta_i * C_{fluido,min} * (T_{ref,i} - T_{water,i+1}) \quad [kW]$$

$$(3.12) \rightarrow \eta_i = \frac{1 - e^{-NTU_i * (1-K_i)}}{1 - K_i * e^{-NTU_i * (1-K_i)}} \quad [-]$$

Dove η_i è l'efficienza di un singolo tratto, NTU_i il relativo numero di unità di trasferimento e K_i è il rapporto tra la capacità termica minore e quella maggiore.

- Scambiatore col terreno (GHX) – “Metodo della Differenza Media Logaritmica” a tratti

$$(3.13) \rightarrow Q_j = \dot{m}_{ref,j} * (h_{ref,j+1} - h_{ref,j}) = U_j * A_j * \Delta T_{mL,soil-ref} \quad [kW]$$

Dove j è un singolo loop del GHX e $\Delta T_{mL,water}$ segue la Formula (2.13) con le ΔT al posto delle T e $U_j * A_j$ si calcola con:

$$(3.14) \rightarrow U_j * A_j = \frac{1}{A_j * \alpha_j} + \frac{\ln \frac{D_{out,GHX}}{D_{in,GHX}}}{2 * \pi * l_j * k_{wall}} + \frac{\ln \frac{2}{D_{out,GHX}}}{2 * \pi * l_j * k_{soil}} \quad \left[\frac{kW}{K} \right]$$

$$(3.15) \rightarrow Nu = \frac{\alpha_j * l_j}{k_{wall}} = 0,023 * Re_D^{0,8} * Pr^{0,4} \quad [-]$$

$$(3.16) \rightarrow Re_D = \frac{\rho_{CO_2} * V_{CO_2} * D_{in,GHX}}{\mu_{CO_2}} = \frac{4 * \dot{m}_{ref,j}}{\pi * D_{in,GHX} * \mu_{CO_2}} \quad [-]$$

$$(3.17) \rightarrow Pr = \frac{c_{p,CO_2} * \mu_{CO_2}}{k_{CO_2}} \quad [-]$$

Dove l_j la lunghezza di un singolo loop, α_j è il coefficiente convettivo della CO_2 in un singolo loop, espressa in $[W/(m^2 * K)]$, μ_{CO_2} è la viscosità dinamica della CO_2 , esprimibile in $[Pa * s]$, mentre le D e k sono i dati presenti nella Tabella 3.5 sotto la voce “Ground Heat Exchanger”. Re , Pr e Nu sono i numeri adimensionati di Reynolds, Prandtl e Nusselt necessari per l’analisi dello scambio di calore di tipo convettivo prevalente tra la CO_2 e la parete della tubazione interna.

L’equazione di Dittus-Boelter, la (3.15), lavora sotto le ipotesi di flusso turbolento completamente sviluppato, ossia con $Re_D > 10^4$ e con i vincoli sul numero di Prandtl pari a $0.7 < Pr < 100$.

Di seguito sono stati espressi gli stati termodinamici ed i risultati delle analisi energetiche ed exergetiche:

Num.	Name of element	Fluid	Phase	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	m(kg/s)
0		Refrigerant	Dead state	0	101.325	21.91	0.0756	
0*		water	Dead state	0	101.325	0.0613	0.00015	
Base								
1	Gom inlet	Refrigerant	Saturated vapor	2.00	3304	74.79	0.8826	0.0603
2	Gom outlet	Refrigerant	Gas	107.50	12,133	7.74	0.8493	0.0603
3	GC outlet	Refrigerant	Gas	56.25	11,785	140.60	1.2270	0.0603
4	EV outlet	Refrigerant	Mixture	1.13	3382	140.60	1.1280	0.0603
5	GC Water inlet	water	Liquid	50.00	107.3	209.40	0.7037	0.0960
6	GC Water outlet	water	Liquid	70.00	101.3	293.20	0.9552	0.0960
EJR								
1	Gom inlet	Refrigerant	Saturated vapor	2.00	3304	74.79	0.8826	0.0603
2	Gom outlet	Refrigerant	Gas	107.50	12,133	7.74	0.8493	0.0603
3	GC outlet	Refrigerant	Gas	56.25	11,785	140.60	1.2270	0.0603
4	Mixing section inlet	Refrigerant	Mixture	25.31	1666	180.00	1.2090	0.0767
5	Mixing section outlet	Refrigerant	Mixture	25.31	1666	149.80	1.0870	0.0767
6	EJR outlet	Refrigerant	Mixture	2.00	3304	125.40	1.0690	0.0767
7	Sep outlet	Refrigerant	Saturated liquid	2.00	3304	311.60	1.7560	0.0164
8	EV outlet	Refrigerant	Mixture	25.25	1669	311.60	1.7410	0.0164
9	GHX outlet	Refrigerant	Saturated vapor	25.31	1666	69.73	0.7643	0.0164
10	GC Water inlet	water	Liquid	50.00	107.3	209.40	0.7037	0.0960
11	GC Water outlet	water	Liquid	70.00	101.3	293.20	0.9552	0.0960

Tabella 3.7: Risultati flussi energetici della PdCG-CO₂.

Cycle understudy	COP	$\eta_f(\%)$	$L_{tot}(m)$	$\dot{I}_d(kW)$					Total
				Gom	GC	EV	EJR	GHX	
Base	1.293	22.93	108.8	2.702	0.3495	1.6370	-	0.1527	4.841
EJR	1.293	22.93	26.7	2.702	0.3495	0.0704	1.2280	0.4910	4.841

Tabella 3.8: Risultati componenti della PdCG-CO₂.

L’utilizzo delle equazioni dalla (3.15) alla (3.17) al fine di trovare le α_j sono state correttamente supposte; infatti, i risultati relativi vincoli delle (3.15) sono presenti sotto:

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi per i valori legati agli scambi convettivi (Tabella 3.9):

$Re_{\text{caso-base}}=4,658*10^5$	$Pr_{\text{caso-base}}=0,765$
$Re_{\text{caso-EJR}}=4,989*10^5$	$Pr_{\text{caso-EJR}}=0,766$

Il numero di Prandtl è ottenuto utilizzando i valori presenti nell'appendice A del libro di testo "Introduction to Heat Transfer" di Frank Incropera e David Dewitt o direttamente o utilizzando la Formula (3.16).

In questo caso il confronto energetico ed exergetico non risulta possibile poiché per utilizzare il refrigerante R744 è necessaria una componentistica che sia in grado di operare a pressioni molto alte e secondo l'azienda produttrice il ramo ad alta pressione in cui può lavorare la Nibe si trova in un range di pressioni corrispondente all'intervallo chiuso 16-30 [bar] mentre il ramo di bassa pressione può lavorare nell'intervallo chiuso 7-11 [bar], mentre in questa PdCG il cui studio è stato pubblicato nella rivista "Energy Conversion and Management" il ramo di bassa pressione lavora ad una pressione maggiore della possibile massima alta pressione della Nibe F1155.

3.1.3 – Terminali differenti dai ventilconvettori nel lato utenza

Una delle possibili modifiche può riguardare anche i terminali del lato utenza, specie nel caso che la PdCG sia usata per la climatizzazione di ambienti. Per capire l'efficacia di diversi terminali in relazione all'ambiente di scelta e alle prestazioni energetiche ed exergetiche dell'intero impianto sono stati esaminati due studi che esaminano terminali differenti dal ventilconvettore usato all'Energy Center.

- Il primo studio, condotto da Xiao Chen e Xiaoli Hao, analizza la climatizzazione, nel caso specifico il riscaldamento durante la stagione invernale, di un'area di 5420 m² di edifici residenziali nella città di Changsha, capitale della provincia Hunan nel sud della Cina. Il clima relativo a questo luogo è caratterizzato da inverni rigidi ed estati calde e da un'elevata umidità dell'aria specie durante la stagione fredda con medie mensili di 83% di umidità relativa.
- Il secondo studio, condotto da U. Akbulut, O. Acikgoz, O. Kincay e T.H. Karakoc, analizza la climatizzazione, nel caso specifico sia il riscaldamento durante la stagione invernale sia il raffrescamento durante la stagione estiva, di un'area di 82 m² (4 stanze da 8 m² e un ambiente comune di 50 m²) situato allo Yildiz Renewable Energy House della Yildiz Technical University nel distretto di Beşiktaş di Istanbul, Turchia.

Parte 1 – Radiatori a pavimento

Partendo con l'analisi del primo dei due sistemi sopra descritti, la Figura 3.7 sintetizza l'insieme di quattro sottosistemi, ossia il circuito di scambio di calore con il terreno, la PdC, il sistema di distribuzione del calore e i terminali, questi ultimi che sono il fulcro dell'analisi dello studio, che sono dei radiatori a pavimento.

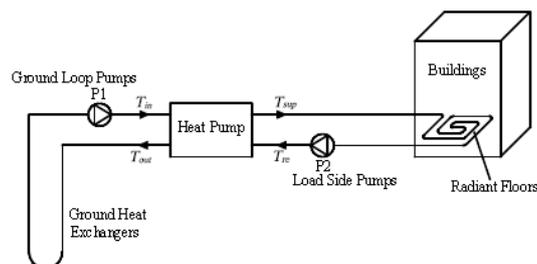


Figura 3.7: Schema della PdCG con radiatori a pavimento.

Oltre ai risultati sperimentali, ottenuti durante i test eseguiti il 6 gennaio 2013, presenti nella Tabella 3.9, presente sotto questo paragrafo è importante conoscere le condizioni al contorno. La profondità degli scambiatori di calore con il terreno è possibile fino a 60 m, ma il sensore di misura della temperatura del terreno, eseguita con un sensore Pt100 è situata a 30 m di profondità, la temperatura esterna T_0 è pari a 2,8°C, la rete di distribuzione del calore è distante 120 m rispetto al terminale e a ciò corrisponde per ipotesi una percentuale di perdita di calore γ_{hd} pari a 1,5%.

Measured Parameters	Average Value
Inlet temperature of the evaporator (°C)	9.2
Outlet temperature of the evaporator (°C)	6.1
Supply water temperature of the condenser (°C)	44.2
Return water temperature of the condenser (°C)	40
Flow rate of the circulating water in GHE (m ³ /h)	41.6
Flow rate of the hot water (m ³ /h)	40.3
Electric power of the heat pump (kW)	58.1
COP (Coefficient of Performance) of the heat pump	3.39
Electric power of the ground loop pumps (kW)	3.8
Electric power of the load side pumps (kW)	4.4
Ground temperature (°C)	16.9
Average outdoor air temperature (°C)	2.8
Average indoor air temperature (°C)	17.4

Tabella 3.10: Dati di input della PdCG con radiatori a pavimento.

Uno degli aspetti da sottolineare è quello dovuto all'ultimo dato della Tabella 3.9, ossia la temperatura che si vuole raggiungere, la T_{target} pari a 17,4 °C. Questa temperatura deve essere, in accordo con il China National Standard, minore di 2°C rispetto a quella prevista nel caso di utilizzo di fan coil come terminali. Infatti, in caso di ventilconvettori il target di temperatura $T_{target_fan-coil}$ sarebbe stato posto a 19,4 °C. Di conseguenza, si può prevedere già a priori un decremento percentuale di carico termico (Decrement Rate of Heating Load - DRHL) necessario per l'utenza. Il calcolo di tale percentuale è:

$$(3.18) \rightarrow DRHL = \frac{(T_{target_fan-coil} - T_0) - (T_{target_rad-floor} - T_0)}{(T_{target_fan-coil} - T_0)} \quad [-]$$

Il risultato di tale calcolo è pari al 12,05%, pertanto già a priori possiamo stabilire che a parità di condizioni di temperatura esterna e temperatura del terreno il carico necessario usando una serpentina al pavimento sarà inferiore rispetto a quello necessario con l'utilizzo di fan coil.

Grazie a questi dati sperimentali, è possibile ottenere come risultati quelli presenti nelle due Tabelle successive che sono rispettivamente i risultati derivanti dai due principi della termodinamica.

Sub systems	Exergy Efficiency (%)
Ground heat exchange system	24.63
Heat pump	45.66
Heat distribution system	85.47
Terminals (Radiant floors)	40.31

Tabella 3.11: Risultati Analisi Energetica della PdCG con Radiant Floor.

Parameter s	Calculated Value
Heat output of heat pump (kW)	195.7
Heat extraction rate from ground (kW)	150
COP (Coefficient of Performance) of the heat pump	3.39
Heating load of the buildings (kW)	192.8
Heat loss rate of heat distribution network (kW)	2.9

Tabella 3.12: Risultati Analisi Exergetica della PdCG con Radiant Floor.

Di conseguenza, usando le formule descritte in precedenza nel sottocapitolo 2.1, che sono le stesse presenti nella fonte, la quale utilizza come semplificazione il calore specifico dell'acqua a pressione costante c_p come costante per tutto l'arco dell'analisi pari a 4,186 kJ/(kg*K), diventa possibile calcolare anche i rendimenti complessivi dell'impianto usando le formule presenti nel Capitolo 2.

Di conseguenza i risultati delle prestazioni complessive di questa PdCG sono (Tabella 3.13):

$COP_{overall} = 2,91$	$\varepsilon_{II_princ_overall} = 14,88 \%$
------------------------	---

Poiché non è noto il fluido refrigerante è più complicato riuscire a fare un confronto come eseguito in precedenza. Pertanto, il confronto con la PdCG di riferimento di quest'analisi viene effettuato con la NIBE insieme al refrigerante utilizzato nel caso studio del Capitolo 2, ossia l'R407c.

Caso NIBE con refrigerante R407c, $Q_{load}=192,8$ kW e $T_0=2,8^\circ\text{C}$, ossia la temperatura dell'ambiente esterno (Tabella 3.14)

$COP_{Nibe} = 2,77$	$\varepsilon_{Nibe} = 19,84\%$	$Irr_{Nibe} = 47,501$ kW
---------------------	--------------------------------	--------------------------

Pertanto, il confronto tra le Tabelle 3.13 e 3.14 evidenzia che il ciclo più efficiente a livello exergetico è quello della Nibe F1155. Quest'ultimo risultato è prevedibile poiché la temperatura di target che i radiant floor devono far mantenere all'ambiente in esame è minore quindi il P della Tabella 2.1, numeratore nel calcolo delle efficienze exergetiche risulta minore e fa diminuire l'efficienza di secondo principio. A livello energetico risulta migliore il COP della PdCG con scambiatore a pavimento a causa del 12,05% di DRHL, con la minore temperatura necessaria per il riscaldamento.

Parte 2 – Radiatori a muro

Un'altra analisi che coinvolge tecnologie di terminali differenti rispetto al ventilconvettore è quella già accennata all'inizio di questo paragrafo presente a Istanbul. Questa PdCG presenta nel circuito dell'utenza un sistema di riscaldamento con circuiti situati sui muri anziché sul pavimento. Tale sistema verrà abbreviato nell'arco dell'analisi in WHS o WHC (Wall Heating System/Circuit).

Partendo dall'analisi del caso di raffrescamento estivo, la Figura 3.8 descrive lo schema dell'impianto e le direzioni dei suoi flussi. La lunghezza totale dello scambiatore di calore lato terreno risulta essere di 240 m ed è di tipo verticale con tubi composti in polietilene. Dal punto di vista del lato utenza invece sono presenti due circuiti ognuno con la sua pompa di circolazione. Tali circuiti sono separati da un tank di accumulo del calore di volume pari a 500 l.

Il periodo di raffrescamento analizzato usa i dati collezionati nel periodo dal 1° luglio al 31 agosto del 2010 e rimane attivo per un totale di circa 120 h ossia il 5% circa del tempo totale disponibile in questi mesi. Inoltre, solo due delle tre stanze da 8 m² sono raffreddate. L'ambiente comune non viene

raffreddato. La T_{target} nella modalità di raffreddamento è pari a 24°C. In tal modo è stata scelta una temperatura pari a 18°C all'ingresso dello scambiatore del WHC, anch'essi realizzati in polietilene.

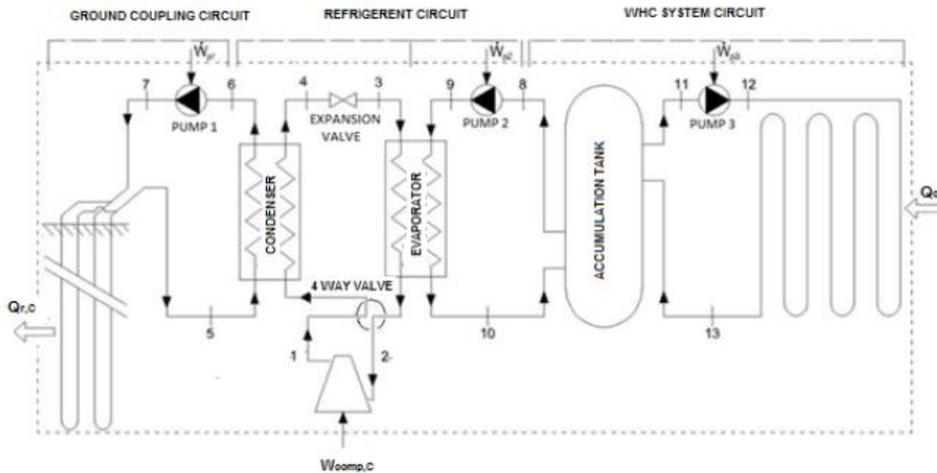


Figura 3.8: Schema impianto PdCG con WHS – Caso Raffreddamento

Come fluidi termovettori sono stati scelti l'acqua per il circuito lato terreno e lato utenza, mentre il refrigerante è l'R410a. Poiché $T_0 = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1 \text{ atm} = 101'325 \text{ kPa}$, i dati misurati e calcolati degli stati termodinamici necessari per l'analisi energetica ed exergetica sono quelli segnati nella Tabella 3.16 e sono valori medi stagionali.

No	Name of element	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	\dot{E}_x [kW]
0	Water (Dead state)	-	0.01	101.325	0.1032	4.279×10^{-6}	0
0	Refrigerant (Dead state)	-	0.01	101.325	439.18	2.0982	0
1	Compressor outlet/ condenser inlet	0.035	44.71	1668	450.21	1.81590	2.439
2	Evaporator outlet/compressor inlet	0.035	17.71	1113	431.75	1.83890	2.865
3	Evaporator inlet	0.035	10.87	1113	233.27	1.11490	2.194
4	Condenser outlet	0.035	21.08	1668	233.27	1.11680	2.176
5	Ground heat exchanger water outlet	0.44	20.80	257	87.27	0.30760	1.383
6	Ground heat exchanger water pump inlet	0.44	24.59	250	103.10	0.36110	1.918
7	Ground heat exchanger water inlet	0.44	24.63	300	103.30	0.36180	1.922
8	Water circulating pump inlet	0.57	17.66	250	74.14	0.26265	1.307
9	Water circulating pump outlet	0.57	17.70	300	74.31	0.26325	1.310
10	Heat pump outlet	0.57	14.53	298	61.05	0.21730	0.906
11	Accumulator tank outlet	0.27	17.91	250	75.19	0.26620	0.641
12	Heating water inlet	0.27	18.00	300	75.56	0.26750	0.645
13	Accumulator tank inlet	0.27	24.26	250	101.70	0.35660	1.138

Tabella 3.16: Risultati flussi energetici della PdCG con WHS – Raffreddamento

Seguendo le equazioni che descrivono i due principi della termodinamica e quelli che descrivono ogni componente si ottengono i risultati presenti in Tabella 3.17

No	Name of element	$\dot{E}_{x_{sp}}$ [kW]	$\dot{E}_{x_{sp}}$ [kW]	$\dot{E}_{x_{dest,k}}$ [kW]	η [%]	ϵ [%]
I	Overall system	1.892	0.567	1.325	74.85	29.9
II	GSH unit	1.470	0.535	0.935	80.76	36.4
III	Pump1	0.130	0.004	0.126	67.69	3.0
IV	Ground heat exchanger	0.539	0.436	0.103	100.00	80.9
V	Evaporator	0.404	0.263	0.141	91.91	65.1
VI	Compressor	1.066	0.426	0.640	60.60	40.0
VII	Expansion valve	2.194	2.176	0.018	100.00	99.2
VIII	Condenser	0.671	0.535	0.136	91.73	79.7
IX	Pump 2	0.130	0.003	0.127	74.54	2.7
X	Pump 3	0.130	0.004	0.126	76.85	3.1
XI	Accumulator tank	0.498	0.400	0.098	95.93	80.4
XII	WHCS	0.567	0.494	0.073	90.29	87.2

Tabella 3.17: Risultati Exergetici Componenti della PdCG con WHS – Raffreddamento

Seguendo le equazioni che descrivono i due principi della termodinamica e quelli che descrivono ogni componente si ottengono i risultati presenti in Tabella 3.20

No	Name of element	\dot{E}_{xP} [kW]	\dot{E}_{xp} [kW]	$\dot{E}_{x_{dest,k}}$ [kW]	η [%]	ε [%]
I	Overall system	2.254	0.496	1.759	67.36	22.0
II	GSHP unit	1.840	0.698	1.142	85.00	37.9
III	Pump1	0.092	0.001	0.091	70.75	1.1
IV	Ground heat exchanger	0.230	0.133	0.097	100.00	57.9
V	Evaporator	0.134	0.001	0.133	97.63	0.5
VI	Compressor	3.838	3.124	0.714	74.10	58.3
VII	Expansion valve	2.238	2.127	0.112	100.00	95.0
VIII	Condenser	0.886	0.708	0.183	91.65	79.3
IX	Pump 2	0.114	0.005	0.109	87.69	4.4
X	Pump 3	0.108	0.005	0.103	83.08	4.4
XI	Accumulator tank	0.708	0.620	0.088	91.73	87.6
XII	WHCS	0.625	0.496	0.129	86.61	79.4

Tabella 3.20: Risultati Componenti della PdCG con WHS – Riscaldamento

Al fine di una maggiore chiarezza sui risultati più utili ai fini della trattazione in corso, di seguito sono riportati i risultati principali della PdCG con sistema WHC nel caso invernale (Tabella 3.21).

$COP_{overall} = 2,76$	$\varepsilon_{overall} = 22,00 \%$	$Irr_{tot} = 1,759 \text{ kW}$
------------------------	------------------------------------	--------------------------------

Volendo confrontare i risultati energetici ed exergetici degli impianti che coinvolgono una diversa componentistica del circuito PdC, è necessario conoscere i valori di prestazioni della NIBE a parità di refrigerante e T_0 , in questo caso solo del circuito PdC:

Caso NIBE con refrigerante R410a e $T_0=0,01[^\circ\text{C}]$ e $Q_{load}=6,696 \text{ [kW]}$ (Tabella 3.22)

$COP_{Nibe} = 2,85$	$\varepsilon_{Nibe} = 22,21\%$	$Irr_{Nibe} = 1,616 \text{ kW}$
---------------------	--------------------------------	---------------------------------

Pertanto, il confronto tra le Tabelle 3.21 e 3.22 evidenzia che il ciclo più efficiente è per tutti e tre i parametri di confronto è quello relativo alla Nibe. I risultati differiscono soltanto a causa delle temperature che si riescono a generare nei circuiti lato terreno e lato utenza della Nibe che sono maggiori di quelle che si generano nella PdCG con WHC. La conseguenza di queste maggiori temperature alzano i livelli di alta pressione e anche della temperatura in uscita dal compressore che consente quindi una migliore prestazione energetica.

3.2 – Tecnologie ausiliarie e sistemi accoppiati

In tutte le PdCG precedentemente descritte l'elettricità necessaria al funzionamento dei suoi componenti caratterizzati da elementi in movimento, ossia turbopompe e compressore, non è mai stato specificato da dove venga fornita. Pertanto, è possibile ipotizzare che tale potenza elettrica sia stata prelevata dalla rete pubblica del paese in cui le varie PdCG sono state costruite.

Uno degli obiettivi dell'utilizzo di queste PdCG è, come già ampiamente detto, quello di poter sfruttare una risorsa di energia rinnovabile, quale è il calore fornito dal terreno, per ridurre il consumo delle risorse fossili al fine di produzione energetica per il consumo delle popolazioni, che causano

inquinamenti atmosferici e riscaldamento globali. Ma la produzione di energia elettrica è spesso effettuata grazie alla combustione di materiali fossili come serbatoio di energia primaria. Inoltre, il consumo di energia elettrica, specialmente la parte applicata al settore residenziale, è attualmente pari a circa un terzo della richiesta energetica globale e possiede ampi margini di aumento a causa dell'incremento demografico mondiale e dei miglioramenti negli standard di vita. Di conseguenza, è fondamentale migliorare e rendere maggiormente presenti i sistemi di produzione di energia elettrica che usano come fonti primarie quelle rinnovabili, quali possono essere sistemi con pannelli fotovoltaici, turbine a vento o celle a combustibile.

Sfruttando l'accoppiamento con tali tecnologie delle PdCG, queste ultime diventano sistemi ancora più ecosostenibili ed ecofriendly.

3.2.1 – Pannelli fotovoltaici accoppiati alla PdCG

Come già detto nel paragrafo precedente, tra le possibilità di accoppiamento di sistemi che utilizzano fonti rinnovabili con la PdCG può esserci l'utilizzo di pannelli fotovoltaici (PV) per la produzione di energia elettrica che verrà utilizzata per il funzionamento delle turbopompe presenti nei circuiti terreno ed utenza, del compressore della PdC e di eventuali sistemi ausiliari collegati all'impianto in questione. L'analisi di questo accoppiamento PV-PdCG viene effettuata tramite due differenti studi:

- Il primo è un'analisi ottenuta usando Matlab Simulink ed è effettuata da tre ingegneri russi per l'Institute of Engineering and Technology, South Ural State University, Russia. Questa ricerca scientifica è stata svolta grazie ad un prototipo di impianto presente in quell'università. L'obiettivo è sia l'analisi energetica che quella exergetica del solo circuito PdC.
- Il secondo studio è un'analisi ottenuta usando Engineering Equation Solver ed è effettuata da tre ingegneri iraniani per il dipartimento di ingegneria meccanica della University of Isfahan, Iran. Questa ricerca scientifica ha come principale scopo il confronto exergetico della PdCG quando essa ha la sua possibile locazione in tre differenti città iraniane caratterizzate da una differente altitudine. Le tre città sono:
 - Isfahan, con altitudine pari a 1590 m sul livello del mare.
 - Yazd, con altitudine pari a 1216 m sul livello del mare.
 - Shahrekord, con altitudine pari a 2061 m sul livello del mare.

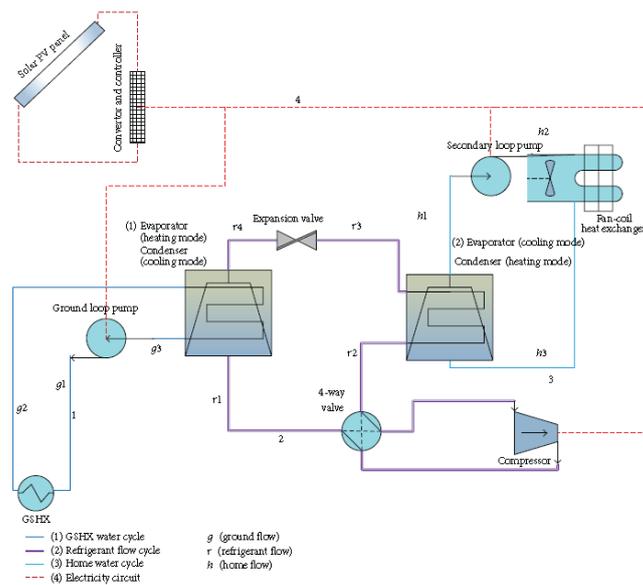


Figura 3.10: Schema impianto PdCG con accoppiamento di PVs.

In Figura 3.10 è presente uno schema semplificato valido per tutti i sistemi che presentano tale accoppiamento.

Partendo con la prima delle due analisi, l'impianto, oltre agli elementi descritti dalla Figura 3.10, possiede componenti accessori tipici degli impianti PdCG quali serbatoi di acqua calda e fredda, vasi di espansione e un riscaldatore elettrico, che sarà alimentato dall'elettricità prodotta dai PVs, utile per evitare eventuali problemi di temperatura all'uscita della PdCG lato utenza.

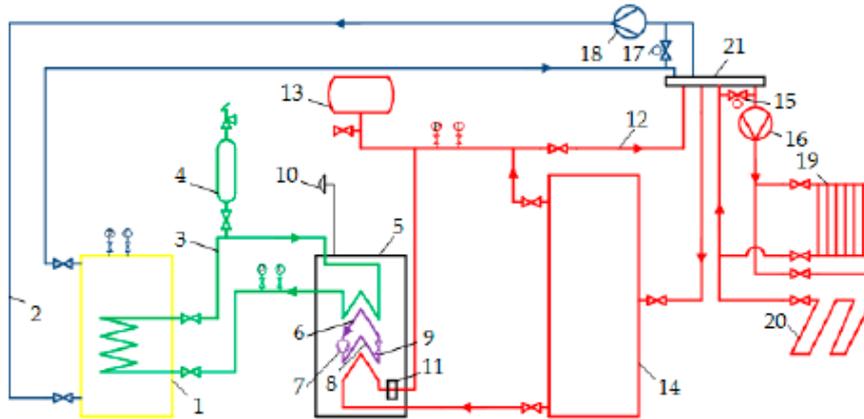


Figure 2. Scheme of a research heat pump plant. 1—cold water tank, 2—cold water loop, 3—propylene glycol loop, 4—expansion tank, 5—heat pump, 6—evaporator, 7—compressor, 8—condenser, 9—throttle valve, 10—temperature sensor, 11—electric heater, 12—heating floor, 13—membrane tank, 14—hot water tank, 15, 17—mixing valves, 16, 18—pumps, 19—heating radiator, 20—underfloor heat exchanger, 21—water collector.

Figura 3.11: Schema complessivo impianto PdCG con PVs – Caso Riscaldamento.

Il refrigerante utilizzato è noto come R407c ed i suoi differenti stati termodinamici sono ottenuti grazie a dei sensori di temperatura e pressione. Seguendo il grafico (i ; $\log(p)$) presente in Figura 3.11, dove i è l'entalpia, che caratterizza un ciclo termodinamico inverso a singola compressione quale è quello da analizzare per questa PdC è possibile ricavare i risultati sperimentali dei relativi stati termodinamici.

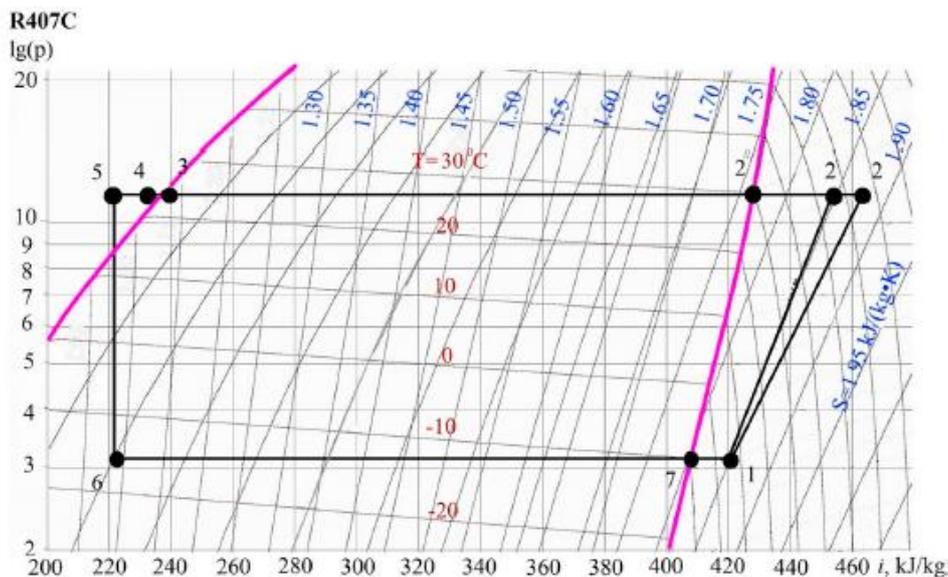


Figura 3.12: Diagramma Termodinamico della PdCG accoppiata con PVs.

Dal punto di vista delle pressioni nella PdC (Tabella 3.23):

$p_{eva} = 3,2 \text{ bar}$	$p_{cond} = 12,3 \text{ bar}$
-----------------------------	-------------------------------

Dal punto di vista delle temperature nella PdC e nel lato utenza (Tabella 3.24):

$T_3 = 28 \text{ °C}$	$T_7 = -7 \text{ °C}$	
$T_{w,in} = 41 \text{ °C}$	$T_{w,out} = 45 \text{ °C}$	
$T_1 = 8 \text{ °C}$	$T_2 = 60 \text{ °C}$	$T_4 = 25 \text{ °C}$

Inoltre, è possibile determinare altre temperature, quelle presenti nell'ultima riga della Tabella precedente, seguendo le ipotesi di condensatore in controcorrente unita al fatto che all'ingresso di quest'ultimo componente si vuole mantenere una differenza di temperatura di 15°C a favore del refrigerante in modo da raggiungere uno di scambio di calore ottimale tra i due fluidi, a detta degli autori dello studio. Una diminuzione di temperatura di 3°C, o anche di 5°C, rispetto alle condizioni di liquido saturo all'uscita del condensatore è data grazie alla presenza di un sub-cooler controllato da una valvola di controllo. È possibile anche determinare la temperatura all'ingresso del compressore, in quanto si deve garantire la sicurezza dell'operazione di compressione. Pertanto, l'R407c deve essere riscaldato fino 15°C rispetto al punto 7, che si presenta come vapore saturo secco.

Un'altra ipotesi è dovuta al fatto che per ottenere la temperatura voluta all'ingresso del compressore diventa necessario prelevare del calore necessario per trasformare il vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore tramite un nuovo fluido o utilizzando quello presente in altre parti dell'impianto complessivo. La scelta ricade nell'utilizzo di un rigeneratore che coinvolge i punti 7 e 1 per il lato caldo e 3 e 4 per il lato freddo. Di conseguenza, supponendo il rigeneratore adiabatico:

$$h_5 - h = h_1 - h_7$$

Dove le h sono le entalpie specifiche segnate nelle successive Tabelle con la lettera "i". I risultati dell'analisi energetica ed exergetica degli stati termodinamici sulla base di queste ipotesi sono spiegati nelle due Tabelle successive.

Argument	Formula/Method of Determination	Value	Unit of Measurement
Enthalpy of dry saturated gas leaving the evaporator	i_7 according to i-s diagram	407	kJ/kg
Enthalpy of superheated gas at compressor inlet	i_1 according to i-s diagram	420	kJ/kg
Enthalpy of superheated gas at the compressor outlet subject to adiabatic compression	i_2' according to i-s diagram	455	kJ/kg
Adiabatic compression work in compressor	$l_a = i_2 - i_1$	35	kJ/kg
Pressure ratio	$\lambda = p_{con}/p_0$	4	-
Compressor internal efficiency	η_k , according to [12]	0.75	-
Compressor internal work	$l_i = l_a / \eta_i$	46.7	kJ/kg
Enthalpy of superheated gas at the compressor outlet subject to polytropic compression	i_2 according to i-s diagram	466.7	kJ/kg
Enthalpy of dry saturated gas in a condenser (beginning of vapor condensation)	i_2' according to i-s diagram	420	kJ/kg
Enthalpy of saturated liquid (end of vapor condensation)	i_3 according to i-s diagram	240	kJ/kg
Enthalpy of supercooled liquid	i_4 according to i-s diagram, at the intersection of isobar p_3 and isotherm $t_4 = 25 \text{ °C}$	237	kJ/kg
Enthalpy behind the regenerative heater (in front of the control valve)	$i_5 = i_4 + i_1 - i_7$	224	kJ/kg
Enthalpy behind the control valve (after throttling)	i_6 according to i-s diagram, at the intersection of isobar p_1 and isoenthalpe $i_6 = 224 \text{ kJ/kg}$	224	kJ/kg

Tabella 3.25: Entalpie degli stati termodinamici della PdC.

Usando come valori d'ingresso temperature e pressioni o entalpie in mancanza di una delle due caratteristiche prima citate e conoscendo temperatura e pressione di riferimento pari rispettivamente a $T_0 = 300 \text{ K} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ è possibile ottenere le altre variabili di stato.

Points in the Cycle	Argument				Refrigerant Condition	Point Number	Exergy e , kJ/kg
	p , Bar	t , $^\circ\text{C}$	v , m^3/kg	s , kJ/kg·K			
-							
1	3,2	8	0.08	1.845	Superheated gas	1	24.190
2'	12,3	50	0.024	1.845	Superheated gas	2	68.496
2	12,3	60	0.025	1.854	Superheated gas	3	30.656
2''	12,3	30	0.022	1.77	Drysaturated gas	4	30.050
3	12,3	28	0.0010	1.144	Saturated liquid	5	19.444
4	12,3	25	0.00084	1.135	Subcooled liquid	6	18.912
5	12,3	17	0.00082	1.126	Subcooled liquid	7	20.766
6	3,1	-15	0.0105	1.128	Wetsaturated gas		
7	3,1	-10	0.07	1.809	Drysaturated gas		

Tabella 3.26: Valori delle altre variabili degli stati termodinamici della PdC.

Di conseguenza, tramite l'applicazione dei primi due principi della termodinamica si giunge ai risultati segnati in Tabella 3.27, che riguarda solamente la PdC (non i PVs).

Argument	Formula/Method of Determination	Value	Unit of Measurement
Specific heat input in the evaporator	$q_{ev} = i_1 - i_6$	183	kJ/kg
Specific heat rejected by condenser	$q_{con} = i_2 - i_3$	226.7	kJ/kg
Specific heat output	$q_h = q_{con} + q_{cc}$ q_{cc} —the amount of heat given off in the condensate cooler	229.7	kJ/kg
Heat output	$Q_h = G_w \cdot C_p \cdot \rho \cdot (t_{out} - t_{in}) / \eta_m$ G_w —coolant volume flow rate (heated water), C_p , ρ —heat capacity and density of water, η_m —heat transfer efficiency through the walls of the condenser	4.659	kW
Refrigerant mass flow rate	$G_{ref} = Q_h / q_h$	0.02028	kg/s
Volumetric compressor capacity	$V_0 = G_{ref} \cdot v_1$	0.001625	m^3/s
Specific volumetric heating capacity	$q_v = Q_h / V_0$	2862.9	kJ/ m^3
Condenser thermal load	$Q_{con} = G_{ref} \cdot q_{con}$	4.598	kW
Condensate cooler thermal load	$Q_{cc} = G_{ref} \cdot q_{cc}$	0.0608	kW
Evaporator thermal load	$Q_e = G_{ref} \cdot q_{ev}$	3.7112	kW
Compressor power	$N_c = G_{ref} \cdot i_1$	0.9065	kW
Mechanical efficiency of the compressor	$\eta_m = 0.98 - 0.008 \times$ $\times p_{com} / p_{comin}$	0.949	-
The shaft power of the compressor	$N_{sh} = N_c / \eta_m$	0.9552	kW
Electric efficiency of the compressor	$\eta_e = 0.97 - 0.02 \times$ $\times p_{com} / p_{comin}$	0.893	-
Power at motor terminals	$N_e = N_{sh} / \eta_e$	1.0697	kW
Additional power for own needs	$\Delta N = 0.035 + 0.015 \cdot N_e$	0.0510	kW
Coefficient of performance	$COP = Q_h / (N_e + \Delta N)$	4.136	-
Specific energy costs for heat generation	$\Delta W = 1 / COP$	0.2418	-
The average temperature of a low-grade heat source	$T_{l}^{av} = \frac{T_{l,hot} - T_{l,cold}}{\ln \frac{T_{l,hot}}{T_{l,cold}}}$	272.9	K
Exergy temperature of low potential energy source	$\tau_l = 1 - T_{env} / T_{l}^{av}$	0.0253	-
Specific exergy given off by a low-grade energy source in the evaporator	$e_l = \tau_l \cdot q_{ev}$	4.63	kJ/kg
Average temperature of a high potential heat source	$T_{h}^{av} = \frac{T_{h,hot} - T_{h,cold}}{\ln \frac{T_{h,hot}}{T_{h,cold}}}$	315	K
Exergy temperature of a high potential energy source	$\tau_h = 1 - T_{env} / T_{h}^{av}$	0.155	-
Specific exergy obtained by a high potential energy source in a condenser and condensate cooler	$e_h = \tau_h \cdot q_h$	35.6	kJ/kg
Specific exergy of electricity consumed by an electric motor	$e_e = \frac{N_e}{G_{ref}}$	52.75	kJ/kg
Exergy efficiency of the heat pump	$\eta_e = \frac{e_h}{e_l + e_e}$	0.62	-

Argument	Formula/Method of Determination	Value, kJ/kg
External specific exergy losses in the compressor and electric motor caused by mechanical friction	$\Delta e_{com}^{ext} = W - l_i$ $W = \frac{N_e}{G_{ref}} = e_e$	5.8
Internal specific exergy losses in the compressor caused by the irreversibility of the refrigerant compression process	$\Delta e_{com}^{int} = T_0 \cdot (s_2 - s_1)$	2.349
Specific exergetic losses in the evaporator	$\Delta e_{ev} = e_l - [q_{ev} - T_0 \cdot (s_7 - s_6)]$	2.776
Specific exergy losses in the condenser and subcooler	$\Delta e_{con} = [q_h - T_0 \cdot (s_2 - s_4)] - e_h$	3.378
Specific exergetic losses in the heat exchanger	$\Delta e_{the} = T_0 \cdot (s_1 - s_7 - s_4 + s_5)$	7.182
Specific exergy losses during throttling in the control valve	$\Delta e_{cv} = T_0 \cdot (s_6 - s_5)$	5.32
The sum of specific exergy losses in the heat pump	$\Sigma \Delta e = \Delta e_{com}^{ext} + \Delta e_{com}^{int} + \Delta e_{ev} + \Delta e_{con} + \Delta e_{the} + \Delta e_{cv}$	24.029

Tabella 3.27: Risultati energetici ed exergetici dei componenti della PdC.

Poiché risultano assenti dati e risultati degli altri circuiti e del sistema PV accoppiato ad esso questo studio può essere utilizzato soltanto per valutare i risultati del circuito PdC al fine di conoscere se le irreversibilità generate nel circuito PdC sono maggiori nel caso di energia elettrica autoprodotta.

Pertanto, è possibile confrontare l'analisi energetica ed exergetica tra questa PdCG accoppiata con PVs e quella già analizzata nei due capitoli precedenti. Riassumendo questi risultati (Tabella 3.28):

$COP_{PdC \text{ con PVs}} = 4,14$	$\epsilon_{PdC \text{ con PVs}} = 62,04\%$	$Irr_{PdC \text{ con PVs}} = 0,487 \text{ kW}$
------------------------------------	--	--

Caso NIBE, analizzando solo il circuito PdC, con refrigerante R407c, $Q_{cond}=4,598 \text{ [kW]}$ e $T_0=23[^\circ\text{C}]$ (Tabella 3.29)

$COP_{PdC \text{ Nibe}} = 3,81$	$\epsilon_{PdC \text{ Nibe}} = 36,74\%$	$Irr_{PdC \text{ Nibe}} = 0,722 \text{ kW}$
---------------------------------	---	---

Pertanto, il confronto tra le Tabelle 3.28 e 3.29 evidenzia che il ciclo termodinamico più efficiente sia a livello energetico che exergetico che di irreversibilità generate è ottenuto dal circuito PdC che autoproduce elettricità per il compressore. È possibile quindi dire che l'utilizzo dei pannelli fotovoltaici ha un effetto positivo sul ciclo PdC, sebbene a livello di costi l'installazione di un maggior numero di componenti è sicuramente aumentato.

La seconda analisi, invece, presenta problematiche opposte rispetto a quella appena svolta, ossia sono ben analizzati i circuiti lato terreno e lato utenza mentre è carente di dati, soprattutto dal punto di vista energetico il circuito PdC. Infatti, le condizioni iniziali, presenti in Figura 3.13, che rispettano le ipotesi già presenti nella descrizione del modello presente nel Capitolo 2, non sono sufficienti per l'identificazione dei valori del circuito PdC, che è il più importante. Le efficienze meccaniche ed elettriche relative al compressore sono pari a 80% e 70% rispettivamente.

Parameter	Value
<i>General parameters</i>	
Design temperature	22.5 (°C)
Dead state temperature	10 (°C)
Ground temperature	17 (°C)
Thermal load	10.1 (kW)
Solar irradiance	0.2 (kW m ⁻²)
Battery efficiency	70%
Power conversion efficiency	18%
<i>GSHX parameters</i>	
Working fluid	Water
Inlet temperature	5 (°C)
Outlet temperature	15 (°C)
Soil resistance	230 (kW ⁻¹ m ² C)
Ground pump efficiency	80%
Ground heat exchanger efficiency	80%
<i>Heat pump parameters</i>	
Evaporator pressure	200 (kPa)
Condenser pressure	800 (kPa)
Refrigerant	R-134a
Condenser efficiency	80%
Evaporator efficiency	80%
Compressor efficiency	80%
Expansion valve efficiency	80%
<i>Room heater parameters</i>	
Working fluid	Water
Inlet temperature	20 (°C)
Outlet temperature	30 (°C)
Fan-coil heat exchanger efficiency	80%
Fan-coil pump efficiency	80%

Figura 3.13: Condizioni iniziali della PdCG-PVs iraniana.

Al fine di ottenere dei valori necessari per le analisi energetica ed exergetica che coinvolgono anche il circuito PdC, sono state aggiunte alle ipotesi già citate nel paragrafo precedente alla Figura 3.13 quelle spiegate nel paragrafo successivo alla Tabella 3.24, a cui poi sono state applicate le formule presenti nel modello del Capitolo 2.

Partendo dai dati già presenti, è possibile conoscere i valori del liquido saturo e del vapore saturo secco alle pressioni già note nonché l'ambiente di riferimento (Tabella 3.29).

Valori curve limite	p [bar]	T [°C]	h_liq [kJ/kg]	s_liq [kJ/(kg*K)]	h_vap [kJ/kg]	s_vap [kJ/(kg*K)]
BASSA PRESSIONE	2	-10,08	186,59	0,9502	392,65	1,7331
ALTA PRESSIONE	8	31,28	243,56	1,1500	415,41	1,7137

Dead State	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]
R134a	1,013	10	411,97	1,8570

Grazie alle ipotesi dell'altra PdCG con accoppiamento PVs (Tabella 3.30).

Stato Termodinamico	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
Eva,out/comp,in	2	4,92	405,39	1,7805	-	15,079
"Comp,out isoentropico"	8	51,48	436,36	1,7805	-	46,055
Comp,out/cond,in	8	59,17	444,11	1,8041	-	47,117
cond,out/VL,in	8	26,28	236,37	1,1257	-	31,470
VL,out/eva,in	2	-10,08	236,37	1,1393	24,16	27,611

Analogamente sono stati ottenuti i risultati per i componenti, ottenuti grazie all'ipotesi di c_p dell'acqua costante e pari a 4,186 kJ/(kg*K) e calcolati di seguito a quelli delle portate dei flussi nei tre diversi circuiti. Infatti, esse sono state ottenute grazie all'unico dato disponibile ossia il carico richiesto dall'utenza per il condizionamento dell'ambiente. Quindi, è stata ottenuta per prima la portata del lato utenza, poi grazie all'equazione (2.11) quella del lato PdC ed infine quella del lato terreno. Di seguito i risultati (Tabella 3.31).

Componenti	Q [kW]	W [kW]	T_ref [°C]	Irr [kW]	Lato Fluido	\dot{m} [kg/s]
Fan Coil	<i>10,100</i>	-	<i>22,5</i>	0,208		
Condensatore	-	-	-	0,444	Utenza	0,302
Compressore	-	2,353	-	0,406	PdC	0,061
Valvola di Laminazione	-	-	-	0,235	Terreno	0,245
Evaporatore	-	-	-	0,951		
Ground Heat Exchanger	9,684	-	<i>17</i>	0,293		
TOTALE	-	-	-	2,536		

Le scritte che presentano i caratteri in corsivo in Tabella 3.31 sono i dati già precedentemente presenti in Figura 3.13. Le ipotesi supposte al fine di risolvere il circuito PdC sono da ritenersi valide. Infatti, poiché quest'analisi viene effettuata nel mese di gennaio, i grafici presenti in Figura 3.14, che rappresentano i risultati dell'analisi degli studiosi sia dal punto di vista percentuale che globale delle irreversibilità dei componenti sono molto simili in entrambi i punti di vista.

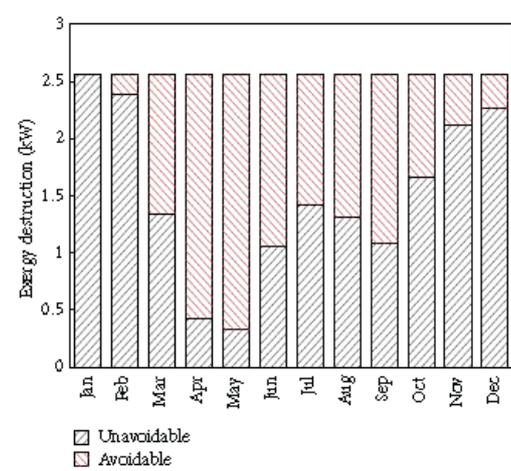
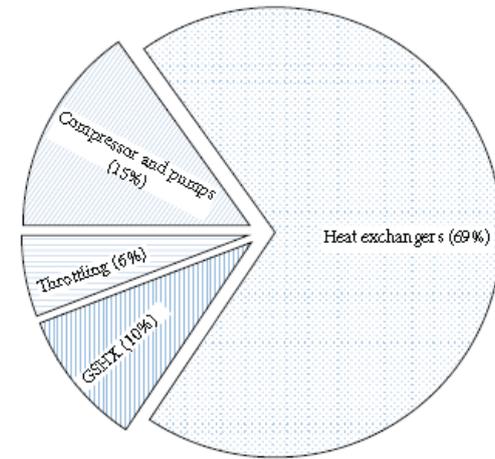


Figura 3.14: Risultati gennaio e totali della PdCG-PVs iraniana.

Al fine di analizzare tutto l'impianto è necessario conoscere anche le leggi che regolano il funzionamento dei PVs, sia che servano come backup che come fonte primaria di energia elettrica. Poiché come ovvio la fonte primaria è l'energia di tipo radiativo che emette il sole è necessario conoscere la sua irradianza tramite valore annuale globale, come presente in Figura 3.13, o meglio ancora il suo irraggiamento nell'arco dell'anno che, come è mostrato in Figura 3.15, è dato in valori medi mensili, che sono più utili e precisi per l'analisi che verrà effettuata per il dimensionamento dell'area dei PVs.

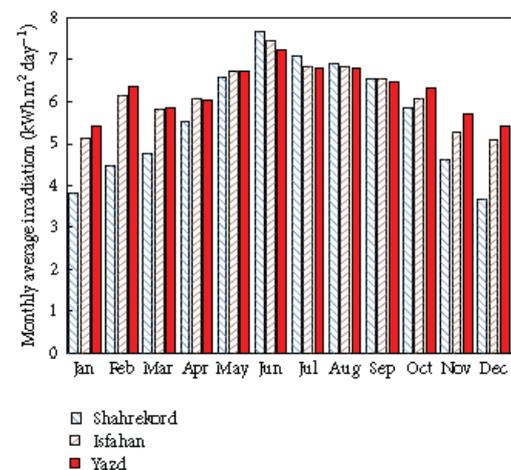


Figura 3.15: Valori irraggiamento medi per le tre città iraniane.

Partendo dall'energia e dall'exergia termica solare che può fornire il sole ai PVs, le formule sono:

$$(3.19) \rightarrow \dot{Q}_{solar} = G_s * A_{PV} \quad [KW]$$

$$(3.20) \rightarrow \dot{\Phi}_{solar} = \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 \right] * G_s * A_{PV} \quad [kW]$$

$$(3.21) \rightarrow Irr_{PV} = \dot{\Phi}_{solar} - W_{PV}$$

Dove la $\dot{\Phi}$ rappresenta il flusso exergetico ed è concettualmente simile al primo termine del primo membro della formula (2.21), G_s rappresenta l'irradianza solare [kW/m^2], A_{PV} l'area dei pannelli fotovoltaici [m^2] e T_{sun} la temperatura del sole pari a 5777 [K].

Poiché il valore dell'irradianza solare presente in Figura 3.13 non è quello utile in quest'analisi c'è bisogno di trovare il valore di irradianza desiderato tramite formule apposite che coinvolgano il valore di irraggiamento H_{mens} che è presente in Figura 3.15 riguardo a gennaio nella città di Ishafan pari a 5.15 [kWh/m^2]. Tale formula è la seguente:

$$(3.22) \rightarrow I_{mens} = \int_{alba}^{tramonto} G_{tot} * dt = G_{tot} * \Delta t_{giorno} \quad \left[\frac{kWh}{m^2} \right]$$

Il valore di Δt_{giorno} dipende dalla posizione del luogo sul globo terrestre e dal periodo dell'anno in analisi al momento del calcolo di questo valore. Infatti:

$$(3.23) \rightarrow \Delta t_{giorno} = \frac{2 * \omega_{sun}}{15} \quad [h]$$

$$(3.24) \rightarrow \omega_{sun} = \arccos(-\tan\Phi * \tan\delta)$$

Dove ω_{sun} è l'angolo solare al sorgere ed al tramontare del sole, Φ rappresenta la latitudine del luogo, nel nostro caso Isfahan, in Iran, presa positiva se nell'emisfero boreale e δ la declinazione solare, ossia l'angolo formato dalla retta Terra-Sole e il piano meridiano dell'equatore terrestre. Quest'ultimo valore segue la formula:

$$(3.25) \rightarrow \delta = 23,45 * \sin\left(360 * \frac{284 + d}{365}\right) \quad [^\circ]$$

Dove d è il giorno dell'anno rispetto al quale si vuole fare il calcolo. Poiché il valore che si vuole trovare è relativo all'intero mese di gennaio, l'approssimazione più corretta è quella di utilizzare il giorno centrale di gennaio ossia il sedicesimo giorno del mese. Pertanto, $n=16$.

Di seguito sono riportati i valori fino al raggiungimento della grandezza G_{tot} (Tabella 3.32):

$\Phi=+32,65^\circ$	$\delta_{16 \text{ genn}}=-21,10^\circ$	$\omega_{sun}=75,69^\circ$	$\Delta t_{giorno}=10,09 \text{ h}$	$G_{tot}=0.510 \text{ kW/m}^2$
---------------------	---	----------------------------	-------------------------------------	--------------------------------

Ma G_{tot} non è la quantità di irradianza solare che colpisce la superficie totale dei PVs, ma quella totale disponibile. Pertanto, per trovare G_s è necessario conoscere anche l'angolo di tilt rispetto al terreno dei PVs. Secondo Michael Boxwell, autore del Solar Electricity Handbook, edizione del 2017, usato come fonte dagli studiosi di quest'analisi, l'angolo di tilt ottimale per tutto l'arco dell'anno è pari a:

$$(3.26) \rightarrow \theta = 90 - \Phi \quad [^\circ]$$

$$(3.27) \rightarrow G_s = G_{tot} * \cos \theta$$

Di conseguenza $G_s=0.275$ [kW/m²]. Per ottenere il valore dell'area necessaria al sostentamento della PdCG, tutte le potenze elettriche spese tra le pompe di circolazione e il compressore vengono riunite in quest'ultimo componente. Seguendo la Formula (2.20) si ottiene $W_{el,comp}=W_{el,tot}=4,202$ kW.

Il battery storage presente nell'impianto ha il compito di modulare l'elettricità che si genera nell'arco dell'anno accumulando elettricità nei periodi in cui la produzione elettrica dei PVs è eccessiva. Nel mese in esame, ossia gennaio, il carico richiesto eccede quello che può fornire il battery storage; pertanto, una parte dell'elettricità necessaria viene presa dalla rete. Poiché dalla Figura 3.13 l'efficienza del battery storage è pari a 0,7 e la power conversion efficiency è pari a 0,18 allora:

$$(3.28) \rightarrow W_{PV} = W_{el,tot} * \eta_{battery} = 2,941 \text{ [kW]}$$

$$(3.29) \rightarrow \eta_{PCE} = \frac{W_{PV}}{\dot{Q}_{solar}} \quad [-]$$

In questo modo si ottiene $\dot{Q}_{solar}=16,342$ [kW] e usando la Formula (3.19) si ottiene $A_{PV}=59,43$ [m²].

Analogamente, grazie alla Formula (3.21) si ottiene $Irr_{PV}=12,334$ kW.

Passando al dimensionamento della lunghezza necessaria del GHX, si utilizza la Formula (2.12), che, poiché secondo la Figura 3.13 $R_{soil}=230$ [m*K/kW] dà come risultato $l_{GHX}=253,473$ [m].

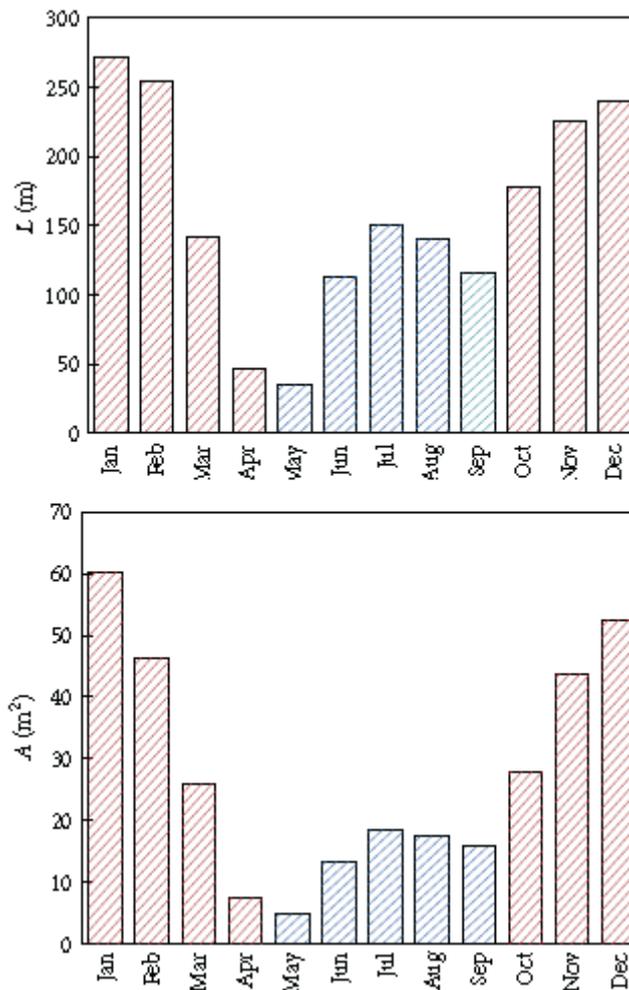


Figura 3.16: Dimensionamento minimo A_{PV} e l_{GHX} della PdCG-PV.

Poiché i risultati ottenuti non differiscono troppo dai risultati teorici dello studio, è possibile dire che le ipotesi utilizzate per il circuito PdC sono corrette.

Poiché le irreversibilità dovute al sistema PV sono sia dovute ai PVs che alla conversione dell'energia da radiante del sole ad elettrica, e poiché quelle dovute ai PVs sono state calcolando seguendo la Formula (3.21), le irreversibilità dovute a

$$(3.30) \rightarrow Irr_{PCE} = \dot{Q}_{solar} - \dot{\Phi}_{solar} = 1,067 [kW]$$

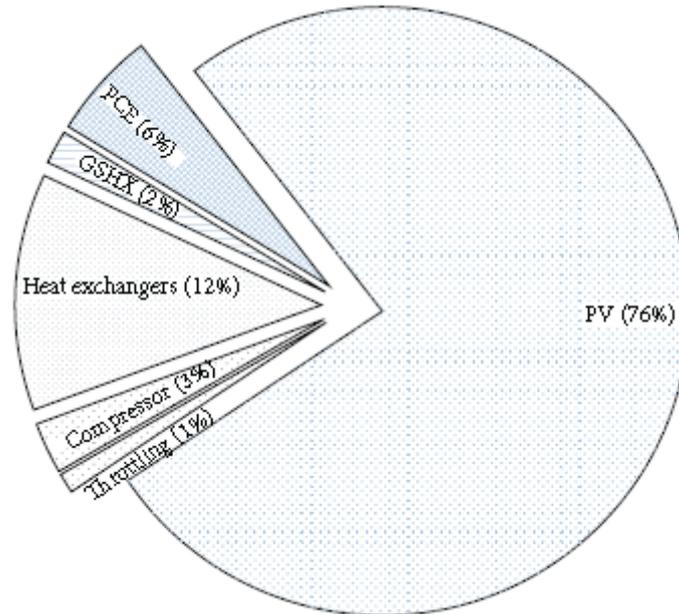


Figura 3.17: Percentuali delle irreversibilità della PdCG-PV.

Di conseguenza, utilizzando le Formule (2.19) e (2.24) e sommando tutte le irreversibilità ottenute si ottiene (Tabella 3.33):

$COP_{overall} = 4,29$	$\epsilon_{overall} = 8,07 \%$	$Irr_{tot} = 15,937 \text{ kW}$
------------------------	--------------------------------	---------------------------------

Caso NIBE con refrigerante R134a, $Q_{load}=10,1 \text{ kW}$ e $T_0=10^\circ\text{C}$ (Tabella 3.34)

$COP_{Nibe} = 2,87$	$\epsilon_{Nibe} = 22,40 \%$	$Irr_{Nibe} = 2,414 \text{ kW}$
---------------------	------------------------------	---------------------------------

Pertanto, il confronto tra le Tabelle 3.33 e 3.34 evidenzia che il ciclo più efficiente a livello energetico è quello con l'accoppiamento tra la PdCG e i pannelli fotovoltaici, come già prevedibile dal risultato del primo confronto con le Tabelle 3.28 e 3.29 sul solo circuito PdC. L'ulteriore conferma di un miglior utilizzo dell'energia accoppiando due sistemi che sfruttano una fonte di energia rinnovabile è il risultato del confronto delle Tabelle 3.33 e 3.34 attualmente analizzate. Dal punto di vista energetico e delle irreversibilità generate l'impianto migliore risulta essere quello senza l'accoppiamento dei due sistemi, quindi quello della Nibe F1155. Ciò risulta vero poiché è possibile osservare grazie alla Figura 3.17 che la percentuale delle irreversibilità generate dal sistema dei pannelli fotovoltaici è pari a circa $\frac{3}{4}$ del totale, senza contare la conversione di elettricità da DC ad AC. Infatti, gli altri componenti, quelli della PdCG generano un totale di 2,536 [kW] risultato molto simile a quello della PdCG della Nibe. ϵ risulta minore nel caso dell'accoppiamento a causa del valore di conversione $\eta_{PCE}=0,18$, che è un valore molto basso ma è caratteristico per i pannelli fotovoltaici.

CAPITOLO 4 – PdCG accoppiata con Solare Termico

Nel capitolo conclusivo di questa tesi l'obiettivo è quello di analizzare i potenziali benefici dal punto di vista delle prestazioni energetiche ed exergetiche conseguenti all'accoppiamento di un impianto solare termico con la PdCG analizzata nel Capitolo 2. Uno di questi benefici è dato dalla possibilità di accumulare nel terreno il calore prodotto dall'impianto solare termico durante la stagione estiva, per poi utilizzarlo in parte durante la stagione invernale. Questo metodo di immagazzinamento del calore viene chiamato STES (Seasonal Thermal Energy Storage) e può essere utilizzato grazie a tecnologie di accumulo termico a calore sensibile (Esempio: tramite accumuli basati su sistemi a terreno), a calore latente (Esempio: tramite specifici materiali organici) o chimico (Esempio: metalli idrati che effettuano reazioni di thermal-sorption). (Fonte: [Enea – Sistemi di accumulo termico di tipo stagionale in reti energetiche distribuite](#)).

Come è possibile notare dal confronto delle Q_{room} , calore medio giornaliero utile prodotto durante la stagione di riscaldamento invernale o sottratto durante la stagione di raffrescamento estivo, presenti rispettivamente in Tabella 4.1 e 4.2, la PdCG in esame evidenzia un maggiore effetto utile nella stagione estiva, quando attiva.

Tabella 4.1 – Riscaldamento invernale (Periodo dal 24/10/2019 al 30/10/2019)

$\dot{Q}_{room,min}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,max}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,medio}$ [kW]	t_PdCG,utilizzo [h]		
0,789	1,394	0,907	Max=7,84	Min=3,24	Medio=4,86

Tabella 4.2 – Raffrescamento estivo (Periodo dal 16/06/2020 al 26/06/2020)

$\dot{Q}_{room,min}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,max}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,medio}$ [kW]	t_PdCG,utilizzo [h]		
0,950	1,193	1,066	Max=24	Min=9,80	Medio=21,63

Da queste tabelle risulta che la PdCG agisce con maggiore efficacia durante la stagione estiva, sia dal punto di vista della durata dei periodi di funzionamento che per l'effetto utile per l'utenza.

L'obiettivo dell'accoppiamento solare con la PdCG in esame sarà principalmente quello di migliorare i benefici dell'utenza durante la stagione invernale al fine di raggiungere un doppio beneficio, ossia:

- Prolungare i periodi di utilizzo della PdCG durante la stagione di riscaldamento.
- Aumentare la produzione di calore utile all'utenza, col fine di coprire più frequentemente i carichi termici richiesti per il riscaldamento di ambienti, specie nei giorni più freddi nei quali si avranno picchi di richiesta energetica maggiori da parte dell'utenza.

Con il conseguimento di questi due obiettivi si renderebbero meno necessari, se non addirittura superflui, altri sistemi che parallelamente conseguono al riscaldamento degli ambienti.

L'impianto solare termico è costituito, come si può vedere dalla Figura 4.1 dove è mostrata la sua configurazione più semplice, da tre componenti, due circuiti e un sistema ausiliario necessario a garantire la continuità dell'operabilità dell'impianto anche in caso di impossibilità di produzione di calore a causa dell'indisponibilità della fonte energetica solare. I componenti sono pannello solare, serbatoio e pompa di circolazione per consentire il movimento del fluido termovettore all'interno del circuito con il pannello solare, chiamato circuito primario. Il circuito secondario è invece raffigurato aperto in quanto il collegamento impiantistico con l'utenza può differire da situazione a situazione, sia nel caso di circuito esistente sia nel caso di nuova costruzione. Il fluido presente all'interno del circuito primario deve possedere le stesse caratteristiche del fluido utilizzato nel circuito lato terreno della PdCG; quindi, deve essere un fluido con un punto di congelamento ad una temperatura minore

di 0 [°C] oltre a non essere nocivo per la salute umana e ambientale, quindi essere biodegradabile. Di conseguenza, il fluido che percorre questo circuito sarà coincidente con la soluzione acqua-glicole propilenico al 25% (H₂O 75% - C₃H₈O₂ 25%) già esaminata per il suddetto circuito lato terreno della PdCG.

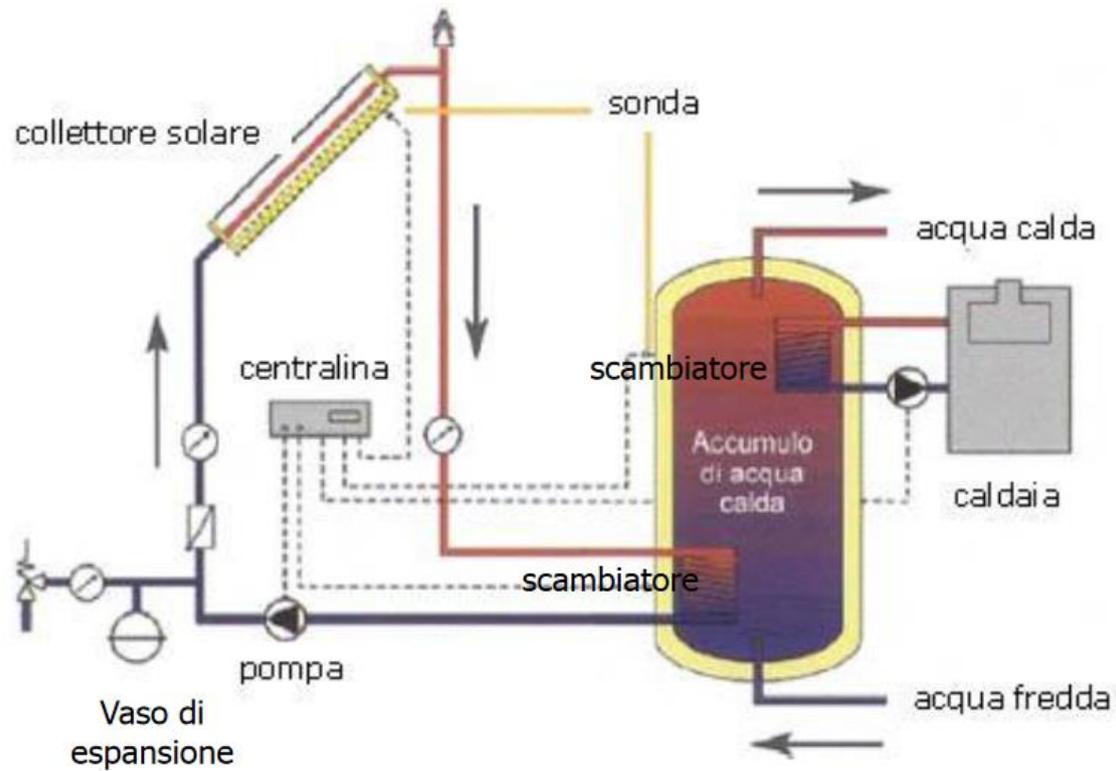


Figura 4.1: Impianto solare termico in forma semplificata

Dal punto di vista dell'impianto solare termico i mesi di riscaldamento invernali non sono quelli potenzialmente più utili al fine di produrre calore poiché l'irradianza solare avrà valori minori di quelli estivi e conseguentemente anche l'irraggiamento giornaliero medio mensile sarà minore, come evidenziato dai dati della città di Torino nel quinquennio dal 1995 al 1999 in Figura 4.2.

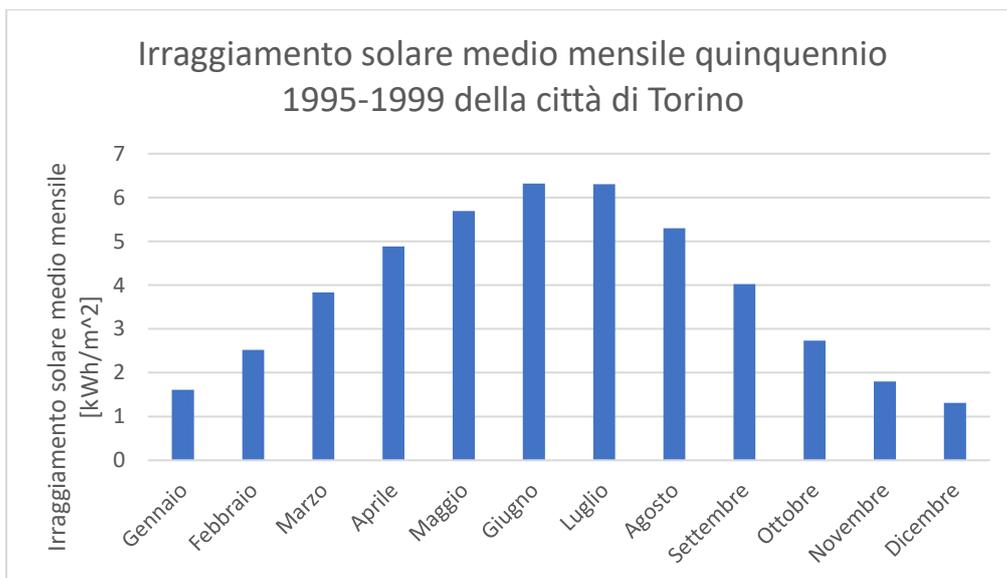


Figura 4.2: Irraggiamento solare medio mensile.

L'utilità di questo accoppiamento durante la stagione invernale non sarà quello di sfruttare al meglio le capacità dell'impianto solare ma quello di migliorare l'utilizzo della PdCG. Infatti, il problema dei brevi periodi di utilizzo nell'arco della giornata si hanno principalmente a causa delle basse temperature in ingresso (T_{BT10}) ed in uscita dall'evaporatore (T_{BT11}) nel circuito lato terreno. Le condizioni di utilizzo della PdCG, come visto nel Capitolo 1, dipendono dalle formule (1.4) e (1.5), dalle quali è possibile notare come all'aumentare di T_{BT25} , temperatura rilevabile nel circuito lato utenza, sia più difficile avere le condizioni necessarie all'utilizzo del compressore, componente centrale all'utilizzo della PdCG, durante il periodo di riscaldamento invernale. Con la Figura 4.3 è possibile notare come queste temperature, sebbene appartenenti a due circuiti diversi non siano indipendenti l'una dalle altre.

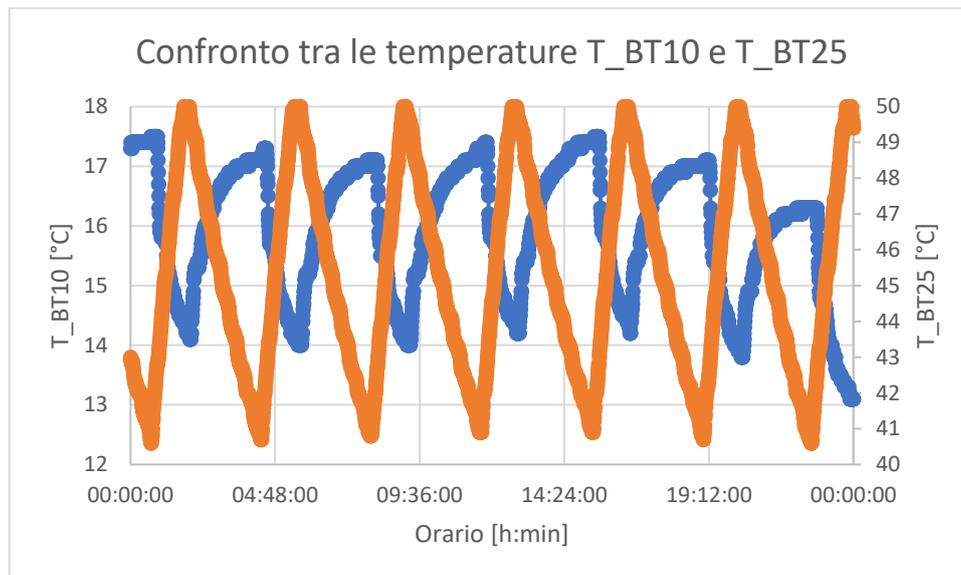


Figura 4.3: Confronto T_{BT25} e T_{BT10} al 30/10/2019 (Giorno di migliori prestazioni invernali).

Infatti, si nota come all'aumentare di T_{BT10} diminuisca T_{BT25} . Se tale situazione diventa più frequente nell'arco di una giornata invernale ci saranno periodi più prolungati di attività del compressore e quindi dell'intera PdCG.

Di contro, si nota anche che al diminuire di T_{BT10} aumenti T_{BT25} . Poiché questo fenomeno accade proprio nei periodi di funzionamento del compressore, allora sarà necessario aumentare la temperatura in ingresso all'evaporatore nel circuito lato terreno utilizzando un sistema o un impianto non presente in precedenza. Nel caso in esame, di conseguenza, il collegamento tra l'impianto solare termico e la PdCG avverrà lungo la linea di tubazione del circuito lato terreno prima dell'ingresso del fluido glicolato nell'evaporatore. Con questo collegamento sarà possibile aumentare le temperature in ingresso all'evaporatore e di conseguenza diminuire T_{BT25} .

Poiché nel circuito lato terreno il fluido caratteristico è il fluido glicolato, composto da una soluzione acqua – glicole propilenico al 25%, anche nel circuito appartenente all'impianto solare termico nel quale è previsto il collegamento alla PdCG, sarà presente con tale fluido.

Grazie al manuale dell'installatore della Nibe F1155 è possibile vedere che un accoppiamento tra impianto solare e PdCG è previsto dall'azienda fornitrice della PdCG in esame. Nel menù 5.3.4 dal titolo "riscaldamento solare" di questo documento, infatti, è presente una tabella nella quale sono segnalati i valori prestabiliti e gli intervalli selezionabili di tutte i possibili funzionamenti che possono occorrere prendendo in considerazione sia soltanto l'impianto solare che l'intero impianto complessivo che coinvolge sia il solare termico che la PdCG.

Per l'analisi di questo capitolo sono principalmente utili quattro di queste condizioni, ossia quelle relative alle voci "delta-T" e quelle relative alle voci "ricarica attiva". Esaminando per primo quest'ultima, è possibile vedere che l'attivazione della ricarica attiva si ha con una differenza di temperatura maggiore o uguale ad un valore preimpostato di 40 [°C], mentre la disattivazione della stessa si ha con una differenza di temperatura minore o uguale ad un valore preimpostato a 20 [°C]. Le temperature coinvolte sono le T_{BT10} e la T_{BT53} , ossia la temperatura del pannello solare. Riguardo le condizioni di attivazione della pompa di circolazione relativa alla condizione "delta-T" si ha un avvio con una differenza di temperatura maggiore o uguale ad un valore preimpostato di 8 [°C], mentre la disattivazione avviene con una differenza di temperatura minore o uguale ad un valore preimpostato a 4 [°C]. Le temperature coinvolte sono quella del pannello solare, quindi T_{BT53} , e temperatura del serbatoio solare.

Poiché non è chiaro dal manuale dell'installatore né la posizione della sonda che registra la temperatura del serbatoio solare, né il nome di questa sonda, né a quale circuito appartengano queste condizioni, è necessario cercare in un'altra fonte della casa di produzione della PdCG dove venga montata questa sonda e come essa verrà chiamata nello schema che verrà analizzato. Lo stesso manuale dell'installatore consiglia di consultare le istruzioni di installazione degli accessori disponibili per la Nibe F1155. Tra i download dei documenti disponibili dal sito della Nibe, il più utile per eliminare i possibili dubbi di interpretazione circa le condizioni "delta-T" e "ricarica attiva" è quello presente tra i "docking principle" con nome "with water heater/accumulator tank with solar coil (floating condensing)". In questo documento è presente un'immagine dell'impianto previsto da Nibe quando si accoppia un impianto solare termico alla PdCG F1155.

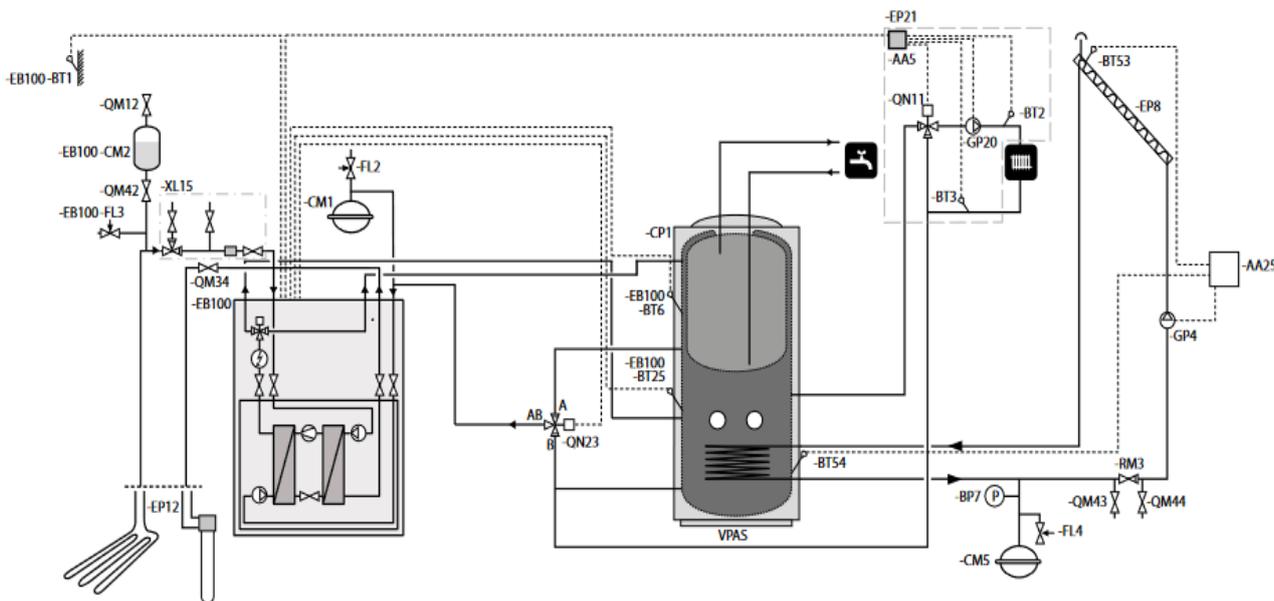


Figura 4.4: Impianto previsto da Nibe per accoppiamento tra PdCG e impianto solare termico.

Dalla Figura 4.4, si può notare come l'impianto complessivo che prevede Nibe è diverso da quello che sarà analizzato in questo capitolo e descritto in precedenza, dal momento che il componente VPAS coincide sia con il serbatoio solare che con il puffer analizzato nel Capitolo 2. Grazie a questo documento e a questa immagine in particolare è però possibile stabilire la posizione corretta della sonda che registra la temperatura del serbatoio solare, ossia la BT54 in quanto l'unica appartenente al serbatoio VPAS che sia collegata ad una pompa e contemporaneamente alla sonda BT53. Di conseguenza è possibile affermare che:

- La condizione che coinvolge le sonde BT53 e BT54 sono relative al circuito che possiede tra i suoi componenti sia il pannello che il serbatoio solare. Quindi $T_{BT53}-T_{BT54} > 8 [^{\circ}C]$ per l'attivazione della pompa di questo circuito e $T_{BT53}-T_{BT54} < 4 [^{\circ}C]$ per la sua disattivazione. Nel manuale dell'installatore sono le condizioni "avvia delta-T" e "arresta delta-T".
- La condizione che coinvolge le sonde BT53 e BT10 sono relative ad un altro circuito, ossia quello precedentemente descritto come circuito di collegamento tra circuito lato terreno della PdCG ed impianto solare termico, con collegamento presente a monte dell'evaporatore. Quindi $T_{BT53}-T_{BT10} > 40 [^{\circ}C]$ per l'attivazione della "ricarica attiva", unica coppia di condizioni rimaste da interpretare in maniera univoca, e $T_{BT53}-T_{BT10} < 20 [^{\circ}C]$ per la sua disattivazione. È importante notare che in questo caso il manuale dell'installatore non stabilisce l'avviamento o l'arresto di nessun componente dal momento che le due temperature appartengono a due circuiti diversi. Pertanto, queste due condizioni potrebbero non coinvolgere per forza una pompa di circolazione ma anche soltanto l'apertura e/o la chiusura di una o più valvole.

4.1 – Impiantistica dell'impianto solare termico con la Nibe F1155

Come già detto in precedenza, l'impianto solare termico in esame è differente da quella presente nella Figura 4.4, poiché l'impianto non è stato costruito ex novo, se non in parte. Infatti, l'Energy Center di Torino già possedeva un impianto solare, il cui fine era principalmente quello di produzione di energia termica per acqua calda sanitaria (ACS). Dalla Figura 4.5 è possibile notare come era strutturato l'impianto solare termico presente all'Energy Center prima dell'accoppiamento con la PdCG.

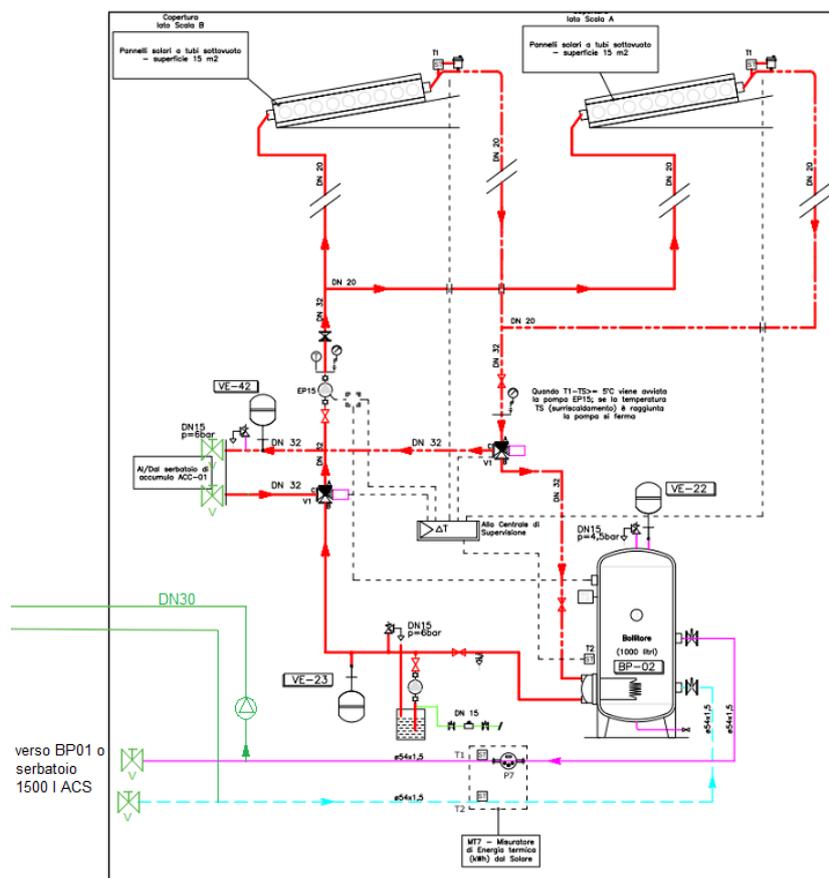


Figura 4.5: Impianto solare termico prima dell'accoppiamento con la PdCG.

Come è possibile notare dalla Figura 4.5, il serbatoio solare era utilizzato sia per alimentare il serbatoio dell'ACS che per alimentare (linea verde) il puffer da 100 [l] della PdCG analizzata nel Capitolo 2. Il fluido termovettore che percorre il circuito secondario, coincidente con quello del bollitore è acqua come è possibile evincere dal Capitolato Speciale d'Appalto del 23/11/2012 riguardante il Progetto Definitivo Impianti Termomeccanici dell'Energy Center, nello specifico dal Capitolo 18 della Parte III, ossia quella che concerne la descrizione degli impianti.

I componenti che compongono l'impianto descritto nella Figura 4.5 sono:

- Collettore solare sottovuoto, composto da 5 pannelli di marca Paradigma CPC 30 Star Azzurro, con area di apertura del collettore pari a 3 m² ciascuno. Nella scheda tecnica relativa è possibile trovare questo modello con il codice 19/33 nell'elenco dei collettori STAR.
- Bollitore solare (che verrà anche chiamato, nell'arco di questo capitolo, termoaccumulo) di marca Elbi BG 1000, caratterizzato dalla presenza di uno scambiatore estraibile in acciaio al carbonio con tubazioni pari a 3/4".
- Linea idraulica del circuito a valle del bollitore, con diametro dei tubi pari a 3/4" a valle del collettore solare e a 1 1/4" a monte dello scambiatore removibile presente nel bollitore solare.
- Sonde di temperatura utili per stabilire le condizioni di attivazione e disattivazione del circuito che comprende il collettore solare sottovuoto.

Queste sonde registrano rispettivamente la temperatura dei collettori solari sottovuoto, $T_{pm,A}$ e $T_{pm,B}$, e la temperatura del serbatoio solare, $T_{serb,BP2}$. Le condizioni di funzionamento di questi circuiti sono:

- a. Attivazione: $T_{pm,A/B} - T_{serb,BP2} > 5 [^{\circ}C]$
- b. Disattivazione: $T_{serb,BP2} > T_{surriscaldamento}$ o se $T_{serb,BP2} > T_{pm,A/B}$

NB: con "A/B" s'intende che l'attivazione della pompa di circolazione del circuito avviene quando almeno uno dei due possibili collettori solari sottovuoto supera la condizione di attivazione.

In seguito alla scelta dello staff dell'Energy Center di destinare a diverso uso la produzione di energia termica dall'impianto solare, è stato effettuato l'accoppiamento tra l'impianto solare e la PdCG eliminando quello precedentemente presente con il serbatoio dell'ACS e con il puffer presente nel circuito lato utenza della PdCG. Al fine di rendere possibile questo impianto è stato necessario un lavoro di "taglia e cuci" al fine di collegare i componenti e gli impianti già presenti con quelli nuovi che sono stati necessari per consentire tale accoppiamento. Tale operazione è stata effettuata dall'azienda Geonovis, il cui intervento riguardava:

1. Installazione di un puffer da 200 [l] posto sulla tubazione che dalla PdCG esce verso le sonde geotermiche. Tale puffer ha una serpentina integrata a cui viene allacciato il circuito idraulico in arrivo dal bollitore da 1000 [l] (quello presente in Figura 4.5).
2. Esecuzione della linea idraulica di collegamento dal termoaccumulo allo scambiatore presente nel puffer da 200 [l], con diametro di questi tubi di 1".
3. Installazione di un circolatore Grundfos Alpha2 25-80 destinato alla nuova linea idraulica.
4. Installazione di una centralina differenziale Nibe Solar 42 per il controllo del circolatore.
5. Installazione di un termostato utile per comando circolatore integrato alla PdCG così da dissipare nel campo sonde l'energia stoccata nell'accumulo da 200 [l] al raggiungimento nel medesimo di una temperatura di set-point.
6. Installazione di una valvola miscelatrice tra mandata e ritorno sonde, in ingresso alla PdCG.
7. Riempimento del puffer da 200 [l] con la miscela acqua – glicole propilenico al 25%.

Data questa componentistica i circuiti che sono da analizzare sono in tutto sei, comprendendo anche i tre appartenenti alla PdCG. Per quanto riguarda i circuiti appartenenti all'impianto solare termico, da ora alla fine del capitolo verranno così nominati:

- Circuito solare, comprendente il collettore e lo scambiatore a serpentina in acciaio al carbonio estraibile presente nel termoaccumulo. Il fluido termovettore sarà il fluido glicolato, mentre il componente con il compito di farlo circolare sarà la pompa mostrata nella Figura 4.5 con il nome EP15.
- Circuito primario, comprendente i tubi di collegamento di mandata e ritorno a valle del termoaccumulo, il circolatore Grundfos Alpha2 e lo scambiatore interno al puffer da 200 [1]. Il fluido termovettore sarà acqua.
- Circuito secondario, comprendente i tubi di mandata e ritorno a valle del puffer da 200 [1]. Poiché la linea idraulica di questo circuito termina nel circuito lato terreno della PdCG, la pompa che consente il movimento è la GP2, mentre l'utilizzo del circuito è effettuato grazie a due valvole a sfera, collegate alla centralina della PdCG, Tali valvole, le quali saranno sempre una aperta e l'altra chiusa, sono visibili in Figura 4.6 nei pressi dei vasi di espansione del circuito lato terreno (il componente "5 cerchiato") e del circuito secondario stesso (nella linea arancione graficamente più in basso a valle del puffer da 200 [1]).

4.2 – Modello di calcolo della prova di scarico al terreno

Dal momento che l'intervento da parte di Geonovis, descritto con l'elenco numerato nel sottocapitolo 4.1, è avvenuta nei mesi tra aprile e maggio 2021, ossia in un periodo successivo alla stagione invernale scorsa, non sono ancora disponibili dati certi, misurati dalle sonde montate nell'impianto, riguardanti le prestazioni relative alla stagione invernale. Gli unici dati disponibili per stimare il funzionamento e le prestazioni del circuito solare accoppiato alla PdCG sono relative alla prova di scarico termico dall'impianto solare nel terreno, effettuata nel periodo comprendente i giorni dal 03/06/2021 a partire dalle ore 15:50 al giorno 08/06/2021 fino alle ore 18:00. Come spiegato nel punto 5 dell'elenco puntato del sottocapitolo 4.1 tale prova è stata effettuata col fine di comprendere se nel caso di eccessi di temperatura all'interno del puffer da 200 [1] il circuito lato terreno sia in grado di dissipare il calore in eccesso senza danneggiare nessun componente. Pertanto, durante il test la PdCG avrà sempre inattivi i circuiti PdC e utenza.

I risultati principali di questo test sono stati annotati in un documento intitolato "Geotermskin Test Campaign: Test Identification Detail", che verrà abbreviato in Test Detail quando sarà richiamato nell'arco di questo capitolo.

L'obiettivo dell'analisi delle prestazioni energetiche ed exergetiche relative al periodo di inizio giugno 2021, come precedentemente detto l'unico fornito di dati che coinvolgono sia l'impianto solare termico che la PdCG, è invece utile in questa tesi al fine di creare una stima il più veritiera possibile delle prestazioni che avverranno nei periodi invernali futuri. Pertanto, sapendo che nel periodo in esame di inizio giugno 2021 era ancora presente il setting di riscaldamento, in quanto la centralina interna alla PdCG non aveva ancora ritenuto necessario il passaggio dalla configurazione di riscaldamento a quello di raffreddamento, è possibile conoscere le posizioni di tutte le sonde di temperatura che saranno utili nel modello di calcolo come spiegato in Figura 4.7.

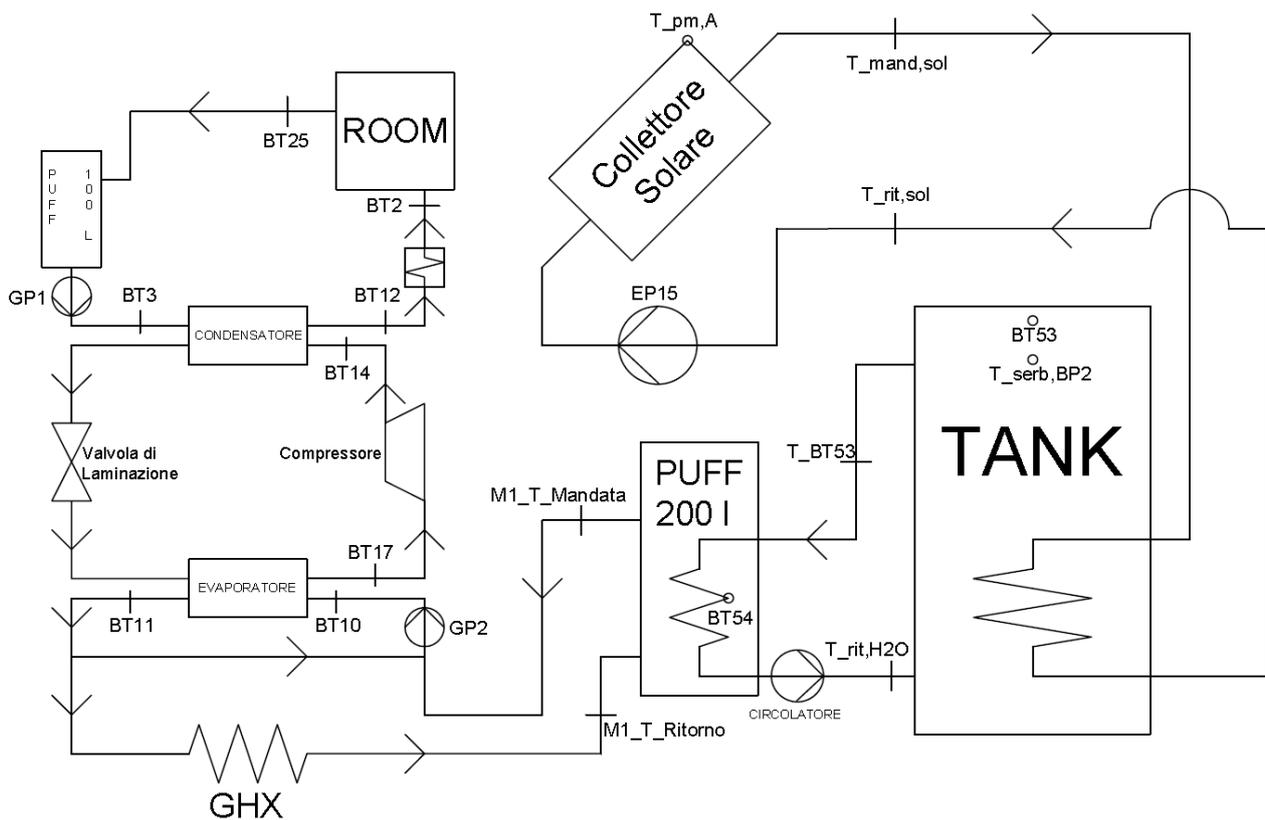


Figura 4.7: Schema riassuntivo dell'impianto solare accoppiato alla PdCG.

In Figura 4.7 sono presenti delle sonde non ancora descritte in precedenza, ossia le sonde M1_T_Mandata e M1_T_Ritorno che registrano le temperature in ingresso ed in uscita del circuito secondario collegato al circuito lato terreno. Inoltre, sebbene non siano presenti sonde di temperatura nel circuito primario, è possibile supporre che la temperatura di mandata del circuito primario sia pari a quella registrata dalla sonda BT53, in quanto temperatura più alta all'interno del termoaccumulo e quindi temperatura che garantirebbe uno scambio di calore con un'efficienza migliore nello scambiatore a serpentina all'interno del puffer da 200 [l].

Il modello di calcolo parte con le formule da utilizzare per descrivere il comportamento fisico del circuito solare. Diversamente da quanto detto nei sottocapitoli precedenti circa le condizioni di attivazione della pompa del circuito solare e del circolatore del circuito primario, con la prova di scarico al terreno tali condizioni sono state cambiate manualmente al fine di migliorare questo test. Le condizioni di attivazione e disattivazione di questi due circuiti sono:

- $T_{pm,A} - T_{serb,BP2} > 1$ per l'attivazione del circuito solare.
- $T_{pm,A} - T_{serb,BP2} < 0$ per la disattivazione del circuito solare.
- $T_{BT53} - T_{BT54} > 1$ per l'attivazione del circuito primario.
- $T_{BT53} - T_{BT54} < 0$ per la disattivazione del circuito primario.

Questi dati sono disponibili nel documento "Test Detail". Tutti i calcoli di questo sottocapitolo sono effettuati con un time-step di 15 minuti tra una rilevazione di dati e la successiva.

Circuito Solare

L'obiettivo dei calcoli in questo circuito è la potenza termica utile prodotta dal collettore solare, calcolata con la formula (4.1), la quale sarà poi trasferita nel termoaccumulo grazie alla serpentina.

$$(4.1) \rightarrow \dot{Q}_{sol,ut} = \dot{Q}_{sol,ass} - \dot{Q}_{sol,disp} \quad [W]$$

Nella formula (4.1), il calcolo della potenza termica assorbita dal collettore solare sottovuoto viene descritto con l'equazione della formula (4.2).

$$(4.2) \rightarrow \dot{Q}_{sol,ass} = \tau\alpha_{coll} * A_{coll} * G_t \quad [W]$$

Dove $\tau\alpha_{coll}$ è l'efficienza ottica del collettore solare, A_{coll} la sua area utile quindi quella di apertura e G_t l'irradianza solare in $[W/m^2]$. I dati di efficienza ottica e area di apertura del collettore sono disponibile sia nel Capitolato Speciale d'Appalto che nella Scheda Tecnica del pannello solare, mentre l'irradianza è nota grazie ai rilevamenti di dati di monitoraggio effettuati da una stazione meteorologica nei pressi dell'Energy Center.

Dopodiché, poiché è nota la temperatura media della piastra grazie alla sonda presente su di essa, è possibile stimare la potenza termica dispersa del collettore, con la formula (4.3).

$$(4.3) \rightarrow \dot{Q}_{sol,disp} = U_L * A_{coll} * (T_{pm,A} - T_{ext}) \quad [W]$$

Dove la temperatura dell'ambiente esterno T_{ext} è stata rilevata dalla stessa stazione meteorologica in cui è stata rilevata G_t , mentre U_L è un dato presente nella scheda tecnica del pannello solare (alla voce k_1) con unità di misura $[W/(m^2*K)]$. La temperatura media del collettore solare sarà sempre maggiore della temperatura esterna per ogni time-step relativo al periodo in esame.

Poiché la potenza termica utile è una potenza prodotta, deve avere un risultato positivo quando si utilizza la formula (4.1) per ogni time-step in cui il circuito solare è attivo. Dato che sia la potenza termica assorbita che la potenza termica dispersa sono dati il cui risultato è un valore sempre positivo la parte assorbita deve essere necessariamente maggiore di quella dispersa. Con i dati a disposizione in alcuni time-step, specialmente in quelli relativi agli orari di fine pomeriggio, il calcolo della potenza termica utile dà come risultato un valore negativo; pertanto, è stata aggiunta un'ulteriore condizione al fine di eliminare questo problema, cioè:

- $G_t > 90 [W/m^2]$

La potenza termica utile, inoltre, può essere calcolata anche con la formula (4.4):

$$(4.4) \rightarrow \dot{Q}_{sol,ut} = \dot{m}_{sol} * c_{p,sol} * (T_{mand} - T_{rit}) \quad [W]$$

Dove l'unica incognita è la temperatura di mandata dell'impianto solare, ossia T_{mand} , in quanto quella di ritorno, ossia T_{rit} , è nota grazie ai dati (tra i quali sono presenti anche $T_{pm,A}$ e $T_{serb,BP2}$) che la centrale di supervisione registra e monitora per garantire il corretto funzionamento del circuito solare. La portata \dot{m}_{sol} è nota grazie al Capitolato Speciale d'appalto ed è pari a $0,45 [m^3/h]$ quando il circuito solare è attivo. Il calore specifico $c_{p,sol}$ è equivalente a quello usato nel Capitolo 2 per il calcolo delle potenze termiche nel circuito lato terreno della PdCG in quanto i fluidi dei due circuiti coincidono.

Circuito Primario e Circuito Secondario

L'obiettivo del modello di calcolo di questi due circuiti, i quali sono caratterizzati dalle stesse formule, è la potenza termica utile che viene calcolata con la formula (4.5):

$$(4.5) \rightarrow \dot{Q}_{i,ut} = \dot{Q}_{j-to-i} - \dot{Q}_{disp,k} - \dot{Q}_{incr,k} \quad [W]$$

Dove il pedice i rappresenta il circuito in analisi (il primario o il secondario), il pedice j il circuito amonte di quello in analisi (quindi rispettivamente il solare o il primario) ed il pedice k il serbatoio che separa i circuiti "i" e "j" (rispettivamente il termoaccumulo o il puffer da 200 [l]).

Questa formula, la (4.5), non è altro che il primo principio della termodinamica per sistemi a deflusso dove, diversamente dalla formula (2.11), non è possibile includere la condizione di processo stazionario in quanto i circuiti coinvolti possono avere tempi di utilizzo non coincidenti tra loro. Tale componente di non-stazionarietà è dovuto alla variazione di energia termica stoccata all'interno dei serbatoi $\dot{Q}_{incr,k}$. Quest'ultima quantità può essere sia positiva (incremento di energia termica all'interno del serbatoio) che negativa (decremento di energia termica all'interno del serbatoio), diversamente dalle altre presenti in formula (4.5), le quali potenze verranno sempre calcolate con il loro valore assoluto.

Sia il termoaccumulo che il puffer in esame, in accordo con le schede tecniche rispettive, sono due serbatoi stratificati, ossia serbatoi all'interno dei quali la temperatura aumenta all'aumentare dell'altezza. Per il calcolo più corretto e preciso possibile delle dispersioni $\dot{Q}_{disp,k}$ e delle variazioni di energia termica $\dot{Q}_{incr,k}$ sarebbe necessario conoscere più temperature possibili rilevabili ad altezze differenti. Nel caso in esame ciò non è disponibile in quanto le temperature interne ai serbatoi note sono T_{BT53} e $T_{serb,BP2}$ per il termoaccumulo e T_{BT54} per il puffer. Inoltre, come è possibile vedere dalla Figura 4.8 le due temperature interne al termoaccumulo disponibili presentano lo stesso comportamento per tutto il periodo in analisi.

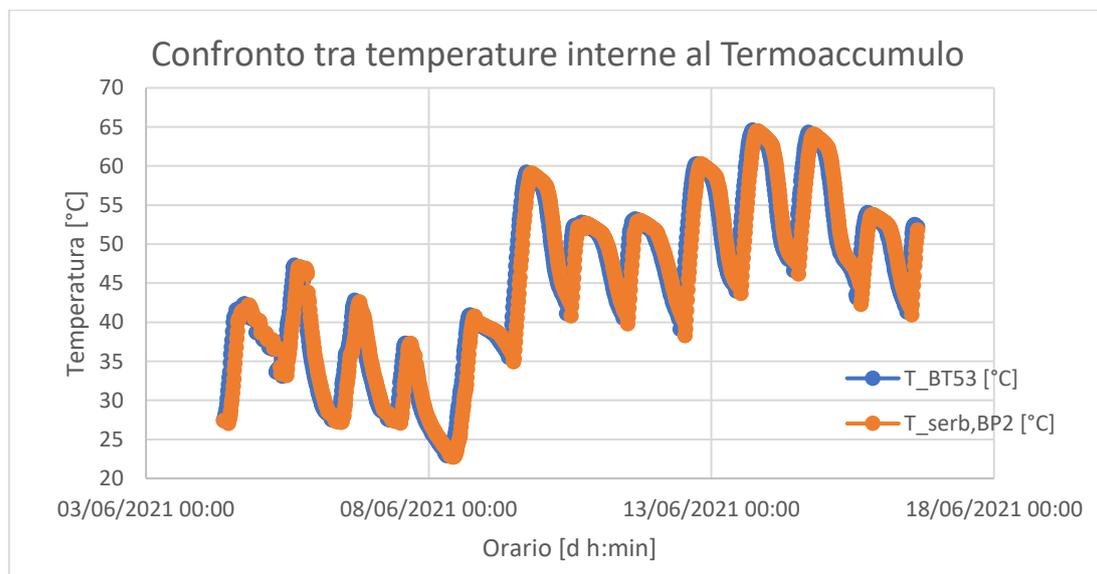


Figura 4.8: Confronto T_{BT53} e $T_{serb,BP2}$ durante il periodo relativo a giugno 2021.

L'andamento delle due temperature presenti in Figura 4.8 pare pressoché identico e porta all'ipotesi che le due temperature possano essere considerate equivalenti. Tale ipotesi è dimostrata dal fatto che l'errore relativo medio tra queste due temperature considerando tutti i time-steps disponibili è pari a 1,00%. È possibile affermare che le temperature registrate da queste sonde sono temperature appartenenti a strati ad altezze identiche o con trascurabile differenza. Pertanto, per entrambi i serbatoi si ha a disposizione solo una temperatura interna per ogni istante di tempo.

Secondo l'articolo pubblicato su Sustainability nel gennaio 2018 da Ioan Sarbu del Polytechnic University of Timisoara è possibile utilizzare le equazioni di bilancio energetico caratteristiche di un serbatoio non stratificato anche su un serbatoio stratificato, nel caso in cui non si conoscesse la stratificazione. Facendo così l'errore generato da questo calcolo è tollerabile, soprattutto quando le temperature coinvolte in questo calcolo risultino inferiori ai 100 [°C].

Secondo lo stesso articolo il calcolo di $\dot{Q}_{disp,k}$ e $\dot{Q}_{incr,k}$ viene effettuato con le formule (4.6) e (4.9):

$$(4.6) \rightarrow \dot{Q}_{disp,k} = U_k * A_k * (T_{k,prec} - T_{amb,k}) \quad [W]$$

Dove il pedice k rappresenta il serbatoio in analisi, U_k la trasmittanza termica dello stesso in $[W/(m^2 * K)]$, $T_{k,prec}$ la temperatura interna caratteristica del serbatoio (T_{BT53} per il termoaccumulo e T_{BT54} per il puffer) rilevata nell'intervallo di tempo precedente a quello da calcolare e $T_{amb,k}$ la temperatura dell'ambiente dove è posizionato il serbatoio. Poiché entrambi i serbatoi si trovano nello stesso insieme di locali al piano seminterrato dell'Energy Center dove è anche posizionata la PdCG Nibe F1155, la temperatura dell'ambiente scelta è T_{BT1} , la cui sonda è già stata descritta all'inizio del sottocapitolo 1.3. A_k , invece, rappresenta la sua superficie totale di dispersione, la quale comprende sia il serbatoio stesso che il suo isolamento. Poiché tali serbatoi sono cilindrici:

$$(4.7) \rightarrow A_k = 2 * \frac{\pi * D_k^2}{4} + 2 * \pi * D_k * H_k \quad [m^2]$$

Dove D_k e H_k sono rispettivamente diametro ed altezza del serbatoio, presi dalle Schede Tecniche.

Per il calcolo della trasmittanza termica dei serbatoi è possibile approssimare il calcolo tenendo conto soltanto delle caratteristiche dell'isolante, poiché i valori delle trasmittanze termiche α , sia esterna che interna al serbatoio in esame, sono trascurabili essendo valori ben superiori all'unità.

$$(4.8) \rightarrow U_k = \left(\frac{1}{\alpha_{int,k}} + \frac{s_{isol,k}}{k_{isol,k}} + \frac{1}{\alpha_{ext,k}} \right)^{-1} \approx \frac{k_{isol,k}}{s_{isol,k}} \quad \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Dove lo spessore dell'isolante $s_{isol,k}$ e il materiale della conducibilità termica sono stati ottenuti dalle Schede Tecniche. Il valore numerico delle $\lambda_{isol,k}$ sono stati ricavati da Internet e sono pari a 0,040 $[W/(m * K)]$ e 0,019 $[W/(m * K)]$ rispettivamente per il rivestimento isolante in fibra di poliestere del termoaccumulo e per il rivestimento isolante in poliuretano rigido del puffer.

La formula (4.9), che riguarda il calcolo delle variazioni di energia termica, presenta anch'essa un'approssimazione ritenuta valida dall'autore dell'articolo.

$$(4.9) \rightarrow \dot{Q}_{incr,k} = m_k * c_{p,k} * \frac{dT_k}{dt} \approx \rho_k * V_k * c_{p,k} * \frac{T_k - T_{k,prec}}{\Delta t} \quad [W]$$

Dove m_k è la massa di fluido interna al serbatoio calcolabile con il prodotto della densità di tale fluido, ρ_k , moltiplicato per il volume utile del serbatoio stesso, V_k (dato trovato nelle Schede Tecniche), c_p è il calore specifico del fluido all'interno del termoaccumulo, mentre l'approssimazione riguarda la derivata nel tempo della temperatura caratteristica del serbatoio. L'intervallo di tempo è pari al time-step disponibile tra una rilevazione di dati e la sua successiva, ossia 15 minuti, mentre la differenza di temperatura caratteristica del serbatoio viene effettuata con i dati di T_k tra un istante di tempo di rilievo e quello immediatamente antecedente ad esso.

L'ultima grandezza, il cui calcolo deve essere definito, tra quelle presenti nella formula (4.5) è il termine \dot{Q}_{j-to-i} , e rappresenta la quantità di calore scambiata nella serpentina presente all'interno del serbatoio tra il circuito a monte di questo ed esso stesso. La formula (4.10) è:

$$(4.10) \rightarrow \dot{Q}_{j-to-i} = \dot{Q}_{j,ut} * \eta_{serp,k} \quad [W]$$

Dove $\dot{Q}_{j,ut}$ rappresenta la potenza termica utile del circuito a monte del serbatoio, quella prodotta dal circuito solare per il termoaccumulo e quella prodotta dal circuito primario per il puffer, mentre $\eta_{serp,k}$ è il parametro adimensionato che descrive l'efficienza dello scambiatore a serpentina. Per ottenere questi risultati è stato necessario utilizzare il metodo η -NTU, le cui formule da utilizzare sono già

state utilizzate e corrispondono alla (3.12) per il calcolo dell'efficienza e alla (4.11) per il calcolo di NTU:

$$(4.11) \rightarrow NTU_{serp,k} = \frac{U_{tot,serp,k} * S_{tot,serp,k}}{C_{min,k}} \quad [1/s]$$

Dove $S_{tot,k}$ è la superficie totale di scambio termico, ottenibile dalle Schede Tecniche, $U_{tot,k}$ e $C_{min,k}$ sono invece ottenibili soltanto dopo i risultati dell'analisi dei gruppi adimensionati già utilizzata nel Capitolo 3. Infatti, $U_{tot,k}$ è calcolabile con la (4.8), ma non è possibile utilizzare l'approssimazione, mentre per quanto riguarda $C_{min,k}$ è noto il valore di capacità termica del circuito a monte del serbatoio, calcolabile con la (3.11), ma non il valore di capacità termica del fluido all'interno del serbatoio; pertanto, non è ancora possibile stabilire quale sia la capacità termica minore.

L'analisi dei gruppi adimensionati nel circuito a monte del serbatoio da analizzare riguarda la convezione forzata in moti interni, mentre all'interno del serbatoio riguarda la convezione naturale in moti esterni. Per quanto riguarda la convezione forzata in moti interni, le formule utilizzabili per il calcolo di Re e Pr sono la (3.16) e la (3.17). I valori della viscosità cinematica μ_{fluido} e della conducibilità termica dei fluidi, k_{fluido} , che devono essere analizzati sono stati ottenuti con il software Coolpack se il fluido era la soluzione glicolata, valutando le proprietà ad una temperatura pari a 35 [°C], mentre sono state utilizzate le tabelle presenti nelle appendici interne al libro "Introduction to heat transfer" con autore Incropera per quanto riguarda l'acqua all'interno del termoaccumulo. La portata del circuito primario, utile per il calcolo di Re nella serpentina del puffer, è nota grazie al Test Detail ed è pari a 1,1 [m³/h].

All'interno di questo libro di testo è disponibile anche la spiegazione dell'analisi con i gruppi adimensionali riguardante proprio le serpentine a spirale. Per decidere quale formula utilizzare per il calcolo del gruppo adimensionato di Nusselt, Nu, è consigliata la correlazione di Shah e Joshi che presenta le seguenti condizioni:

- $0,005 \leq Pr \leq 1600$
- $1 \leq Re_{limite} \leq 1000$, con Re_{limite} che viene calcolato utilizzando la formula (4.12)

$$(4.12) \rightarrow Re_{limite} = Re_{D_{int}} * \left(\frac{D_{int}}{D_{HE}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad [-]$$

Dove D_{int} è il diametro interno del tubo che compone lo scambiatore, quindi quello dell'area trasversale del tubo, mentre D_{HE} è il diametro dello scambiatore, o più precisamente delle spire dello scambiatore. Entrambi i valori vengono ottenuti dalle Schede Tecniche dei serbatoi e sono disponibili nella tabella sottostante insieme ai valori di Re e Pr relativi.

Tabella 4.3 –

SCAMBIATORE TERMOACCUMULO	SCAMBIATORE PUFFER
$D_{int,serp,tank} = 20,96 \text{ [mm]} (3/4", \text{ ossia DN20})$	$D_{int,serp,puff} = 20,96 \text{ [mm]} (3/4", \text{ ossia DN20})$
$D_{HE,serp,tank} = 0,170 \text{ [m]}$	$D_{HE,serp,tank} = 0,329 \text{ [m]}$
$Re_{D_{int,serp,tank}} = 4802,561 \text{ [-]}$	$Re_{D_{int,serp,tank}} = 25261,250 \text{ [-]}$
$Re_{limite,serp,tank} = 1686,336 \text{ [-]}$	$Re_{limite,serp,tank} = 6375,700 \text{ [-]}$
$Pr_{glic,tank} = 13,152 \text{ [-]}$	$Pr_{H_2O,puff} = 5,023 \text{ [-]}$

Poiché il valore di $Re_{D_{int}}$ calcolato con la (3.16) eccede il Re_{limite} per entrambe le serpentine in analisi, la prima correlazione alternativa da utilizzare per il calcolo di Nu è la correlazione di Gnielinski, le cui condizioni per il calcolo sono:

- $0,5 \leq Pr \leq 2000$
- $3000 \leq Re_{Dint} \leq 5 \cdot 10^6$

$$(4.13) \rightarrow Nu_{D_{int,k}} = \frac{\alpha_{int,serp,k} * D_{int,k}}{k_{fluido,k}} = \frac{\frac{f_{int,k}}{8} * (Re_D - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f_{int,k}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad [-]$$

Dove il fattore d'attrito f è calcolabile con la formula (4.14), utilizzabile soltanto per le serpentine la cui condizione di utilizzo è $Re_{limite} \geq 300$.

$$(4.14) \rightarrow f = \frac{7,2}{Re_{D_{int}}^{0,5}} * \left(\frac{D_{int}}{D_{HE}}\right)^{0,25} \quad [-]$$

In questo modo è stato ottenuto il valore delle trasmittanze termiche interne, $\alpha_{int,serp,k}$. Di seguito sono riportati i valori delle costanti utilizzate nelle formule (4.13) e (4.14) e dei risultati relativi ad esse.

Tabella 4.4 – Risultati della convezione forzata in moti interni

SCAMBIATORE TERMOACCUMULO	SCAMBIATORE PUFFER
$k_{glic,tank} = 0,483 \text{ [W/(m*K)]}$	$k_{H_2O,puff} = 0,622 \text{ [W/(m*K)]}$
$f_{int,tank} = 0,06156 \text{ [-]}$	$f_{int,puff} = 0,02276 \text{ [-]}$
$Nu_{D_{int,tank}} = 63,161 \text{ [-]}$	$Nu_{D_{int,puff}} = 150,116 \text{ [-]}$
$\alpha_{int,serp,tank} = 1455,466 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$	$\alpha_{int,serp,puff} = 4457,632 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$

Per l'analisi dei gruppi adimensionati riguardante la convezione naturale in moti esterni, il gruppo adimensionato più importante, con un significato equivalente al numero di Reynolds per i moti di convezione forzata, è chiamato numero di Grashof, che presenta la seguente formula:

$$(4.15) \rightarrow Gr_L = \frac{g * \beta_{fluido,k} * (T_{s,k} - T_{\infty,k}) * L_{serp,k}^3}{\nu_{fluido,k}^2} \quad [-]$$

Dove $L_{serp,k}$ è la lunghezza caratteristica dello scambiatore in esame, g è l'accelerazione di gravità pari a $9,81 \text{ m/s}^2$, $\beta_{fluido,k}$ è il coefficiente di espansione termica volumica di un fluido e $\nu_{fluido,k}$ la sua relativa viscosità cinematica. Questi ultimi due valori sono stati ottenuti in maniera analoga a come sono stati ottenuti μ_{fluido} e k_{fluido} nell'analisi della convezione forzata in moti interni, ossia con Coolpack se il fluido da analizzare era la soluzione glicolata o con le tabelle di "Introduction to heat transfer" se il fluido era acqua. Le temperature $T_{s,k}$ e $T_{\infty,k}$ rappresentano rispettivamente la temperatura della superficie dello scambiatore e la temperatura del fluido indisturbato. Per il calcolo della temperatura della superficie dello scambiatore il libro di testo "Introduction to heat transfer" consiglia l'utilizzo della seguente formula:

$$(4.16) \rightarrow \alpha_{int,serp,k} * (T_{s,k} - T_{m,fluido,k}) = \dot{m}_j * c_{p,j} * [(T_{s,k} - T_{m,fluido,k_{in}}) - (T_{s,k} - T_{m,fluido,k_{out}})] \quad \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

Dove sia il primo che il secondo membro sono due formule utili per il calcolo del flusso termico scambiato per convezione. Anche in questa formula con il pedice "j" si considera il circuito a monte del serbatoio in analisi, mentre il pedice "m" rappresenta il valore medio in questo caso di alcune temperature, che vengono calcolate nella seguente maniera:

- $T_{m,fluido,k_{in}}$ è la temperatura media del fluido in ingresso alla serpentina, relativo all'intero periodo in analisi dal 04/06/2021 al 16/06/2021, quando il circuito a monte del serbatoio in analisi è attivo.
- $T_{m,fluido,k_{out}}$ è la temperatura media del fluido in uscita alla serpentina, relativo all'intero periodo in analisi dal 04/06/2021 al 16/06/2021, quando il circuito a monte del serbatoio in analisi è attivo.

Sia nel caso della serpentina del termoaccumulo che nel caso della serpentina nel puffer, solo una delle due temperature è nota per ogni time-step. Per il calcolo della temperatura non nota i valori, ad ogni time-step, vengono calcolati con la seguente formula:

$$(4.17) \rightarrow \dot{Q}_{j,ut} = \dot{m}_j * c_{p,j} * (T_{mand,j} - T_{rit,j}) \quad [W]$$

Per il circuito solare la temperatura nota è $T_{rit,j}$ rilevabile grazie ai dati che la centrale di supervisione del circuito solare rende disponibili, mentre per il circuito primario la temperatura nota è $T_{mand,j}$ pari a T_{BT53} , che è disponibile grazie alla centralina della PdCG. Di seguito sono riportati i dati di queste temperature medie di ingresso e d'uscita, della loro media e la temperatura della superficie dello scambiatore che è l'incognita della formula (4.16), ossia $T_{s,k}$.

Tabella 4.5 – Temperature dei circuiti a monte dei serbatoi e della superficie dello scambiatore

SCAMBIATORE TERMOACCUMULO	SCAMBIATORE PUFFER
$T_{m,glic_{in}} = 35,17 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{m,H2O_{in}} = 34,16 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{m,glic_{out}} = 24,42 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{m,H2O_{out}} = 32,44 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{m,glic} = 29,80 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{m,H2O} = 33,30 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{s,tank} = 31,28 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{s,puff} = 33,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$

NB: Per il calcolo delle temperature dello scambiatore del puffer il periodo in analisi è soltanto quello della prova di scarico al terreno, comprendente i giorni dal 03/06/2021 a partire dalle ore 15:50 al giorno 08/06/2021 fino alle ore 18:00.

Il calcolo della temperatura indisturbata verrà effettuato con un'iterazione di punto fisso che è uno dei metodi utilizzabile in analisi numerica per la determinazione di una radice di una funzione. La formulazione matematica di questo metodo è la seguente:

$$\text{Se } f, g : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R} \text{ sono due funzioni tali che } g(x) = x - f(x),$$

$$\text{allora si ha } f(\chi) = 0 \text{ se e solo se } g(\chi) = \chi$$

In altre parole, χ è radice della funzione f solo se la stessa χ è punto fisso della funzione g , ossia che χ è un elemento coincidente con la sua immagine. Il metodo consiste nella risoluzione della successione $x_{n+1} = g(x_n)$, dove n definisce il numero d'iterazione in corso.

Per applicare questo metodo è necessario un valore iniziale e la funzione "g". Nel caso in analisi il valore iniziale è dato dalla formula (4.18), mentre la funzione "g" consiste nelle equazioni (4.15), (4.19), (4.20a) oppure la (4.20b), (4.21) e (4.22) da utilizzare in questo esatto ordine, per poi ripartire con la (4.15) per un'altra iterazione fino a quando il valore iniziale, ottenibile dalla (4.22) alla fine dell'iterazione precedente, e quello ottenibile al termine dell'iterazione in corso con la formula (4.22) coincidono. L'equazione (4.20a) si utilizza per il calcolo di Nu della serpentina interna al termoaccumulo, la (4.20b) per il calcolo del Nu della serpentina interna al puffer.

$$(4.18) \rightarrow T_{\infty,iniziale} = \frac{T_{s,k} + T_{m,fluido,k}}{2} \quad [^\circ\text{C}]$$

Il valore iniziale della temperatura indisturbata, nella prima iterazione, è stato arbitrariamente scelto pari al valor medio tra la temperatura della superficie della serpentina e la temperatura media del fluido all'interno della serpentina.

Le equazioni che compongono la funzione “g” dopo l'utilizzo della (4.15) sono le seguenti:

$$(4.19) \rightarrow Ra_L = Gr_L * Pr \quad [-]$$

$$(4.20a) \rightarrow Nu_{D_{HE,k}} = \frac{\alpha_{ext,serp,k} * D_{HE,k}}{k_{fluido,k}} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_{D_{HE,k}}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad [-]$$

$$(4.20b) \rightarrow Nu_{H_k} = \frac{\alpha_{ext,serp,k} * H_k}{k_{fluido,k}} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 * Ra_H^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad [-]$$

$$(4.21) \rightarrow U_{tot,k} = \left(\frac{1}{\alpha_{int,serp,k}} + \frac{s_{serp,k}}{k_{serp,k}} + \frac{1}{\alpha_{ext,serp,k}} \right)^{-1} \quad \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$(4.22) \rightarrow \frac{T_{\infty,k} - T_{m,fluido,kout}}{T_{\infty,k} - T_{m,fluido,kin}} = e^{-\frac{U_{tot,k} * S_{tot,k}}{\dot{m}_j * c_{p,j}}} \quad [-]$$

In questo insieme di formule i valori non ancora introdotti sono Ra, ossia il numero di Rayleigh, prodotto dei gruppi adimensionati di Grashof e Prandtl e $\alpha_{ext,serp,k}$ ossia la trasmittanza termica esterna alla serpentina, in $[W/(m^2 * K)]$.

Le formule (4.20a) e (4.20b) sono le correlazioni proposte da Churchill a Chu per definire il valore del numero di Nusselt rispettivamente per un cilindro piazzato orizzontalmente e per un cilindro piazzato verticalmente. Per cilindro piazzato orizzontalmente si intende che l'area della base del cilindro è parallela alla direzione del moto del fluido all'interno del serbatoio, mentre per cilindro piazzato verticalmente si intende che l'area di base del cilindro è perpendicolare rispetto alla direzione del moto del fluido all'interno del serbatoio. Mentre la formula (4.20b) è applicabile per qualsiasi valore di Ra, la formula (4.20a) è applicabile se $Ra \leq 10^{12}$.

L'utilizzo di tale formula per degli scambiatori di calore a serpentina, che vengono assimilati ad un cilindro immerso, è considerata valida dall'articolo “Experimental study on transient behavior of embedded spiral-coil heat exchanger” di Esam Jassim del Department of Mechanical Engineering, Prince Mohammad Bin Fahd University, PMU, Al-Khobar, Saudi Arabia.

La formula (4.20a) è utilizzata per la serpentina removibile all'interno del termoaccumulo, dove la lunghezza caratteristica è il diametro scambiatore, ossia D_{HE} , trovabile nella Scheda Tecnica del termoaccumulo. La formula (4.20b) è utilizzata per la serpentina fissa all'interno del puffer, dove la lunghezza caratteristica è l'altezza dello scambiatore, pari a circa 0,594 [m]. La formula (4.22) è la

formula suggerita dal libro di testo “Introduction to heat transfer” nel caso di flussi esterni quando si considera costante la temperatura superficiale dello scambiatore, ossia $T_{s,k}$.

Di seguito sono riportati i valori delle costanti utilizzate nelle formule utilizzate per la funzione “g” e dei risultati relativi ad esse. I valori di Gr, Ra, Nu, $U_{tot,k}$, $\alpha_{ext,serp,k}$ e $T_{\infty,k}$ sono relativi all’iterazione finale.

Tabella 4.6 – Risultati della convezione naturale in moti esterni

SCAMBIATORE TERMOACCUMULO	SCAMBIATORE PUFFER
COSTANTI	
$\beta_{H_2O} = 2,761 \cdot 10^{-4} \text{ [K}^{-1}\text{]}$	$\beta_{glic} = 4,919 \cdot 10^{-4} \text{ [K}^{-1}\text{]}$
$\nu_{H_2O} = 8,576 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{/s]}$	$\nu_{glic} = 1,581 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$
$Pr_{H_2O,tank} = 5,83 \text{ [-]}$	$Pr_{glic,puff} = 13,15 \text{ [-]}$
$k_{H_2O,tank} = 0,613 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$	$k_{glic,puff} = 0,483 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$
$k_{serp,tank} = 54 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$	$k_{serp,puff} = 54 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$
RISULTATI DELL’ITERAZIONE FINALE	
$Gr_{D_{HE,tank}} = 1,611 \cdot 10^8 \text{ [-]}$	$Gr_{H_{puff}} = 1,044 \cdot 10^{10} \text{ [-]}$
$Ra_{D_{HE,tank}} = 9,393 \cdot 10^8 \text{ [-]}$	$Ra_{H_{puff}} = 1,374 \cdot 10^{11} \text{ [-]}$
$Nu_{D_{HE,tank}} = 140,703 \text{ [-]}$	$Nu_{H_{puff}} = 753,182 \text{ [-]}$
$\alpha_{ext,serp,tank} = 507,357 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$	$\alpha_{ext,serp,puff} = 301,263 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$
$U_{tot,serp,tank} = 368,839 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$	$U_{tot,serp,puff} = 278,022 \text{ [W/(m}^2\text{*K)]}$
$T_{\infty,tank} = 22,38 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{\infty,puff} = 30,41 \text{ [}^\circ\text{C]}$

NB: Dai risultati ottenuti nelle ultime due tabelle è possibile dire che $T_{s,k} > T_{\infty,k}$, che descrive la condizione per la quale il moto del fluido all’interno del serbatoio in analisi è ascendente.

Per il calcolo della capacità termica del fluido all’interno del serbatoio, ossia $C_{fluido,k}$, è necessario conoscere quantitativamente il moto ascendente del fluido all’interno del serbatoio in analisi, ossia la portata di questo moto. Poiché sono già noti i valori della densità e dell’area interessata dallo scambio, ossia quella perpendicolare al moto del fluido all’interno del serbatoio, l’unica grandezza non nota è la velocità del fluido all’interno del serbatoio. Secondo l’articolo “Natural Convection” di R. Shankar Subramanian, del “Department of Chemical and Biomolecular Engineering” della Clarkson University, Potsdam, New York, Stati Uniti d’America è possibile conoscere la velocità nel caso di convezione naturale ascendente con la formula (4.23a):

$$(4.23a) \rightarrow v_{eq,fluido,k} = \sqrt{-\frac{\Delta\rho_{fluido,k}}{\rho_{fluido,k}} * g * L_{serp,k}} = \sqrt{\beta_{fluido,k} * (T_{s,k} - T_{\infty,k}) * g * L_{serp,k}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

L’equivalenza tra le due radici quadrate mostrate nella formula (4.23a) è possibile poiché nello stesso articolo viene citata la definizione di β , coefficiente di dilatazione termica di un fluido. La diretta conseguenza di tale definizione è descritta con la formula (4.23b), dove il meno è dovuto al fatto che la temperatura e la densità sono inversamente proporzionali.

$$(4.23b) \rightarrow -\frac{\Delta\rho}{\rho} = \beta * \Delta T \text{ [-]}$$

In questo modo è possibile calcolare la capacità termica del fluido all’interno del serbatoio, e poiché la capacità termica del fluido all’interno della serpentina del serbatoio in analisi è già nota, è possibile stabilire la minore e la maggiore tra le due capacità termiche al fine di usare correttamente le formule (4.11) e (3.12), utili per ottenere i valori delle efficienze delle serpentine. Di seguito sono riportati risultati che portano all’ottenimento dei valori di efficienza delle serpentine, ottenibili grazie al metodo η -NTU, ossia il metodo efficienza – numero di unità di trasferimento, che è il più utilizzato per il calcolo delle efficienze degli scambiatori.

Tabella 4.7 – Risultati metodo η -NTU

SCAMBIATORE TERMOACCUMULO	SCAMBIATORE PUFFER
$C_{glic,serp,tank} = 0,5022$ [kW/K]	$C_{H_2O,serp,puff} = 1,2714$ [kW/K]
$V_{eq,H_2O,tank} = 0,064$ [m/s]	$V_{eq,glic,puff} = 0,134$ [m/s]
$C_{H_2O,tank} = 6,066$ [kW/K]	$C_{glic,puff} = 671,035$ [kW/K]
$C_{H_2O,tank}$ è C_{max} , mentre $C_{glic,serp,tank}$ è C_{min}	$C_{glic,puff}$ è C_{max} , mentre $C_{H_2O,serp,puff}$ è C_{min}
$NTU_{serp,tank} = 1,8361$ [s^{-1}]	$NTU_{serp,tank} = 0,6123$ [s^{-1}]
$\eta_{serp,tank} = 82,71$ [%]	$\eta_{serp,tank} = 45,77$ [%]

Con i risultati delle efficienze ottenute con l'analisi dei gruppi adimensionati, che verranno ritenute costanti per ogni time-step del periodo in analisi, è possibile utilizzare la formula (4.5) in maniera esaustiva in modo da poter confrontare e valutare i valori delle potenze termiche ottenute, sia per ogni time-step in analisi sia calcolando le prestazioni medie giornaliere. Queste ultime, in particolar modo sono le potenze termiche scelte per l'analisi exergetica dell'impianto solare nel periodo relativo alla prova di scarico al terreno. Dato l'elevato numero di time-step analizzati, i valori delle potenze termiche utili dei tre circuiti sono mostrate graficamente con le Figure 4.9, 4.10 e 4.11.

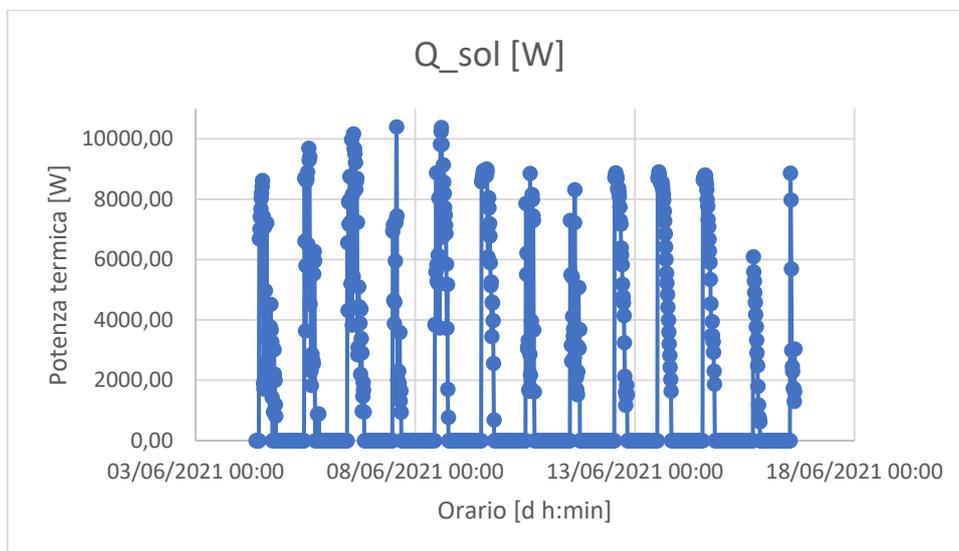


Figura 4.9: Potenze termiche utili del circuito solare nel periodo relativo a giugno 2021.

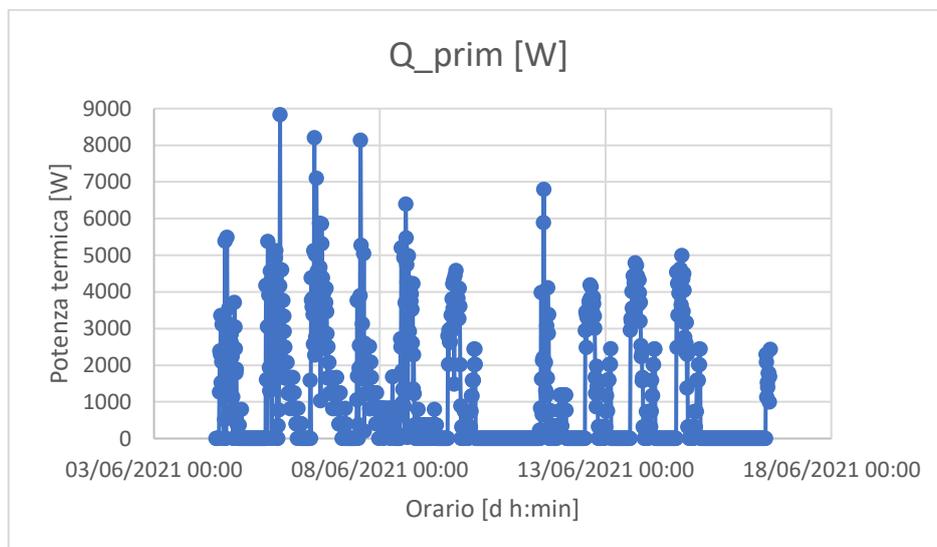


Figura 4.10: Potenze termiche utili del circuito primario nel periodo relativo a giugno 2021.

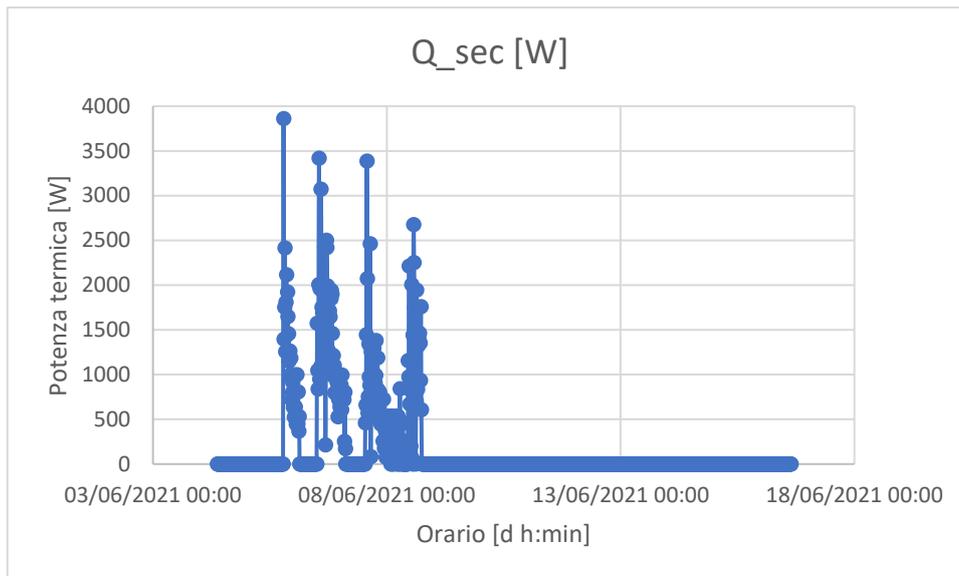


Figura 4.11: Potenze termiche utili del circuito secondario nel periodo relativo a giugno 2021.

Per quanto riguarda l'analisi exergetica, le formule già utilizzate nei capitoli precedenti che sono utili per questo capitolo sono principalmente la (2.22), la (2.23), la (2.25) e la (3.20) con l'obiettivo di trovare le irreversibilità generate dai componenti e il rendimento di secondo principio.

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi exergetica in 3 tabelle, una per componente dell'impianto solare, composta da 7 colonne ciascuna che prevedono da sinistra a destra:

- Data del giorno
- Potenza termica utile
- Flusso exergetico utile, la P della formula (2.25)
- Temperatura di riferimento del collettore, ossia la temperatura caratteristica del componente
- Fonte di flusso exergetico, la F della formula (2.25)
- Irreversibilità generata dal componente
- Rendimento di secondo principio del componente

Tutti le grandezze di questa lista sono valori medi giornalieri. Per quanto riguarda la fonte di flusso exergetico, nei casi del termoaccumulo e del puffer tale fonte non è soltanto data dalla quantità di potenza termica in uscita dallo scambiatore, che viene calcolata solo quando il circuito a monte del serbatoio è attivo, ma anche dalla variazione di energia termica stoccata all'interno del serbatoio, che viene calcolata per ogni time-step della giornata. Il giorno 16/06/2021 è stato escluso dall'analisi energetica ed exergetica di queste giornate poiché assenti le ore pomeridiane e notturne.

Le tabelle composte con queste colonne verranno utilizzate anche nel sottocapitolo 4.3.

Tabella 4.8 – Analisi exergetica del puffer

DATA	$\dot{Q}_{sec,ut}$ [W]	$\dot{\phi}_{sec,ut}$ [W]	T_{BT54} [°C]	$\dot{\phi}_{serp+incr}$ [W]	Irr _{puff} [W]	ϵ_{puff} [%]
05/06/2021	1495,631	307,198	32,53	358,078	50,880	87,94
06/06/2021	1290,891	255,779	31,26	339,777	83,998	79,05
07/06/2021	834,352	152,896	28,31	190,721	37,825	83,05
08/06/2021	780,357	134,417	25,76	197,554	63,137	72,03

Tabella 4.9 – Analisi exergetica del termoaccumulo

DATA	$\dot{Q}_{prim,ut}$ [W]	$\dot{\Phi}_{prim,ut}$ [W]	T_{BT53} [°C]	$\dot{\Phi}_{serp+incr}$ [W]	Irr_{tank} [W]	ϵ_{tank} [%]
04/06/2021	2237,215	277,645	39,83	361,305	83,659	77,27
05/06/2021	2941,486	380,557	41,39	456,968	76,411	85,57
06/06/2021	2556,794	297,226	35,23	359,986	62,760	87,57
07/06/2021	1554,417	164,168	31,59	191,373	27,205	89,52
08/06/2021	1629,434	170,321	31,03	221,734	51,413	82,80
09/06/2021	1834,777	296,717	50,56	404,052	107,334	77,22
10/06/2021	1483,159	245,897	55,55	266,274	20,377	90,46
11/06/2021	1589,033	251,751	52,35	322,708	70,956	76,82
12/06/2021	1887,985	318,381	55,89	421,424	103,042	78,46
13/06/2021	2306,639	416,104	61,23	534,946	118,842	79,66
14/06/2021	2287,644	415,703	62,18	529,605	113,902	79,32
15/06/2021	1673,462	297,271	60,14	319,299	22,028	92,28

Tabella 4.10 – Analisi exergetica del collettore solare

DATA	$\dot{Q}_{sol,ut}$ [W]	$\dot{\Phi}_{sol,ut}$ [W]	$T_{pm,A,medio}$ [°C]	$\dot{\Phi}_{solar}$ [W]	Irr_{coll} [W]	ϵ_{coll} [%]
04/06/2021	4222,207	533,256	41,43	4105,927	3572,671	13,19
05/06/2021	5462,998	770,915	46,38	5338,055	4567,141	14,42
06/06/2021	5838,999	762,366	42,21	5632,693	4870,327	13,59
07/06/2021	4361,832	526,254	39,09	4240,757	3714,503	12,48
08/06/2021	6478,738	742,103	35,70	6192,763	5450,660	11,88
09/06/2021	6919,313	1136,783	55,38	6774,084	5637,301	16,84
10/06/2021	4643,222	749,524	53,13	4614,583	3865,059	15,99
11/06/2021	3876,050	634,486	53,87	3903,870	3269,383	16,08
12/06/2021	5940,043	1013,344	58,11	5860,616	4847,271	17,25
13/06/2021	6447,531	1173,800	62,26	6350,337	5176,538	18,54
14/06/2021	6215,409	1145,107	62,92	6163,804	5018,697	18,59
15/06/2021	3222,366	538,167	55,11	3297,452	2759,285	15,61

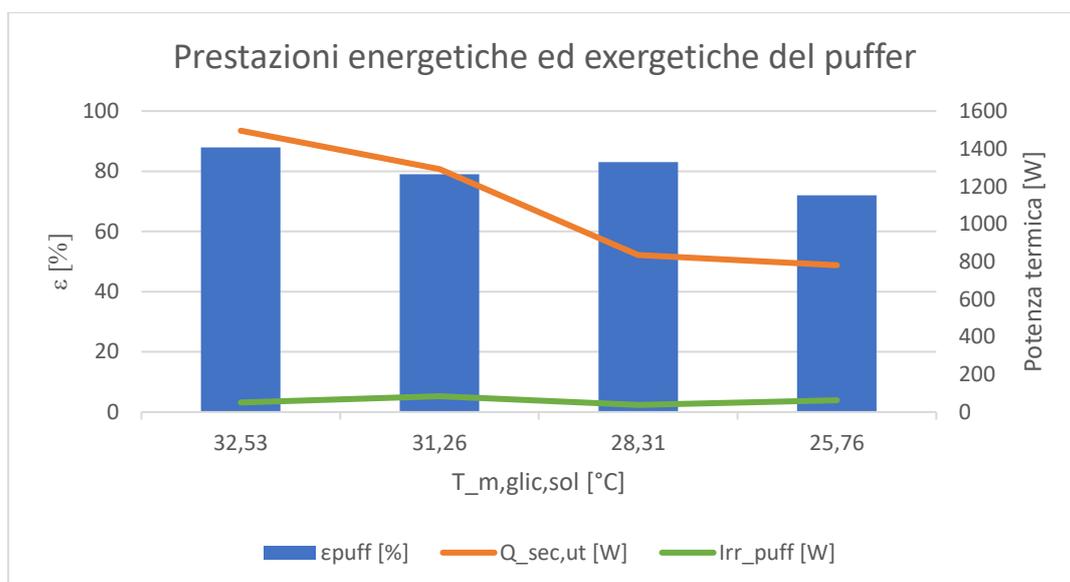


Figura di Tabella 4.8: Riassunto risultati del puffer (Date in ordine dal 05/06/'20 al 08/06'20 sull'asse x).

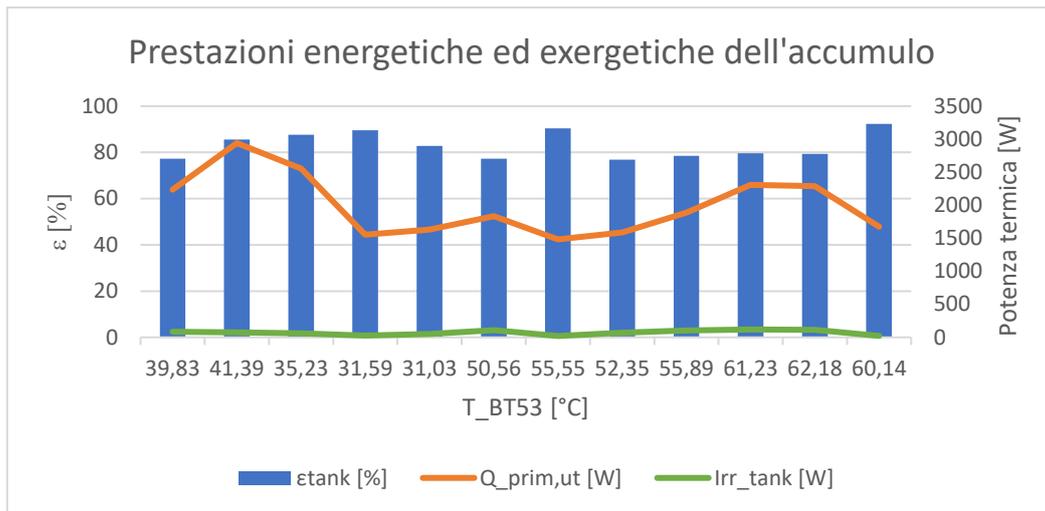


Figura di Tabella 4.9: Riassunto risultati dell'accumulo (Date in ordine dal 04/06/'20 al 15/06'20 sull'asse x).

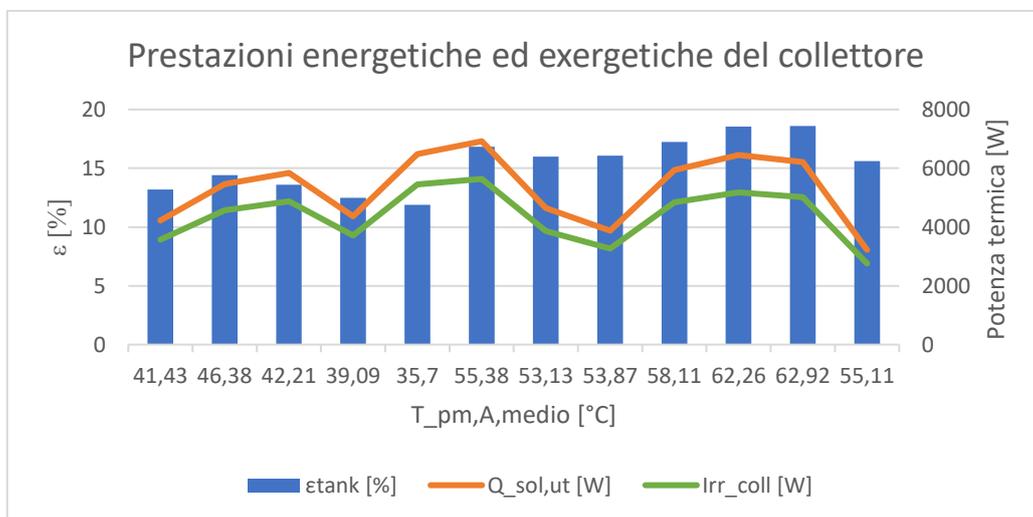


Figura di Tabella 4.10: Riassunto risultati del collettore (Date in ordine dal 04/06/'20 al 15/06'20 sull'asse x).

Come già capitato con i calcoli relativi all'accoppiamento di una PdCG con un impianto solare fotovoltaico, gran parte delle irreversibilità che un impianto solare genera sono dovute al componente che assorbe l'irradianza solare, in quanto è il componente caratterizzato da perdite ottiche ma soprattutto termiche. Infatti, le dispersioni che caratterizzano un collettore solare sono molto maggiori di quelle di un serbatoio in quanto quest'ultima tecnologia è possibile da rivestire completamente con un materiale isolante, diversamente da quanto accade per i collettori solari che necessitano l'utilizzo di vetri, al fine di poter assorbire una quantità maggiore di energia solare, compresa parte dello spettro degli infrarossi, ma che sono anche caratteristici di grandi dispersioni di calore.

Per quanto riguarda i valori di Q_{sec} , sarebbe stato possibile calcolarli molto più rapidamente. Infatti:

$$(4.24) \rightarrow \dot{Q}_{sec} = \dot{m}_{sec} * c_{p,glic} * (M1_{T_{Mandata}} - M1_{T_{Ritorno}}) \quad [W]$$

Dove le temperature $M1_{T_{Mandata}}$ e $M1_{T_{Ritorno}}$ sono le temperature registrate dalle sonde installate nella linea di tubazioni del circuito secondario, come è possibile vedere dallo schema in Figura 4.7. Tali temperature presentano, però, una precisione dell'ordine di grandezza del grado centigrado. La diretta conseguenza di tale accuratezza si riflette nel calcolo di \dot{Q}_{sec} utilizzando la formula (4.24). Infatti, nei 216 time-step disponibili nel periodo in esame l'80,09% presentano una

differenza di temperatura pari a 0 che di conseguenza genera valori di \dot{Q}_{sec} anch'essi pari a 0. Di conseguenza è stato necessario trovare un metodo che consentisse una precisione con un ordine di grandezza minore del grado centigrado, ossia quello spiegato nei paragrafi precedenti che si conclude con i risultati in Figura 4.11 ed in Tabella 4.8 per \dot{Q}_{sec} .

Al fine di dimostrare ulteriormente la validità del metodo di calcolo presente nei paragrafi precedenti, si è cercato di trovare tra i dati disponibili quello con un comportamento più simile possibile a M1_T_Mandata o a M1_T_Ritorno. La Figura 4.12 mette in relazione T_{BT54} e M1_T_Mandata.

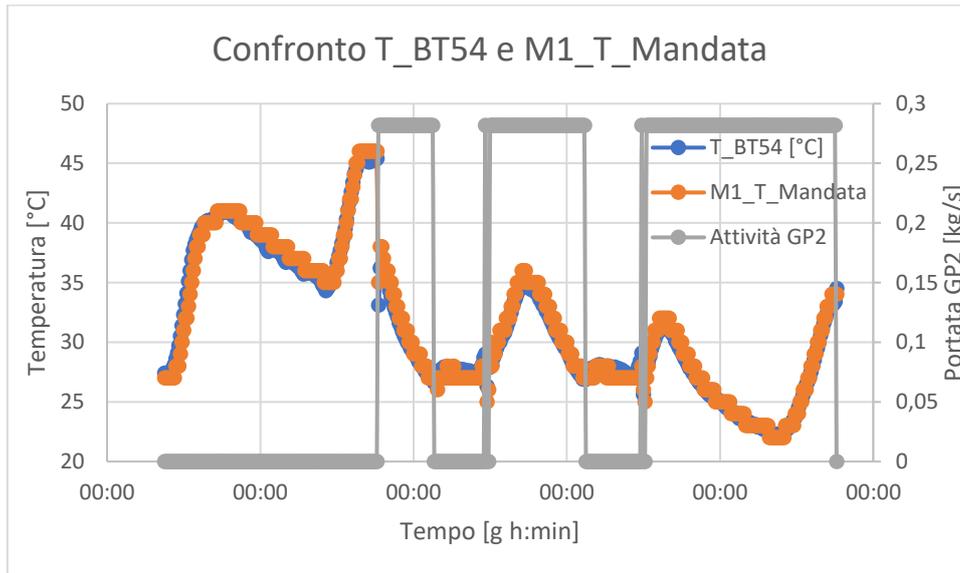


Figura 4.12: Andamento T_{BT54} e M1_T_Mandata nel periodo relativo alla prova di scarico al terreno.

L'andamento delle due temperature presenti in Figura 4.12 pare pressoché identico e porta all'ipotesi che le due temperature possano essere considerate equivalenti. Tale ipotesi è dimostrata dal fatto che l'errore relativo medio tra queste due temperature nei momenti di attività del circuito secondario è pari a 0,42%. Quindi è possibile utilizzare la formula (4.24) sostituendo a M1_T_Mandata i valori di T_{BT54}. L'obiettivo è il calcolo della temperatura di ritorno del circuito secondario, per confrontarla con i valori che si possiedono relativi a M1_T_Ritorno.

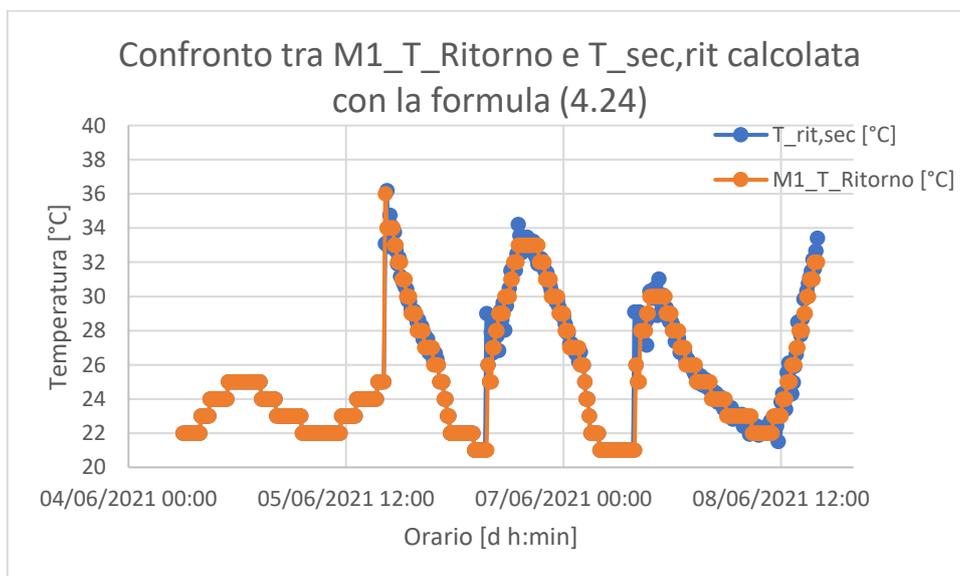


Figura 4.13: Andamento T_{rit,sec} e M1_T_Ritorno nel periodo relativo alla prova di scarico al terreno.

L'errore relativo medio tra le due temperature di Figura 4.13 nei momenti di attività del circuito secondario è pari a 1,24%. I due errori relativi calcolati stabiliscono che i valori calcolati e quelli rilevati per mandata e ritorno del circuito secondario sono equivalenti; quindi, i calcoli eseguiti con le formule dalla (4.1) alla (4.23b), per il calcolo delle potenze termiche prodotte e disperse dai tre circuiti, sono anch'essi validi.

4.3 – Stima delle prestazioni invernali dell'impianto accoppiato

Per quanto riguarda le prestazioni invernali dell'impianto composto da solare termico e PdCG, si parte dai dati già precedentemente analizzati nel Capitolo 2 relative al periodo che intercorre tra il 23/10/2019 ed il 31/10/2019. Per riuscire ad analizzare il comportamento che avrebbe avuto l'impianto solare termico se nel periodo invernale in esame fosse stato già installato sono necessari alcuni dati tra i quali: $T_{pm,A}$, temperatura media del pannello solare, T_{ext} , temperatura dell'ambiente esterno, G_t , irradianza solare e $T_{serb,BP2}$, temperatura caratteristica del serbatoio solare, assimilabile come detto in precedenza a T_{BT53} . Data l'assenza del puffer nel periodo di ottobre 2019 in esame non è in alcun modo possibile conoscere la temperatura caratteristica all'interno del puffer da 200 [l].

Tra le quattro grandezze disponibili, però, solo due di esse possono avere un'utilità effettiva all'interno di questa stima, ossia T_{ext} e G_t . Infatti, dalla Figura 4.14, che rappresenta la $T_{serb,BP2}$ nel periodo di ottobre 2019 in esame, è possibile dire che in quei giorni l'impianto solare, all'epoca accoppiato con il serbatoio dell'ACS, non sia stato utilizzato.

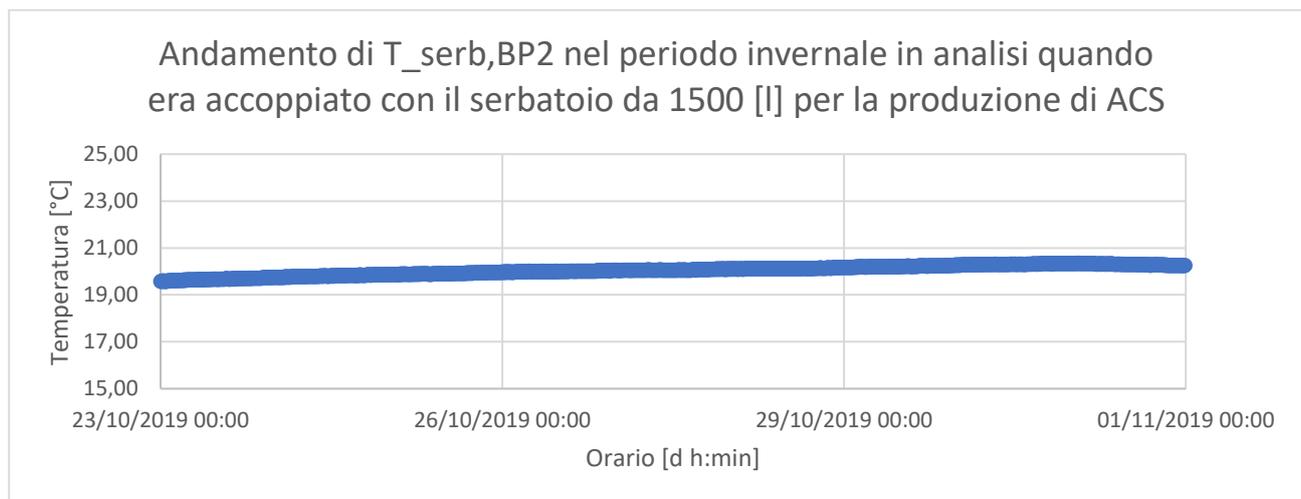


Figura 4.14: $T_{serb,BP2}$ nel periodo dal 23/10/2019 al 31/10/2019.

Questa mancanza di utilizzo dell'impianto solare non è però da determinarsi a causa dell'impossibilità di creare calore utile agli altri impianti ad essi collegati, quanto più alla non necessità di questi di riceverlo e/o alla scelta dei gestori dell'impianto di non utilizzare nel periodo in analisi l'impianto solare. Infatti, nel corso di questo periodo le condizioni per l'utilizzo dell'impianto solare sono rispettate, come sarà spiegato e mostrato in seguito; pertanto, l'utilizzo di tale impianto era possibile.

Il metodo utilizzato per il calcolo delle temperature assenti nel periodo dal 23/10/2019 al 31/10/2019, ossia T_{BT53} e T_{BT54} , è un modello di regressione lineare. I modelli di regressione lineare sono modelli statistici utili al fine di trovare delle correlazioni tra due variabili che si suppone possano avere un legame. L'obiettivo è quello di prevedere il comportamento della variabile dipendente a seconda dei diversi valori della variabile indipendente. Per fare ciò è necessario avere almeno un campione di dati per ogni differente modello di regressione che si vuole calcolare al fine di trarre conclusioni valide per l'intera popolazione, anche futura. Con Excel è possibile calcolare le linee di tendenza da due

diversi set di dati ed estrapolare il valore R^2 di tale regressione. R^2 , chiamato coefficiente di determinazione, è un indice che misura la forza della relazione tra la variabile indipendente e quella dipendente, i cui valori sono compresi tra 0 ed 1, con il valore 0 che indica un modello le cui variabili indipendenti non spiegano la variabilità della variabile dipendente intorno alla sua media, mentre con il valore 1 la variabilità della variabile dipendente è spiegata completamente, ossia la predizione dei valori della variabile dipendente portano ad un risultato esatto. Questo valore è calcolato con la seguente formula:

$$(4.25) \rightarrow R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad [-]$$

Dove il termine al numeratore è la devianza totale, ossia la varianza del campione dei dati applicata sulla variabile dipendente moltiplicata per il numero degli elementi del campione stesso, mentre il denominatore è la devianza residua, ossia la varianza del campione di dati applicato agli errori casuali, che per definizione sono le differenze tra i valori della variabile dipendente presenti nel campione di dati e i valori della stessa variabile dipendente calcolati con la formula del modello di regressione.

Il termine R^2 , però, è una condizione necessaria ma non sufficiente per stabilire la correlazione tra le variabili indipendente e dipendente. Al fine di determinare se il coefficiente R^2 sia statisticamente valido è necessario conoscere i valori dei p-value della distribuzione cumulativa standardizzata sia per il coefficiente angolare che per l'intercetta della regressione lineare. Se il valore p-value relativo al test statistico in analisi è inferiore a 0,05 allora si può stabilire che la regressione è statisticamente valida e che di conseguenza anche il coefficiente di determinazione R^2 lo sia.

Con lo strumento “Analisi dati” presente in Excel è possibile trovare i valori di p-value di ogni campione statistico in analisi per quanto riguarda la regressione lineare. Se i valori p-value fossero rispettati, ma la regressione lineare generasse un valore di R^2 inferiore a 0,9 è possibile cambiare il tipo di relazione che lega la variabile dipendente e la variabile indipendente, scegliendo per esempio una correlazione polinomiale di grado n oppure una correlazione di potenza.

Prima dell'analisi delle linee di tendenza delle temperature T_{BT53} e T_{BT54} , è necessario conoscere il comportamento dei tre circuiti che compongono l'impianto solare durante le giornate già analizzate del periodo di giugno 2021, come possibile vedere in Figura 4.15. Infatti, ogni campione statistico differente è dato dalle contemporanee attività ed inattività dei tre circuiti.

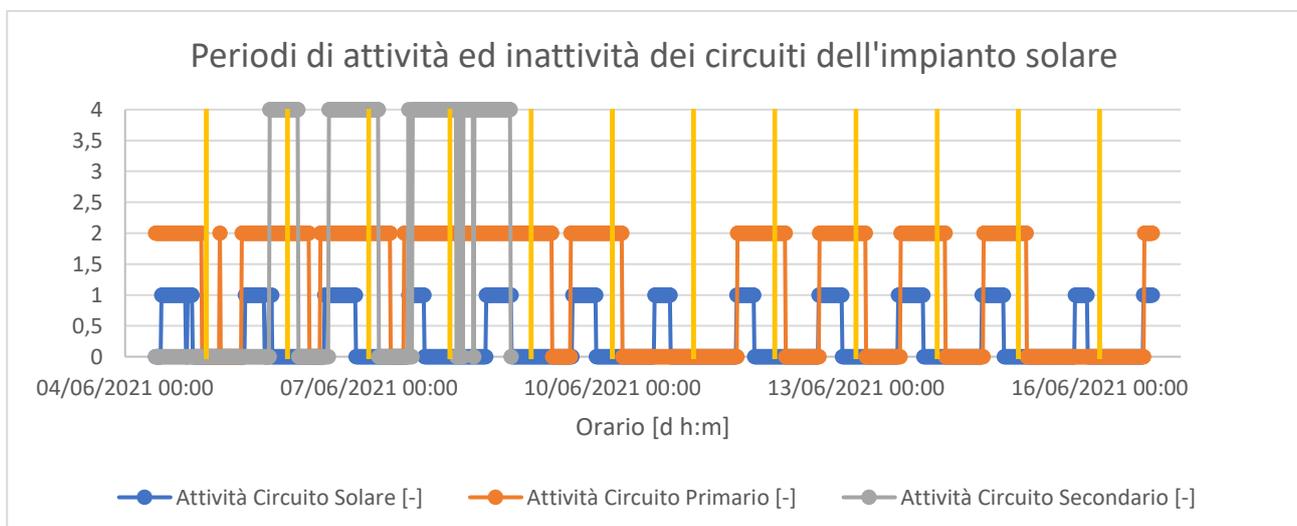


Figura 4.15: Periodi di attività dei tre circuiti dell'impianto solare nel periodo 04/06/2021 – 16/06/2021.

Dalla Figura 4.15, a cui sono stati aggiunti, con le linee in giallo, gli istanti di tempo relativi alla mezzanotte di ogni giorno analizzato al fine di migliorare la lettura di tale grafico, si può notare come il periodo di inizio di attività del circuito solare e di inizio di attività del circuito primario coincidano o comunque avvengano a tempi molto ravvicinati. Pertanto, è possibile dire che i periodi relativi alla sola attività del circuito solare (e della contemporanea inattività del circuito primario) sono talmente brevi da poter essere considerati trascurabili. Per quanto riguarda i periodi di attività del circuito secondario si può notare che se questo è attivo allora anche il circuito primario è contemporaneamente attivo, tranne che per periodi molto brevi e quindi trascurabili.

Quindi le linee di tendenza utilizzate per il calcolo della temperatura T_{BT53} , temperatura caratteristica all'interno del termoaccumulo, saranno calcolate nei periodi relativi a:

- Contemporanea attività del circuito solare e del circuito primario (Figura 4.16)
- Inattività del circuito solare e contemporanea attività del circuito primario (Figura 4.17)
- Contemporanea inattività del circuito solare e del circuito primario (Figura 4.18)

Le linee di tendenza utilizzate per il calcolo delle temperature T_{BT54} , temperatura caratteristica all'interno del puffer, saranno calcolate nei periodi relativi a:

- Contemporanea attività del circuito primario e del circuito secondario (Figure 4.19 e 4.20)
- Attività del circuito primario e contemporanea inattività del circuito secondario (Figura 4.21)
- Contemporanea inattività del circuito primario e del circuito secondario (Figura 4.22)

La presenza di due diverse figure per il caso di circuito primario e circuito secondario contemporaneamente attivi è dovuta al fatto che mentre in Figura 4.19 è attivo anche il circuito solare oltre al primario ed al secondario, in Figura 4.20 il circuito solare sia inattivo.

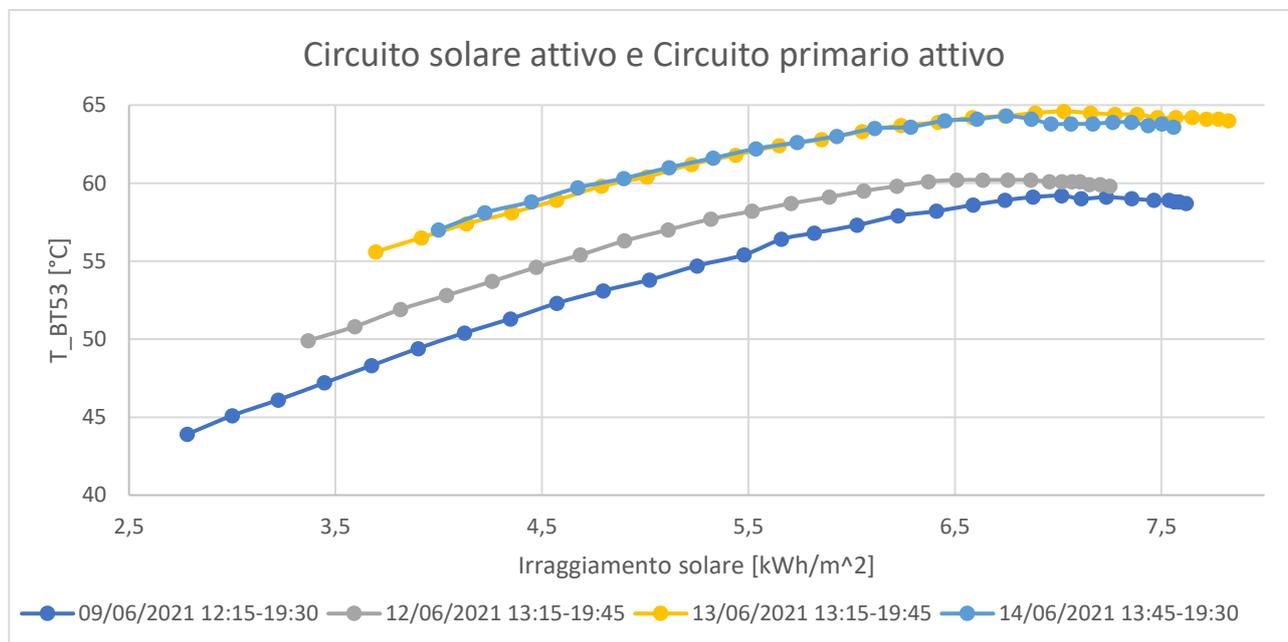


Figura 4.16: Attività del circuito solare e del circuito primario.

Tabella 4.11 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.16, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza T_{BT53}/I_{sol} [$^{\circ}C/(kWh/m^2)$] (Caso di regressione lineare)	3,2611E-27
Intercetta T_{BT53} [$^{\circ}C$] (Caso di regressione lineare)	2,1964E-18

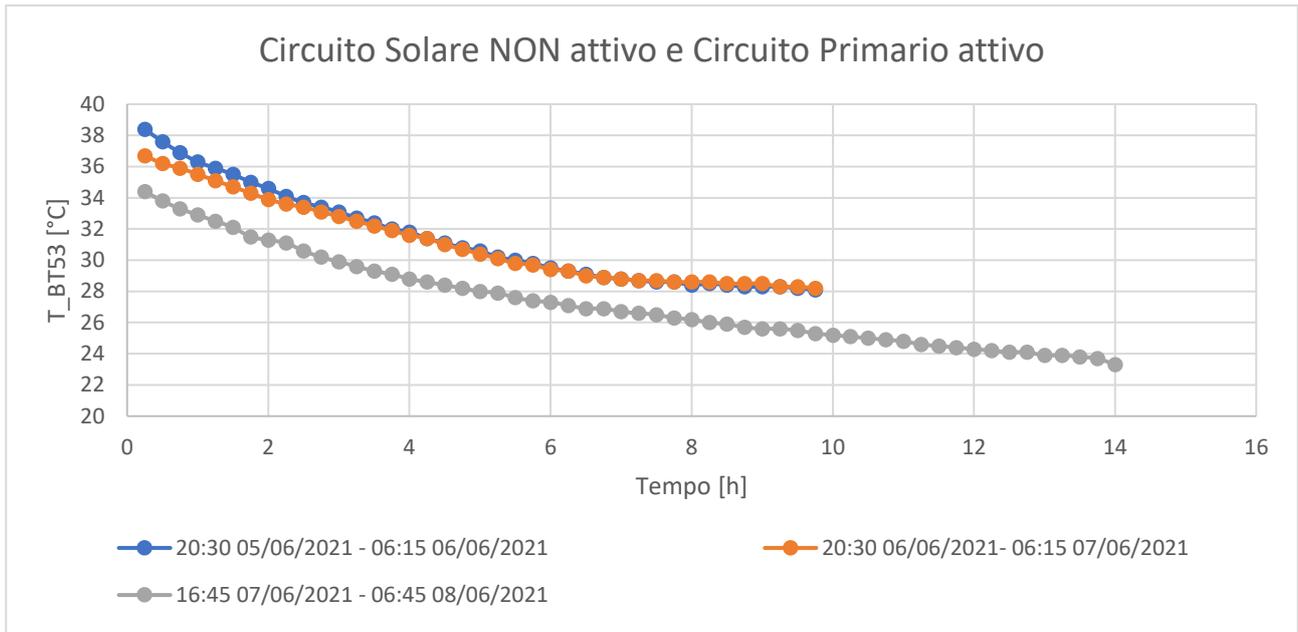


Figura 4.17: Inattività del circuito solare ed attività del circuito primario.

Tabella 4.12 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.17, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT53}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	9,6904E-52
Intercetta T_{BT53} [°C] (Caso di regressione lineare)	1,4248E-22

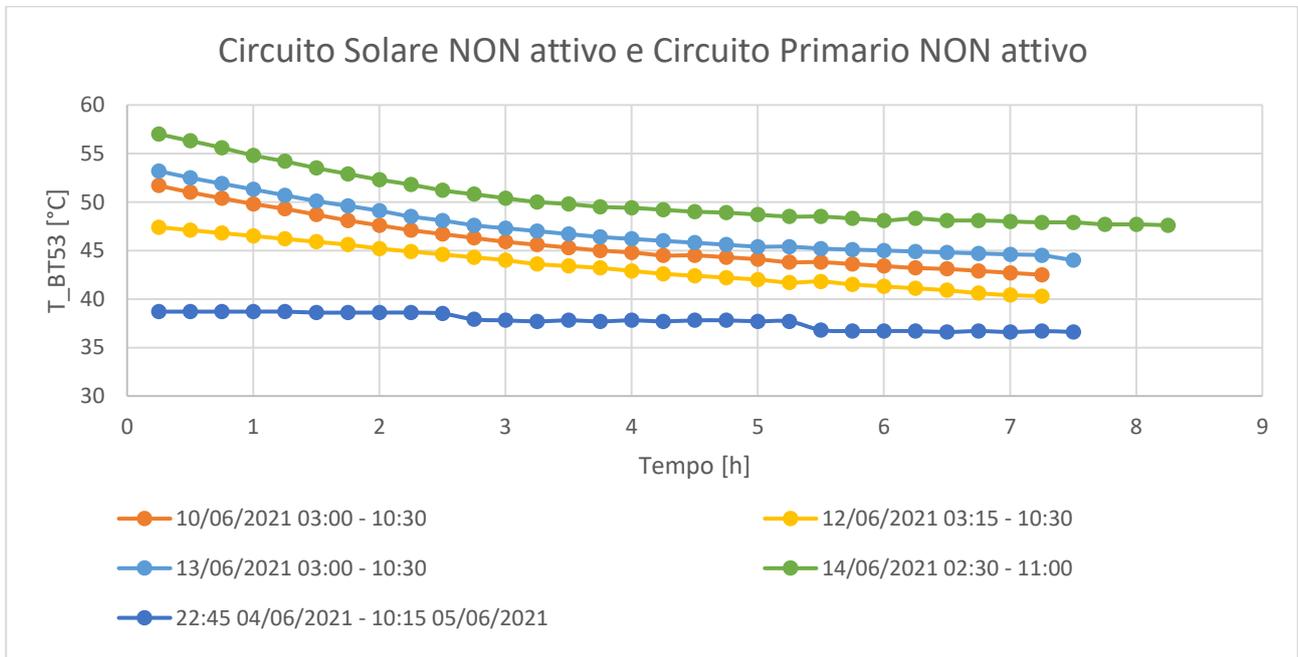


Figura 4.18: Inattività del circuito solare e del circuito primario.

Tabella 4.13 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.18, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT53}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	6,8861E-65
Intercetta T_{BT53} [°C] (Caso di regressione lineare)	6,7900E-20

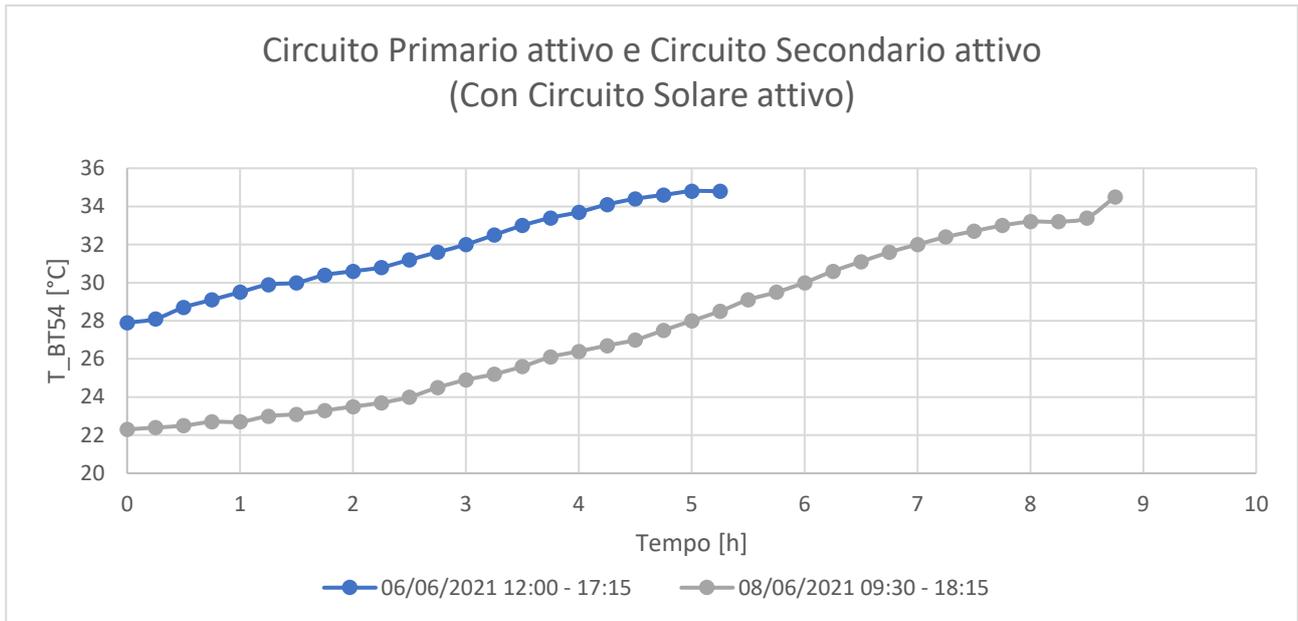


Figura 4.19: Attività del circuito primario e del circuito secondario (con circuito solare attivo).

Tabella 4.14 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.19, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT54}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	2,4897E-39
Intercetta T_{BT54} [°C] (Caso di regressione lineare)	4,9236E-23

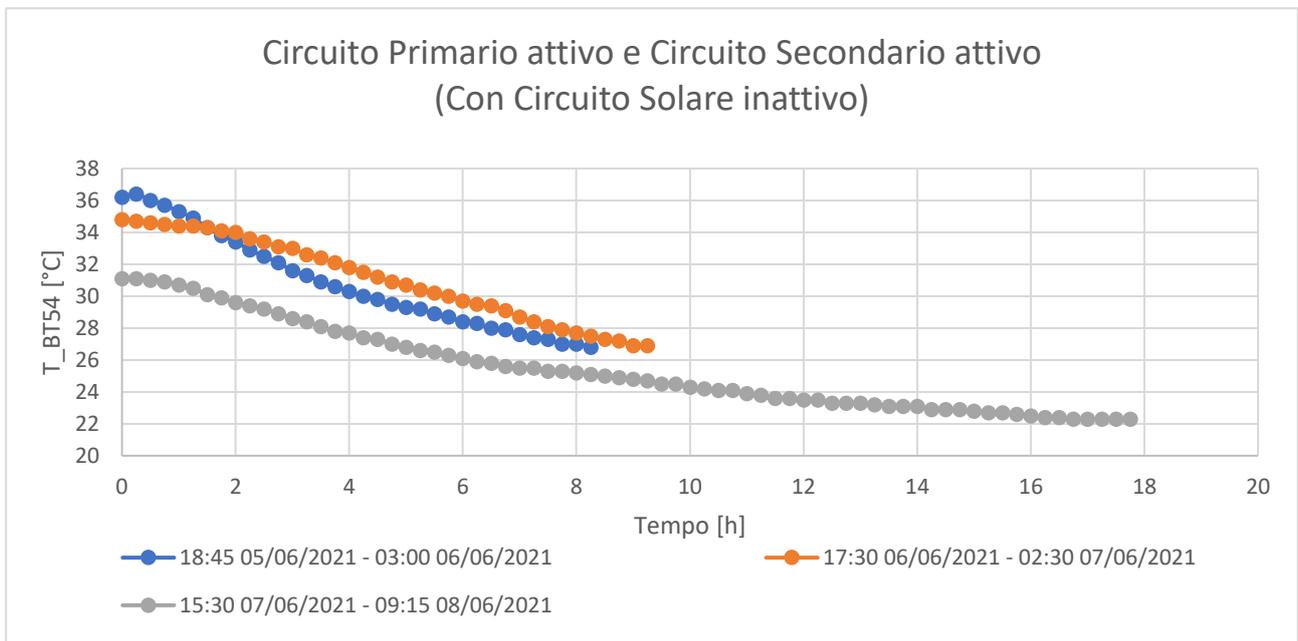


Figura 4.20: Attività del circuito primario e del circuito secondario (con circuito solare inattivo).

Tabella 4.15 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.20, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT54}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	2,3186E-95
Intercetta T_{BT54} [°C] (Caso di regressione lineare)	7,5556E-43

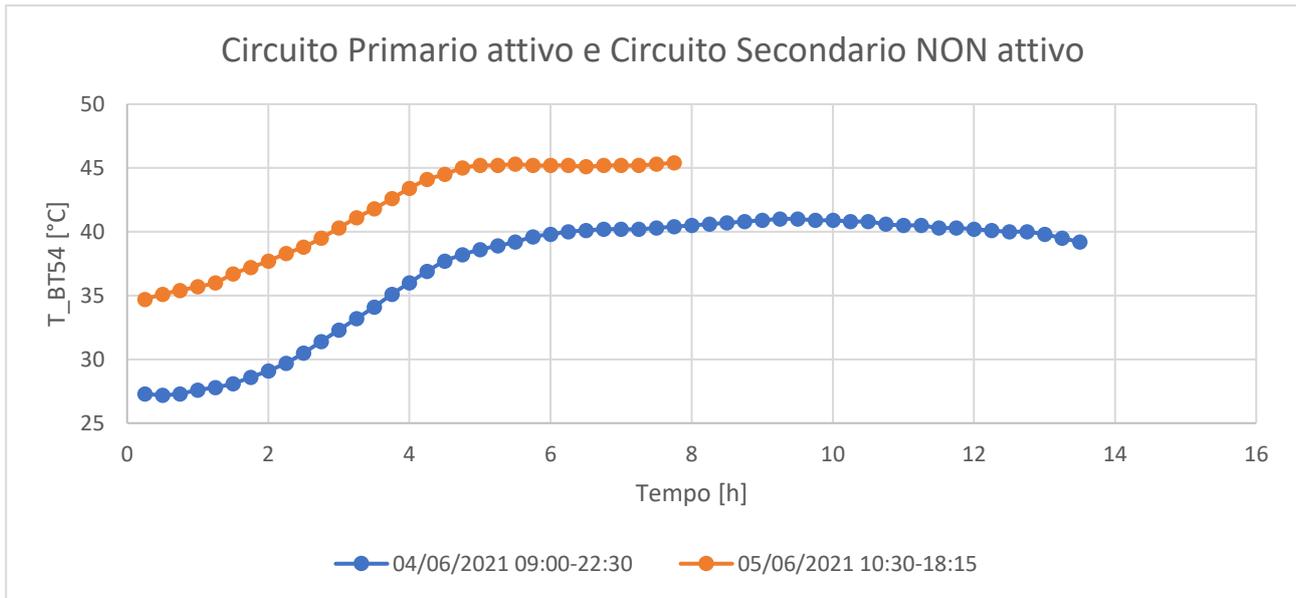


Figura 4.21: Attività del circuito primario ed inattività del circuito secondario.

Tabella 4.16 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.21, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT54}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	2,0569E-42
Intercetta T_{BT54} [°C] (Caso di regressione lineare)	6,4641E-16

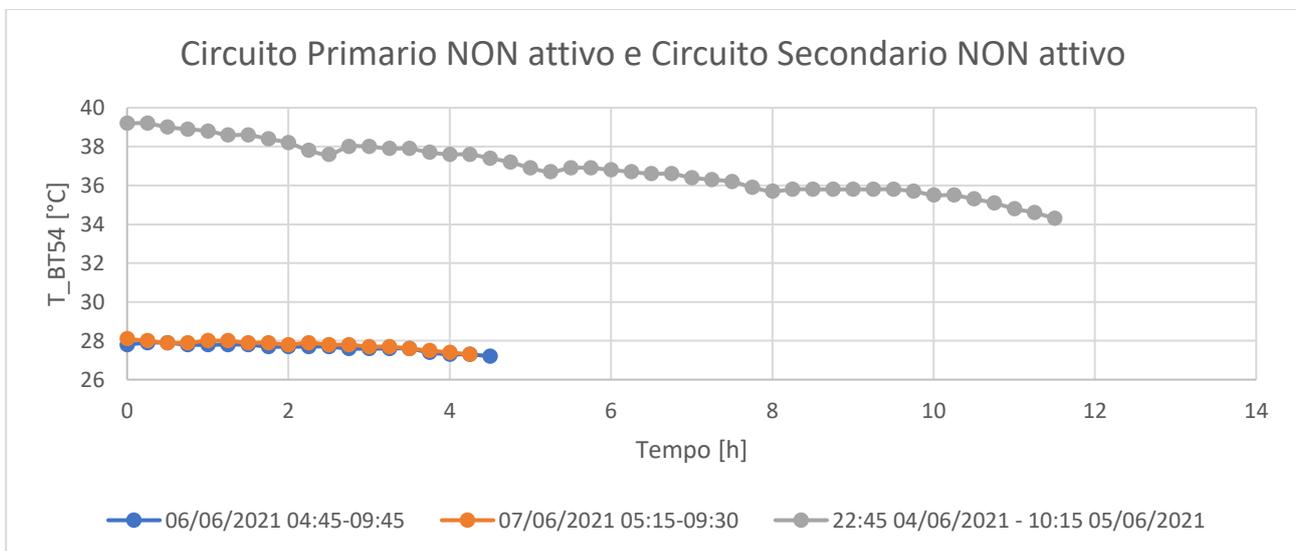


Figura 4.22: Inattività del circuito primario e del circuito secondario.

Tabella 4.17 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.22, con formula in Tabella 4.18

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $T_{BT54}/\Delta t$ [°C/h] (Caso di regressione lineare)	5,1668E-92
Intercetta T_{BT54} [°C] (Caso di regressione lineare)	1,1872E-38

Tutti i p-values ottenuti con lo strumento “Analisi Dati” di Excel hanno un valore molto inferiore a 0,05, quindi i modelli di regressione sono statisticamente validi. Per quanto riguarda la valutazione della temperatura T_{BT53} nei periodi di attività del circuito solare è stata preferita come variabile indipendente l’irraggiamento solare giornaliero, misurato in $[kWh/m^2]$ calcolato per ogni time-step

con la formula (3.22), diversamente che il tempo, misurato in [h], come per le altre sei figure. Di seguito vengono mostrate le formule delle linee di tendenza usate per il calcolo di T_{BT53} e di T_{BT54} .

Tabella 4.18 – Linee di tendenza utili per stimare i valori di T_{BT53} e T_{BT54} nel periodo invernale

Variabile Indipendente	Variabile Dipendente	Formola utilizzata e Figura dalla quale è stata ricavata	Valore di R^2
$x = I_{sol} [kWh/m^2]$	$y = T_{BT53} [^{\circ}C]$	Figura 4.16 $\rightarrow y = -0,598*x^2 + 9,7422*x + 21,736$	0,9958
$x = t [h/4]$	$y = T_{BT53} [^{\circ}C]$	Figura 4.17 $\rightarrow y = 0,118*x^2 - 2,2135*x + 38,601$	0,9988
$x = t [h/4]$	$y = T_{BT53} [^{\circ}C]$	Figura 4.18 $\rightarrow y = -0,041*x^2 - 0,06*x + 38,738$	0,912
$x = t [h/4]$	$y = T_{BT54} [^{\circ}C]$	Figura 4.19 $\rightarrow y = 1,3911*x + 27,944$	0,993
		Figura 4.20 $\rightarrow y = 0,0279*x^2 - 0,9957*x + 31,355$	0,9959
$x = t [h/4]$	$y = T_{BT54} [^{\circ}C]$	Figura 4.21 $\rightarrow y = -0,1843*x^2 + 3,5514*x + 24,233$	0,972
$x = t [h/4]$	$y = T_{BT54} [^{\circ}C]$	Figura 4.22 $\rightarrow y = -0,3772*x + 39,058$	0,9773

La scelta di queste linee di tendenza per i calcoli estivi e non di altre, sempre disponibili nei grafici delle Figure dalla 4.16 alla 4.22, è dovuta ad alcuni fattori:

- 1) La scelta di utilizzare come linea di tendenza, per il calcolo di T_{BT53} nei periodi di contemporanea attività del circuito solare e del circuito primario, una curva appartenente al periodo successivo alla prova di scarico al terreno è dovuta al fatto che le condizioni di attivazione e disattivazione del circuito solare nel periodo di analisi invernale dal 23/10/2019 al 31/10/2019 coincidono con quelle del periodo successivo alla prova di scarico al terreno, mentre non coincidono con quelle utilizzate nella prova stessa, come già precedentemente mostrato nell'elenco puntato presente nei paragrafi seguenti alla Figura 4.7. Tra le 4 curve disponibili in Figura 4.16 è stata scelta la linea di tendenza con la minore temperatura iniziale, dal momento che le potenze termiche che l'impianto solare può generare durante il periodo invernale sono minori rispetto a quelle generabili nei periodi estivi. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita in quanto il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,8374 quindi inferiore a 0,9.

La linea di tendenza usata per il calcolo di T_{BT53} nel periodo invernale, con circuito solare attivo e circuito primario attivo, è stata quindi ricavata dalla curva relativa al periodo tra le 12:15 e le 19:30 del 09/06/2021.

- 2) Diversamente al punto precedente, tra le curve che descrivono il comportamento dei periodi di inattività del circuito solare e di contemporanea attività del circuito primario, è stata scelta una linea di tendenza riferita alle curve relative al periodo della prova di scarico al terreno in quanto l'unico periodo caratterizzato da intervalli di tempo di attività anche del circuito secondario. Infatti, l'utilizzo del circuito secondario aumenta i periodi di attività del circuito primario poiché avrà il doppio compito di dissipare il calore in eccesso prodotto dal circuito solare oltre che di fornire potenza termica al circuito secondario. Tra le curve presenti nella Figura 4.17 si è scelta quella caratterizzata da temperature iniziali maggiori, al fine di favorire valori di T_{BT53} più alti nel periodo invernale poiché questa temperatura è presente nella condizione di attivazione del circuito secondario, come possibile vedere dall'elenco puntato presente sotto la Figura 4.4. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita in quanto il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,8228 quindi inferiore a 0,9.

La linea di tendenza usata per il calcolo di T_{BT53} nel periodo invernale, con circuito solare inattivo e circuito primario attivo, è stata quindi ricavata dalla curva relativa al periodo tra le 20:30 del 05/06/2021 e le 06:15 del 06/06/2021.

- 3) Per quanto riguarda le curve che descrivono il comportamento di contemporanea inattività del circuito solare e del circuito primario, nella Figura 4.18 sono disponibili tutte le curve sia ricavabili dal periodo della prova di scarico al terreno che al periodo successivo a tale prova. È

stata scelta una linea di tendenza riferita alle curve relative al periodo della prova di scarico al terreno in quanto caratterizzata da temperature iniziali minori, in analogia alla scelta effettuata nel punto precedente. Infatti, i periodi analizzati in Figura 4.18 sono sempre consecutivi ai periodi analizzati in Figura 4.17. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita in quanto il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,8653 quindi inferiore a 0,9.

La linea di tendenza usata per il calcolo di T_{BT53} nel periodo invernale, con circuito solare inattivo e circuito primario inattivo, è stata quindi ricavata dalla curva relativa al periodo tra le 22:45 del 04/06/2021 e le 10:15 del 05/06/2021.

- 4) La scelta di utilizzare due diverse linee di tendenza, per il calcolo di T_{BT54} nei periodi di contemporanea attività del circuito primario e del circuito secondario è data dal diverso comportamento di T_{BT54} negli intervalli di tempo in cui il circuito solare è attivo oppure inattivo. Infatti, nel caso di circuito solare inattivo la temperatura caratteristica del puffer è decrescente (Figura 4.20), mentre nel caso di circuito solare attivo questa temperatura è crescente (Figura 4.19). Quest'ultimo fenomeno è dovuto al fatto che il circuito solare, quando attivo, fornisce una quantità di potenza ed energia termica al termoaccumulo maggiore di quella che riesce a fornire il circuito primario al puffer. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita per il periodo analizzato in Figura 4.20 poiché con la linea di tendenza di tipo lineare i valori iniziali e finali non coincidevano graficamente con i valori della curva ricavata dai dati.

Le linee di tendenza usate per il calcolo di T_{BT54} nel periodo invernale, con circuito primario attivo e circuito primario attivo, sono state quindi ricavate dalla curva relativa al periodo tra le 12:00 e le 17:15 del 06/06/2021, per quanto riguarda l'attività contemporanea con il circuito solare, e dalla curva relativa al periodo tra le 15:30 del 07/06/2021 e le 09:15 dell'08/06/2021, per quanto riguarda l'inattività contemporanea del circuito solare.

- 5) Poiché le curve presenti in Figura 4.21 sono solo due e poiché le linee di tendenza generabili da esse hanno coefficienti simili, si è scelto di utilizzare, per il calcolo di T_{BT54} nel periodo di ottobre 2019 da analizzare, la linea di tendenza caratterizzata da una temperatura iniziale minore, in quanto i periodi analizzati in Figura 4.21 sono successivi a quelli analizzati in Figura 4.20, che terminano con temperature tra i 25 e i 30 [°C]. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita in quanto il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,8331, inferiore a 0,9.

La linea di tendenza usata per il calcolo di T_{BT54} nel periodo invernale, con circuito primario attivo e circuito secondario inattivo, è stata quindi ricavata dalla curva relativa al periodo tra le 09:00 e le 22:30 del 04/06/2021.

- 6) Tra le curve presenti in Figura 4.22 che possono generare linee di tendenza statisticamente valide, solo una ha sia un valore di $R^2 > 0,90$ che una temperatura iniziale simile a quelle che si riscontrano alla fine dei periodi analizzati in Figura 4.21, temporalmente precedenti ai periodi in analisi in Figura 4.22. La linea di tendenza polinomiale di grado 2 è stata preferita in quanto il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,6950 quindi inferiore a 0,9.

La linea di tendenza usata per il calcolo di T_{BT54} nel periodo invernale, con circuito primario inattivo e circuito secondario inattivo, è stata quindi ricavata dalla curva relativa al periodo tra le 22:45 del 04/06/2021 e le 10:15 del 05/06/2021.

Dopo che sono state trovate le linee di tendenza che meglio descrivono i comportamenti delle due temperature caratteristiche dei serbatoi, è necessario capire quali sono gli istanti di attivazione dei circuiti. Se per il circuito primario e per il circuito secondario sono sufficienti le condizioni citate nel paragrafo precedente all'inizio del sottocapitolo 4.1, ciò non è sufficiente per il circuito solare, in quanto non sono note le temperature che il collettore solare avrebbe avuto in quei periodi poiché, come già fatto notare con la Figura 4.1, il circuito solare non è stato utilizzato nel periodo di ottobre 2019 da analizzare, ossia con l'accoppiamento con il serbatoio dell'ACS presente all'Energy Center.

Per quanto riguarda la condizione di disattivazione del circuito solare nel periodo invernale è possibile stabilire che la condizione $G_t > 90$ [W/m²], già utilizzata nell'arco dei calcoli del periodo estivo di giugno 2021 sia durante la prova di scarico al terreno che nei giorni successivi, risulti una condizione necessaria all'attività del circuito solare al fine di evitare che la potenza termica assorbita dal collettore risulti inferiore nei calcoli alla potenza termica dispersa dal componente stesso.

Per quanto riguarda la condizione di attivazione del circuito solare sono stati riportati in Figura 4.23 tutti gli istanti nei quali il circuito solare si è attivato nel periodo di giugno 2021, sia durante la prova di scarico termico al terreno che nei giorni immediatamente successivi. La variabile dipendente scelta è T_{BT53} , mentre la variabile indipendente scelta è I_{sol} , ossia l'irraggiamento solare. È stata scelta questa grandezza fisica in quanto è una quantità caratterizzata da una crescita progressiva nell'arco della giornata, diversamente da quanto accade per l'irradianza solare. Infatti, prima che le condizioni di attivazione del circuito solare vengano soddisfatte, deve passare del tempo affinché il collettore solare si scaldi a causa dell'assorbimento dell'energia termica del sole. Per questo motivo è stato scelto come variabile indipendente una grandezza dipendente sia dal tempo che dall'irradianza solare.

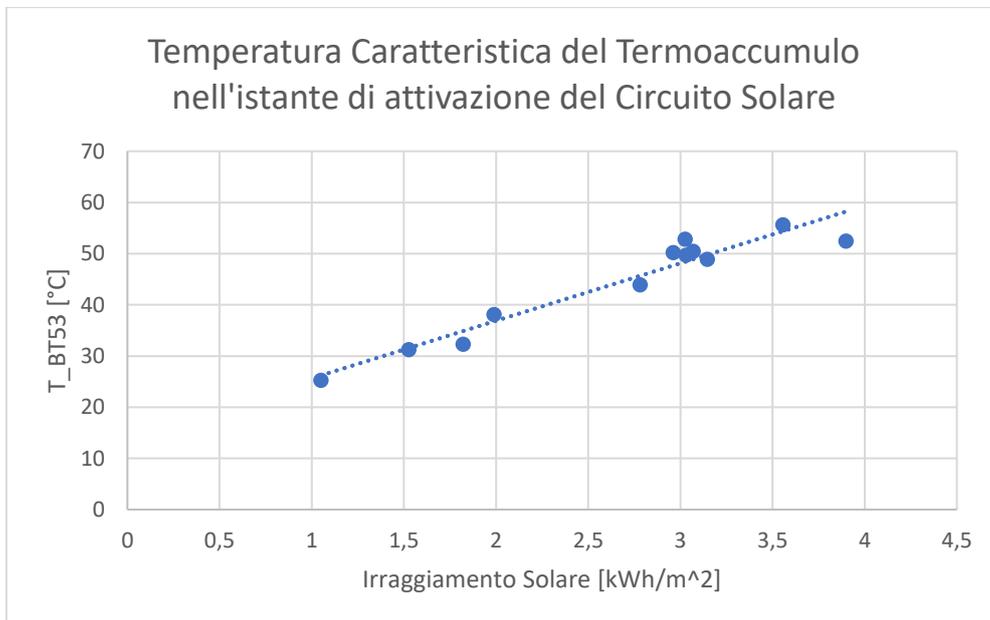


Figura 4.23: Linea di tendenza degli istanti di attivazione del Circuito Solare.

Tabella 4.19 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.23, con formula in Tabella 4.21

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza T_{BT53}/I_{sol} [°C/(kWh/m ²)] (Caso di regressione lineare)	3,5113E-04
Intercetta T_{BT53} [°C] (Caso di regressione lineare)	4,4266E-07

Poiché non è possibile conoscere la temperatura media del collettore nel periodo di ottobre 2019, il calcolo della potenza termica dispersa dal collettore con la formula (4.3) risulta non utilizzabile, così come il calcolo della potenza termica utile con la formula (4.1). Dal momento che non è nota neanche le temperature di mandata del circuito solare, non è possibile utilizzare nemmeno la formula (4.4) per il calcolo di $\dot{Q}_{sol,ut}$. L'unica formula che potrebbe essere utilizzata per questo calcolo rimane la definizione di rendimento del collettore solare.

$$(4.26a) \rightarrow \eta_{coll} = \frac{\dot{Q}_{sol,ut}}{A_{coll} * G_t} \quad [-]$$

Tutti gli elementi nel secondo membro della formula (4.26a) sono già noti nel periodo di giugno 2021, mentre l'efficienza del collettore è calcolabile, per cui è possibile osservare il comportamento reciproco tra queste due variabili. Poiché i dati di irradianza solare sono disponibili nel periodo di ottobre 2019 in analisi, se si riuscissero a stimare i valori di efficienza del collettore solare dipendenti dalla sola variabile indipendente nota, l'irradianza solare G_t , sarebbe potremmo procedere al calcolo di $\dot{Q}_{sol,ut}$. Anche qui si rende necessario l'utilizzo dello strumento "Analisi dati" di Excel, come fatto in precedenza per le Figure dalla 4.16 alla 4.22, e l'ottenimento di una linea di tendenza.

Per ottenere questa linea di tendenza è stato scelto, come precedentemente per il calcolo di T_{BT53} nei periodi di contemporanea attività dei circuiti solare e primario, il periodo successivo alla prova di scarico al terreno, quindi quello che inizia alle 18:15 dell'08/06/2021 e che termina il 16/06/2021 alle 15:30 con il circuito solare attivo, in quanto le condizioni di attivazione in quel periodo sono analoghe alle condizioni di attivazione che si vogliono simulare con l'utilizzo di queste linee di tendenza.

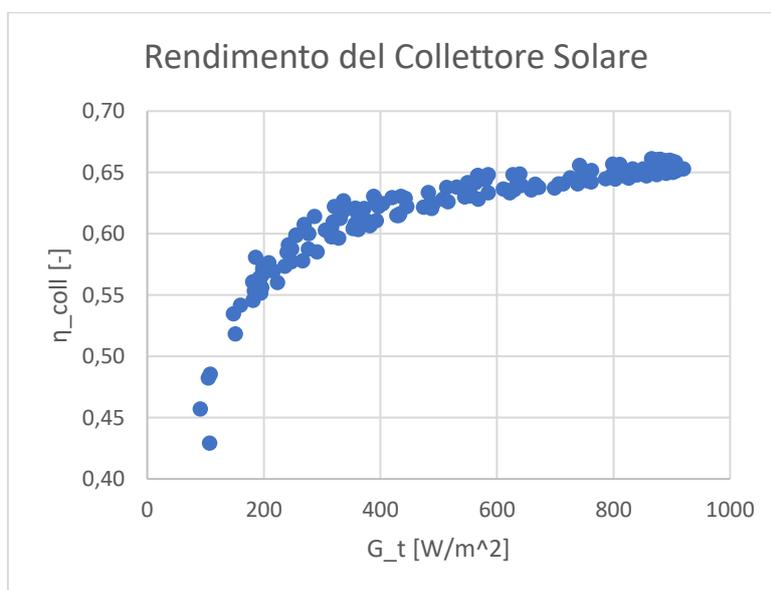


Figura 4.24: Linea di tendenza per il calcolo di $\dot{Q}_{sol,ut}$ nel periodo invernale.

Tabella 4.20 – P-values della linea di tendenza scelta dalla Figura 4.24, con formula in Tabella 4.21

VARIABILE	P-VALUE
Pendenza $\eta_{coll}/G_t [(W/m^2)^{-1}]$ (Caso di regressione lineare)	8,8531E-186
Intercetta $\eta_{coll} [-]$ (Caso di regressione lineare)	3,2369E-50

Anche per queste due correlazioni i p-values ottenuti con lo strumento "Analisi Dati" di Excel hanno un valore molto inferiore a 0,05. Quindi i modelli di regressione sono statisticamente validi. Di seguito vengono mostrate le formule delle linee di tendenza usate per il calcolo di T_{BT53} nell'istante di attivazione del circuito solare e per il calcolo dell'efficienza del collettore con unica variabile dipendente G_t . Per quanto riguarda la correlazione tra l'efficienza del collettore e l'irradianza solare, è stata scelta la linea di tendenza di potenza sia perché il valore di R^2 della linea di tendenza lineare era pari a 0,8374, inferiore a 0,9, e sia perché la formula ottenibile è simile alla formula (4.26a).

Tabella 4.21 – Linee di tendenza delle attivazioni del circuito solare ed efficienza del collettore

Variabile Indipendente	Variabile Dipendente	Formula utilizzata e Figura dalla quale è stata ricavata	Valore di R^2
$x = I_{sol} [kWh/m^2]$	$y = T_{BT53} [^{\circ}C]$	Figura 4.23 $\rightarrow y = 11,239*x + 14,399$	0,9295
$x = G_t [W/m^2]$	$y = \eta_{coll} [^{\circ}C]$	Figura 4.24 $\rightarrow y = \tau\alpha_{coll} - 35,149*x^{-1,086}$	0,9571

Con l'ottenimento di queste linee di tendenza è possibile passare, nei giorni che intercorrono dal 23 al 31 ottobre 2019, all'analisi della PdCG accoppiata all'impianto solare termico. Infatti, l'utilizzo di queste linee di tendenza consente di conoscere gli andamenti delle temperature T_{BT53} e T_{BT54} , ma anche i periodi di attività e di inattività dei tre circuiti dell'impianto solare termico. Questi andamenti riguardano i giorni dal 25 al 30 ottobre 2019, in quanto i giorni 23 e 31 ottobre vengono esclusi in quanto non completi di dati relativi ai circuiti della PdCG. Infatti, sono assenti i dati della mattina del 23/10/2019 e i dati del 31/10/2019 successivi alle 15:30. Per quanto riguarda l'esclusione del 24/10/2019, essa è causata dalle basse irradianze solari registrate quel giorno, in quanto l'irradianza solare massima è pari a $54,6 [W/m^2]$, che è comunque minore del valore pari a $90 [W/m^2]$ scelto come limite inferiore per quanto riguarda l'attività del circuito solare. Di seguito sono riportate le Figure 4.25, 4.26 e 4.27 che rappresentano rispettivamente gli andamenti di T_{BT53} , T_{BT54} ed i periodi di attivazione dei tre circuiti dell'impianto solare.

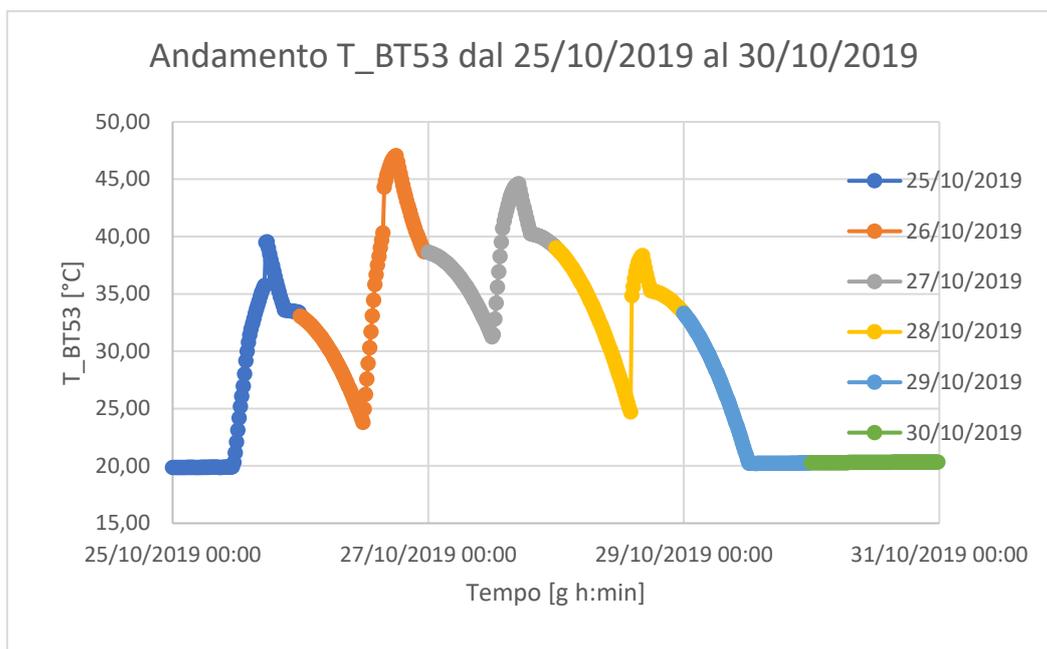


Figura 4.25: T_{BT53} nel periodo dal 25/10/2019 al 30/10/2019.

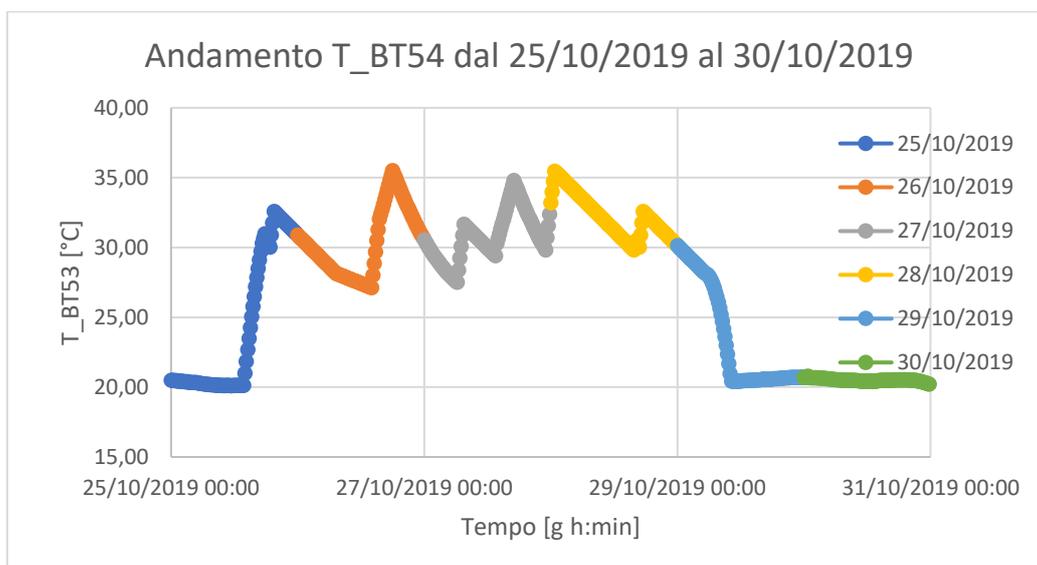


Figura 4.26: T_{BT54} nel periodo dal 25/10/2019 al 30/10/2019.

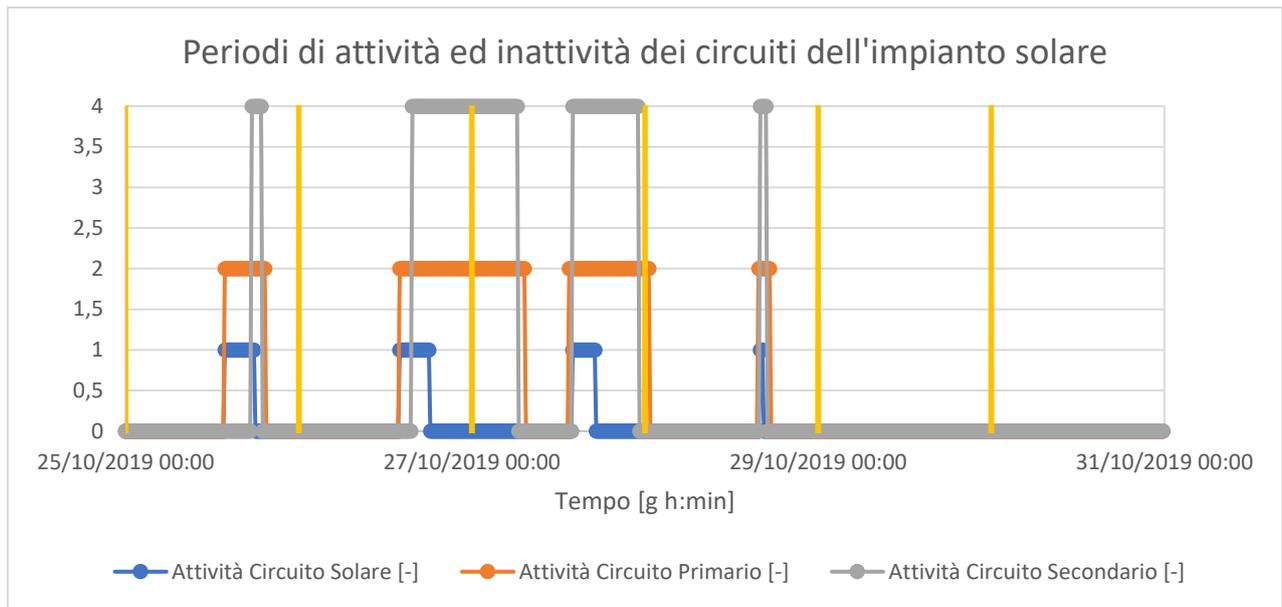


Figura 4.27: Periodi di attività dei tre circuiti dell'impianto solare nel periodo dal 25/10/2019 al 30/10/2019.

Dal momento che, come è possibile notare dalla Figura 4.27, i tre circuiti dell'impianto solare non risultano attivi nei giorni 29/10/2019 e 30/10/2019, non verranno eseguiti in quei due giorni i calcoli di analisi energetica ed exergetica dell'impianto solare. I calcoli relativi all'analisi energetica ed exergetica dei tre circuiti della PdCG rimangono di conseguenza identici a quelli ottenuti nel Capitolo 2 per quei due giorni e sono disponibili nelle tabelle successive alla Figura 2.2 per il 30/10/2019 ed alla Figura 2.8 per il 29/10/2019.

Per quanto riguarda le formule utilizzate per il calcolo delle potenze termiche dell'impianto solare termico nei giorni rimanenti da analizzare, queste sono identiche a quelle utilizzate nel sottocapitolo 4.2, ossia la (4.6), la (4.9), la (4.10) e la (4.5), in questo preciso ordine, con le efficienze delle serpentine presenti all'interno dei due serbatoi, ritenute costanti, ossia pari a $\eta_{serp,tank} = 82,71$ [%] e $\eta_{serp,puff} = 45,77$ [%]. L'unica formula non utilizzabile, come già precedentemente detto, è la (4.1), che però viene sostituita dalla (4.26a) con η_{coll} che viene calcolata con la linea di tendenza della Tabella 4.21. Di conseguenza la formula (4.26b) è:

$$(4.26b) \rightarrow Q_{sol,ut} = (\tau\alpha_{coll} - 35,149 * G_t^{-1,086}) * A_{coll} * G_t \quad [W]$$

Con l'utilizzo delle formule (4.26b), (4.6), (4.9), (4.10), (4.5), (2.22), (2.23), (2.25) e (3.20), sono ottenibili i risultati dell'analisi energetica ed exergetica dei componenti dell'impianto solare, che verranno riassunti in tabella con i valori giornalieri medi, calcolati nei periodi con almeno uno dei circuiti ad essi consecutivi attivo. Poiché la temperatura del collettore solare non è presente in questa analisi, la temperatura caratteristica del circuito solare, necessaria per l'utilizzo della formula (2.22), viene sostituita dal risultato medio giornaliero della temperatura media tra le temperature di mandata e di ritorno del collettore solare. La formula utilizzata è la seguente:

$$(4.27) \rightarrow T_{m,glic,sol} = \frac{T_{mand,sol} + T_{rit,sol}}{2}$$

Nello stesso set di dati in cui è presente $T_{serb,BP2}$ del periodo dal 25/10/2019 al 30/10/2019 è presente anche la temperatura di ritorno al collettore solare, ossia $T_{rit,sol}$. Utilizzando la formula (4.4), la cui unica incognita è la temperatura di mandata al collettore solare $T_{mand,sol}$, vengono calcolati, insieme

all'utilizzo della formula (4.27), tutti i valori relativi a $T_{m,glie,sol}$. Di seguito vengono mostrati i valori medi giornalieri dell'analisi energetica ed exergetica dei componenti dell'impianto solare termico nel periodo invernale in analisi, dal 24/10/2019 al 28/10/2019, se esso fosse stato accoppiato alla PdCG.

Tabella 4.22 – Analisi energetica ed exergetica del collettore solare

DATA	$\dot{Q}_{sol,ut}$ [W]	$\dot{\phi}_{sol,ut}$ [W]	$T_{m,glie,sol}$ [°C]	$\dot{\phi}_{solar}$ [W]	Irr _{coll} [W]	ϵ_{coll} [%]
25/10/2019	2251,974	169,668	23,41	2298,238	2128,570	6,81
26/10/2019	2849,731	236,551	24,25	2975,812	2739,262	7,36
27/10/2019	1923,337	157,898	23,76	2118,016	1960,118	6,51
28/10/2019	198,338	14,940	22,20	535,525	520,585	2,62

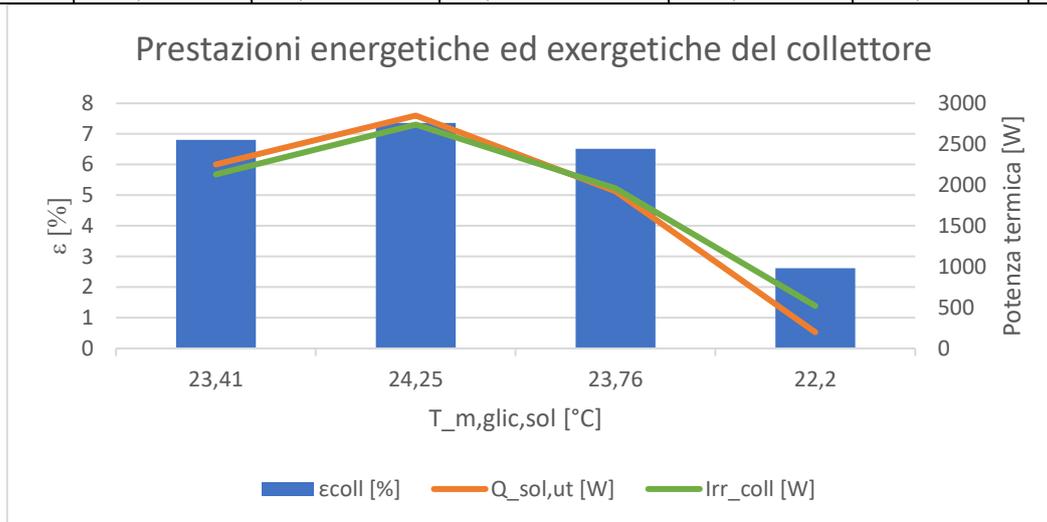


Figura di Tabella 4.22: Riassunto risultati del collettore (Date in ordine dal 25/10/'19 al 28/10/'19 sull'asse x).

Tabella 4.23 – Analisi energetica ed exergetica del termoaccumulo

DATA	$\dot{Q}_{prim,ut}$ [W]	$\dot{\phi}_{prim,ut}$ [W]	T_{BT53} [°C]	$\dot{\phi}_{serp+incr}$ [W]	Irr _{tank} [W]	ϵ_{tank} [%]
25/10/2019	2095,454	249,644	34,81	261,914	12,269	95,32
26/10/2019	1029,325	145,422	42,26	157,009	11,587	84,75
27/10/2019	517,956	69,283	39,71	78,604	9,321	78,18
28/10/2019	1415,033	166,819	37,95	177,374	10,555	91,28

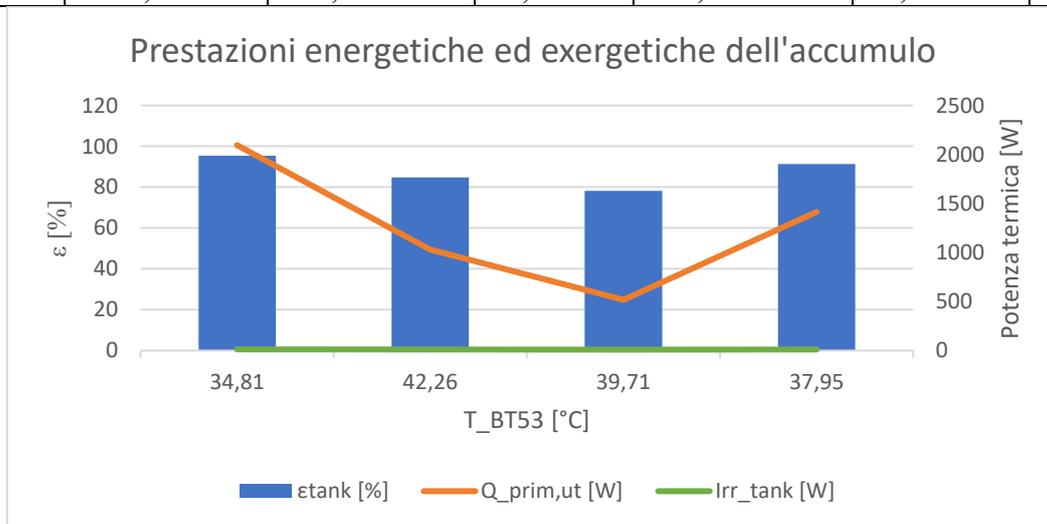


Figura di Tabella 4.23: Riassunto risultati dell'accumulo (Date in ordine dal 25/10/'19 al 28/10/'19 sull'asse x).

Tabella 4.24 – Analisi energetica ed exergetica del puffer da 200 [l]

DATA	$\dot{Q}_{sec,ut}$ [W]	$\dot{\Phi}_{sec,ut}$ [W]	T_{BT54} [°C]	$\dot{\Phi}_{serp+incr}$ [W]	Irr_{puff} [W]	ϵ_{puff} [%]
25/10/2019	1170,635	109,711	30,52	112,323	2,612	97,68
26/10/2019	827,852	85,812	33,19	88,421	2,609	96,38
27/10/2019	380,656	38,066	30,86	39,910	1,843	93,71
28/10/2019	1204,795	111,816	30,24	114,386	2,570	97,75

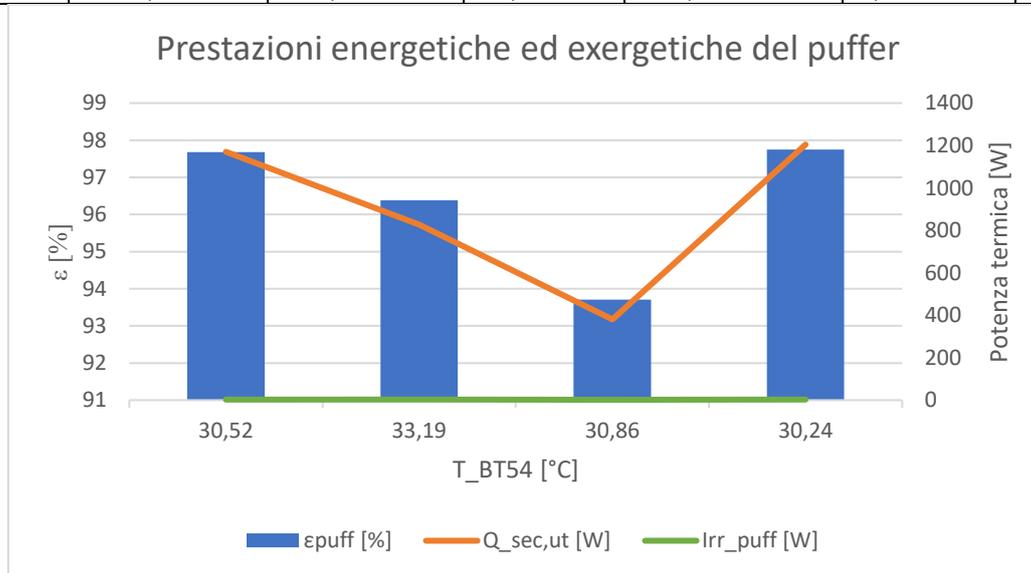


Figura di Tabella 4.24: Riassunto risultati dell'accumulo (Date in ordine dal 25/10/'19 al 28/10/'19 sull'asse x).

Da queste tabelle e dalle loro relative immagini è possibile notare come le irreversibilità che si generano nel puffer e nel termoaccumulo siano trascurabili rispetto a quelle che si creano nel collettore solare. La diretta conseguenza è data dal basso valore di efficienza exergetica del collettore rispetto ai valori che si ottengono per i due serbatoi. Dai grafici si nota come per tutti e tre i componenti all'aumentare della temperatura caratteristica del componente (mostrata sull'asse x) aumenti sia la potenza termica utile che l'efficienza di secondo principio. Per il collettore anche le irreversibilità aumentano all'aumentare della temperatura caratteristica del componente.

Conoscendo, per ogni time-step, i risultati di queste tre potenze termiche utili, è possibile passare al calcolo dell'analisi energetica ed exergetica dei circuiti della PdCG.

Il primo circuito della PdCG da analizzare è il circuito lato terreno che, quando sono rispettate le condizioni del circuito secondario, coincide per un tratto anche con quest'ultimo. La formula che descrive tutti i possibili comportamenti del circuito lato terreno è la seguente (4.28a)

$$(4.28a) \rightarrow \dot{Q}_{sec} = \pm \dot{Q}_{GHX} + \dot{Q}_{eva} \quad [kW]$$

Il \pm riferito alla potenza termica scambiata dallo scambiatore di calore con il terreno è dovuto al fatto che se la temperatura in uscita dall'evaporatore della PdCG, che quest'ultima sia attiva o meno, è maggiore della temperatura del terreno allora il glicole del circuito lato terreno cede calore al terreno stesso, se invece tale temperatura è minore allora la soluzione glicolata assorbe calore dal terreno.

Il caso relativo a $\dot{Q}_{eva} = 0$ è già stato analizzato durante la prova di scarico al terreno descritta nel sottocapitolo 4.2, in quanto in quel periodo il circuito PdC non era mai stato attivato e pertanto l'evaporatore non ha mai dovuto esercitare la sua funzione di scambio di calore con il fluido refrigerante R407c del circuito PdC. Anche il caso relativo a $\dot{Q}_{sec} = 0$ è già stato analizzato,

precisamente nel Capitolo 2 in quanto nell'analisi di quel capitolo non era presente l'accoppiamento della PdCG con l'impianto solare.

Per capire il comportamento di queste tre potenze termiche è necessario analizzare un altro componente presente nel circuito comprendente il secondario dell'impianto solare e il circuito lato terreno della PdCG. Infatti, come è possibile vedere in Figura 4.6, lungo la linea di tubazione in uscita dal terreno è presente una valvola a tre vie che, considerando tutte e tre le potenze termiche della (4.28a) diverse da 0, presenta questa logica di utilizzo:

- Linea di tubazione del fluido glicolato in uscita dall'evaporatore. È una linea entrante alla valvola a tre vie. La temperatura è nota ed è la T_{BT11} che viene registrata dalla PdCG.
- Linea di tubazione in uscita dal circuito secondario dell'impianto solare. È una linea entrante alla valvola a tre vie. Si nomina la sua temperatura con $T_{out,ground}$.
- Linea di tubazione del fluido glicolato in entrata all'evaporatore. È una linea uscente dalla valvola a tre vie. La temperatura è nota ed è la T_{BT10} che viene registrata dalla PdCG.

La logica di utilizzo descritta da questo elenco puntato segue la formula (4.29), descritta di seguito:

$$(4.29) \rightarrow z * \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT54} - T_0) + (1 - z) * \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT11} - T_0) = \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT10} - T_0) \quad [kW]$$

Dove z è la parte di portata spillata dalla valvola a tre vie che raggiunge il terreno e che successivamente passa all'interno del circuito secondario dell'impianto solare, mentre $T_0 = 0$ [°C] è la temperatura di dead state, ossia del suo stato di riferimento. Riscrivendo la (4.28a) in maniera esplicita, ossia usando le formule (4.24) e (2.11), essa diventa:

$$(4.28b) \rightarrow z * \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT54} - T_{out,ground}) \pm z * \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT11} - T_{out,ground}) = \dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT10} - T_{BT11}) \quad [kW]$$

Isolando il termine z in entrambe le formule al fine poter sostituire la (4.29) nella (4.28b), sia nel caso con \dot{Q}_{GHX} positivo (quando ha il segno più) che nel caso con \dot{Q}_{GHX} negativo (quando ha il segno meno) si giunge alla stessa soluzione, descritta dalla formula (4.30)

$$(4.30) \rightarrow T_{BT11} = T_{out,ground} \quad [°C]$$

L'unico caso in cui è vera quest'uguaglianza si ha quando $\dot{Q}_{GHX} = 0$, ossia quando non si ha scambio di calore con il terreno. Poiché il fluido glicolato, nel suo percorso, è obbligato a passare in minimo una delle tre serpentine del circuito lato terreno, l'unica soluzione possibile perché non avvenga lo scambio di calore è che queste due temperature siano equivalenti alla temperatura del terreno.

Pertanto, lo scambiatore di calore con il terreno può scambiare calore solamente con uno dei due altri componenti, ma mai con entrambi. Se scambia calore con il puffer si analizza il caso $\dot{Q}_{eva} = 0$ e cede il calore al terreno, se scambia calore con l'evaporatore si analizza il caso $\dot{Q}_{sec} = 0$ ed assorbe il calore dal terreno. Di seguito sono riassunti i risultati dello scambiatore di calore con il terreno nei giorni in analisi in questo sottocapitolo 4.3.

Tabella 4.25 – Analisi energetica ed exergetica del GHX con secondario dell'impianto solare inattivo

DATA	$\dot{Q}_{GHX,ut}$ [W]	$\dot{\Phi}_{GHX,ut}$ [W]	T_{ground} [°C]	$\dot{\Phi}_{ground}$ [W]	Irr_{GHX} [W]	ϵ_{GHX} [%]
25/10/2019	837,871	42,117	16,75	48,399	6,282	86,62
26/10/2019	833,167	41,633	16,82	48,353	6,720	85,87
27/10/2019	809,340	40,305	17,07	47,697	7,392	84,13
28/10/2019	820,382	42,286	17,23	48,681	6,395	86,55

Tabella 4.26 – Analisi energetica ed exergetica del GHX con secondario dell’impianto solare attivo

DATA	$\dot{Q}_{GHX,ut}$ [W]	$\dot{\Phi}_{GHX,ut}$ [W]	T_{ground} [°C]	$\dot{\Phi}_{ground}$ [W]	Irr _{GHX} [W]	ϵ_{GHX} [%]
25/10/2019	1108,138	65,046	17,03	72,236	7,190	90,05
26/10/2019	785,786	47,185	17,46	50,952	3,053	92,90
27/10/2019	652,528	39,445	17,53	42,412	2,967	94,08
28/10/2019	1192,813	71,047	17,30	79,353	8,305	89,53

Passando all’analisi dei componenti della PdCG, quando il circuito PdC è attivo si ha $\dot{Q}_{eva} \neq 0$, e sono possibili due casi. Il primo caso è quello analizzato nel Capitolo 2 dove non era presente l’accoppiamento solare e si ha $\dot{Q}_{sec} = 0$. Il secondo caso avviene quando $\dot{Q}_{GHX} = 0$ e poiché le temperature del terreno, che devono essere equivalenti a T_{BT11} , sono presenti tra i dati disponibili e T_{BT54} è già stata calcolata, le uniche incognite dell’equazione (4.28b) in questa casistica sono lo spillamento z , che si calcola con la formula (4.31a) e T_{BT10} , che si calcola con la formula (4.31b):

$$(4.31a) \rightarrow w = \frac{\dot{Q}_{sec}}{\dot{m}_{glic} * c_{p,glic} * (T_{BT54} - T_{BT11})} \quad [-]$$

$$(4.31b) \rightarrow T_{BT10} = T_{BT11} + z * (T_{BT54} - T_{BT11}) \quad [^{\circ}C]$$

Con l’utilizzo di queste formule è risolto il circuito lato terreno della PdCG per ogni time-step e pertanto è possibile calcolare i valori medi giornalieri di T_{BT10} e di T_{BT11} .

Per capire quando i circuiti della PdCG sono da ritenersi attivi e quindi valutare i valori di \dot{Q}_{eva} è necessario che siano rispettate le condizioni di attivazione del compressore già precedentemente spiegate nel sottocapitolo 1.4. Poiché è necessaria la conoscenza di T_{BT25} per il calcolo dei Degree Minutes bisogna stimare a priori anche questa temperatura. Come si è evidenziato con la Figura 4.3 quando T_{BT10} è crescente allora T_{BT25} è decrescente ed il compressore è attivo. Inoltre, vale anche la situazione contraria. Pertanto, si procede al calcolo delle linee di tendenza con T_{BT25} crescente e con T_{BT25} decrescente poiché T_{BT10} è noto.

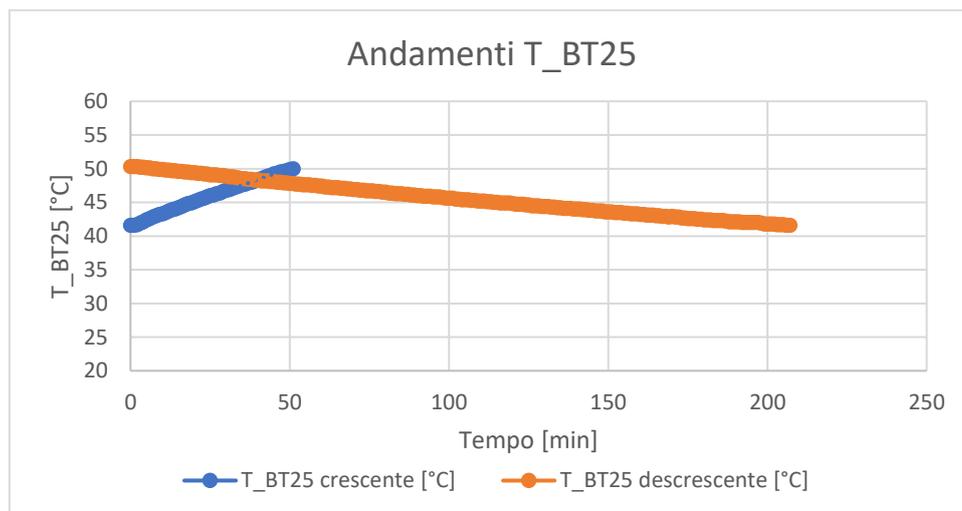


Figura 4.28: T_{BT25} da calcolare con andamento opposto rispetto all’andamento di T_{BT10} .

Per poter utilizzare le linee di tendenza presenti in Figura 4.28 nell’analisi dei valori della portata del refrigerante è necessario che tutte le variabili superino il test $p\text{-value} < 0,05$ per ogni linea di tendenza.

Tabella 4.27 – P-values della linea di tendenza in Figura 4.28, con formule in Tabella 4.28

ANDAMENTO	VAR. IND.	P-VALUE VAR. IND.	VAR. DIP.	P-VALUE VAR. DIP.
T _{BT25} crescente	Tempo [min]	7,939E-72	T _{BT25} [°C]	1,784E-118
T _{BT25} decrescente	Tempo [min]	4,933E-249	T _{BT25} [°C]	0

Le linee di tendenza sono statisticamente valide poiché tutti i valori sono inferiori a 0,05.

Tabella 4.28 – Linee di tendenza per il calcolo di T_{BT25}

Variabile Indipendente	Variabile Dipendente	Formula utilizzata e Giorno dal quale è stata ricavata	Valore di R ²
x = Tempo [min]	y = T _{BT25} [°C]	T _{BT25} crescente → y = 0,1683*x + 41,64	0,9982
x = Tempo [min]	y = T _{BT25} [°C]	T _{BT25} decrescente → y = -0,0425*x + 50,031	0,9960

NB: Entrambe le linee di tendenza sono state ricavate dal giorno 25/10/2019, ma sono anche state confrontate con tutti gli altri periodi con T_{BT25}, crescente o decrescente che fosse, e le curve risultavano con un valore di pendenza molto simile ma con termini noti diverso. Poiché questi ultimi sono pari al valore iniziale di T_{BT25} in un determinato periodo in analisi, queste linee di tendenza vengono ritenute valide per ogni periodo da analizzare per il calcolo di questa temperatura. Utilizzando la formula (1.5) dopo il calcolo di T_{BT25} per ogni time-step di 1 [min] si ottengono i valori dei Degree Minutes (DM).

Conoscendo tutti i valori di DM, si conoscono anche i periodi di attività del compressore e quindi di tutti i circuiti della PdCG è possibile completare l'analisi energetica ed exergetica di questo impianto. Si calcolano i valori di \dot{Q}_{eva} e di \dot{Q}_{GHX} nei due diversi casi di $\dot{Q}_{eva} = 0$ e $\dot{Q}_{eva} \neq 0$ per primi. Per l'analisi delle variabili termodinamiche caratteristiche del circuito PdC, invece, in mancanza di dati riguardanti le prestazioni reali della PdCG, sono state tenute costanti alcune delle grandezze medie giornaliere calcolate nel Capitolo 2. I valori di queste grandezze sono:

- Pressione media giornaliera a monte del compressore (quindi la bassa pressione).
- Pressione media giornaliera a valle del compressore (quindi l'alta pressione).
- Temperatura media giornaliera a monte dell'evaporatore.

Poiché sono noti T_{BT10} e T_{BT11} ed è conosciuta la relazione tra la loro differenza e la portata di refrigerante, come è possibile notare dalla Figura 2.11, sono state calcolate le linee di tendenza, giorno per giorno, con variabile indipendente T_{BT10} – T_{BT11} per trovare la variabile dipendente \dot{m}_{ref} .

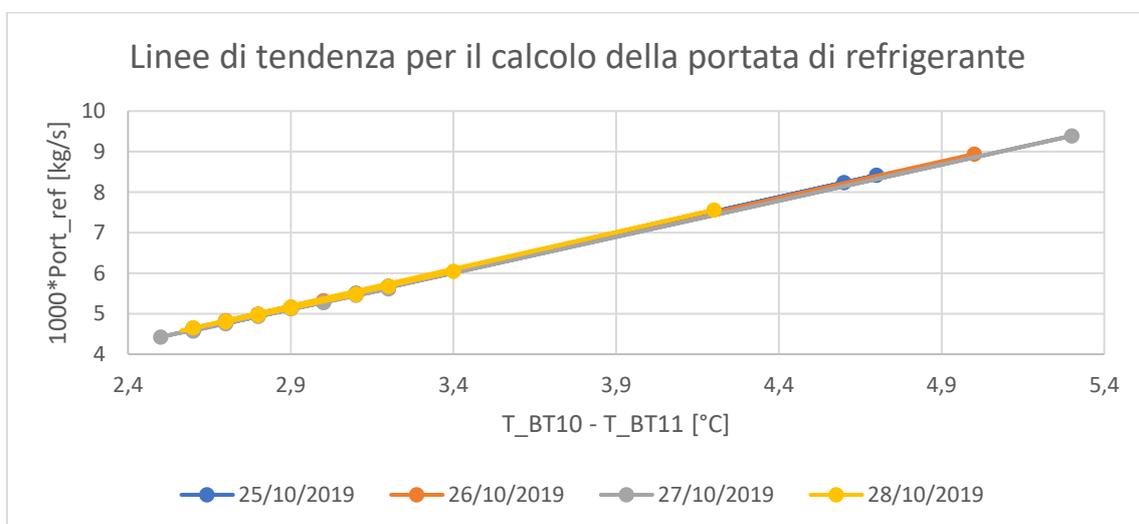


Figura 4.29: Relazione tra Portata di refrigerante e ΔT dell'evaporatore lato terreno.

Per poter utilizzare le linee di tendenza presenti in Figura 4.29 nell'analisi dei valori della portata del refrigerante è necessario che tutte le variabili superino il test p-value < 0,05 in ogni giorno.

Tabella 4.29 – P-values delle linee di tendenza in Figura 4.29, con formule in Tabella 4.30

GIORNO	VAR. IND.	P-VALUE IND.	VAR. DIP.	P-VALUE DIP.
25/10/2019	$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	1,307E-28	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	4,370E-3
26/10/2019	$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	4,348E-21	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	4,208E-2
27/10/2019	$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	6,014E-26	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	1,004E-2
28/10/2019	$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	8,565E-22	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	3,201E-2

Le linee di tendenza sono statisticamente valide poiché tutti i valori sono inferiori a 0,05.

Tabella 4.30 – Linee di tendenza per il calcolo della portata del refrigerante

Variabile Indipendente	Variabile Dipendente	Formula utilizzata e Giorno dal quale è stata ricavata	Valore di R ²
$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	25/10/2019 $\rightarrow y = 1,8043*x - 0,0748$	0,9998
$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	26/10/2019 $\rightarrow y = 1,7977*x - 0,0620$	0,9997
$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	27/10/2019 $\rightarrow y = 1,7757*x - 0,0342$	0,9998
$x = T_{BT10} - T_{BT11} [^{\circ}C]$	$y = \dot{m}_{ref} [kg/s]$	28/10/2019 $\rightarrow y = 1,8191*x - 0,1219$	0,9988

Grazie all'utilizzo di queste linee di tendenza, al software Coolpack già utilizzato nel Capitolo 2 ed alle formule (2.2), dalla (2.4) alla (2.8), (2.11), (2.16), è stato possibile calcolare i valori di h_{BT17} , T_{BT17} , S_{BT17} , h_{BT14_isoent} , h_{BT14} , W_{compr} , T_{BT14} e Q_{cond} , in questo preciso ordine, per i time-step in cui sono contemporaneamente attivi il circuito secondario e tutti i circuiti della PdCG. Per i time-step con circuito secondario dell'impianto solare non attivo ma con tutti i circuiti della PdCG sono stati riportati tutti i risultati ottenuti nel Capitolo 2. Dopodiché, sono stati ottenute le temperature medie giornaliere utili per il calcolo dell'analisi energetica ed exergetica media giornaliera.

Dopodiché è possibile passare all'analisi dell'ultimo circuito della PdCG. In mancanza di dati riguardanti le prestazioni reali della PdCG, alcune grandezze sono state mantenute costanti. In questo caso le grandezze mantenute costanti sono valori calcolabili per ogni time-step e sono:

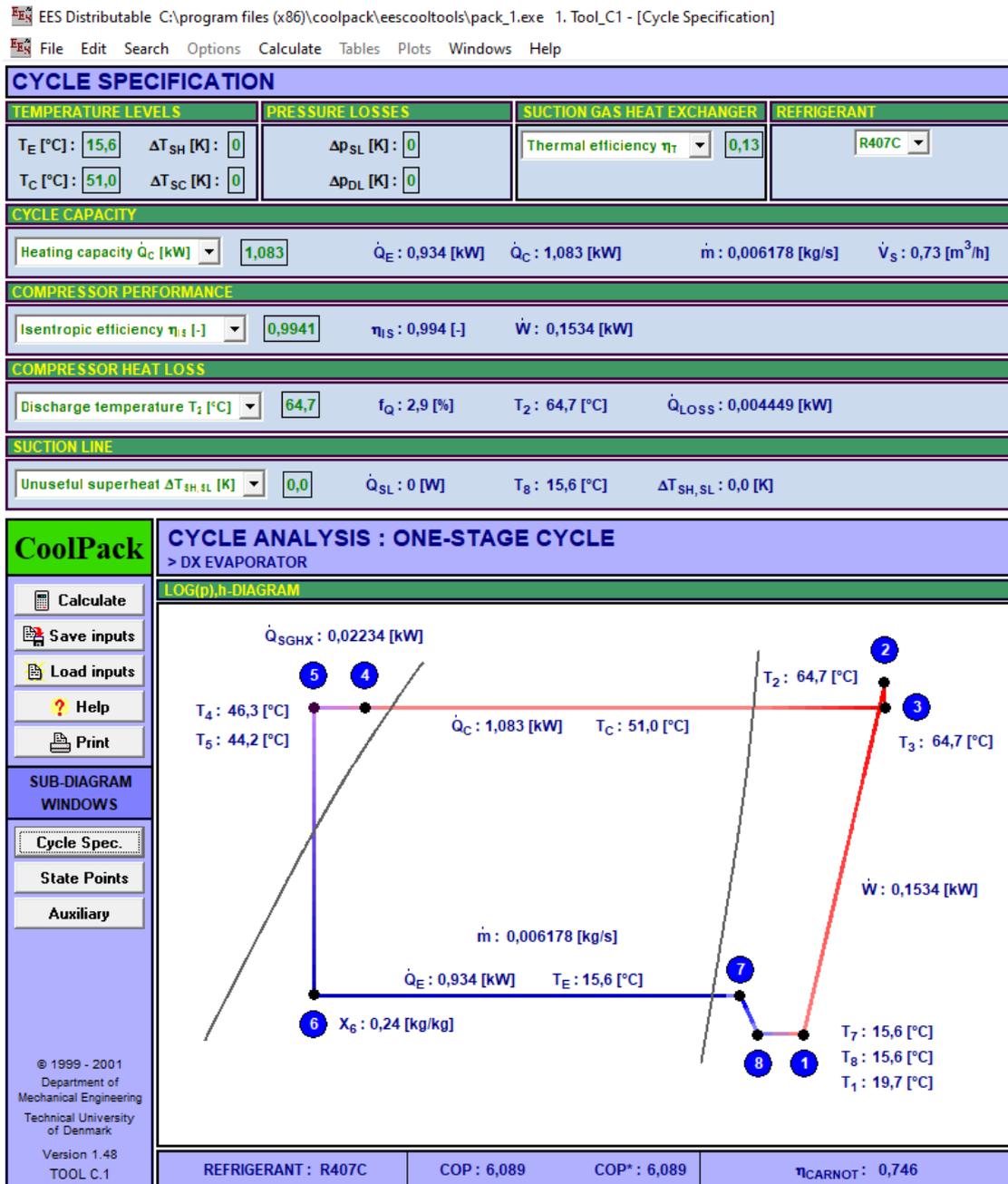
- $T_{BT25} - T_{BT3}$, è ritenuta costante per ogni time-step rispetto alla differenza presente per lo stesso time-step presente nei dati del Capitolo 2.
- $T_{BT2} - T_{BT12}$ è ritenuta costante per ogni time-step rispetto alla differenza presente per lo stesso time-step presente nei dati del Capitolo 2.

T_{BT3} è quindi calcolabile grazie a questa differenza descritta nell'elenco appena sopra. Dopodiché è possibile calcolare T_{BT12} grazie alla formula (2.11) in quanto \dot{Q}_{cond} è nota per ogni time-step. Quindi di passa al calcolo di T_{BT2} sempre grazie alla differenza descritta nella seconda voce di questo elenco. In tale modo è possibile calcolare \dot{Q}_{room} , ossia l'effetto utile all'utenza, ogni time-step.

Poiché sono note tutte le potenze termiche e meccaniche, tutte le temperature, tutte le entalpie e le entropie specifiche necessarie è possibile calcolare i valori di COP con le formule (2.19) e (2.20) per poi passare ai calcoli dell'analisi exergetica con le formule dalla (2.22) alla (2.25). I valori di prevalenza e di efficienza delle pompe di circolazione dei circuiti lato terreno e lato utenza sono stati mantenuti costanti rispetto ai valori presenti nel Capitolo 2. Il calcolo della resistenza termica del terreno R_{soil} è effettuato sia in caso di assorbimento che di cessione di calore, ed è eseguito con le formule (2.12) e (2.13) per entrambi i casi. Nelle Figure di seguito sono riassunti i valori medi giornalieri di tutte le grandezze calcolate dall'analisi energetica e dall'analisi exergetica.

Risultati del 26/10/2019 – Giorno con migliori prestazioni energetiche (Figura 4.30)

NB: Il COP nella figura deve essere considerato aumentato di 1 unità in quanto si sta trattando un ciclo pompa di calore e non un ciclo frigorifero. Come già detto nel Capitolo 2, questa considerazione è valida anche per le altre figure derivanti dall'utilizzo di Coolpack.



Di seguito le tabelle Excel che racchiudono tutti i risultati della giornata in analisi (con anche i dati che rimangono uguali per ogni giornata e per ogni refrigerante che sono quelli presenti in “ALTRI DATI”, in “Pompe di Circolazione” e le condizioni del fluido refrigerante nel dead state):

Conseguenze dei vincoli			
T_{mean_BT2} [°C]	T_{mean_BT10} [°C]	T_{mean_BT12} [°C]	T_{mean_BT17} [°C]
47,37	18,62	47,20	19,71
T_{mean_BT3} [°C]	T_{mean_BT11} [°C]	T_{mean_BT14} [°C]	T_{mean_BT25} [°C]
45,17	15,12	64,70	45,43

Fluido	T ₀ [°C]	p ₀ [bar]	h ₀ [kJ/kg]	s ₀ [kJ/(kg*K)]
REFRIGERANTE	0	1,013	419,10	1,9501
h ₂ ,is=hp=p ₂ =20,2 bar; s=s1=1,7901 kJ/(kg*K)			449,72	[kJ/kg]
η_{is,comp} [-]	Q_{cond} [kW]	Q_{eva} [kW]	W_{comp} [kW]	COP_{PdC} [-]
0,994	1,083	0,930	0,153	3,96

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	19,71	7,6	425,53	1,7901	-	50,13
2 (out,comp)	64,70	20,2	450,11	1,7912	-	74,41
3 (out,cond)	44,22	20,2	271,79	1,2386	-	47,04
4 (in,eva)	11,10	7,6	271,79	1,2521	27,85	43,34

ALTRI DATI
η _{mecc,comp} [-]
0,8
η _{el,comp} [-]
0,7
L _{GHX} [m]
84,9
T _{room} [°C]
20
ALTRI CALCOLI
T _{ml,puff} [°C]
45,30
Q _{puf} [kW]
0,139
Q _{room} [kW]
1,035

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,071	-	0,080
Puffer (100 l)	0,020	-	0
Condensatore	0,171	-	0,014
Compressore	-	0,274	0,122
Valv. Laminaz.	-	-	0,023
Evaporatore	0,056	-	0,014

Pompe di Circolazione	
H _{H2O} [m]	2,2
H _{glic} [m]	2,5
η _{pump} [-]	0,8
W _{p-H2O} [kW]	0,016
W _{p-glic} [kW]	0,022

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP _{overall,PdCG} [-]	2,30
ε _{PdCG} [%]	21,31
Irr _{tot,PdCG} [kW]	0,260
R _{soil} [(m*K)/kW]	295,95
COP_{overall,PdCG+Sol} [-]	1,58
ε_{PdCG+Sol} [%]	16,84
Irr_{tot,PdCG+Sol} [kW]	3,020
R_{soil_ced.} [(m*K)/kW]	832,25

Di conseguenza il giorno 26/10/2019 verrà utilizzato come base per il confronto, necessario per una completa comprensione dell'impianto, con gli altri giorni analizzati nel capitolo 4 comprendenti l'utilizzo sia dell'impianto solare che della PdCG. Il fluido refrigerante utilizzato è sempre l'R407c. Il confronto potrà poi essere effettuato, utilizzando le prestazioni del 26/10/2019 con altre PdCG che presentano una differente componentistica, ossia quelle presenti nel Capitolo 3.

Per quanto riguarda sia questa che le altre giornate, che presentano prestazioni peggiori e il cui riassunto di risultati è presente nelle pagine successive a questa, il confronto da evidenziare maggiormente è quello delle prestazioni tra giornate coincidenti analizzate con il Capitolo 2 e con il Capitolo 4, per una migliore comprensione dei vantaggi dell'accoppiamento della PdCG con l'impianto solare termico, sia in termini di ore di utilizzo del circuito PdC, sia per quanto riguarda le maggiori potenze termiche disponibili all'utenza

Risultati del 25/10/2019 (Figura 4.31 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 4.30)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	15,6	ΔT _{SH} [K]:	0	ΔP _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T :	0,14
T _C [°C]:	51,0	ΔT _{SC} [K]:	0	ΔP _{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Heating capacity Q _C [kW]:	1,026	Q _E : 0,8834 [kW]	Q _C : 1,026 [kW]	ṁ: 0,005836 [kg/s]	V̇ _S : 0,69 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η _{is} [-]:	0,9943	η _{is} : 0,994 [-]	Ẇ: 0,145 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T ₂ [°C]:	65,12	f _Q : 1,9 [%]	T ₂ : 65,1 [°C]	Q̇ _{LOSS} : 0,00269 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]:	0,0	Q̇ _{SL} : 0 [W]	T _g : 15,6 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T _{mean_BT2} [°C]	T _{mean_BT10} [°C]	T _{mean_BT12} [°C]	T _{mean_BT17} [°C]
47,70	17,13	47,57	19,92
T _{mean_BT3} [°C]	T _{mean_BT11} [°C]	T _{mean_BT14} [°C]	T _{mean_BT25} [°C]
45,64	13,80	65,12	45,90

h _{2,is} =hp=p ₂ =20,2 bar; s=s ₁ =1,7907 kJ/(kg*K))			449,94	[kJ/kg]
η _{is,comp} [-]	Q _{cond} [kW]	Q _{eva} [kW]	W _{comp} [kW]	COP _{PdC} [-]
0,994	1,026	0,879	0,147	3,90

ALTRI CALCOLI
T _{ml,puff} [°C]
45,77
Q _{puf} [kW]
0,136
Q _{room} [kW]
0,963

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	19,92	7,6	425,72	1,7907	-	50,16
2 (out,comp)	65,12	20,2	450,58	1,7926	-	74,50
3 (out,cond)	44,12	20,2	271,60	1,2380	-	47,01
4 (in,eva)	11,10	7,6	271,60	1,2515	27,77	43,34

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,066	-	0,075
Puffer (100 l)	0,020	-	0
Condensatore	0,163	-	0,013
Compressore	-	0,263	0,119
Valv. Laminaz.	-	-	0,022
Evaporatore	0,049	-	0,009

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP _{overall_PdCG} [-]	2,21
ε _{PdCG} [%]	20,51
Irr _{tot,PdCG} [kW]	0,245
R _{soil} [(m*K)/kW]	274,76
COP _{overall,PdCG+Sol} [-]	1,62
ε _{PdCG+Sol} [%]	15,33
Irr _{tot,PdCG+Sol} [kW]	2,394
R _{soil_ced.} [(m*K)/kW]	856,89

Risultati del 27/10/2019 (Figura 4.32 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 4.30)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T _E [°C]:	15,6	ΔT _{SH} [K]:	0	Δp _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T :	0,14
T _C [°C]:	50,9	ΔT _{SC} [K]:	0	Δp _{DL} [K]:	0		R407C
CYCLE CAPACITY							
Cooling capacity Q̇ _E [kW]:	1,003	Q̇ _E : 1,003 [kW]	Q̇ _C : 1,16 [kW]	ṁ: 0,006621 [kg/s]	V̇ _S : 0,78 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η _s [-]:	0,9972	η _s : 0,997 [-]	Ẇ: 0,1636 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Discharge temperature T ₂ [°C]:	64,37	f _Q : 4,2 [%]	T ₂ : 64,4 [°C]	Q̇ _{LOSS} : 0,006951 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]:	0,0	Q̇ _{SL} : 0 [W]	T ₈ : 15,6 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]			

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_mean_BT2 [°C]	T_mean_BT10 [°C]	T_mean_BT12 [°C]	T_mean_BT17 [°C]
47,50	18,77	47,36	19,87
T_mean_BT3 [°C]	T_mean_BT11 [°C]	T_mean_BT14 [°C]	T_mean_BT25 [°C]
45,48	15,53	64,37	45,73

h _{2,is} =h _p =p ₂ =20,15 bar; s=s ₁ =1,7905 kJ/(kg*K))	449,80	[kJ/kg]
η _{is,comp} [-]	Q _{cond} [kW]	Q _{eva} [kW]
0,997	1,003	0,865
	W _{comp} [kW]	COP _{PdC} [-]
	0,138	4,07

ALTRI CALCOLI
T _{ml,puff} [°C]
45,60
Q _{puf} [kW]
0,131
Q _{room} [kW]
0,945

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	15,61	7,6	421,83	1,7774	-	49,90
LIQ SATURO AP	46,09	20,15	275,29	1,2493	-	47,61
1 (in,comp)	19,87	7,6	425,67	1,7905	-	50,16
2 (out,comp)	64,37	20,15	449,82	1,7907	-	74,26
3 (out,cond)	44,03	20,15	271,45	1,2376	-	46,96
4 (in,eva)	11,09	7,6	271,45	1,2509	27,69	43,33

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,064	-	0,073
Puffer (100 l)	0,019	-	0
Condensatore	0,156	-	0,010
Compressore	-	0,247	0,109
Valv. Laminaz.	-	-	0,021
Evaporatore	0,052	-	0,013

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP _{overall} _PdCG [-]	2,27
ε _{PdCG} [%]	21,24
Irr _{tot,PdCG} [kW]	0,234
R _{soil} [(m*K)/kW]	354,01
COP _{overall,PdCG+Sol} [-]	1,44
ε _{PdCG+Sol} [%]	17,48
Irr _{tot,PdCG+Sol} [kW]	2,214
R _{soil_ced.} [(m*K)/kW]	826,25

Risultati del 28/10/2019 (Figura 4.33 – Valido il “NB” presente sopra la Figura 4.30)

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT			
T _E [°C]:	16,0	ΔT _{SH} [K]:	0	Δp _{SL} [K]:	0	Thermal efficiency η _T	0,14	R407C
T _C [°C]:	51,0	ΔT _{SC} [K]:	0	Δp _{DL} [K]:	0			

CYCLE CAPACITY

Heating capacity \dot{Q}_c [kW]	0,9726	\dot{Q}_E : 0,8418 [kW]	\dot{Q}_C : 0,9726 [kW]	\dot{m} : 0,005557 [kg/s]	\dot{V}_g : 0,65 [m ³ /h]
-----------------------------------	--------	---------------------------	---------------------------	-----------------------------	--

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η _s [-]	0,9956	η _s : 0,996 [-]	\dot{W} : 0,136 [kW]
--	--------	----------------------------	------------------------

COMPRESSOR HEAT LOSS

Discharge temperature T ₂ [°C]	64,45	f _Q : 3,8 [%]	T ₂ : 64,5 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,005181 [kW]
---	-------	--------------------------	----------------------------	----------------------------------

SUCTION LINE

Unuseful superheat ΔT _{SH,SL} [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : 0 [W]	T _g : 16,0 [°C]	ΔT _{SH,SL} : 0,0 [K]
--	-----	------------------------	----------------------------	-------------------------------

Di seguito le tabelle più importanti con i risultati più importanti:

Conseguenze dei vincoli			
T_mean_BT2 [°C]	T_mean_BT10 [°C]	T_mean_BT12 [°C]	T_mean_BT17 [°C]
47,34	17,12	47,19	20,24
T_mean_BT3 [°C]	T_mean_BT11 [°C]	T_mean_BT14 [°C]	T_mean_BT25 [°C]
45,37	13,92	64,45	45,60

h _{2,is} =h _p =p ₂ =20,2 bar; s=s ₁ =1,7900 kJ/(kg*K))			449,72	[kJ/kg]
η _{is,comp} [-]	Q _{cond} [kW]	Q _{eva} [kW]	W _{comp} [kW]	COP _{PdC} [-]
0,996	0,973	0,836	0,137	3,98

ALTRI CALCOLI
T _{ml,puff} [°C]
45,49
Q _{puf} [kW]
0,126
Q _{room} [kW]
0,925

# Stato	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg*K)]	x [%]	b [kJ/kg]
PdC						
VAP SATURO BP	16,03	7,7	422,04	1,7770	-	50,22
LIQ SATURO AP	46,19	20,2	275,49	1,2499	-	47,65
1 (in,comp)	20,24	7,7	425,84	1,7900	-	50,47
2 (out,comp)	64,45	20,2	449,82	1,7904	-	74,34
3 (out,cond)	44,16	20,2	271,69	1,2383	-	47,01
4 (in,eva)	11,52	7,7	271,69	1,2514	27,55	43,42

COMPONENTI	Φ [kW]	W [kW]	Irr [kW]
Ventilconvettore	0,063	-	0,071
Puffer (100 l)	0,018	-	0
Condensatore	0,156	-	0,015
Compressore	-	0,244	0,108
Valv. Laminaz.	-	-	0,021
Evaporatore	0,047	-	0,007

RISULTATI COMPLESSIVI	
COP _{overall_PdCG} [-]	2,26
ε _{PdCG} [%]	21,02
Irr _{tot,PdCG} [kW]	0,231
R _{soil} [(m*K)/kW]	291,07
COP _{overall,PdCG+Sol} [-]	1,96
ε _{PdCG+Sol} [%]	16,18
Irr _{tot,PdCG+Sol} [kW]	0,770
R _{soil_ced.} [(m*K)/kW]	861,15

4.4 – Conclusioni

Confronto PdCG + Solare Termico (Calcoli Capitolo 4) con sola PdCG (Calcoli Capitolo 2)

Tabella 4.31 – Confronto performance nel giorno 26/10

PdCG (Capitolo 2)	Sola PdCG (Capitolo 4)	PdCG + Solare (Capitolo 4)
$COP_{overall,PdC} = 2,17$	$COP_{overall,PdC} = 2,30$	$COP_{overall,PdC} = 1,58$
$\varepsilon_{PdCG} = 20,46 \%$	$\varepsilon_{PdCG} = 21,31 \%$	$\varepsilon_{PdCG} = 16,84 \%$
$Irr_{tot} = 0,20 \text{ [kW]}$	$Irr_{tot} = 0,26 \text{ [kW]}$	$Irr_{tot} = 3,02 \text{ [kW]}$
$R_{soil,ass} = 298,51 \text{ [(m*K)/kW]}$	$R_{soil,ass} = 295,95 \text{ [(m*K)/kW]}$	$R_{soil,ass} = 832,25 \text{ [(m*K)/kW]}$
$T_{mean,BT10} = 15,80 \text{ [°C]}$	$T_{mean,BT10} = 18,62 \text{ [°C]}$	
$\Delta T_{eva} = 2,89 \text{ [°C]}$	$\Delta T_{eva} = 3,50 \text{ [°C]}$	
$\dot{m}_{ref} = 4,96 \cdot 10^{-3}$	$\dot{m}_{ref} = 6,18 \cdot 10^{-3} \text{ [kg/s]}$	
$T_{BT17} = 20,32 \text{ [°C]}$	$T_{BT17} = 19,71 \text{ [°C]}$	
$\Delta T_{compr} = 44,71 \text{ [°C]}$	$\Delta T_{compr} = 44,99 \text{ [°C]}$	
$\Delta T_{cond} = 21,10 \text{ [°C]}$	$\Delta T_{cond} = 20,48 \text{ [°C]}$	

NB: Con $R_{soil,ass}$ si intende la resistenza del terreno nel caso in cui il fluido glicolato assorba il calore dal terreno, mentre con $R_{soil,ced}$ s'intende la resistenza del terreno nel caso in cui il fluido glicolato debba cedere al terreno il calore in eccesso prodotto dall'impianto solare. I dati presenti in questa tabella sono tutti valori medi giornalieri.

Analizzando i risultati delle prime due colonne si nota come le performance di primo e di secondo principio sono migliorate, rispettivamente del 5,95% e del 5,45%. Di conseguenza, è possibile dire che l'accoppiamento dell'impianto solare con la PdCG ha un effetto positivo sui componenti di quest'ultima. Questo effetto positivo si nota maggiormente sulla portata di refrigerante, che aumenta del 24,58% il suo valore ed è causato come già dimostrato nel Capitolo 2, con la Figura 2.10, da un maggiore aumento della differenza di temperatura all'evaporatore. Poiché in mancanza di dati la portata media giornaliera di fluido glicolato è stata assunta costante, tale differenza di temperatura è direttamente proporzionale alla potenza termica scambiata nell'evaporatore, che aumenta le sue prestazioni del 21,11%. Pertanto, è possibile affermare che all'aumentare della potenza termica scambiata nell'evaporatore aumenta la portata di refrigerante. Tale fenomeno aumenta la potenza termica scambiata nel condensatore, dove nei due casi si riscontra uno scostamento della differenza di temperatura pari al -2,94%. Quest'ultima percentuale può essere interpretata come conseguenza di un periodo di utilizzo differente tra lo scenario con e senza accoppiamento con l'impianto solare termico. L'aumento di \dot{Q}_{cond} , conseguenza dell'aumento di \dot{m}_{ref} , aumenta la disponibilità di calore utile che l'utenza può utilizzare per il riscaldamento; pertanto, è possibile affermare che l'obiettivo dell'accoppiamento dell'impianto solare alla PdCG ha avuto un esito positivo. Dal punto di vista delle irreversibilità generate dai soli componenti della PdCG, l'aumento, pari al 28,71%, è principalmente imputabile all'aumento di portata di refrigerante nello scenario con impianto solare termico. L'aumento delle temperature all'interno dell'evaporatore è un'altra causa dell'aumento di irreversibilità generate, ma non la principale.

Confrontando la seconda e la terza colonna, è possibile vedere come le irreversibilità di tale accoppiamento sono principalmente dovute ai componenti dell'impianto termico, in particolare del collettore solare, ma questa caratteristica era già prevedibile dai risultati di Tabella 4.10 e di Tabella 4.22 poiché le irreversibilità generate dal collettore solare sono le uniche con ordine di grandezza dei [kW], mentre per tutti gli altri componenti sia della PdCG che dell'impianto solare l'ordine di grandezza delle irreversibilità generate è delle decine o più raramente delle centinaia di [W]. Conseguentemente all'aumento di irreversibilità generate, è presente una diminuzione dell'efficienza

di secondo principio, pari al -21,13%, tra lo scenario in cui si tengono in conto le performance dell'impianto solare termico e quello in cui non vengono considerate tali performance.

Per quanto riguarda il confronto dei valori di R_{soil} , calcolati grazie alla formula (2.12) nella seconda e nella terza colonna di Tabella 4.31 nel caso ci sia rispettivamente assorbimento o cessione di calore al terreno e con i tre circuiti delle serpentine disposte in serie per una lunghezza totale di 84,9 [m], è possibile affermare che il terreno nel quale le serpentine sono installate è più performante quando deve essere assorbito calore da esso dato il minor valore di resistenza calcolata. Tale risultato è confermato anche dai risultati presenti nel Capitolo 2, dove le resistenze calcolate nello scenario di raffrescamento estivo, nel quale è prevista la cessione di calore al terreno, sono maggiori di quelle calcolate rispetto a tutti i casi di assorbimento di calore dal terreno nella stagione di riscaldamento.

Analisi sull'effetto utile e sui tempi di utilizzo

Il primo confronto che vuole essere effettuato è anche il più importante e riguarda i valori medi giornalieri di \dot{Q}_{room} , ossia l'effetto utile dell'impianto PdCG accoppiato con l'impianto solare termico. In Tabella 4.1 erano stati riassunti i principali risultati derivanti dai calcoli del Capitolo 2, quindi senza l'accoppiamento per il periodo dal 24/10/2019 al 30/10/2019. In questo confronto il periodo deve essere effettuato soltanto tra i giorni in cui l'impianto solare termico produce un effetto utile; pertanto, il periodo da analizzare è quello dal 25/10/2019 al 28/10/2019 in quanto i giorni 24, 29 e 30 erano stati scartati dall'analisi.

Tabella 4.32 – Confronto \dot{Q}_{room} con e senza accoppiamento (Periodo dal 25/10/2019 al 28/10/2019)

$\dot{Q}_{room,min}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,max}$ [kW]	$\dot{Q}_{room,medio}$ [kW]
0,909	1,009	0,949
0,814	0,842	0,826
Aumento assoluto: +0,095 kW	Aumento assoluto: +0,167 kW	Aumento assoluto: +0,123 kW
Aumento percentuale: +11,79%	Aumento percentuale: +19,85%	Aumento percentuale: +14,92%

NB: le celle con sfondo giallo contengono i risultati della PdCG accoppiata con l'impianto solare termico, mentre le celle con sfondo arancione contengono i risultati della sola PdCG.

Il secondo confronto, anch'esso presente in Tabella 4.1 per quanto riguarda i calcoli effettuati nel Capitolo 2, è quello riguardante i tempi di utilizzo del circuito PdC della PdCG, che viene assimilato ai periodi di attività del compressore. Diversamente al confronto presente in Tabella 4.32, i time-steps utilizzati sono differenti. Infatti, mentre i risultati relativi alla sola PdCG, calcolati nel Capitolo 2, hanno un time-step pari ad 1 [min], il time-step dei risultati relativi all'accoppiamento PdCG e impianto solare termico è pari a 15 [min]. Anche in questo confronto verranno calcolate le variazioni assolute e percentuali, ma è possibile dire che rispetto i risultati saranno meno precisi rispetto a quelli ottenuti in Tabella 4.32 proprio a causa di questa differenza nei time-steps.

Tabella 4.33 – Confronto dei tempi di utilizzo della PdCG, riferiti al circuito PdC, con e senza accoppiamento (Periodo dal 25/10/2019 al 28/10/2019)

t PdCG,utilizzo [h]		
Max = 10,04	Min = 4,79	Medio = 6,98
Max = 5,01	Min = 4,15	Medio = 4,34
Aumento assoluto: +5,03 h	Aumento assoluto: +0,64 h	Aumento assoluto: +2,64 h
Aumento percentuale: +100,40%	Aumento percentuale: +15,42%	Aumento percentuale: +60,86%

NB: le celle con sfondo giallo contengono i risultati della PdCG accoppiata con l'impianto solare termico, mentre le celle con sfondo arancione contengono i risultati della sola PdCG.

Dai risultati di queste due tabelle è possibile dichiarare che c'è stato un miglioramento, soprattutto dal punto di vista percentuale, sia per quanto riguarda l'effetto utile dell'impianto accoppiato che per quanto riguarda i tempi di utilizzo del circuito PdC, che è il circuito che deve attivarsi per ottenere questo effetto utile.

Per quanto riguarda invece l'aumento assoluto le considerazioni sono diverse per quanto concerne i risultati delle due tabelle. Infatti, solo l'aumento assoluto del tempo di utilizzo del circuito PdC genera un risultato soddisfacente, in quanto tale accoppiamento ridurrebbe in maniera significativa i tempi di utilizzo di altre tecnologie destinate anch'esse al riscaldamento di ambienti, o perlomeno il carico termico che queste dovrebbero coprire. Il risultato dell'aumento assoluto dell'effetto utile \dot{Q}_{room} non è altrettanto soddisfacente poiché l'ordine di grandezza di questo aumento è delle centinaia di [W], ossia piuttosto basso. Le cause sono principalmente tre:

- La prima causa è dovuta al fatto che le irradiazioni solari disponibili nel mese di ottobre sono inferiori a quelle che caratterizzano i mesi estivi, come è possibile vedere sia grazie alla Figura 4.2 che grazie alla Figura 4.34, dove vengono confrontate le giornate dei due periodi analizzati con il maggior valore di irraggiamento calcolato all'interno delle 24 ore. Per quanto riguarda i valori istantanei più alti di irradiazione solare nei due periodi, essi sono pari a:
 - $G_t = 1042,7$ [kW] (Periodo estivo, il 07/06/2021 alle ore 13:45)
 - $G_t = 493,9$ [kW] (Periodo invernale, il 26/10/2019 alle ore 13:30)

Di conseguenza, nel momento di possibile massima produzione del periodo della stagione invernale in analisi si riesce a produrre una potenza termica pari al 47,37 % rispetto alla potenza termica producibile nel momento di possibile massima produzione del periodo della stagione estiva in analisi.

- La seconda causa è dovuta al fatto che a livello impiantistico, l'impianto solare e il ventilconvettore sono molto distanti in quanto la produzione del primo deve attraversare cinque circuiti prima di arrivare a destinazione. Infatti, dal pannello solare al ventilconvettore sono presenti i circuiti solare, primario, secondario/terreno, PdC e utenza in quest'ordine. In tal modo, le perdite termiche che si generano sono molto alte, poiché il calore prodotto deve "attraversare" tanti componenti per poter diventare calore utile all'utenza
- La terza causa che caratterizza tali perdite è dovuta al fatto che la temperatura esterna del mese di ottobre non è rigida come a dicembre o a gennaio. Infatti, la necessità di riscaldamento ad ottobre è inferiore a quella dei mesi prima citati, e questo fenomeno comporta periodi di dissipazione del calore prodotto dall'impianto solare molto più frequenti. Analizzando il giorno 26/10, quello caratterizzato da irradiazioni solari più elevate, si ottengono i seguenti risultati medi giornalieri:

- $\dot{Q}_{sol.ut} = 2,850$ [kW]

- $\dot{Q}_{room} = 1,009$ [kW]

La differenza, pari a 1,841 [kW], è dovuta sia alla possibilità di accumulo di calore da parte del termoaccumulo e/o del puffer che alle perdite termiche, o negli scambiatori di calore o causa della necessità di dissipazione di calore necessaria per non danneggiare le componenti dell'impianto o della non necessità dell'utenza. Tale dissipazione viene effettuata principalmente dallo scambiatore di calore con il terreno, il cui valori giornalieri sono presenti in Tabella 4.26, mentre in Tabella 4.34 sono tabulate le durate e le percentuali di tempo in cui questa dissipazione è necessaria con il circuito secondario attivo.

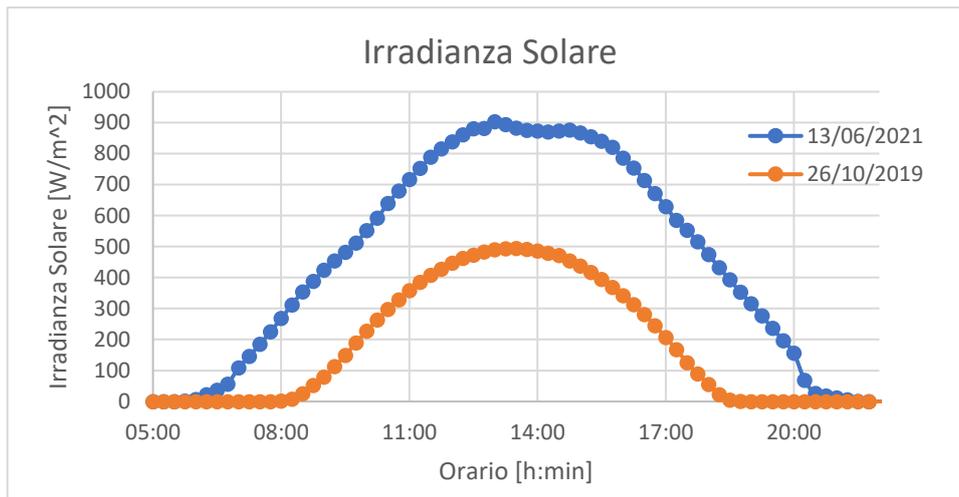


Figura 4.34: Confronto irradianza solare dei giorni 26/10/2019 e 13/06/2021.

Tabella 4.34 – Dissipazione del calore prodotto dall’impianto solare (Dal 25/10/2019 al 28/10/2019)

25/10/2019	26/10/2019	27/10/2019	28/10/2019
$t_{\text{dissipaz,GHX}} = 0,25$ [h]	$t_{\text{dissipaz,GHX}} = 4,5$ [h]	$t_{\text{dissipaz,GHX}} = 3,75$ [h]	$t_{\text{dissipaz,GHX}} = 0,25$ [h]
$t_{\text{attività,sec}} = 1,50$ [h]	$t_{\text{attività,sec}} = 8,25$ [h]	$t_{\text{attività,sec}} = 9,75$ [h]	$t_{\text{attività,sec}} = 1,00$ [h]
Percentuale = 16,67 %	Percentuale = 54,55 %	Percentuale = 38,46 %	Percentuale = 25,00 %
$T_{\text{media,giorno}} = 16,59$ [°C]	$T_{\text{media,giorno}} = 17,06$ [°C]	$T_{\text{media,giorno}} = 17,26$ [°C]	$T_{\text{media,giorno}} = 16,84$ [°C]

Poiché il 26/10, che come precedentemente detto è il giorno in analisi di ottobre 2019 caratterizzato da irradianze maggiori, e di conseguenza da un irraggiamento maggiore, si genera una maggiore percentuale di tempo di dissipazione della produzione di calore dell’impianto solare, anche perché l’elevata temperatura media giornaliera rende meno necessari l’utilizzo degli impianti destinati al riscaldamento.

Col progredire della stagione invernale, è possibile prevedere che i tempi di dissipazione del calore da parte dello scambiatore di calore con il terreno siano minori, come già possibile vedere nei giorni analizzati del 25/10 e del 28/10, per una duplice ragione:

- La prima ragione è dovuta al fatto che le temperature esterne, specialmente nei mesi centrali della stagione invernale quali dicembre o gennaio, siano più basse rispetto a quelle registrabili nel mese di ottobre. Tale fattore aumenta il carico richiesto dall’utenza da parte dell’impianto accoppiato; pertanto, quando anche l’impianto solare sarà attivo, il calore prodotto in questo modo sarà più facilmente destinabile all’utenza.
- La seconda ragione riguarda proprio l’attività dell’impianto solare precedentemente citata. I valori di irradianza, infatti, saranno minori nei mesi centrali della stagione invernale, riducendo i tempi di possibile utilizzo dell’impianto solare. Il termoaccumulo avrà minori possibilità di far crescere la temperatura al suo interno e poiché nella condizione di attivazione del circuito secondario è presente anche la temperatura caratteristica di tale componente, T_{BT53} , se questa temperatura risulta troppo bassa non potranno essere utilizzati i benefici precedentemente citati prodotti dall’impianto solare.

D’altra parte, è possibile prevedere un utilizzo maggiore da parte dello scambiatore di calore col terreno, non tanto come dissipatore del calore in eccesso prodotto dall’impianto solare, ma come

componente che preleva il calore dal terreno. Tale comportamento è prevedibile poiché durante la stagione invernale, specialmente nei mesi più freddi, non è detto che la potenza termica che viene assorbita dal terreno sia sufficiente a pareggiare la cessione di calore nell'evaporatore lato glicole e le perdite termiche del circuito, che sono da tenere in considerazione.

Durante i conti di questo Capitolo e del Capitolo 2, tali perdite sono state valutate come trascurabili. Tale ipotesi è infatti data dal fatto che le temperature esterne ($T_{\text{media,BT1}}=16,66[^\circ\text{C}]$), quelle del terreno ($T_{\text{media,ground}}=16,97[^\circ\text{C}]$) e quelle del glicole (Vedi Tabella 4.32) non differiscono troppo nel periodo in analisi. Gli scambi di calore tra ambiente esterno e circuito glicolato della PdCG saranno limitati.

Nei mesi invernali più freddi, invece, come possibile vedere da Figura 1.1, T_{ground} nei primi metri di profondità del suolo, che è anche la quota in cui sono installate le serpentine, è caratterizzata da temperature più basse rispetto a quelle costanti per tutto l'anno caratteristiche di profondità maggiori di 10 [m]. Tali temperature, man mano che la quota si avvicina al terreno, sono più simili alla temperatura esterna. Pertanto, le temperature in entrata ed in uscita dallo scambiatore di calore con il terreno dovranno essere più basse delle temperature del terreno per poterne assorbire il calore. Il fatto che T_{BT10} possa diminuire nei mesi invernali caratterizzati da temperature esterne più basse è utile dal punto di vista del tempo di utilizzo sia della PdCG che dell'impianto solare termico.

Riassumendo i risultati dei Capitoli dal 2 al 4 è possibile dire che:

- Lo scambiatore di calore con il terreno migliore è quello con disposizione delle serpentine verticali, ossia con una posizione perpendicolare al terreno. Inoltre, una profondità maggiore garantisce migliori prestazioni dal punto di vista energetico ed exergetico, sebbene dallo studio presente nel sottocapitolo 3.1.1 non viene evidenziato se esiste un limite di profondità massimo al di sotto del quale la prestazione dello scambiatore di calore con il terreno peggiori.
- Per quanto riguarda il miglior fluido frigorifero da poter selezionare, dai calcoli effettuati nel Capitolo 2 l'R134a risulta essere il migliore, sebbene le prestazioni con R407c e R410a siano piuttosto simili. L'R22 garantirebbe prestazioni decisamente migliori rispetto agli altri tre refrigeranti citati, ma non è più utilizzabile dall'emanazione del Protocollo di Kyoto. La CO₂ (chiamabile anche R744) è un ottimo refrigerante dal punto di vista chimico, dell'accessibilità e dal basso inquinamento che il suo smaltimento produce in relazione ai quattro refrigeranti già citati. Il problema principale è dovuto al fatto che deve essere sottoposto ad alte pressioni per poter essere utilizzato come refrigerante, sia nel ramo di bassa pressione che in quello di alta pressione. La conseguenza della necessità di alte pressioni è l'aumento dei prezzi poiché i componenti che devono essere installati devono essere molto specifici e molto resistenti.
- Il migliore terminale da installare per l'utenza è dato dai pannelli radianti a pavimento poiché necessitano una T_{target} minore rispetto a quella necessaria ai ventilconvettori e ai radiatori a muro. La conseguenza di una minore T_{target} è un fattore positivo poiché i carichi termici che l'impianto di riscaldamento deve generare sono minori. Dato ciò, è possibile dire che i pannelli radianti a pavimento siano dal punto di vista energetico i migliori terminali per l'utenza indipendentemente dal tipo di impianto di riscaldamento.
- L'accoppiamento di una PdCG destinata al riscaldamento con un impianto solare termico o con un impianto solare fotovoltaico genera effetti positivi. L'utilità del fotovoltaico è data dalla possibilità di ridurre l'energia elettrica da richiedere alla rete pubblica. Tale energia è necessaria principalmente alle pompe di circolazione dei fluidi termovettori ma soprattutto al compressore della PdCG. L'impianto solare termico, come dimostrato nei confronti presenti nelle precedenti pagine, serve per aumentare i tempi di utilizzo della PdCG e la potenza utile all'utenza che essa può generare durante la stagione di riscaldamento.

Ultime considerazioni

L'utilizzo della tecnologia della pompa di calore geotermica è considerata dalla maggior parte delle persone, specialmente dai non addetti ai lavori, come una tecnologia non diffusa, ma ciò non risulta veritiero, specialmente dal momento che non è possibile sapere se è presente uno o più scambiatori di calore con il terreno all'interno di un impianto destinato alla fornitura di calore per riscaldamento e/o acqua calda sanitaria per un qualsiasi edificio.

Dal punto di vista delle pompe di calore in ambito residenziale, per quanto riguarda l'accoppiamento di un impianto solare termico con una pompa di calore, il sistema più diffuso è il sistema chiamato ibrido integrato. Dalla brochure Unical riguardante i sistemi ibridi integrati a destinazione residenziale, disponibile online, è possibile notare come la pompa di calore soddisfi, insieme ad una caldaia a condensazione, il fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento. L'impianto solare termico, nei sistemi denominati KONS HP e HYBREER SLIMs viene collegato idraulicamente ad un bollitore verticale che viene utilizzato per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria insieme alla caldaia a condensazione precedentemente citata.

Destinando la produzione di calore di un impianto solare termico al fabbisogno di acqua calda sanitaria, si può notare come non ci sia la grande distanza dal punto di vista impiantistico dal sistema di produzione di calore al sistema di consumo del calore prodotto, ossia l'utenza. Infatti, l'unico componente che si interpone tra il circuito solare termico ed il circuito destinato all'ACS per l'utenza è proprio il bollitore solare.

Un altro motivo per cui è più frequente l'abbinamento di una pompa di calore al servizio di riscaldamento e l'abbinamento di un impianto solare termico al servizio ACS è dovuto al fatto che la produzione di calore di quest'ultimo impianto è direttamente proporzionale all'area dei pannelli. Spesso l'area disponibile per l'installazione dei pannelli solari è limitata. Se il fabbisogno di riscaldamento fosse molto elevato, l'area disponibile per installare i pannelli solari sarebbe minore dell'area necessaria a coprire i carichi termici richiesti dall'utenza. Pertanto, si preferisce destinare la produzione di calore di un impianto solare termico al servizio ACS anche per riuscire ad affiancare ai pannelli solari termici dei pannelli fotovoltaici al fine di ottenere un doppio prodotto utile per l'utenza, ossia sia calore che elettricità.

BIBLIOGRAFIA

Federica Tofalo – Tesi di Laurea Magistrale, A.A. 2018/2019

Sperimentazione di muri energetici – Analisi di muri di sostegno energetici per climatizzazione di un condominio

Manuale Utente NIBE F1155 – Pompa di Calore Geotermica

Manuale dell'Installatore NIBE F1155 – Pompa di Calore Geotermica

SEM F1145.pdf

Descrizione della NIBE F1145 o F1155 comprendente: Schema, Lista dei Componenti, Tabella dei Sensori interni ed esterni.

Casasso and Sethi, 2014 Casasso A., Sethi R.

Efficiency of closed loop geothermal heat pumps: A sensitivity analysis
Renewable Energy, 62 (2014), pp. 737-746

Raffaele Rondina – Prova Finale, A.A. 2019/2020

Analisi sperimentale di una pompa di calore in ambito residenziale

Emanuele Forneris – Tesi di Laurea Magistrale, A.A. 2018/2019

Energy and geothermal performance analysis of an open loop geothermal heat pump system
– The case study of a health assistance residence in Turin

G.V. Fracastoro

Dispense del corso di fonti rinnovabili

Energia Solare

La radiazione solare

L'impianto solare termico: Parte I – il collettore solare

L'impianto solare termico: Parte II – Componenti e applicazioni

Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine

Introduction to heat transfer: Sixth Edition

Valter Giaretto

Lezioni di termodinamica applicata e trasmissione del calore

Valter Giaretto

Esercitazioni di termodinamica applicata

Pietro Gabriele, Elena Giaccone, Salvatore Marco

Dispense del corso di Gestione dei Sistemi Energetici

SITOGRAFIA

https://iea.blob.core.windows.net/assets/4a50d774-5e8c-457e-bcc9-513357f9b2fb/World_Energy_Outlook_2017.pdf

<https://www.enea.it/it/seguici/pubblicazioni/pdf-volumi/raee-2017.pdf>

<https://mysolarfamily.com/content/piano-20-20-20-il-clima-litalia-ha-raggiunto-il-target>

https://e-l.unifi.it/pluginfile.php/437065/mod_folder/content/0/larderello.pdf?forcedownload=1

http://www.agorascienza.it/application/files/5014/9908/8302/B_energia-geotermica_Guglielmetti.pdf

<https://www.aipe.biz/wp-content/themes/twentyseventeen/assets/pdf/picchio.pdf>

<http://www.hybrid-ukt.co.uk/>

https://it.wikipedia.org/wiki/Protocollo_di_Montr%C3%A9al

https://it.wikipedia.org/wiki/Protocollo_di_Kyoto

<https://webthesis.biblio.polito.it/7407/1/tesi.pdf>

<https://www.varnepumpsforum.com/vpforum/index.php?action=dlattach;ts=1537684329;topic=61496.0;attach=68183>

<https://www.ipu.dk/wp-content/uploads/2018/09/coolpack-tutorial.pdf>

https://www.researchgate.net/publication/223180962_Energy_and_exergy_analysis_of_a_ground-coupled_heat_pump_system_with_two_horizontal_ground_heat_exchangers

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431104000341>

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148104004148>

https://www.researchgate.net/publication/344771124_The_application_of_thermoelectric_and_eject_or_in_a_CO_2_direct-expansion_ground_source_heat_pump_energy_and_exergy_analysis

<https://www.interfred.it/Aziende/Refrigeranti/CO2/CO2.asp>

https://www.researchgate.net/publication/277633802_Exergy_Analysis_of_a_Ground-Coupled_Heat_Pump_Heating_System_with_Different_Terminals

https://www.researchgate.net/publication/256457349_Exergetic_Analysis_of_a_Vertical_Ground-Source_Heat_Pump_System_With_Wall_HeatingCooling

<https://www.mdpi.com/1996-1073/14/8/2077>

<https://www.hindawi.com/journals/ijce/2016/5710560/>

<http://www.sabz-energy.com/solar%20electricity%20handbook%202017.pdf>

https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/adp-mise-enea-2015-2017/edifici-intelligenti/rds_par2015-139.pdf

<https://partner.nibe.eu/nibedocuments/15184/M10812gb-3.pdf>

https://www.paradigmaitalia.it/sites/default/files/2019-04/02b_capitolo_collettori_solari_2019.pdf

https://termoidraulica.elbi.it/prodotti/serbatoi-vetrificati-fino-a-5-000-litri/bg-bollitori-vetrificati-polivalenti-con-scambiatori-estraibili-in-rame-alettato-800-5-000-litri-/pe_components_resourcesmanager_download.pe?resid=4013

https://pacetti.it/docs/VTCFH-VTCF_R02-20.pdf

https://res.mdpi.com/d_attachment/sustainability/sustainability-10-00191/article_deploy/sustainability-10-00191.pdf

http://avestia.com/FFHMT2016_Proceedings/files/paper/107.pdf

<https://ms.copernicus.org/articles/6/181/2015/ms-6-181-2015.pdf>

<https://web2.clarkson.edu/projects/subramanian/ch330/notes/Natural%20Convection.pdf>

https://it.abcdef.wiki/wiki/Grashof_number

https://www.unicalag.it/upload/blocchi/X1407allegatoDEPLIANT1-1X_sistemi-ibridi-integrati_it.pdf

LEGISLAZIONE

D.P.R. n° 412/93 riguardante “Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge 9 gennaio 1991, n. 10.”

UNI/TS 11300-1 riguardante “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.”

RINGRAZIAMENTI

A conclusione di questo elaborato, desidero menzionare le persone che più mi sono state vicine durante questi anni di studi al Politecnico di Torino. I miei ringraziamenti alla mia famiglia e ai miei amici in primis, che mi sono stati vicini nei momenti belli e in quelli difficili. Un grazie a chiunque abbia creduto in me, ed un grazie anche al prof Papurello, che mi ha consentito di sviluppare questa tesi.

Grazie a tutti ancora una volta

Federico Planesio