



POLITECNICO
MILANO 1863

Politecnico di Milano – Dipartimento di Energia
Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione
Master of Science in Energy Engineering

Analisi di un Concentratore Solare ad Aria di Tipo Parabolico:
Il Caso Geico Taikisha

Relatore:

Prof. Giampaolo Manzolini

Tesi di Laurea Magistrale di:

Matteo Magnani

Matricola: 874959

Anno Accademico 2017 – 2018

Ringraziamenti

Un primo ringraziamento va sicuramente al Professor Giampaolo Manzolini, relatore di questa tesi di laurea, per avermi sempre seguito e consigliato nella realizzazione di questo lavoro.

Ringrazio anche sentitamente tutto il team di Geico Taikisha. In particolare, ringrazio il mio tutor aziendale Mario Annoni per la sua sempre puntuale disponibilità e per il supporto fornitomi fin da subito, nonché per la sua gentilezza.

Volevo poi esprimere la mia infinita riconoscenza nei confronti di mia madre Laura e mio padre Mario che, con il loro affettuoso e instancabile sostegno, mi hanno guidato in tutta la mia esperienza universitaria (e non solo). Grazie per essere stati con me sempre, sia nei momenti belli che in quelli più difficili. Senza di voi, non sarei mai diventato ciò che sono oggi e per questo non smetterò mai di ringraziarvi.

Ringrazio poi mia nonna Teresita, mio zio Paolo, mia zia Germana e mia cugina Chiara. Grazie per l'affetto e il sostegno che non avete mai smesso di dimostrarmi.

Un grazie va a tutti gli amici che mi hanno accompagnato nel corso di questi intensi anni di studio: perché, anche grazie a voi, ho capito che i traguardi della vita saranno sempre più importanti di quelli professionali.

Infine, un grazie speciale va alla mia fidanzata Elena. Grazie per essere sempre dalla mia parte, per l'incredibile forza che sai infondermi e per l'amore che mi doni ogni giorno.

Matteo

A Mamma e Papà

Indice

Sommario e Parole Chiave	9
Abstract and Key Words	10
Introduzione.....	11
Capitolo 1: Modello del Collettore.....	15
Teoria del Modello	15
Scambio Termico Convettivo tra HTF e Assorbitore	19
Scambio Termico Conduttivo Attraverso la Parete dell'Assorbitore.....	21
Scambio Termico tra Assorbitore e Copertura in Vetro	21
Scambio Termico Conduttivo Attraverso la Copertura in Vetro	23
Scambio Termico dalla Copertura in Vetro all'Ambiente	24
Termini di Assorbimento della Radiazione Solare.....	26
Rendimento Ottico	26
Rendimento Termico	28
Strategia di Risoluzione e Bilancio Energetico Longitudinale	28
Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale	30
Assunzioni e Semplificazioni	31
Perdite di Carico	32
Validazione del Modello Proposto	33
Applicazione del Modello al Sistema Reale.....	36
Capitolo 2: Mappe Caratteristiche in Funzionamento Invernale.....	39
Strategie di Realizzazione	39
Mappe Caratteristiche a Portata Variabile	40
Portata Massica	40
Temperatura Massima.....	42
Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale.....	43
Potenza Termica	45
COP	46
Mappe Caratteristiche a Portata Costante	47
Temperatura Massima.....	48
Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale.....	49
Potenza Termica	50
COP	51

Capitolo 3: Modellazione della Centrale Termica.....	53
Strategie e Configurazioni	53
Configurazione I – Caso Tradizionale con Caldaia e Assenza di Accumulo.....	54
Configurazione II – Caso Precedente con Geotermico, Caldaia e Accumulo	54
Configurazione III – Caso Attuale con Solare, Geotermico, Caldaia e Accumulo	55
Configurazione IV – Caso in Studio con Priorità al Sistema più Efficiente e Accumulo Ottimizzato.....	56
Riepilogo.....	57
Simulazioni.....	58
Casi Studio	58
Ricerca della Miglior Strategia – Il Caso del 23 Marzo	59
Confronto con la Configurazione Attuale – Il Caso del 13 Gennaio.....	63
Analisi delle Singole Giornate	65
10 Gennaio	65
13 Gennaio	66
23 Marzo.....	67
24 Marzo.....	68
Conclusioni e Sviluppi Futuri.....	69
Appendice: Richiami Teorici.....	71
Introduzione.....	71
Parametri e Grandezze d’Interesse	72
Conversione Energetica	72
Collettore Parabolico	73
Angoli Fondamentali.....	78
Sistema di Puntamento Solare (Solar Tracking System)	80
Tubo Assorbitore.....	82
Involucro di Vetro	84
Giunti Metallo-Vetro e Compensatori di Dilatazione Termica.....	85
Fluido Termovettore	86
Frigorifero ad Assorbimento	89
Lista delle Figure.....	95
Nomenclatura e Lista degli Acronimi.....	97
Bibliografia	99

Sommario e Parole Chiave

Il lavoro presentato in queste pagine cerca di fornire una panoramica dettagliata dell'impianto parabolic trough sperimentale installato presso l'azienda Geico Taikisha Spa di Cinisello Balsamo.

Nella prima fase dello studio, si è provveduto a implementare un modello matematico che potesse essere uno strumento utile all'azienda per prevedere le prestazioni del sistema recentemente introdotto. L'idea di partenza era quella di confrontare i risultati ottenuti da tale modello con i dati reali misurati sull'impianto stesso. Tuttavia, essendo sorte alcune complicazioni relative all'installazione della sensoristica per il monitoraggio dell'impianto, si è provveduto a validare il modello creato con quanto presente in letteratura.

Nella seconda parte, si sono definite una serie di mappe caratteristiche per rappresentare il funzionamento invernale del sistema in relazione a diverse condizioni ambientali. Si sono perciò discussi gli aspetti significativi di tali rappresentazioni anche in relazione alle strategie e alle condizioni operative adottate.

Le mappe caratteristiche realizzate sono state utilizzate – nella terza parte di questa tesi – per simulare l'apporto conferibile dal sistema solare termico alla preesistente centrale termica nelle sue finalità di riscaldamento ambiente. Si sono definite quattro configurazioni per la gestione di tale unità: le prime due rappresentative di casi tradizionali o precedenti all'introduzione del solare, la terza rappresentativa del caso attuale e la quarta per fornire un'alternativa di gestione ad elevata efficienza energetica. I modelli così realizzati sono stati usati per condurre alcune simulazioni di funzionamento reale in risposta a determinati profili di carico e condizioni ambientali esterne. Dopodiché, si sono indagate le strategie di gestione più convenienti per la centrale termica.

Infine, si sono discussi i risultati ottenuti e i possibili sviluppi futuri.

Parole Chiave: Concentratore Solare, Cilindro Parabolico, Solare Termico, Modello

Abstract and Key Words

The work presented in this paper tries to provide a detailed overview of an experimental parabolic trough plant installed at Geico Taikisha Spa, in Cinisello Balsamo.

In the first phase of the study, a mathematical model was implemented so that it could represent a useful tool for the company to predict the performance of the recently introduced system. The initial idea was to compare the results obtained from this model with real data taken from the plant itself. However, as some complications related to the installation of sensors for plant monitoring arose, the model was validated with data taken from literature.

In the second part, a set of characteristic maps was defined to represent the winter functioning of the system in relation to different environmental conditions. The significant aspects of these representations were therefore discussed also in relation to the strategies and operating conditions adopted.

Then, these characteristic maps have been used – in the third part of this thesis – to simulate the contribution that the CSP could provide to a pre-existing heating plant in its space heating purposes. Four configurations were defined for the management of this unit: the first two were representative of traditional cases or situations preceding the introduction of the parabolic trough plant, the third representative of the current case and the fourth to provide a high energy efficiency management alternative. The models were used to conduct some real operating simulations in response to certain load profiles and external environmental conditions. After that, the most convenient management strategies for the thermal power plant were investigated.

Finally, the results obtained and some possible future developments were discussed.

Key Words: CSP – Concentrating Solar Power, Parabolic Trough, Solar Thermal, Modeling

Introduzione

Geico Taikisha da oltre 50 anni progetta e realizza impianti completi chiavi in mano per la verniciatura delle scocche auto e oggi è uno dei leader a livello mondiale del settore. I principali clienti di questa azienda sono le case automobilistiche di tutto il mondo.

Geico, da sempre molto sensibile all'impatto ambientale degli impianti di verniciatura, è particolarmente impegnata nella riduzione dei consumi energetici dei propri prodotti e alla massimizzazione dell'efficienza del loro funzionamento. A completamento di questa attività che mira a ridurre la produzione di CO₂ e quindi l'inquinamento del nostro pianeta, ha sviluppato delle soluzioni in grado di integrare o sostituire i tradizionali sistemi di produzione energetica con fonti energetiche rinnovabili. Presso il Pardis Innovation Centre, già in passato, sono state implementate alcune di queste soluzioni come il solare fotovoltaico e le pompe di calore geotermiche.

Sulla stessa linea, l'azienda ha recentemente installato sul proprio tetto un impianto solare a concentrazione *parabolic trough*. Tale impianto presenta una forte natura sperimentale per diverse ragioni. Esso presenta, infatti, un rapporto di concentrazione molto basso e sfrutta un fluido termovettore inusuale. Entrambi questi aspetti, chiariti in seguito, rispondono alla necessità di adeguare tale tecnologia al contesto e alle richieste ad essa associate.



Figura 1 - Veduta dell'impianto installato sul tetto di Geico Taikisha.

In questo scenario si inserisce il mio lavoro di tesi. Nelle pagine che seguiranno, si cercherà di fornire un'analisi dettagliata delle prestazioni e delle potenzialità dell'impianto.

Il sistema solare sperimentale installato presso la sede di Cinisello Balsamo è costituito da 21 concentratori solari parabolico lineari, disposti in tre file da sette moduli ciascuna, dotati di un sistema di inseguimento a singolo asse per compensare la rotazione terrestre. Questi concentratori, certificati da Enea, raccolgono l'energia solare tramite specchi parabolici e la concentrano e convogliano verso un tubo ricevitore in acciaio inox opportunamente trattato per assorbirla e trasformarla in energia termica.

Il concentratore solare studiato in questo lavoro è stato recentemente introdotto dall'azienda per fornire il proprio contributo energetico ad un preesistente sistema, finalizzato al riscaldamento e raffrescamento ambientale. In questa sezione, si descriveranno tutti i componenti fondamentali di questa configurazione. Di seguito è riportata una rappresentazione schematica dell'impianto nella sua totalità.

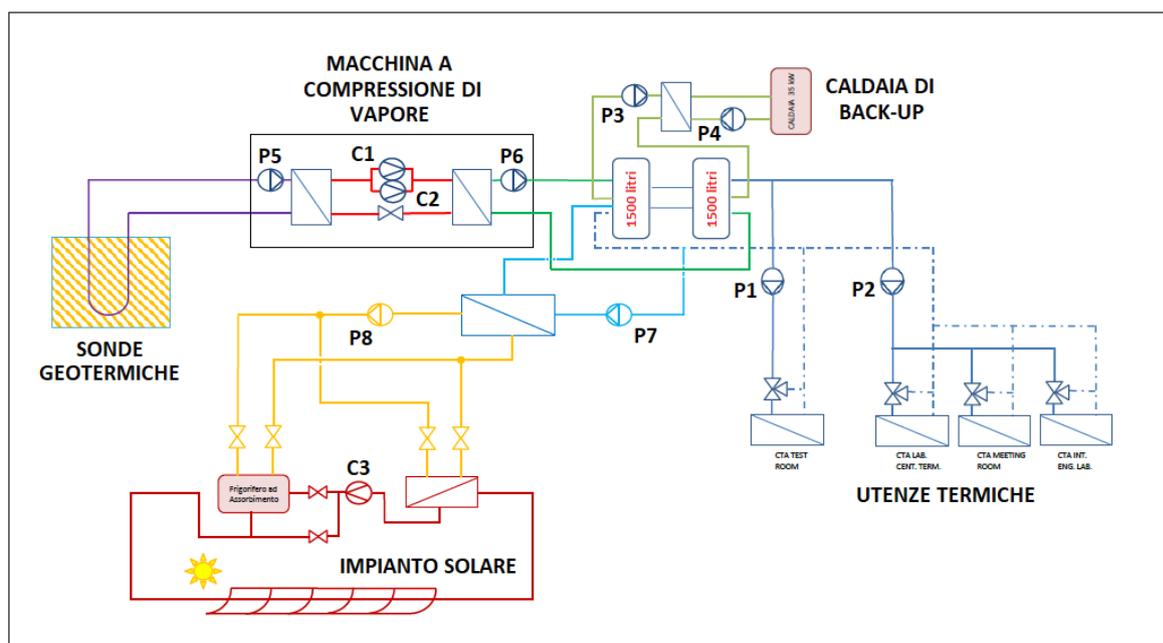


Figura 2 - Schematizzazione della centrale termica.

Gli specchi sono realizzati in alluminio riflettente con una laccatura di protezione in Solar Lacquer contro i graffi e l'invecchiamento. Sul tubo ricevitore in acciaio inox è stato effettuato un trattamento proprietario di deposizione denominato F-Ox omniassorbente sviluppato internamente dalla casa di produzione (*patent pending*). La copertura, invece, è costituita da una camicia di vetro borosilicato esente ferro ad alta trasmittanza solare che si comporta come uno "specchio", riflettendo sempre verso il tubo ricevitore.

L'energia termica raccolta dal sistema a concentrazione solare viene trasferita al fluido termo-vettore (aria secca) che scorre all'interno dell'assorbitore e trasferita agli opportuni componenti.

La scelta del fluido termovettore Aria rispecchia il carattere sperimentale dell'impianto in questione. Si sarebbero potute considerare per l'utilizzo acqua surriscaldata oppure olio diatermico. Tuttavia, secondo quanto riportato dalle indicazioni degli impiantisti a giustificazione di tale scelta:

- Nel primo caso, ci sarebbero stati problemi o pericoli nella gestione delle pressioni, che sarebbero state anche superiori ai 20 bar;
- Nel secondo caso, ci sarebbero state delle problematiche relative alla sicurezza, in quanto l'olio diatermico a quelle temperature sarebbe stato facilmente infiammabile. Una eventuale perdita avrebbe quindi comportato uno sversamento di liquido inquinante e potenzialmente pericoloso, soprattutto in un ambiente lavorativo.

Per la movimentazione dell'aria, è stato utilizzato un turbo circolatore ad alta temperatura originariamente concepito per grandi mezzi nell'ambito dell'automotive (C3). Questo componente crea una pressione massima assoluta di circa 1.5 bar e distribuisce l'aria compressa, tramite una tubazione in acciaio inox coibentata, ai collettori solari. Qui, l'aria si carica di energia termica aumentando la propria temperatura ma subendo inevitabilmente delle perdite di carico concentrate e distribuite.

All'estremo opposto del campo solare, l'aria surriscaldata esce dai collettori solari e viene convogliata in un collettore di sezione molto più grande dove rallenta, aumenta la propria pressione e quindi nel ciclo invernale (o "ciclo di riscaldamento") viene raffreddata su uno scambiatore di calore coassiale, cedendo energia ad un flusso di acqua glicolata. A questo punto, l'aria ritorna al turbo-circolatore e – bypassando il componente destinato al ciclo estivo – viene inviata direttamente al campo solare.

Nel ciclo estivo (o "ciclo di condizionamento") invece, l'aria surriscaldata non viene raffreddata dallo scambiatore di calore e ritorna al turbo-circolatore, dal quale viene convogliata verso una macchina ad assorbimento. Qui cede calore al generatore del chiller per avviare il ciclo frigorifero. Quindi, l'aria ritorna ai collettori solari per ricaricarsi di energia termica e ripetere il percorso.

Sia nel ciclo invernale che in quello estivo, la potenza termica viene scambiata con dell'acqua glicolata movimentata dalla pompa P8. Questa pompa, se sussistono le condizioni d'irraggiamento sufficienti all'accensione dell'impianto parabolic trough, rimane sempre accesa durante la giornata. L'acqua glicolata, contenuta in un circuito che chiameremo "secondario", o "di servizio", sarà naturalmente riscaldata nel corso del ciclo invernale e, di contro, raffreddata dall'evaporatore della

macchina ad assorbimento durante il ciclo estivo. Questo circuito, a sua volta, scambia energia con un sistema dotato di serbatoi d'accumulo (che chiameremo "centrale termica") mediante uno scambiatore di calore a piastre saldobrasato. L'acqua viene prelevata direttamente dalla linea di ritorno delle utenze termiche e, dopo aver scambiato calore, ceduta a due serbatoi aventi una capienza di 1500 litri ciascuno (ma da considerare, ai fini pratici, come un unico polmone da 3000 litri complessivi), isolati per mantenere la temperatura. Infine, a monte dello scambiatore a piastre posto in centrale termica è presente una pompa di circolazione a inverter di rilancio P7 che, azionata da un opportuno PLC, entra in funzione movimentando il fluido ogni qual volta viene registrata una considerevole differenza di temperatura tra l'acqua glicolata proveniente dalle utenze termiche e quella proveniente dall'impianto solare. Questo ΔT è stato impostato a 2°C dagli impiantisti che si sono occupati di installare l'impianto.

Come si evince dallo schema in Figura 2, l'impianto solare termico lavora a sostentamento di un preesistente impianto che sfrutta una sorgente geotermica. Più precisamente, geotermico e solare lavorano in parallelo nell'alimentare una macchina a compressione di vapore che ricoprirà, durante il ciclo invernale, la funzione di pompa di calore; di contro, nel ciclo estivo, essa lavorerà come macchina frigorifera. È facile osservare, a questo punto, che l'impianto solare lavora a sostentamento e integrazione del sistema geotermico, preriscaldando (nel ciclo invernale) o preraffreddando (nel ciclo estivo) l'acqua glicolata destinata alla macchina a compressione di vapore e quindi ai serbatoi e alle utenze termiche.

Qualora l'impiego combinato di solare termico e geotermico non sia sufficiente a raggiungere la temperatura obiettivo prefissata per l'acqua dei serbatoi, nel ciclo invernale entra in funzione una caldaia tradizionale di backup.

Capitolo 1: Modello del Collettore

Teoria del Modello

In questa sezione è esposta la strategia utilizzata per la creazione del modello in grado di predire le prestazioni del sistema solare preso in considerazione. In particolare, l'obiettivo è trovare uno strumento utile a calcolare la temperatura e la pressione in uscita dall'assorbitore, conoscendo:

- Le condizioni ambientali dell'istante preso in considerazione:
 - Irraggiamento;
 - Temperatura di bulbo secco e pressione ambientale;
 - Umidità relativa;
 - Velocità del vento;
- Le caratteristiche geometriche dell'impianto;
- I materiali costituenti, con le relative proprietà ottiche e di scambio termico;
- Le condizioni di ingresso dell'aria (HTF) nell'assorbitore, in particolare:
 - Temperatura e pressione;
 - Portata massica.

A conferma della buona reazione dell'impianto all'applicazione del modello, si confronteranno i risultati ottenuti con quelli sperimentali presenti in letteratura. In futuro, quando sarà installata un'opportuna strumentazione di monitoraggio, sarà possibile applicare il modello alle condizioni di funzionamento reali ed effettuare il confronto con i valori letti dai sensori di temperatura e pressione installati sul sistema. Conseguentemente, qualora ci siano discrepanze tra i risultati ottenuti dall'applicazione del modello e i dati reperiti in letteratura, si provvederà a discuterne l'origine e a proporre le contromisure da adottare per migliorare il modello stesso. Infine, si discuteranno alcuni accorgimenti che possano incrementare le prestazioni del sistema solare, tentando di quantificare i benefici apportati da tali modifiche.

Il modello implementato fa riferimento al modello monodimensionale sviluppato da R. Forristall (2003) [1], al quale sono apportate alcune modifiche e semplificazioni per conformarsi alla situazione considerata. Le ipotesi necessarie per applicare le correlazioni utilizzate da Forristall sono:

- Flusso termico assunto come uniforme sull'intera superficie dell'assorbitore;
- Regime stazionario;

- Assenza di scambio termico conduttivo longitudinale nel fluido termovettore (velocità sufficientemente elevata), nell'acciaio dell'assorbitore e nel vetro della copertura (elevata resistenza termica);
- L'assorbimento della radiazione è considerato come un fenomeno superficiale.

Inoltre, si sono considerate le seguenti ipotesi semplificative:

- Le proprietà ottiche e termodinamiche – conduttività k_g , trasmittanza τ_g , assorbanza α_g , emissività ε_g – dell'involucro di vetro (che viene indicato con il pedice "g", da *glass*) si sono considerate costanti in quanto poco dipendenti dalle variazioni di temperatura nel range considerato;
- L'assorbanza dell'assorbitore α_{abs} (indicato dalla dicitura "abs", da *absorber*) è stata considerata costante nel range di temperatura considerato;
- La riflettanza degli specchi ρ_m (indicati con il pedice "m", da *mirror*) è considerata costante nell'intervallo di temperatura considerato;
- Gli intercept factor γ relativi all'assorbitore e alla copertura in vetro sono considerati uguali.

Alla luce di quanto appena esposto, si è considerato:

- Rendimento ottico η_{opt} costante nel range di temperatura considerato.

La strategia è quella di considerare un sistema di resistenze termiche equivalenti che rappresenti in modo realistico i fenomeni di scambio termico che avvengono in corrispondenza del ricevitore. Si procederà quindi alla stesura di un bilancio energetico tra l'HTF e l'atmosfera, scorporandolo in tutte le sue fasi intermedie. La figura seguente rappresenta in maniera grafica il bilancio energetico monodimensionale in regime stazionario per una sezione trasversale del ricevitore.

Per comodità, si indicheranno le potenze per unità di lunghezza dell'assorbitore (W/m). Questo accorgimento permette di avere un'indicazione specifica della potenza scambiata in funzione dell'estensione geometrica dei componenti.

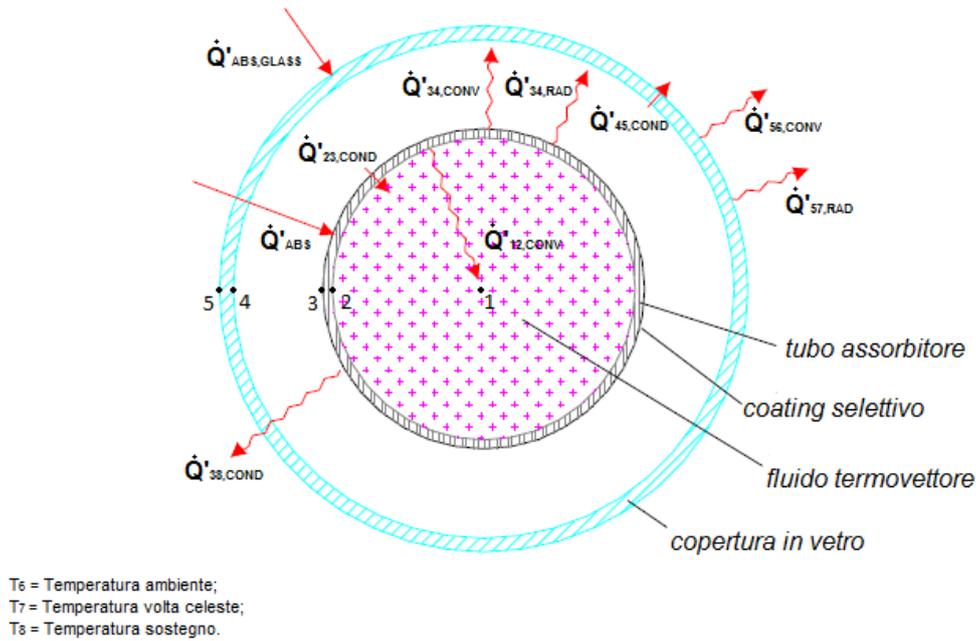
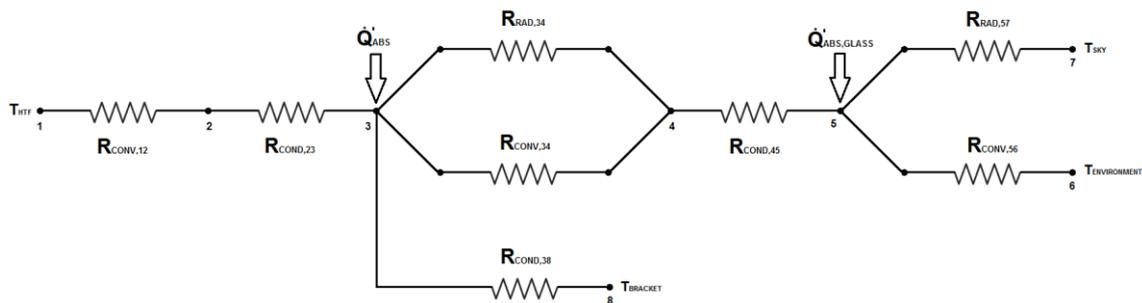


Figura 3 - Rappresentazione grafica del bilancio energetico monodimensionale sulla sezione del ricevitore. [1]

Rappresentando tale situazione in termini di resistenze termiche, si ottiene la seguente configurazione:



- | | |
|--|---|
| (1) fluido termovettore (THTF); | (5) superficie esterna del vetro; |
| (2) superficie interna dell'assorbitore; | (6) aria circostante (T _{environment}); |
| (3) superficie esterna dell'assorbitore; | (7) volta celeste (T _{sky}); |
| (4) superficie interna del vetro; | (8) supporto metallico (T _{bracket}). |

Figura 4 - Schema delle resistenze termiche equivalenti.

L'effettiva potenza solare entrante nel sistema (ovvero la radiazione solare impattante sugli specchi privata delle perdite ottiche) è assorbita dall'involucro in vetro ($\dot{Q}'_{abs,glass}$) e dal coating selettivo dell'assorbitore (\dot{Q}'_{abs}). Una parte della potenza assorbita dal coating selettivo è trasferita per conduzione attraverso l'assorbitore ($\dot{Q}'_{23,cond}$) e trasferita al fluido termovettore tramite convezione ($\dot{Q}'_{12,conv}$); la restante potenza è trasferita all'involucro di vetro per convezione ($\dot{Q}'_{34,conv}$) e

radiazione ($\dot{Q}'_{34,rad}$) e persa attraverso le giunture che collegano il tubo assorbitore con il supporto metallico, *bracket* ($\dot{Q}'_{38,cond}$). La potenza trasmessa in direzione del vetro lo attraversa quindi per conduzione ($\dot{Q}'_{45,cond}$) e insieme alla potenza solare assorbita dall'involucro ($\dot{Q}'_{abs,glass}$) è dissipata verso l'ambiente per convezione ($\dot{Q}'_{56,conv}$) e radiazione ($\dot{Q}'_{57,rad}$).

Si possono quindi scrivere i seguenti bilanci energetici per ciascuna delle sezioni trasversali del ricevitore:

$$\begin{aligned}\dot{Q}'_{12,conv} &= \dot{Q}'_{23,cond} \\ \dot{Q}'_{abs} &= \dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad} + \dot{Q}'_{23,cond} + \dot{Q}'_{38,cond} \\ \dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad} &= \dot{Q}'_{45,cond} \\ \dot{Q}'_{45,cond} + \dot{Q}'_{abs,glass} &= \dot{Q}'_{56,conv} + \dot{Q}'_{57,rad} \\ \dot{Q}'_{th,loss}^* &= \dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad} + \dot{Q}'_{38,cond}\end{aligned}$$

Dove $\dot{Q}'_{th,loss}^*$ sono le perdite termiche del sistema verso l'ambiente circostante. Come è facile intuire dall'ultima equazione riportata, esse constano di una componente conduttiva verso la struttura metallica, di una radiativa e di una convettiva verso l'involucro in vetro.

Si noti che i termini \dot{Q}'_{abs} e $\dot{Q}'_{abs,glass}$ sono trattati come flussi termici incidenti sulle superfici esterne di assorbitore e copertura. Questo semplifica il sistema dal momento che, in realtà, i fenomeni di assorbimento della radiazione relativi all'assorbitore (materiale metallico opaco) e all'involucro di vetro (materiale semitrasparente) sono volumetrici. Tuttavia, si tratta di un'ipotesi sensata, in quanto la maggior parte dell'assorbimento, nell'assorbitore, avviene in prossimità della superficie (circa 6 angstrom) [28], e dal momento che, nonostante l'assorbimento si verifichi nella totalità del volume di vetro, la sua assorbanza è molto ridotta ($\alpha_g \cong 0.02$). Perciò, qualsiasi errore nel trattare l'assorbimento solare come un fenomeno superficiale dovrebbe essere sufficientemente piccolo da giustificare la semplificazione.

A questo punto, si decide di introdurre un'ulteriore semplificazione al sistema considerato. Si introduce quindi una nuova ipotesi:

- $\dot{Q}'_{38,cond} \cong 0$. Si decide di tralasciare le perdite relative alla conduzione attraverso i supporti strutturali dell'impianto. Questa scelta è dettata dal fatto che, generalmente, l'area di contatto tra assorbitore e struttura è sufficientemente piccola da rendere questo termine poco

significante ai fini dello studio. Questo semplifica di molto la situazione perché sia l'area effettiva di contatto che la temperatura del supporto metallico sarebbero state di difficile individuazione;

Si noti che, generalmente, tra l'armatura di vetro e l'assorbitore è creato il vuoto per azzerare completamente la perdita determinata da $\dot{Q}'_{34,conv}$. Nel nostro caso, nella corona circolare tra assorbitore e copertura di vetro, è presente invece aria alla pressione ambiente – quindi ben più elevata rispetto alle condizioni di “vuoto” – e il termine *non* può essere considerato sufficientemente piccolo da potersi trascurare.

Il nuovo schema di resistenze termiche assume la seguente forma:

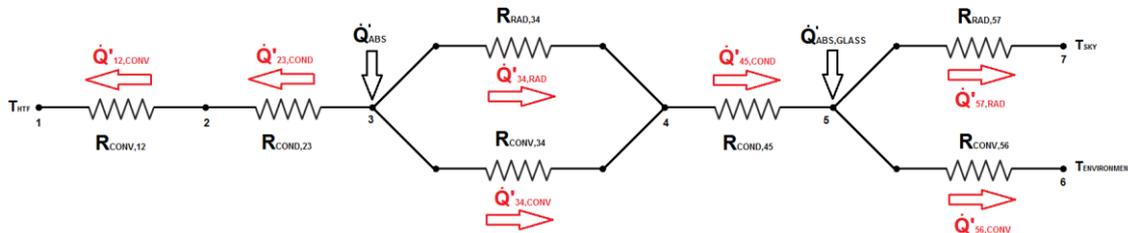


Figura 5 - Schema delle resistenze termiche semplificato e individuazione dei flussi.

E i bilanci energetici diventano:

$$\dot{Q}'_{12,conv} = \dot{Q}'_{23,cond}$$

$$\dot{Q}'_{abs} = \dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad} + \dot{Q}'_{23,cond}$$

$$\dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad} = \dot{Q}'_{45,cond}$$

$$\dot{Q}'_{45,cond} + \dot{Q}'_{abs,glass} = \dot{Q}'_{56,conv} + \dot{Q}'_{57,rad}$$

$$\dot{Q}'_{th,loss} = \dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad}$$

A questo punto, si procede ad analizzare ciascuno di questi termini e le formule utilizzate per calcolarli.

Scambio Termico Convettivo tra HTF e Assorbitore

Dalla legge di Newton, lo scambio termico convettivo dalla superficie interna del tubo assorbitore al fluido termovettore è pari a:

$$\dot{Q}'_{12,conv} = h_1 \cdot D_2 \cdot \pi \cdot (T_2 - T_1)$$

con:

$$h_1 = Nu_{D_2} \cdot \frac{k_1}{D_2}$$

dove:

- h_1 = Coefficiente di scambio termico convettivo alla T_1 [W/m²-K];
- D_2 = Diametro interno del tubo assorbitore [m];
- T_1 = Temperatura media dell'HTF nella sezione considerata [K];
- T_2 = Temperatura della superficie interna del tubo assorbitore [K];
- Nu_{D_2} = Numero di Nusselt corrispondente a D_2 [-];
- k_1 = Conducibilità termica dell'HTF alla T_1 [W/m-K].

In queste equazioni, sia T_1 che T_2 sono indipendenti dalle coordinate angolari del sistema, così come lo sono tutte le temperature e proprietà considerate in questo modello monodimensionale.

Il numero di Nusselt dipende dal tipo di moto che si instaura all'interno del tubo assorbitore. Considerando che il fluido termovettore in analisi è aria secca, si tratterà di un moto sicuramente turbolento a causa della sua bassissima viscosità dinamica e delle elevate velocità sviluppate all'interno del ridotto diametro interno. Possiamo quindi tranquillamente affermare che, in qualsiasi condizione operativa dell'impianto considerata, avremo un $Re_{D_2} > 2300$. In queste condizioni di moto, si calcola il numero di Nusselt sulla base della correlazione di Gnielinski (1976) [2]:

$$Nu_{D_2} = \frac{f_2/8 \cdot (Re_{D_2} - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{f_2/8} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0.11}$$

con:

$$f_2 = (1.82 \cdot \log_{10}(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2}$$

dove:

- f_2 = Fattore di attrito di Fanning (o più semplicemente "Numero di Fanning") della superficie interna dell'assorbitore, considerato alla stregua di un tubo liscio [-];
- Pr_1 = Numero di Prandtl valutato alla temperatura dell'HTF, T_1 [-];
- Pr_2 = Numero di Prandtl valutato alla temperatura della superficie interna dell'assorbitore, T_2 [-].

Questa correlazione è valida per $0.5 < Pr_1 < 2000$ e per $2300 < Re_{D2} < 5E6$, condizioni sempre ampiamente verificate.

Scambio Termico Conduttivo Attraverso la Parete dell'Assorbitore

Per la legge di Fourier sulla conduzione attraverso un cilindro cavo [3], questo termine vale:

$$\dot{Q}'_{23,cond} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{23} \cdot (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}$$

dove:

- k_{23} = Conducibilità termica dell'assorbitore valutata alla sua temperatura media $(T_2+T_3)/2$ [W/m-K]
- T_2 = Temperatura della superficie interna del tubo assorbitore [K];
- T_3 = Temperatura della superficie esterna del tubo assorbitore [K];
- D_2 = Diametro interno del tubo assorbitore [m];
- D_3 = Diametro esterno del tubo assorbitore [m].

In questa equazione il coefficiente di scambio termico conduttivo è costante ed è stato valutato alla temperatura media tra superficie interna ed esterna. L'acciaio inossidabile costituente il tubo assorbitore è il 304L e il suo coefficiente di scambio termico conduttivo si ricava da:

$$k_{23} = 0.013 \cdot T_{23} + 15.2$$

L'equazione è stata determinata interpolando i dati ricavati da Touloukian & Powell (1979) [4]. La conduzione attraverso il coating selettivo è stata trascurata.

Scambio Termico tra Assorbitore e Copertura in Vetro

Nella corona circolare che separa l'assorbitore dalla copertura in vetro si instaurano due tipi di scambio termico: convettivo e radiativo [5].

Il meccanismo di scambio termico convettivo che si instaura in queste applicazioni può essere a sua volta duale e dipende dalla pressione nello spazio considerato [5]. A basse pressioni ($< \approx 1$ torr) – nel caso in cui, per ragioni di isolamento termico, si instauri il vuoto in questa parte dell'impianto – il meccanismo prevalente è quello della diffusione molecolare (o conduzione molecolare). Ad alte pressioni ($> \approx 1$ torr), il meccanismo principale è quello dell'avvezione, espressa mediante

convezione naturale. Generalmente, a seconda della pressione sussistente, si decide di considerare il fenomeno più importante e di trascurare il duale.

Lo scambio termico radiativo avviene a causa della differenza di temperatura tra le due superfici. Nel calcolo di questo termine si sono considerate, a titolo di semplificazioni, superfici grigie ($\rho = \alpha$) e vetro opaco alla radiazione infrarossa.

Scambio Termico Convettivo tra Assorbitore e Copertura in Vetro

Nell'impianto di Geico tra assorbitore e copertura di vetro è presente aria alla pressione ambiente. Siamo quindi ben lontani dalle condizioni di "vuoto" necessarie per considerare la diffusione molecolare come fenomeno prevalente. Lo scambio termico avviene quindi per convezione ed è possibile utilizzare la correlazione di Raithby and Holland per convezione naturale in una corona circolare individuata da due cilindri concentrici disposti orizzontalmente [6]:

$$\dot{Q}'_{34,conv} = \frac{2.425 \cdot k_{34} \cdot (T_3 - T_4) \cdot [Pr_{34} \cdot Ra_{D3} / (0.861 + Pr_{34})]^{1/4}}{[1 + (D_3/D_4)^{3/5}]^{5/4}}$$
$$Ra_{D3} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_4) \cdot D_3^3}{\alpha \nu}$$

Considerando l'aria come un gas ideale:

$$\beta = \frac{1}{T_{34}}$$

dove:

- D_3 = Diametro esterno del tubo assorbitore [m];
- D_4 = Diametro interno della copertura di vetro [m];
- T_3 = Temperatura della superficie esterna del tubo assorbitore [K];
- T_4 = Temperatura della superficie interna della copertura di vetro [K];
- T_{34} = Temperatura media, $(T_3 + T_4)/2$ [K];
- k_{34} = Conducibilità termica del gas nella corona circolare alla T_{34} [W/m-K];
- Pr_{34} = Numero di Prandtl valutato a T_{34} [-];
- Ra_{D3} = Numero di Rayleigh valutato a D_3 [-];
- β = Coefficiente di espansione termica [1/K];
- g = Accelerazione di gravità [m/s^2].

Tutte le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura media T_{34} .

Scambio Termico Radiativo tra Assorbitore e Copertura in Vetro

Questo componente può essere stimato mediante la seguente equazione [3]:

$$\dot{Q}'_{34,rad} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4} \cdot \frac{D_3}{D_4}}$$

dove:

- σ = Costante di Stefan-Boltzmann [$\text{W/m}^2\text{-K}^4$];
- D_3 = Diametro esterno del tubo assorbitore [m];
- D_4 = Diametro interno della copertura di vetro [m];
- T_3 = Temperatura della superficie esterna del tubo assorbitore [K];
- T_4 = Temperatura della superficie interna della copertura di vetro [K];
- ε_3 = Emissività del coating selettivo dell'assorbitore [-];
- ε_4 = Emissività del vetro [-].

Nel derivare questa equazione si sono introdotte numerose ipotesi: gas nella corona circolare non partecipante, superfici grigie e radiazione diffusa per citarne alcune. Inoltre, la copertura in vetro è considerata come opaca alla radiazione infrarossa. Non tutte queste assunzioni sono totalmente corrette. Per esempio, né il vetro né il coating selettivo sono superfici grigie e la copertura di vetro non è completamente opaca per l'intero spettro della radiazione termica [7].

Comunque, eventuali errori relativi a queste ipotesi dovrebbero essere sufficientemente piccoli da poter essere trascurati.

Scambio Termico Conduttivo Attraverso la Copertura in Vetro

Il termine $\dot{Q}'_{45,cond}$ è individuato dalla stessa equazione già utilizzata per descrivere lo scambio termico conduttivo attraverso la parete dell'assorbitore.

Si suppone che il trattamento anti-riflessivo sulla parete interna ed esterna del vetro non introduca alcuna resistenza termica e che non abbia alcun effetto sull'emissività del vetro stesso. Questa ipotesi è sufficientemente giustificata dal fatto che un trattamento chimico di *etching* difficilmente introduce elementi addizionali alla superficie del vetro [1].

Anche in questo caso, la distribuzione di temperatura è considerata lineare e si è considerata una conducibilità termica costante [7].

Scambio Termico dalla Copertura in Vetro all'Ambiente

La potenza termica viene trasmessa dall'involucro di vetro verso l'ambiente per convezione e radiazione. La convezione potrà essere forzata o naturale, in dipendenza dalla presenza o meno del vento: nel nostro caso, si è deciso di considerare la presenza del vento per testare l'impianto. La perdita di tipo radiativo avviene a causa della differenza di temperatura tra la copertura di vetro e la volta celeste.

Scambio Termico Convettivo dalla Copertura in Vetro all'Atmosfera

Questa perdita di calore è esprimibile come:

$$\dot{Q}'_{56,conv} = h_{56} \cdot D_5 \cdot \pi \cdot (T_5 - T_6)$$

con:

$$h_{56} = Nu_{D5} \cdot \frac{k_{56}}{D_5}$$

dove:

- T_5 = Temperatura della superficie esterna dell'involucro di vetro [K];
- T_6 = Temperatura ambiente [K];
- h_{56} = Coefficiente di scambio termico convettivo per aria umida a $(T_5+T_6)/2$ [W/m²-K];
- k_{56} = Conducibilità termica dell'aria umida a $(T_5+T_6)/2$ [W/m-K];
- D_5 = Diametro esterno della copertura di vetro [m];
- Nu_{D5} = Numero di Nusselt medio basato sul diametro esterno dell'involucro di vetro [-];

Il numero di Nusselt cambia se ci troviamo in presenza di vento (convezione forzata) o in sua assenza (convezione naturale). Si è deciso di analizzare il caso con presenza di vento essendo assai improbabile trovare, nel sito considerato, giornate in cui non sia presente una certa ventosità, anche minima. Inoltre, tale decisione permette di investigare il potenziale impatto del vento sulle prestazioni del sistema.

Se c'è vento, lo scambio termico convettivo tra vetro e ambiente sarà di tipo forzato. Il numero di Nusselt in questo caso è stimato tramite la correlazione di Zhakauskas per convezione forzata esterna e normale ad un cilindro isotermico [3]:

$$\overline{Nu}_{D5} = C \cdot Re_{D5}^m \cdot Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{1/4}$$

con:

Re_{D5}	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

e:

Pr	n
≤ 10	0.37
> 10	0.36

Questa correlazione è valida per $0.7 < Pr_6 < 500$, e per $1 < Re_{D5} < 10^6$. Tutte le proprietà del fluido sono valutate alla temperatura ambiente, T_6 , ad eccezione di Pr_5 , valutato alla temperatura della superficie esterna dell'involucro in vetro.

Scambio Termico Radiativo dalla Copertura in Vetro alla Volta Celeste

Questo tipo di perdita è causata dalla differenza di temperatura tra la superficie esterna della copertura di vetro e la volta celeste. Per approssimare questo termine, l'involucro è considerato come un piccolo corpo grigio convesso immerso in un'estesa cavità individuata da un corpo nero (il cielo). Si ha, quindi [3]:

$$\dot{Q}'_{57,rad} = \sigma \cdot D_5 \cdot \pi \cdot \varepsilon_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4)$$

dove:

- σ = Costante di Stefan-Boltzmann [$W/m^2 \cdot K^4$];
- D_5 = Diametro esterno della copertura di vetro [m];
- ε_5 = Emissività della superficie esterna dell'involucro in vetro [-];
- T_5 = Temperatura della superficie esterna dell'involucro di vetro [K];
- T_7 = Temperatura effettiva del cielo [K].

Il cielo, specialmente in situazioni lontane dal “*clear sky model*”, non si comporta come un corpo nero; comunque, è pratica comune modellarlo come tale e usare una temperatura effettiva del cielo

per compensare tale ipotesi [8]. Per i nostri calcoli, si è deciso di utilizzare la correlazione di Swinbank-Roy per calcolare la temperatura del cielo [9]:

$$T_7 = \begin{cases} 0.0552 \cdot T_6^{1.5} \leftrightarrow \frac{DNI}{GHI} \leq 0.7 \text{ (clear sky)} \\ T_6 \leftrightarrow \frac{DNI}{GHI} > 0.7 \text{ (cloudy sky)} \end{cases}$$

Termini di Assorbimento della Radiazione Solare

I termini relativi all'assorbimento della radiazione solare da parte di assorbitore e involucro in vetro sono calcolati rispettivamente come segue [10]:

$$\dot{Q}'_{abs} = DNI \cdot W \cdot \eta_{opt}$$

$$\dot{Q}'_{abs,glass} = DNI \cdot W \cdot \rho_m \cdot \gamma \cdot \alpha_g$$

dove:

- DNI = Radiazione solare diretta normale [W/m^2];
- W = Apertura dello specchio parabolico [m];
- η_{opt} = Rendimento ottico [-];
- γ = Intercept factor [-].

Si riporta che, a titolo di semplificazione, si è considerato lo stesso intercept factor per assorbitore e involucro di vetro.

Rendimento Ottico

Il rendimento ottico nominale per un collettore a concentrazione cilindro-parabolico è dato dalla seguente espressione [10]:

$$\eta_{opt}|_n = \rho_m \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs})_n \cdot \gamma_n$$

dove:

- ρ_m = Riflettanza media della superficie riflettente [-];
- $(\tau_g \cdot \alpha_{abs})_n$ = Prodotto trasmittanza-assorbanza per incidenza normale [-];
- γ_n = Intercept factor per incidenza normale [-].

In condizioni di funzionamento generali esistono, tuttavia, diversi fattori che influenzano il valore dell'efficienza ottica al variare dell'angolo di incidenza θ_s . Tali fattori includono:

- La dipendenza angolare sia del prodotto trasmittanza-assorbanza del ricevitore sia del fattore di intercettazione, che diminuiscono all'aumentare dell'angolo con cui la radiazione solare diretta incide sulla superficie di apertura del concentratore. Il fattore correttivo legato a tale dipendenza prende il nome di IAM, Incidence Angle Modifier;
- Il *cosine effect* $\cos(\theta_s)$, un fattore che tiene in considerazione gli effetti della riduzione dell'area di apertura intercettata dalla radiazione solare diretta (DNI) per angoli d'incidenza diversi da zero. Ciò significa che meno radiazione può essere concentrata quando i raggi solari non impattano l'area di apertura perpendicolarmente;
- L'ombreggiamento relativo tra specchi per angoli di incidenza elevati (shadowing). Infatti, un contributo non trascurabile è dato dagli "effetti di bordo" causati dalla non totale illuminazione del ricevitore durante l'operatività ad angoli di incidenza della radiazione solare diretta non ortogonali all'area di apertura.

Sono presenti anche altri fattori indipendenti dall'angolo di incidenza dei raggi solari, come:

- Il grado di sporcamento (fouling) di alcuni componenti dell'impianto: specchi, tubo assorbitore e involucro in vetro;
- Errori dipendenti dalla non perfetta accuratezza del sistema di tracciamento (tracking).

Il rendimento ottico in condizioni di fuori progetto può quindi essere espresso come [10]:

$$\eta_{opt} = \eta_{opt}|_n \cdot \cos(\theta_s) \cdot IAM \cdot \eta_{shadowing} \cdot F_{fouling} \cdot F_{tracking}$$

$$\eta_{opt} = K(\theta_s) \cdot \eta_{opt}|_n$$

Si può quindi definire un fattore $K(\theta_s)$ tale da racchiudere tutti i fattori che impoveriscono il rendimento ottico per permetterne la valutazione in condizioni differenti da quelle di progetto.

La tabella e il grafico seguenti riportano i valori del coefficiente $K(\theta_s)$ ottenuti a diversi angoli di incidenza della radiazione solare diretta. Tali valori sono stati ricavati dal *test report* redatto da ENEA in fase di certificazione dei collettori solari [11]. Il grafico presentato, in particolare, è stato ricavato operando un'interpolazione polinomiale sui valori ottenuti dalla tabella.

	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
K (θ)	1.000	0.969	0.906	0.811	0.688	0.542	0.378	0.204	0.039	0.000

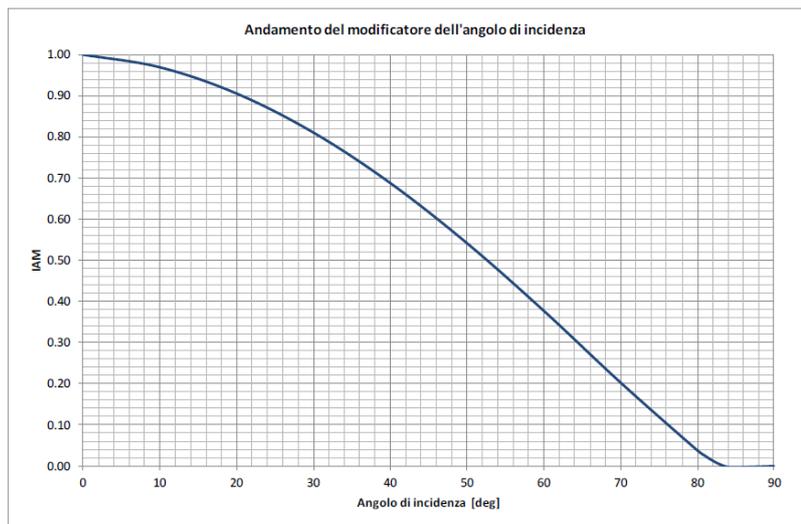


Figura 6 - Andamento del modificatore dell'angolo di incidenza. [11]

Rendimento Termico

Il rendimento termico corrispondente a ciascuna sezione trasversale può essere espresso come [10]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}'_{12,conv}}{\dot{Q}'_{abs}} = \frac{\dot{Q}'_{23,cond}}{\dot{Q}'_{abs}} = \frac{\dot{Q}'_{abs} - \dot{Q}'_{34,conv} - \dot{Q}'_{34,rad}}{\dot{Q}'_{abs}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}'_{34,conv} + \dot{Q}'_{34,rad}}{\dot{Q}'_{abs}} = 1 - \frac{\dot{Q}'_{th,loss}}{\dot{Q}'_{abs}}$$

Il rendimento termico rappresenta quindi la frazione di potenza termica assorbita dal coating selettivo dell'assorbitore che viene ceduta al fluido termovettore.

Dal momento che le perdite termiche aumentano all'aumentare della temperatura dell'assorbitore e che la potenza assorbita dal coating selettivo rimane costante muovendosi lungo la sua lunghezza, si assisterà a una riduzione del rendimento termico del parabolic trough man mano che si procede dalla sezione di ingresso dell'HTF verso quella d'uscita.

Strategia di Risoluzione e Bilancio Energetico Longitudinale

Questo modello è stato costruito suddividendo la lunghezza totale del ricevitore in N segmenti di ugual misura ΔL . Considerando il primo di essi, è ad ora possibile scrivere un sistema di quattro equazioni, riportate nei paragrafi precedenti. Tuttavia, le incognite sono 5:

- $T_{out,1}$ = Temperatura media dell'HTF in uscita dal primo segmentino;
- T_2 = Temperatura media della superficie interna del tubo assorbitore;
- T_3 = Temperatura media della superficie esterna del tubo assorbitore;
- T_4 = Temperatura media della superficie interna della copertura di vetro;
- T_5 = Temperatura media della superficie esterna dell'involucro di vetro.

Ad eccezione della prima, le temperature sono calcolate in corrispondenza della sezione media del segmento preso in esame e la loro variazione longitudinale è considerata quasi-lineare a causa delle dimensioni ridotte del segmento.

Per poter ottenere una soluzione è necessaria una quinta equazione che renda il sistema risolvibile. Questa equazione è rappresentata dal seguente bilancio energetico longitudinale in regime stazionario, valido per ogni segmento considerato [1] [10]:

$$\Delta L \cdot [\dot{Q}'_{abs} - \dot{Q}'_{th,loss}]_i = \dot{m} \cdot \left[\left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{out} - \left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{in} \right]_i$$

$$\Delta L \cdot [\dot{Q}'_{abs} - \dot{Q}'_{th,loss}]_i = \dot{m} \cdot \left[(h_{out} - h_{in}) + \frac{1}{2} (v_{out}^2 - v_{in}^2) \right]_i$$

$$\Delta L \cdot [\dot{Q}'_{abs} - \dot{Q}'_{th,loss}]_i = \dot{m} \cdot \left[\bar{c}_p \cdot (T_{out} - T_{in}) + \frac{1}{2} (v_{out}^2 - v_{in}^2) \right]_i$$

dove:

- \dot{m} = Portata massica [kg/s];
- h = Entalpia [J/kg];
- v = Velocità media dell'HTF sulla sezione considerata [m/s];
- \bar{c}_p = Calore specifico a pressione costante medio dell'HTF [J/kg-K].

Ovviamente il termine energetico relativo all'altezza geodetica – e quindi all'energia potenziale – è stato trascurato a causa della disposizione orizzontale del ricevitore. La portata massica è costante lungo tutta la lunghezza del tubo.

Il bilancio è chiaramente rappresentato da questa immagine:

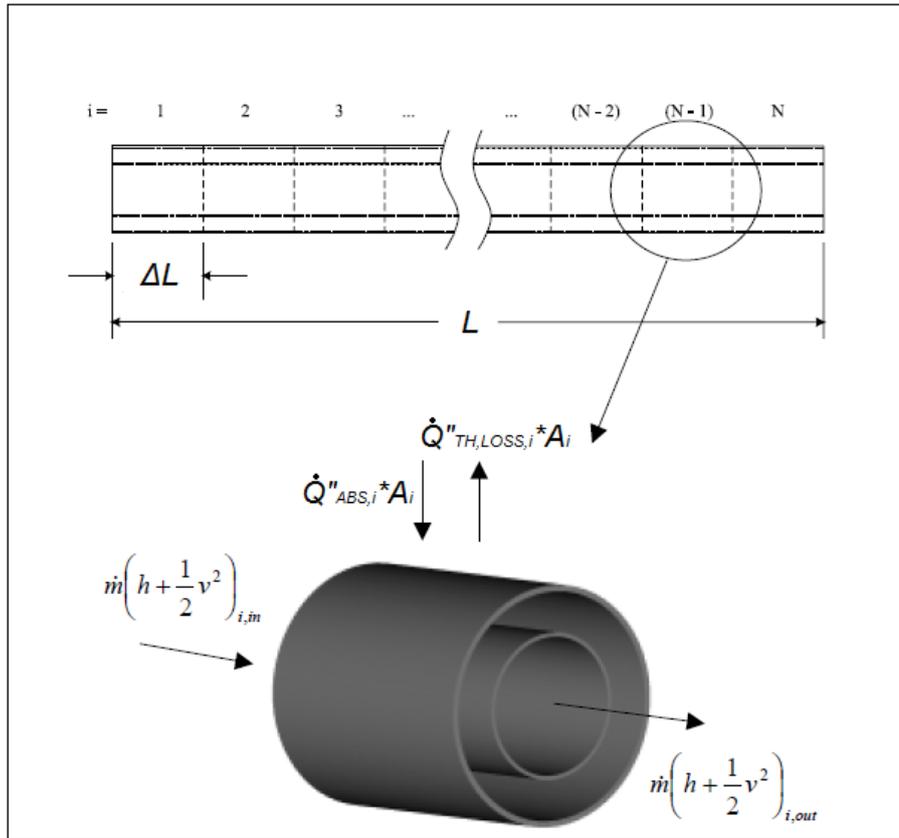


Figura 7 - Rappresentazione grafica del bilancio energetico longitudinale. [1]

Mediante l'utilizzo congiunto di questa equazione e delle 4 precedentemente introdotte, è possibile calcolare tutte le incognite del sistema, compresa la temperatura dell'HTF in corrispondenza della sezione d'uscita dal segmentino. Naturalmente, la temperatura in uscita da un segmento è pari alla temperatura di ingresso al segmento successivo: risolvere progressivamente i segmenti dal primo all'ultimo permette di calcolare quindi eventualmente la temperatura dell'HTF in uscita dall'assorbitore stesso e quindi di conoscere il salto di temperatura globale.

Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale

Una volta risolti tutti i segmenti, è possibile calcolare il rendimento termico del collettore come [10]:

$$\eta_{th,collector} = \frac{DNI \cdot W \cdot L_{attiva} \cdot \eta_{opt} - \sum_{i=1}^N (\Delta L \cdot \dot{Q}'_{th,loss}|_i)}{DNI \cdot W \cdot L_{attiva} \cdot \eta_{opt}}$$

Dove L_{attiva} è la lunghezza equivalente del collettore considerando soltanto gli specchi a fuoco, quindi escludendo i moduli in posizione di defocusing. Questo rendimento è stato utilizzato per decidere il numero di segmenti N in cui suddividere il collettore: tale scelta è ricaduta su un numero N

sufficientemente grande da ottenere un rendimento termico del collettore che non differisse per più dello 0.1% rispetto al caso con N-1 segmenti.

È possibile anche determinare un rendimento globale del ricevitore, calcolato come [10]:

$$\eta_{panel} = \frac{DNI \cdot W \cdot L_{attiva} \cdot \eta_{opt} - \sum_{i=1}^N (\Delta L * \dot{Q}'_{th,loss}|_i)}{DNI \cdot W \cdot L_{totale}}$$

Assunzioni e Semplificazioni

Numerose assunzioni e semplificazioni sono state introdotte nella realizzazione del modello appena presentato; alcune sono già state discusse, altre richiedono un'ulteriore analisi.

I flussi termici sono considerati come uniformi lungo la circonferenza del ricevitore. Tuttavia, il profilo reale della radiazione solare concentrata sul tubo sarà asimmetrico, con il massimo in corrispondenza del punto più vicino al collettore e il minimo localizzato in posizione diametralmente opposta, cioè nel punto più lontano dal vertice degli specchi parabolici [1]. L'influenza di questa non uniforme distribuzione di flusso – e quindi di temperatura – richiederebbe studi ulteriori per capire meglio l'impatto sulle perdite di prestazioni. Tuttavia, il modello considera i flussi termici come uniformi (sovrastima rispetto al caso reale) e l'effetto delle disomogeneità come trascurabile.

Il modello trascura gli scambi termici radiativi che avvengono tra involucro di vetro e specchi, terreno, edifici circostanti e moduli limitrofi. Ciò trova giustificazione nel fatto che, in genere, le perdite di tipo radiativo sono relativamente inferiori se comparate con le perdite di tipo convettivo.

Molte correlazioni utilizzate nel modello fanno riferimento ad una temperatura uniforme in direzione longitudinale. Tuttavia, assumere una temperatura uniforme – utilizzando una temperatura media lineare tra ingresso e uscita dai segmenti – potrebbe sovrastimare la potenza termica trasferita al fluido termovettore e sottostimare le perdite. Infatti, procedendo lungo l'assorbitore, il flusso di calore entrante $\dot{Q}'_{12,conv}$ diminuisce mentre la temperatura dell'HTF va aumentando e le perdite di potenza radiative sono non lineari (vanno con la quarta potenza delle temperature); ciò comporta che il vero profilo di temperatura sarà non lineare. In ogni caso, questa semplificazione permette di trattare tutti i flussi termici come monodimensionali e quindi di alleggerire considerevolmente la complessità del modello.

Le correlazioni utilizzate per descrivere la convezione forzata in presenza di vento assumono che la direzione del vento stesso agisca in direzione normale all'asse. Nella realtà, il vento sarà invece turbolento e non uniforme sia in intensità che in direzione. Quindi, modellare il vento come normale

all'asse del parabolic trough costituisce il “*worst-case scenario*” per la perdita termica relativa alla convezione forzata e può comunque dare informazioni di progetto circa l'effetto che può avere il vento sulle perdite termiche.

Le proprietà ottiche scelte per descrivere l'impianto non sono totalmente accurate poiché, trattandosi di un impianto sperimentale, molti dati – tra cui, per esempio, l'intercept factor per un tubo ricevitore così piccolo – non sono presenti in letteratura o ancora in *patent pending*. Lo stesso vale per la variazione, in termini di temperatura e pressione, di alcune proprietà termofisiche. Non sono state considerate, inoltre, eventuali variazioni delle proprietà e scadimento nelle prestazioni legati alla degradazione temporale di materiali e strutture, sempre presenti specialmente a seguito di numerosi cicli termici a cui sono associati stress meccanici.

Perdite di Carico

L'aria che attraversa l'assorbitore – così come qualsiasi altro fluido che scorra all'interno di una tubazione – è soggetta a delle cadute di pressione ed è quindi doveroso tenere queste perdite in considerazione. Questo fenomeno è causato dagli attriti fluidodinamici derivanti dall'interazione tra il fluido in movimento e le pareti del tubo in cui esso è contenuto e può influenzare più o meno pesantemente le prestazioni del sistema. Perciò, si è provveduto a calcolare le perdite di carico relative a ciascun segmento e ad aggiornare la nuova pressione operativa per il successivo. La formula utilizzata per calcolare queste perdite è la seguente:

$$\Delta P_i = f_{2,i} \cdot \frac{\Delta L}{D_2} \cdot \frac{\rho_{htf,i}}{2} \cdot v_{htf,i}^2$$

dove:

- ΔP_i = Perdita di carico relativa al segmento i-esimo [Pa];
- $f_{2,i}$ = Numero di Fanning associato alla superficie interna del segmento i-esimo, considerata la condotta sempre come tubo liscio [-];
- ΔL = Lunghezza dei segmenti in cui è diviso l'assorbitore [m];
- D_2 = Diametro interno del tubo assorbitore [m];
- $\rho_{htf,i}$ = Densità del fluido termovettore nella sezione intermedia del segmento i-esimo [kg/m³];
- $v_{htf,i}$ = Velocità media del fluido termovettore nella sezione intermedia del segmento i-esimo considerato [m/s].

Per il calcolo del numero di Fanning ci si è avvalsi della correlazione di Churchill, valida sia per il moto laminare che per quello turbolento [12]:

$$f_{2,i} = 2 \left[\left(\frac{8}{Re_{D2}} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right]^{\frac{1}{12}}$$

$$A = \left\{ 2.457 \cdot \ln \left[\left(\left(\frac{7}{Re_{D2}} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot \frac{\varepsilon_2}{D_2} \right)^{-1} \right] \right\}^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_{D2}} \right)^{16}$$

dove:

- ε_2 = Scabrezza della superficie interna della tubazione [m].

Le perdite di carico relative al singolo segmento i -esimo aumentano progressivamente man mano che ci si muove dal primo, in ingresso, fino a raggiungere l'ultimo, in uscita. Ciò accade come conseguenza del fatto che lungo l'assorbitore si ha una temperatura del fluido termovettore sempre crescente (salvo che lo specchio corrispondente si trovi in posizione di defocusing) e una pressione sempre decrescente, proprio a causa dell'effetto delle perdite di carico generate nella frazione di tubo antecedente. Entrambi questi fattori concorrono a una progressiva diminuzione della densità. Ad un primo sguardo, osservando l'equazione riportata sopra, questo fenomeno potrebbe apparire come un vantaggio; tuttavia, al diminuire della densità è associato un aumento della velocità media del fluido termovettore che, a differenza della densità, influisce sulle cadute di pressione in maniera quadratica e quindi ben più incisiva.

Validazione del Modello Proposto

Una volta terminata l'implementazione del modello – non essendo disponibile un sistema di monitoraggio delle quantità reali – si è provveduto alla sua validazione rispetto a quanto presente in letteratura. L'idea iniziale era di confrontare il modello con dati sperimentali ricavati da un impianto avente caratteristiche simili a quello presentato in questo lavoro. Tuttavia, trattandosi di un impianto sperimentale con un fluido termovettore, l'aria, totalmente inusuale per il tipo di tecnologia, non è stato possibile reperire dati significativi.

Si è perciò scelto di confrontare il sistema con un impianto più tradizionale, modificando opportunamente le proprietà termofisiche del fluido termovettore e adattando le caratteristiche

strutturali. Si è quindi applicato il modello al collettore solare LS-2 PTC, appartenente alla centrale californiana SEGS, basandosi su uno studio ampiamente citato in letteratura e condotto dai Sandia National Laboratories del Dipartimento d'Energia degli Stati Uniti d'America per mano di Dudley et al. [13].

La struttura del collettore è del tutto comparabile con quella presa in esame in questa tesi. Tuttavia, l'annulus tra il tubo assorbitore in acciaio e l'involucro di vetro è stato evacuato nel corso delle misurazioni effettuate. Si è quindi annullato il termine convettivo relativo a questa sezione in modo da eliminare le perdite termiche dovute a convezione e conduzione.

Nella tabella seguente sono riportati i parametri del modulo utilizzato [14]:

Parametro	Simbolo	Valore
Apertura	W	5.0 m
Lunghezza	L	7.8 m
Distanza focale	f	1.71 m
Area di apertura	A_{ap}	39.0 m ²
Concentration ratio	CR	71.43
Diametro interno assorbitore	$D_{int,abs} (D_2)$	66×10^{-3} m
Diametro esterno assorbitore	$D_{ext,abs} (D_3)$	70×10^{-3} m
Diametro interno involucro	$D_{int,g} (D_4)$	109×10^{-3} m
Diametro esterno involucro	$D_{ext,g} (D_5)$	115×10^{-3} m
Emissività assorbitore	$\varepsilon_{abs} (\varepsilon_3)$	0.2
Emissività involucro	$\varepsilon_g (\varepsilon_5)$	0.9
Assorbanza assorbitore	α_{abs}	0.96
Trasmittanza involucro	τ_g	0.95
Riflettanza specchio	ρ_m	0.83
Intercept factor	γ	0.99
Rendimento ottico	η_{opt}	75%

Il fluido di lavoro è il Syltherm 800 [15] [16], in grado di lavorare in sicurezza fino a 400°C. È importante sottolineare che le prove sono state eseguite per un angolo di incidenza nullo (Incidence Angle Modifier, IAM pari a 1) in modo tale da enfatizzare l'analisi termica del collettore.

Sono stati esaminati otto differenti casi e i risultati sono riportati nella tabella sottostante. La temperatura in uscita dall'assorbitore e il rendimento globale sono comparati in questa tabella tra i

valori sperimentali attesi (*Att.*) [13] e i valori ottenuti dall'applicazione del modello presentato (*Mod.*). Si riporta anche la variazione percentuale tra valori reali e calcolati ($\Delta\%$).

<i>Casi</i>	<i>DNI</i>	<i>v_{wind}</i>	<i>T_{amb}</i>	<i>T_{in}</i>	\dot{V}	<i>T_{out} [K]</i>			η_{panel} [%]		
	<i>W/m²</i>	<i>m/s</i>	<i>K</i>	<i>K</i>	<i>L/min</i>	<i>Att.</i>	<i>Mod.</i>	$\Delta\%$	<i>Att.</i>	<i>Mod.</i>	$\Delta\%$
1	933.7	2.6	294.35	375.35	47.7	397.15	396.74	-1.88	72.51	71.15	-1.88
2	968.2	3.7	295.55	424.15	47.8	446.45	446.45	0.00	70.9	71.28	0.54
3	982.3	2.5	297.45	470.65	49.1	492.65	492.95	1.36	70.17	71.32	1.64
4	909.5	3.3	299.35	523.85	54.7	542.55	542.22	-1.76	70.25	68.91	-1.91
5	937.9	1.0	301.95	570.95	55.5	590.05	589.41	-3.35	67.98	65.95	-2.99
6	880.6	2.9	300.65	572.15	55.6	590.35	589.35	-5.49	68.92	65.45	-5.03
7	920.9	2.6	302.65	652.65	56.8	671.15	671.07	-0.43	62.34	62.40	0.10
8	903.2	4.2	304.25	629.05	56.3	647.15	647.16	0.06	63.82	64.12	0.47

dove:

$$\Delta\%_{T_{out}} = \frac{\Delta T_{mod} - \Delta T_{att}}{\Delta T_{att}} \cdot 100$$

$$\Delta\%_{\eta_{panel}} = \frac{\eta_{mod} - \eta_{att}}{\eta_{att}} \cdot 100$$

Osservando i risultati, è facile constatare il relativamente alto grado d'accuratezza con cui il modello lavora nel calcolare le temperature d'uscita dall'assorbitore e il rendimento globale del sistema. Tuttavia, soprattutto in relazione ad alcuni dei casi presentati, si registrano alcuni discostamenti: i risultati sono infatti viziati dalle diverse assunzioni fatte in sede di definizione del modello per sopperire alla mancanza di dati.

Per citarne alcune, non ci vengono fornite informazioni circa l'umidità specifica delle condizioni di test, la strategia utilizzata per determinare la temperatura della volta celeste, i materiali costituenti l'apparato ricevitore – tra cui il tipo di acciaio utilizzato per l'assorbitore, la tipologia di vetro adottato per l'involucro e i relativi coefficienti di conduzione termica.

In definitiva, comunque, il modello creato si dimostra affidabile nel predire in maniera verosimile le condizioni di temperatura in uscita dall'assorbitore e valido per diverse condizioni operative.

Applicazione del Modello al Sistema Reale

Infine, completata la validazione del modello relativo al collettore, si è provveduto al suo inserimento all'interno del sistema reale installato sul tetto di Geico. Si è quindi creato un modello globale in grado di descrivere l'impianto nella sua totalità. Per fare questo, è stato necessario includere gli altri componenti dell'impianto, tra cui:

- Il compressore: strumento adibito alla circolazione dell'aria all'interno del sistema e all'innalzamento della pressione fino al suo valore massimo. Si tratta di un turbo-circolatore centrifugo il cui compito è quello di recuperare tutte le perdite di carico subite dal fluido termovettore nel suo percorso;
- Lo scambiatore di calore: per il quale, naturalmente nel caso invernale, si è stabilita una temperatura dell'aria in uscita fissata, pari a 50°C. Tale scelta è legata al fatto che, per le simulazioni svolte in seguito, si è supposto di voler fornire calore all'acqua del gruppo serbatoi alla temperatura massima di 45°C. Si è quindi ipotizzato un ragionevole ΔT per permettere il riscaldamento anche nel caso più estremo. La scelta di ipotizzare un ΔT di pinch point è stata forzata dal fatto di non conoscere la geometria esatta di questo componente. Si conosce la forma – uno scambiatore tubo in tubo “a U” con un primo tratto in controcorrente rispetto al flusso d'aria e poi con un tratto in equicorrente – ma si ignorano le relative caratteristiche geometriche. Di conseguenza, non è stato possibile risalire al coefficiente di scambio convettivo globale;
- Il frigorifero ad assorbimento: in grado di raffreddare l'aria per alimentare il ciclo frigorifero nel caso estivo;
- I condotti di distribuzione dell'aria nell'impianto. In particolare, questi sono all'origine di perdite di carico distribuite lungo i tratti lineari e concentrate nei gomiti e in presenza di variazioni di diametro, diffusori e ugelli convergenti (di particolare importanza è il diffusore a valle dello scambiatore di calore, introdotto per rallentare l'aria nel tratto in cui deve cedere calore). Inoltre, le tubazioni sono sede di perdite termiche verso l'ambiente. Tuttavia, si è scelto di trascurare questo tipo di perdite considerando il buon isolamento termico adottato e alla luce del fatto che la maggior parte delle condutture si sviluppa a valle del collettore solare, dove le temperature sono più vicine a quella ambiente e le perdite termiche sono quindi limitate.

Data la configurazione circolare e ciclica dell'impianto, è stato necessario introdurre un'ulteriore iterazione per trovare delle condizioni di funzionamento stabili. Il procedimento adottato è stato il seguente:

1. Assunzione di un valore iniziale per le perdite di carico totali per il sistema di distribuzione e tubo assorbitore. A partire da questo valore, è stato possibile identificare un valore di partenza per la pressione minima dell'impianto, ovvero quella in ingresso al compressore;
2. Risoluzione del sistema e identificazione di un nuovo valore di perdite di carico e di pressione minima di primo tentativo;
3. Sostituzione del nuovo valore di pressione minima e risoluzione del sistema.

L'iterazione è stata ripetuta un numero di volte necessario a far sì che la differenza di pressione minima tra il caso i e il caso $i-1$ fosse inferiore a una determinata tolleranza, fissata a 100 Pa. In questo modo, è stato possibile trovare valori di temperatura e pressione, corrispondenti a un funzionamento a regime, in ogni punto dell'impianto.

Capitolo 2: Mappe Caratteristiche in Funzionamento Invernale

Strategie di Realizzazione

Terminata la definizione del modello matematico, ci si è preposti di realizzare delle mappe caratteristiche in grado di descrivere il funzionamento invernale dell'impianto in ciascuna delle sue possibili condizioni operative. Si è perciò ipotizzato di far variare la temperatura ambiente in un range compreso tra i -5°C e i 10°C (con un passo di 5°C) e la radiazione normale diretta DNI tra 100 W/m^2 e 1000 W/m^2 (con un passo di 100 W/m^2). Per ciascuna combinazione di queste grandezze legate alle condizioni ambientali, si sono condotte delle simulazioni tenendo memoria dei relativi risultati. Tali risultati saranno poi utilizzati nel corso degli studi successivi come riferimento per le prestazioni dell'impianto ma possono anche essere analizzati in via separata per capire il comportamento del sistema a seconda delle condizioni climatiche e della strategia di regolazione adottata.

Proprio in relazione a quest'ultimo aspetto, si è scelto di realizzare delle mappe caratteristiche a portata costante (i criteri che hanno determinato la scelta di suddetta portata saranno chiariti in seguito) e delle mappe caratteristiche a portata variabile al fine di mantenere, per quanto possibile, la temperatura massima dell'impianto pari al limite tecnologico dichiarato dagli impiantisti, ovvero 250°C . In ogni caso, si è concessa una variazione compresa tra il 100% della portata massima erogabile e il 20% della stessa, in linea con quanto di norma si verifica con gli inverter adoperati per questo tipo di applicazioni.

Inizialmente, si è cercato di realizzare delle mappe caratteristiche alla pressione massima dichiarata dagli impiantisti, ovvero 1.5 bar assoluti. Tuttavia, considerati i vincoli geometrici e fisici dell'impianto (unitamente al limite tecnologico di temperatura già esposto al paragrafo precedente), si è osservato che, in molte delle condizioni ambientali considerate, sarebbero occorse perdite di carico talmente elevate da non essere sopportabili dal sistema. Si sarebbero perciò ottenute delle mappe caratteristiche limitate a poche condizioni ambientali particolarmente favorevoli e perciò non compatibili con un'analisi dell'impianto nel suo funzionamento invernale.

Alla luce di ciò, per ciascuna strategia di regolazione adottata, si sono realizzati i seguenti casi:

- Il primo con una pressione assoluta massima operativa pari a 2.5 bar. Tale valore è stato scelto per rappresentare una situazione vicina al funzionamento reale dell'impianto, con un

incremento di pressione che, seppur modesto, consentisse il funzionamento del sistema in ciascuna condizione operativa considerata. Adottando, infatti, tale valore di pressione, le perdite di carico sono sempre contenute e sopportabili dall'impianto;

- Il secondo con una pressione assoluta massima pari a 15 bar. Tale scelta è legata all'intenzione di indagare le prestazioni dell'impianto qualora fosse operata una pressurizzazione più marcata.

Per alcune condizioni operative particolarmente favorevoli, nel caso a 2.5 bar, è stato necessario ricorrere a defocusing per non eccedere il limite di temperatura di 250°C. Tale contromisura si è rivelata necessaria talvolta anche nel caso a portata variabile, poiché si è notato che non era possibile ottenere un punto di funzionamento stabile con temperatura inferiore al limite tecnologico mantenendo tutti gli specchi parabolici a fuoco. Si è scelto di operare il defocusing a partire dal primo specchio in ordine di coordinata spaziale in modo da non eccedere mai il limite di temperatura – neppure nei tratti intermedi del tubo assorbitore – e per mantenere il rendimento termico dei segmenti di collettore mediamente più alto. Tale soluzione non è rappresentativa del caso reale ed è stata scelta per ottimizzare le prestazioni del sistema. Nella realtà, infatti, sarebbe stato possibile modificare la posizione di due soli “blocchi” di specchi, partendo dall'uscita dell'assorbitore.

Mappe Caratteristiche a Portata Variabile

Portata Massica

Di seguito, si riportano i grafici rappresentanti la portata massica sviluppata dall'impianto al fine di mantenere, ove possibile, la temperatura pari a 250°C per il caso a 2.5 e a 15 bar.

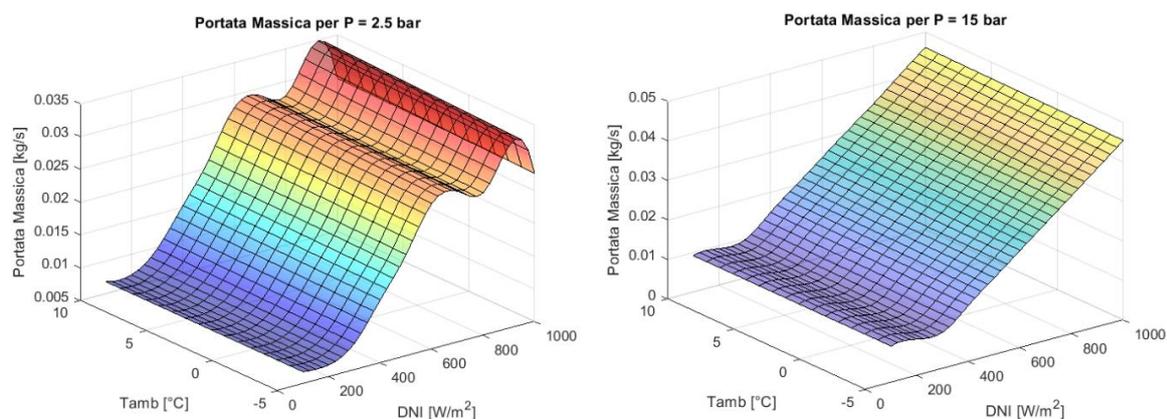


Figura 8 - Andamento della portata massica nel caso a portata variabile.

È da subito possibile notare la profonda diversità tra questi due grafici: ciò è dovuto alla profonda influenza che la pressione operativa esercita sulle prestazioni dell'impianto.

Innanzitutto, si notano delle ben marcate discontinuità nel caso a 2.5 bar nelle zone ad elevato irraggiamento solare. Questo comportamento è dovuto all'adozione, a partire da una DNI di 700 W/m², di uno o più pannelli in posizione di defocusing. Infatti, come accennato in precedenza, non è stato possibile trovare per tali condizioni ambientali un punto di funzionamento stabile che potesse garantire una temperatura pari a 250°C. Si è osservato che, superato un certo valore, un aumento di portata massica coincideva con un aumento della temperatura massima in uscita dal tubo assorbitore. Ciò potrebbe sembrare un assurdo se si considerasse il tubo assorbitore come un sistema isolato e non connesso ad un altro elemento fondamentale del sistema: il compressore. In queste circostanze, con l'aumentare della portata, le perdite di carico nell'assorbitore aumentano a tal punto da far aumentare il β di compressione oltre un valore *critico* dal punto di vista dell'equilibrio dell'impianto. Essendo la temperatura in ingresso al compressore una variabile fissata pari a 50°C (perché legata alla temperatura dei serbatoi, pari a 45°C) la temperatura in uscita dal compressore (e quindi in ingresso all'assorbitore) non può che aumentare. La progressiva diminuzione del ΔT a cavallo dell'assorbitore a causa del graduale scadimento del rendimento termico ad elevate temperature, non risulta sufficiente a contenere la temperatura d'uscita. L'insieme di questi fattori porta alla formazione di un punto di equilibrio tale da non permettere l'ottenimento di aria a 250°C all'uscita del campo solare. Entrando nel merito del defocusing, si ottiene la seguente situazione:

- DNI = 700 W/m²: 1 specchio in defocusing;
- DNI = 800 W/m²: 2 specchi in defocusing;
- DNI = 900 W/m²: 2 specchi in defocusing;
- DNI = 1000 W/m²: 3 specchi in defocusing.

Quando uno specchio entra in posizione di defocusing, una minore portata massica si rivela necessaria per portare la temperatura all'uscita del tubo assorbitore ad un certo valore desiderato, in questo caso, 250°C. Ciò giustifica la formazione di due massimi locali per quanto riguarda la portata circolante nell'impianto.

Una situazione ben diversa si verifica per il caso a 15 bar. In questo caso non si ha la formazione di alcuna discontinuità dal momento che, essendo la pressione molto elevata e quindi di conseguenza la velocità dell'aria contenuta, le perdite di carico compensate dal compressore non sono mai così elevate da non consentire la formazione di un punto di equilibrio per la temperatura massima impostata. Inoltre, la pressurizzazione consente addirittura un globale aumento della portata d'aria,

con effetti benefici dal punto di vista di potenza termica sviluppata e COP, che saranno analizzati in seguito.

Un tratto comune ad entrambi i casi è l'assestamento ad un valore costante di portata per bassi valori di irraggiamento solare diretto. Tale fenomeno è dovuto al fatto che, a partire da 200 W/m^2 per il caso a 2.5 bar e a partire da 300 W/m^2 per il caso a 15 bar, si raggiunge il minimo valore di portata ammissibile tramite la regolazione con inverter. Eventuali discostamenti dal valore costante visibili in tali regioni sono da ricondurre soltanto ad adattamenti nella realizzazione delle interpolazioni grafiche dei dati.

Inoltre, all'aumentare della temperatura ambiente si ha una costante diminuzione delle perdite termiche verso l'esterno del sistema poiché si riduce la differenza di temperatura media tra il fluido termovettore contenuto all'interno dell'assorbitore e l'atmosfera. Ciò si tramuta in un progressivo aumento di portata a DNI costante per poter contenere la temperatura massima entro il limite prestabilito.

Temperatura Massima

Si osservino ora i grafici relativi alla temperatura massima ottenuta nell'impianto, ovvero in uscita dal tubo assorbitore.

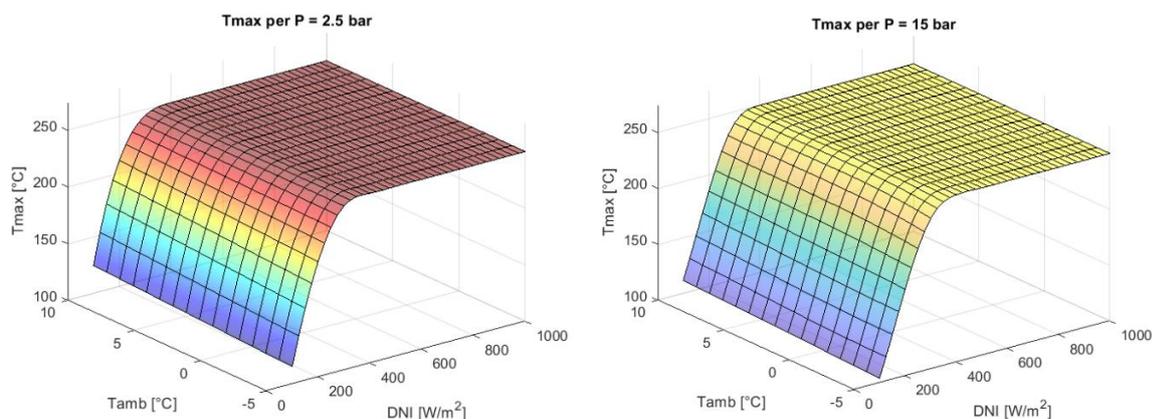


Figura 9 - Andamento della temperatura massima nel caso a portata variabile.

Osservando questi grafici è più chiaro comprendere quanto sopra affermato circa il raggiungimento della portata minima circolante nell'impianto. Quando non è più possibile regolare la portata e ridurla al fine di ottenere la temperatura massima di 250°C , la temperatura massima stessa crolla a seguito dello scadimento del ΔT a cavallo del tubo assorbitore.

Si osservi come, nei tratti a portata minima costante, all'aumentare della temperatura ambiente, si registri un apprezzabile aumento della temperatura massima a causa delle gradualmente inferiori perdite termiche riscontrate.

Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale

Per continuare l'analisi relativa alle perdite termiche, si presti attenzione ai grafici seguenti, riportanti l'andamento del rendimento termico del collettore.

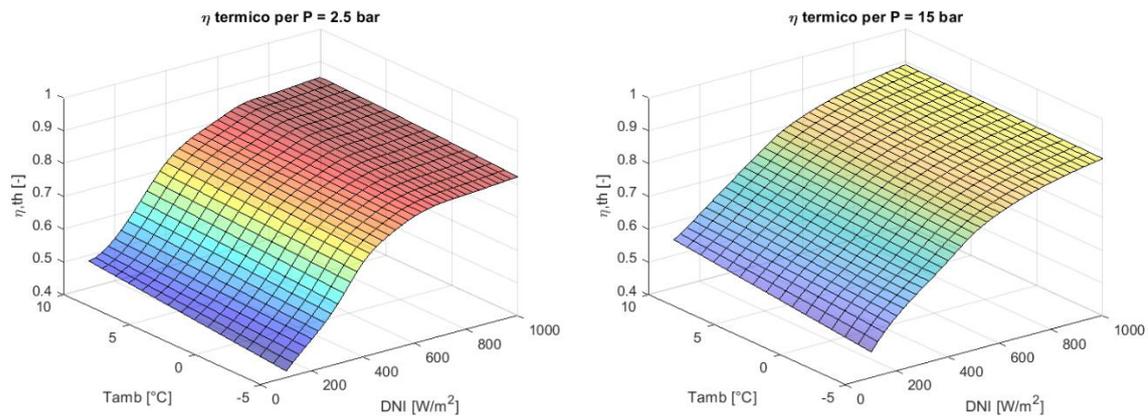


Figura 10 - Andamento del rendimento termico nel caso a portata variabile.

In entrambi i casi considerati si può osservare come, a DNI costante, l'aumento della temperatura ambiente corrisponda a una riduzione delle perdite termiche e ad un conseguente aumento del rendimento termico globale.

Anche all'aumentare della DNI, mantenendosi su uno stesso livello di temperatura ambiente, si ha sempre un più o meno evidente aumento del rendimento termico. Ciò può essere spiegato dal fatto che, all'aumentare della DNI, la potenza termica aggiuntiva entrante ed immagazzinata dal fluido termovettore è sempre maggiore rispetto all'aumento delle perdite termiche legate alla maggiore differenza di temperatura tra il fluido stesso e l'aria ambiente. Nel caso pressurizzato, il peso dell'aumento di perdite termiche a fronte dell'aumento di potenza termica immagazzinata è in generale inferiore rispetto al parallelo a 2.5 bar e ciò risulta in un globale aumento del rendimento termico del sistema.

Osservando il caso a 2.5 bar si può notare come, per alti valori di irraggiamento, la presenza di defocusing non comporti un crollo evidente del rendimento termico rispetto alla tendenza riportata dai casi con tutti gli specchi attivi. Infatti, i tratti di ricevitore corrispondenti alla posizione di defocusing sono stati considerati come aventi rendimento termico nullo e la lunghezza del tratto di

assorbitore adoperata nel calcolo del rendimento termico globale è stata adeguata alla sola *lunghezza attiva*. Ne consegue che, per come si è scelto di definire questa quantità, la perdita relativa al defocusing inciderà sul rendimento globale del collettore piuttosto che su quello termico.

Si osservino quindi i seguenti grafici riportanti il rendimento globale del collettore per le due pressioni operative considerate.

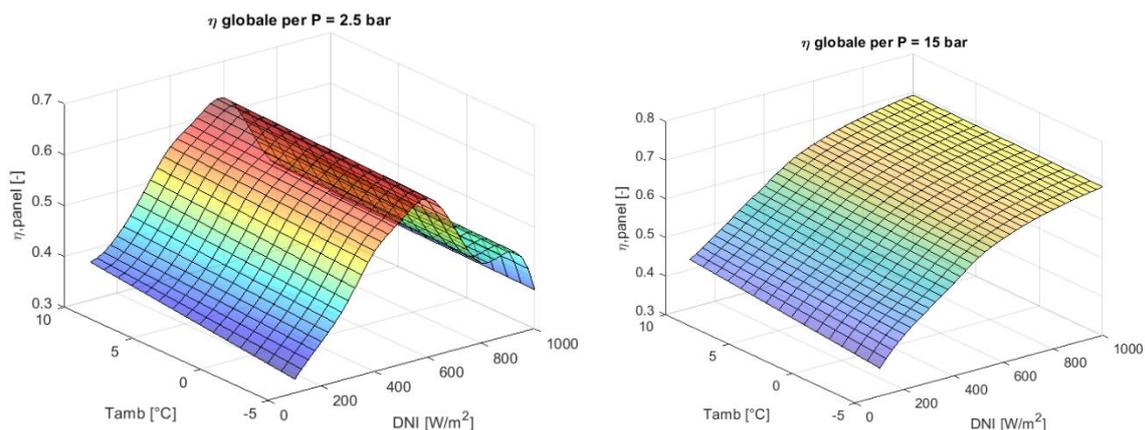


Figura 11 - Andamento del rendimento globale del collettore nel caso a portata variabile.

Osservando il caso a 2.5 bar, è ora semplice osservare la forte influenza negativa introdotta dal defocusing sulle prestazioni del sistema. Il crollo del rendimento globale del collettore è causato dalla riduzione dell'*area attiva* del collettore in grado di produrre potenza termica a fronte di quella totale. Infatti, in condizioni di defocusing, non cambia la potenza solare disponibile poiché non cambia il numero di collettori che potrebbero potenzialmente funzionare. L'andamento del grafico è quindi espressione del fatto che non si stanno sfruttando al massimo le possibilità del sistema, che potrebbe infatti produrre una potenza termica ben maggiore. Anche in questo grafico si notano, infine, le oscillazioni associate alla variazione del numero di specchi posizionati in defocusing.

Analizzando invece il caso pressurizzato, si può notare come l'andamento del rendimento globale del collettore sia totalmente riconducibile a quello del rendimento termico. Infatti, adottando una pressione pari a 15 bar, non è prevista la presenza di moduli in defocusing. Ciò significa che non esiste alcuna differenza tra lunghezza attiva e lunghezza totale del collettore, bensì le due quantità coincidono. L'unica sostanziale differenza consiste nello smorzamento introdotto dal rendimento ottico. In questa situazione, infatti, il rendimento globale del collettore può essere anche scritto come:

$$\eta_{panel} = \frac{DNI \cdot W \cdot L \cdot \eta_{opt} - \sum_{i=1}^N (\Delta L * \dot{Q}'_{th,loss}|_i)}{DNI \cdot W \cdot L} = \eta_{th,collector} \cdot \eta_{opt}$$

Potenza Termica

Si presti attenzione ora ai seguenti grafici, relativi alla potenza termica scambiata allo scambiatore di calore. Si ricorda che, nella realizzazione di queste mappe caratteristiche, si è stabilita una temperatura dell'aria in uscita allo scambiatore di calore pari a 50°C, per garantire sempre la possibilità di riscaldare l'acqua contenuta nei serbatoi della centrale termica.

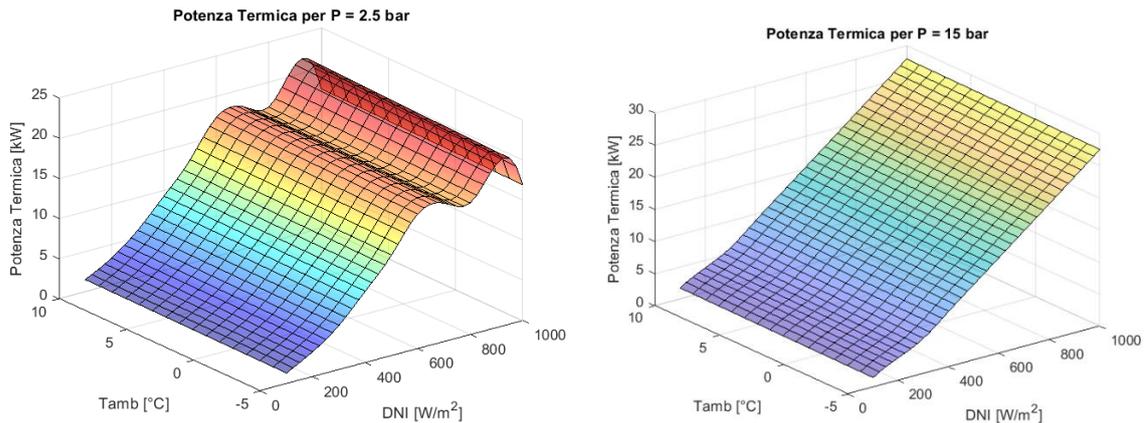


Figura 12 - Andamento della potenza termica nel caso a portata variabile.

Tali grafici ricordano visivamente quelli già proposti per la portata massica circolante nel sistema. Infatti, il salto di temperatura a cavallo dello scambiatore di calore è fissato dalle scelte fatte in fase di definizione del modello nel suo funzionamento invernale, ed è pari in quasi tutti i punti del grafico a 200°C. Per questo motivo, la variazione della potenza termica al variare della DNI è solo dipendente dalla variazione di portata.

È proprio la dipendenza dalla portata circolante e dal ΔT a cavallo dello scambiatore di calore a determinare le piccole differenze che separano questi grafici da quelli relativi alla portata. Nelle regioni relative a bassi valori di irraggiamento solare, infatti, l'andamento non è più piatto, ma crescente: all'aumentare della DNI, la portata massica rimane costante ma la temperatura massima in uscita dal campo solare aumenta – sempre rimanendo inferiore ai 250°C – determinando un aumento generale della potenza termica ceduta allo scambiatore di calore. La variazione di pendenza (ben visibile soprattutto nel caso a 15 bar, a cavallo tra i 200 e i 400 W/m²) tra queste zone e le zone a irraggiamento solare maggiore trova spiegazione proprio nel fatto che nelle prime la portata è costante e pari al valore minimo, mentre nelle seconde cresce all'aumentare della DNI per contenere la temperatura massima del sistema.

Da un punto di vista generale, le maggiori portate sviluppate nel caso a 15 bar e l'assenza di defocusing comportano un aumento della potenza erogabile dal sistema rispetto al caso a pressione

inferiore. Al variare della temperatura ambiente, a DNI fissata, si ha un leggero aumento della potenza termica erogabile causato dall'aumento di portata necessario a contenere la temperatura in uscita dall'assorbitore qualora potesse superare i 250°C.

COP

Infine, si prendano in considerazione i seguenti grafici riportanti il COP (Coefficient of Performance) del sistema per i casi presi in considerazione. Tale grandezza è stata calcolata come segue:

$$COP = \frac{\text{effetto utile}}{\text{spesa energetica}} = \frac{P_{th,hx}}{W_{el,comp}}$$

Il COP è quindi calcolato come potenza termica ceduta allo scambiatore di calore divisa per la potenza elettrica consumata dal compressore per riportare la pressione al suo valore massimo, cioè per vincere le perdite di carico del sistema complessivo. È stata trascurata la spesa energetica relativa alle pompe di circolazione dell'acqua poiché trascurabile ai fini pratici.

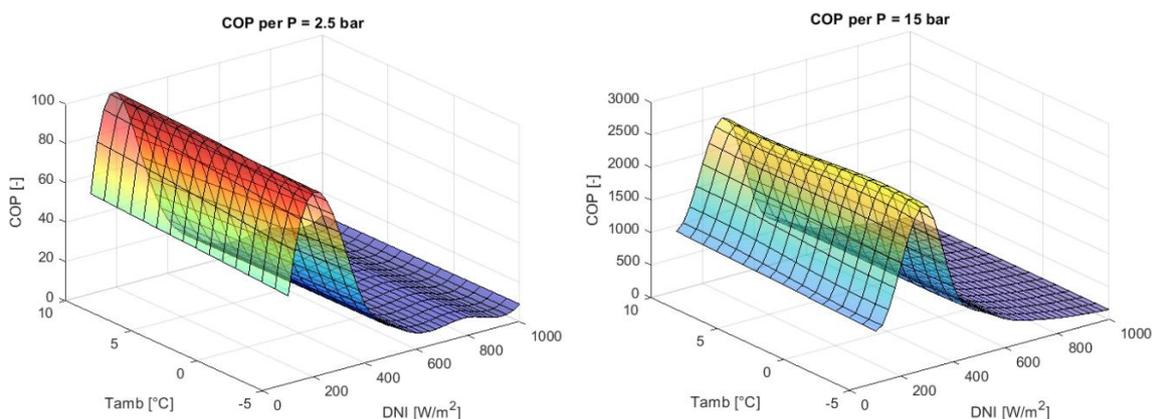


Figura 13 - Andamento del COP nel caso a portata variabile.

In entrambi i grafici presentati, il COP mostra un andamento piuttosto particolare: esso cresce in una prima fase all'aumentare della DNI, raggiunge un massimo per poi diminuire per valori di irraggiamento più elevati. Questo è uno dei difetti di questo tipo di regolazione. Infatti, emerge che sarebbe più conveniente, dal punto di vista energetico, far lavorare il sistema in condizioni ambientali sfavorevoli piuttosto che con elevati valori di radiazione solare e temperatura ambiente.

Nella prima regione, a portata costante pari al valore minimo, l'andamento crescente del COP è facilmente spiegabile. Le perdite di carico sono dipendenti solo dall'incremento di velocità legato alla maggiore temperatura media del fluido termovettore, che è piuttosto ridotto. Per questo motivo, l'incremento di potenza termica ceduta allo scambiatore di calore, dovuto all'aumento del ΔT a

cavallo dello stesso, è ben maggiore rispetto all'incremento di potenza elettrica consumata dal compressore per movimentare il fluido.

Nella seconda regione, invece, la potenza termica ceduta al fluido termovettore è pressoché costante mentre le perdite di carico aumentano pesantemente con l'aumentare della portata circolante, a cui è associato un aumento della velocità del fluido. Infatti, osservando l'equazione relativa alle perdite di carico, è possibile notare come il termine di velocità influisca su di esse in modo quadratico e perciò assai incisivo. Il ΔT a cavallo dello scambiatore di calore è costante e l'aumento della potenza termica ceduta allo scambiatore è provocato solo dall'aumento di portata circolante. Il risultato è che l'aumento della potenza consumata dal compressore è via via maggiore rispetto all'aumento di potenza utile sviluppata. La forte dipendenza dalla portata in questa regione è sottolineata, nel caso a 2.5 bar, anche dalla presenza di oscillazioni corrispondenti al defocusing analoghe a quelle già incontrate in precedenza.

Si noti poi come i valori del COP nel caso pressurizzato siano di gran lunga superiori rispetto al caso parallelo a 2.5 bar. La pressione elevata, infatti, aumenta la densità del fluido termovettore ma ne riduce sensibilmente la velocità, diminuendo considerevolmente le perdite di carico sviluppate dal sistema. Inoltre, come sottolineato in precedenza, al caso pressurizzato sono associate anche delle potenze termiche utili maggiori. Il risultato sono dei valori di COP globalmente maggiori.

Mappe Caratteristiche a Portata Costante

I criteri adottati nella scelta della portata per le due pressioni operative considerate sono stati differenti.

Per il caso a 15 bar si è scelto di utilizzare la portata massima sviluppata dal parallelo caso a portata variabile (DNI 1000 W/m² e temperatura ambiente 10°C). Tale scelta è dovuta al fatto che si è voluto massimizzare la potenza termica a scapito delle prestazioni, essendo i valori di COP ottenuti sufficientemente elevati da garantirne un conveniente utilizzo all'interno dell'impianto globale di Geico Spa.

Per il caso a 2.5 bar non è stato possibile adottare la stessa portata. Infatti, tale portata sarebbe stata elevata a tal punto da generare delle perdite di carico insostenibili dal sistema alla pressione operativa. Con riferimento al caso precedente a 2.5 bar, si è scelto, anche in questo caso, di adottare la portata corrispondente alle condizioni ambientali "estreme" di 1000 W/m² e 10°C. Tale portata infatti risulta sufficientemente alta da limitare il numero massimo di specchi in defocusing a tre (per

facilitare il confronto con il parallelo caso precedente). Inoltre, si è scelto di non aumentarla per mantenere il COP del sistema il più alto possibile.

Temperatura Massima

Di seguito, si riportano grafici relativi alla temperatura massima ottenuta nell'impianto, ovvero in uscita dal tubo assorbitore.

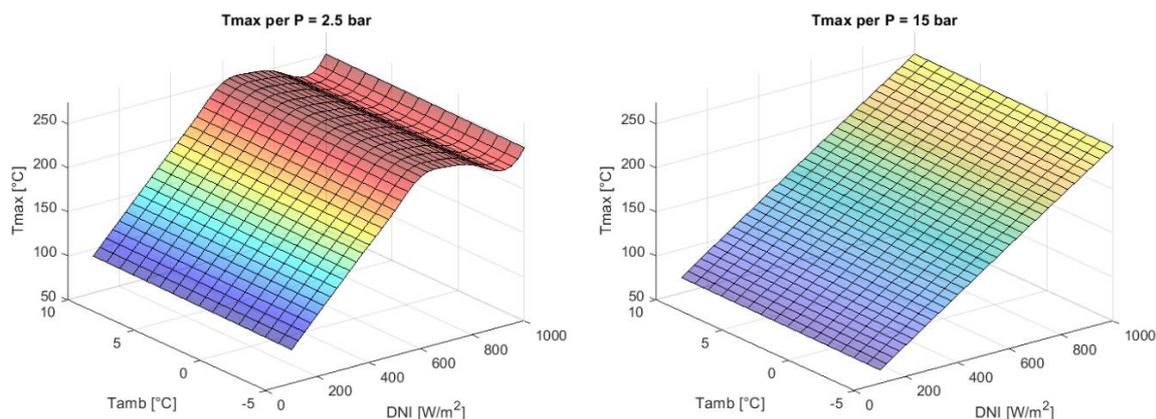


Figura 14 - Andamento della temperatura massima nel caso a portata costante.

Il differente criterio nella scelta della portata operativa per i due casi è alla base delle differenze che intercorrono tra queste due rappresentazioni grafiche.

Nel caso a pressione ridotta, sono osservabili delle discontinuità dovute alla presenza di defocusing. In particolare, si sono rivelate necessarie le seguenti contromisure per contenere la temperatura massima dell'impianto nei limiti prestabiliti:

- DNI = 700 W/m²: 1 specchio in defocusing;
- DNI = 800 W/m²: 2 specchi in defocusing;
- DNI = 900 W/m²: 3 specchi in defocusing;
- DNI = 1000 W/m²: 3 specchi in defocusing.

Osservando, invece, il grafico relativo al caso pressurizzato, si può notare come il profilo di temperatura sia assolutamente lineare a causa dell'assenza di specchi in defocusing per qualsiasi condizione ambientale. Come ci si poteva aspettare, la temperatura massima dell'impianto cresce linearmente all'aumentare della DNI e della temperatura ambiente, fino a raggiungere il suo massimo nelle condizioni ambientali "estreme".

Si osservi come, a DNI costante, all'aumentare della temperatura ambiente, si registri un apprezzabile aumento della temperatura massima a causa delle gradualmente inferiori perdite termiche subite.

Rendimento Termico del Collettore e Rendimento Globale

Mediante i due grafici sottostanti è possibile analizzare l'andamento del rendimento termico per le due soluzioni proposte.

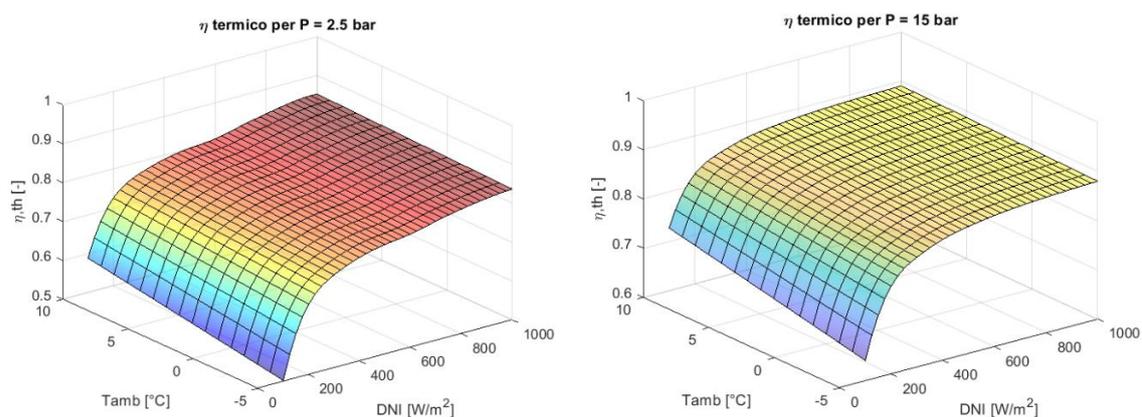


Figura 15 - Andamento del rendimento termico nel caso a portata costante.

Globalmente, si ottengono dei valori di rendimento termico superiori per il caso pressurizzato rispetto al caso a 2.5 bar. Il motivo è rintracciabile nel fatto che la temperatura media del fluido termovettore è inferiore nel secondo caso rispetto al primo, essendo la portata più elevata.

Si osserva come la variazione della temperatura ambiente sia particolarmente influente a bassi valori di DNI. Infatti, per tali valori, si ha una moderata potenza conferita al fluido termovettore rendendo il peso delle perdite termiche più incisivo sul bilancio termico del sistema.

Si osserva poi come, in generale, si ottengano dei valori di rendimento termico superiori rispetto al caso a portata variabile. Ciò è dovuto alle temperature globalmente minori ottenute mediante questa strategia di regolazione.

Anche in questo caso, gli effetti negativi introdotti dall'adozione di alcuni moduli in defocusing non sono rintracciabili osservando i grafici relativi al mero rendimento termico del collettore.

Si introducono quindi i grafici relativi al rendimento globale del collettore, per i quali ci si aspettano degli andamenti del tutto simili a quelli già presentati per i casi paralleli a portata variabile.

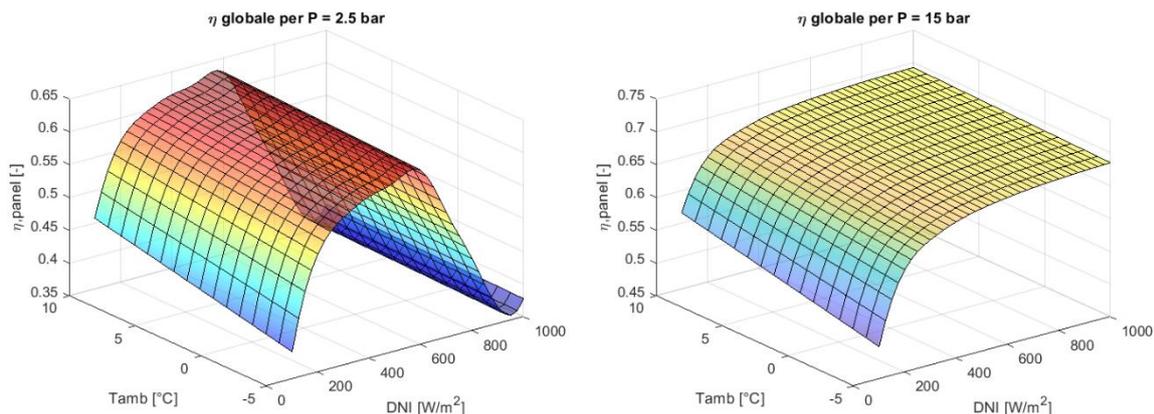


Figura 16 - Andamento del rendimento globale del collettore nel caso a portata costante.

Anche in questo caso, a conferma di quanto detto in precedenza, si ha un brusco crollo del rendimento globale del collettore in corrispondenza delle condizioni ambientali associate a defocusing per pressione operativa pari a 2.5 bar.

Potenza Termica

La potenza termica ceduta allo scambiatore di calore è rappresentata dai seguenti grafici.

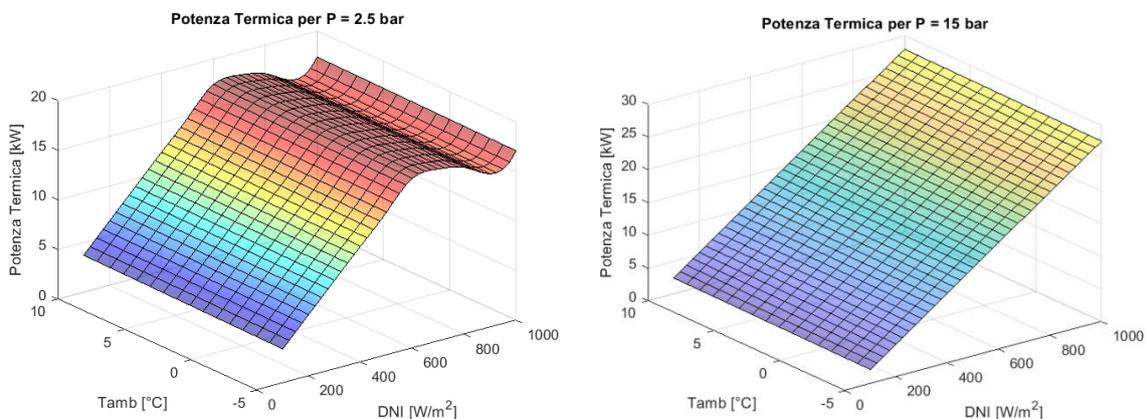


Figura 17 - Andamento della potenza termica nel caso a portata costante.

Innanzitutto, si fa presente come – essendo la portata operativa mantenuta ad un valore costante – i due grafici mantengano una forma del tutto simile a quelli presentati per la temperatura massima dell'impianto, poiché da essa esclusivamente dipendenti.

Osservando il caso a 2.5 bar si osserva come la potenza termica massima ottenibile dal sistema sia inferiore rispetto al parallelo caso precedente. Ciò è dovuto al fatto che, come già spiegato, la scelta della portata circolante è derivata dalla volontà di mantenere il COP del sistema al valore più elevato

possibile (pur mantenendo un limite massimo di 3 specchi in defocusing) quale che sia la condizione ambientale. A bassi valori di DNI, tuttavia, la scelta di adottare una portata costante più elevata rispetto a quella necessaria ad innalzare la temperatura a 250°C, comporta generalmente dei benefici in termini di potenza termica ceduta allo scambiatore di calore. La strategia di regolazione a portata costante risulterà, perciò particolarmente vantaggiosa soprattutto nei mesi invernali, in cui i valori di DNI difficilmente superano i 500-600 W/m².

Osservando il caso a 15 bar, non si registrano evidenti discostamenti rispetto al parallelo caso precedente, se non la maggiore potenza termica scambiata per DNI molto basse.

COP

Per concludere, si presti attenzione ai seguenti grafici rappresentanti l'andamento del COP del sistema nei casi considerati.

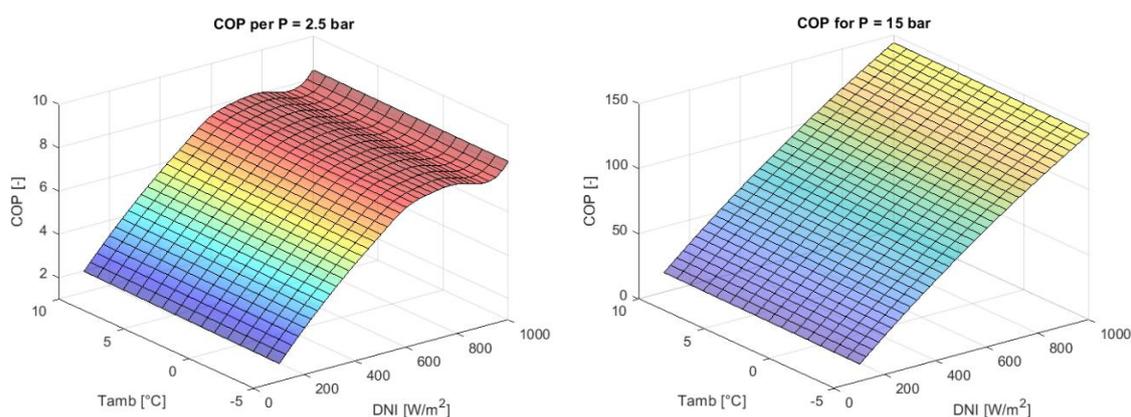


Figura 18 - Andamento del COP nel caso a portata costante.

I valori di COP riportati in entrambi i grafici sono nettamente inferiori rispetto a quelli già discussi ed osservati per la precedente strategia di regolazione adottata. Infatti, in entrambi i casi, la portata adottata è generalmente superiore rispetto ai valori utilizzati in tale circostanza.

In questa situazione, è possibile osservare come l'andamento del COP segua in maniera piuttosto fedele quello della potenza termica ceduta allo scambiatore di calore. Non essendo più le perdite di carico influenzate pesantemente dalle variazioni di portata, ma solo dipendenti dalla temperatura media del fluido termovettore, un incremento nell'effetto utile è sempre benefico in termini di prestazioni.

Capitolo 3: Modellazione della Centrale Termica

Strategie e Configurazioni

Definite e descritte le prestazioni ambientali dell'impianto solare termico, è stato necessario creare degli strumenti in grado di descriverne il contributo all'interno del sistema più complesso della centrale termica. In questa sezione, si illustrano una serie di configurazioni della centrale, implementate per simulare il soddisfacimento di una determinata richiesta termica in una qualsiasi giornata presa in considerazione. Esse si differenzieranno in base ad alcuni parametri strategici di progetto, tra cui:

- L'ordine di priorità al soddisfacimento della richiesta termica tra gli organi dedicati a tale scopo: pompa di calore e sistema geotermico, solare termico e caldaia;
- La gestione dell'accumulo;
- La gestione degli sprechi energetici;

e saranno confrontate in termini di:

- Impatto economico (costo di servizio, in €);
- Impatto ambientale (emissioni complessive di CO₂).

Prima di illustrare le configurazioni realizzate e i relativi modelli, è utile tuttavia precisare alcuni concetti preliminari.

Per quanto riguarda la taglia e le prestazioni relative alla pompa di calore ci si è basati su quanto riportato dai dati di targa della macchina in uso. Infatti, le prestazioni di tale organo non sono soggette ad alcuna influenza ambientale esclusa la temperatura della sorgente geotermica, che si può considerare costante nella singola giornata e nel periodo di tempo in analisi nelle simulazioni esposte in seguito.

I dati relativi ai costi legati all'impiego di energia elettrica e gas naturale – in accordo con l'azienda – sono stati scelti in linea con la media nazionale. Tale scelta si giustifica nel desiderio di realizzare dei modelli quanto più indipendenti possibile dagli specifici contratti di approvvigionamento e perciò universali. Relativamente alle emissioni, invece, ci si è basati su quanto presente in letteratura [17].

La temperatura di set-point del sistema di accumulo è stata fissata a 40°C con un differenziale pari a 5°C. L'accumulo sarà quindi considerato come “vuoto” una volta raggiunta la temperatura di 35°C e come “pieno” una volta raggiunta la temperatura di 45°C.

Per considerare l'influenza dell'Incidence Angle Modifier (IAM) e del *cosine effect* sul rendimento ottico, si è provveduto a penalizzare la DNI reale giornaliera moltiplicandola per il coefficiente $K(\theta_s)$ già discusso nelle sezioni precedenti. Tali valori di DNI *corretta* sono stati poi utilizzati per entrare all'interno delle mappe caratteristiche precedentemente esposte e ricavare le grandezze d'interesse, come COP e potenza termica. Questo procedimento ha permesso di tenere in considerazione le perdite di tipo ottico a posteriori, senza dover realizzare una serie di mappe caratteristiche sensibili alla singola giornata considerata. È stato necessario però ricavare, per ogni ora delle giornate considerate, i relativi angoli d'incidenza θ_s . Si rimanda all'Appendice per la descrizione del procedimento seguito per il calcolo degli angoli solari.

Configurazione I – Caso Tradizionale con Caldaia e Assenza di Accumulo

Questa configurazione è stata concepita per simulare il comportamento del sistema qualora l'unico organo in grado di soddisfare la richiesta delle utenze termiche sia una caldaia a gas naturale. Essa rappresenta il caso tradizionale per eccellenza e quindi il principale termine di confronto per tecnologie innovative a basso impatto ambientale. L'accumulo non è previsto in alcuna circostanza e si provvede a fornire esclusivamente quanto richiesto dall'utenza termica in ogni momento. Considerato il modesto costo d'investimento e l'elevato grado di consolidamento di tale tecnologia, risulta ad oggi la soluzione più adottata a livello domestico ed industriale nella produzione di energia termica, nonostante i costi e le emissioni legate all'esercizio di tale soluzione siano i più elevati tra le opportunità considerate.

L'impiego di una caldaia sarà previsto anche in ognuno dei casi seguenti. Si tratta, infatti, di un elemento imprescindibile grazie alla sua elevata affidabilità e indipendenza dalle condizioni climatiche ed ambientali. Sarà perciò sempre impiegata in funzione di “back-up”, qualora l'impiego congiunto degli altri organi adottati non sia sufficiente a far fronte alla richiesta da parte delle utenze termiche. In ogni caso, non sarà mai prevista la produzione di energia termica da parte della caldaia finalizzata all'accumulo.

Configurazione II – Caso Precedente con Geotermico, Caldaia e Accumulo

Si tratta del caso antecedente l'introduzione del solare termico nel sistema. Questa casistica prevede l'impiego prioritario della pompa di calore all'asservimento del carico e il contributo della caldaia in

funzione integrativa. L'unica fonte di accumulo è rappresentata dal surplus energetico producibile dalla pompa di calore nei momenti della giornata in cui la richiesta termica si dimostra essere sufficientemente bassa. Il sistema prevede che la pompa di calore venga spenta nel momento in cui l'accumulo sia completamente riempito e proceda al proprio svuotamento. Il funzionamento della pompa di calore è quindi di tipo *on-off*, similmente a quanto accade in un convenzionale sistema a termostato.

Tale caso è rappresentativo della situazione impiantistica precedente rispetto a quella attuale. È quindi molto importante nel confronto con il sistema attuale per determinare i benefici portati dall'introduzione dell'impianto solare termico in esame. Si tratta anche di uno strumento utile per determinare in anticipo le conseguenze di eventuali guasti e disservizi del sistema parabolico.

Configurazione III – Caso Attuale con Solare, Geotermico, Caldaia e Accumulo

Questa configurazione cerca di rappresentare al meglio lo stato attuale della gestione della centrale termica. L'accumulo è gestito in maniera analoga a quella precedente: anche in questo caso, durante il suo svuotamento, si procede ad arrestare il funzionamento della pompa di calore. Il sistema solare termico agisce direttamente sull'acqua di ritorno dalle utenze termiche; perciò, riscaldando preliminarmente l'acqua destinata ai serbatoi, avrà sempre un ruolo prioritario rispetto alla pompa di calore nel soddisfacimento del carico e nel riempimento dell'accumulo stesso. Se nel corso dello svuotamento è possibile ricavare energia termica dall'impianto solare, tale energia sarà utilizzata per cercare di reintegrare quanto ceduto dall'accumulo alle utenze termiche. A concludere l'ordine di priorità all'asservimento di energia termica troviamo, come sempre, la caldaia di back-up.

Questo tipo di gestione dell'accumulo provoca inevitabilmente degli sprechi di energia termica prodotta dal sistema solare termico. Tali dissipazioni, che si riflettono nella pratica nell'adattamento di alcuni moduli in posizione di defocusing, sono particolarmente svantaggiose per un motivo ben preciso. L'impianto solare è sempre in funzione se sono presenti le condizioni di irraggiamento minime necessarie alla sua accensione. Non sfruttare anche parzialmente l'energia termica producibile da tale sistema comporta quindi la perdita ingiustificata dell'energia elettrica consumata per la movimentazione e pressurizzazione del fluido termovettore. Potrebbero, per esempio, ricrearsi situazioni in cui l'energia solare viene dissipata essendo che l'accumulo è già stato riempito in precedenza dai surplus della pompa di calore. Sarebbe più conveniente invece ridurre il funzionamento della pompa di calore nelle ore precedenti per lasciare la possibilità all'accumulo di riempirsi utilizzando il surplus dell'energia solare.

Inoltre, una gestione dell'accumulo di questo tipo intrinsecamente mal si presta al soddisfacimento dei carichi variabili. Infatti, sarebbe vantaggioso ritrovarsi nella situazione di avere l'accumulo sufficientemente pieno nel momento in cui l'impiego congiunto di energia solare ed energia geotermica non fosse abbastanza da soddisfare il carico. Mantenere una gestione dell'accumulo invariata potrebbe condurre a situazioni estremamente svantaggiose, come dover affrontare un picco di richiesta da parte delle utenze termiche immediatamente successivo allo svuotamento dei serbatoi. È quindi necessario ripensare alla gestione delle risorse di accumulo e pompa di calore per ridurre in maniera efficace i consumi della caldaia.

La configurazione esposta in seguito cerca di rispondere alla necessità di trovare una gestione più efficiente per la centrale termica, in modo da sfruttare, al meglio delle proprie potenzialità, ciascuno dei componenti di cui è costituita.

Configurazione IV – Caso in Studio con Priorità al Sistema più Efficiente e Accumulo Ottimizzato

Si espone ora il modello finale realizzato per regolare in maniera efficiente la gestione della centrale termica. Questa configurazione differisce in maniera sostanziale rispetto a quelle precedentemente esposte soprattutto per la necessità di conoscere a priori quello che sarà il profilo di carico delle utenze termiche per la giornata presa in considerazione. Tale necessità non dovrebbe rappresentare un vincolo alla sua applicazione. Infatti, non è difficile pensare alla possibilità di definire a priori il profilo di carico delle utenze termiche in dipendenza, per esempio, dalle temperature previste per la giornata in analisi o dagli ambienti che sarà necessario riscaldare poiché ne è previsto l'utilizzo.

Innanzitutto, il modello simula il comportamento del sistema nel fronteggiare la richiesta termica e il riempimento dell'accumulo. È necessario sottolineare che, in questa configurazione, lo svuotamento dell'accumulo è previsto esclusivamente nelle situazioni in cui l'impiego congiunto di solare e pompa di calore non sia sufficiente a soddisfare il carico. Ciò significa che, se necessario, è previsto che la pompa di calore rimanga in funzione anche se è in corso lo svuotamento dell'accumulo. Si potranno quindi identificare quelle fasce orarie in cui la pompa di calore risulterà spenta poiché non necessaria al soddisfacimento del carico, ovvero quelle situazioni in cui il mero impiego dell'energia prodotta dall'impianto solare risulta sufficiente all'asservimento della richiesta termica.

Dopodiché, il modello provvede a identificare le dissipazioni di energia termica solare e quindi a ridurre conseguentemente la produzione di energia da pompa di calore destinata all'accumulo nelle ore precedenti. Tale caratteristica del modello presentato consente di ridurre, per quanto possibile, la

dissipazione di energia solare destinata all'accumulo. In presenza di carichi modesti e condizioni di irraggiamento particolarmente favorevoli, anche se non sarà possibile eliminare completamente queste perdite, quantomeno si potrà avere la certezza di averle limitate al minimo possibile.

A questo punto, il modello rileva la frazione di carico termico asservita da parte della caldaia e prevede un funzionamento *extra* della pompa di calore in quelle ore in cui il suo funzionamento non era richiesto per soddisfare il carico. In altre parole, si mette in funzione la pompa di calore esclusivamente per riempire l'accumulo e ridurre, per quanto possibile, i consumi di gas naturale durante i picchi di carico. In questo modo, anche se non sarà sempre possibile eliminare completamente l'utilizzo della caldaia a causa della dimensione finita dei serbatoi d'accumulo, si potrà quantomeno ridurlo al minimo.

Infine, nel caso di profili di carico modesti, il modello potrebbe prevedere uno svuotamento eccezionale dell'accumulo durante le ultime ore della giornata in modo da ridurre ulteriormente i consumi della pompa di calore.

Questo modello si fonda su una serie di processi iterativi volti a uniformare i valori dell'accumulo (l'energia presente al termine di una fascia oraria deve essere coincidente con i valori d'inizio della fascia oraria successiva), a provvedere al funzionamento extra da parte della pompa di calore e a smaltire l'eventuale energia residua in accumulo al termine della giornata.

Riepilogo

La seguente tabella riassuntiva riporta i punti salienti relativi a ciascuna configurazione presentata:

	Caldaia	Accumulo	Pompa di Calore Geotermica	Solare Termico
Configurazione I	✓	✗	✗	✗
Configurazione II	✓	✓ Svuotamento quando pieno	✓ Funzionamento di tipo on-off	✗
Configurazione III	✓	✓ Svuotamento quando pieno	✓ Funzionamento di tipo on-off	✓
Configurazione IV	✓	✓ Svuotamento quando necessario	✓ Funzionamento adattivo al carico	✓

Simulazioni

Per analizzare e confrontare le configurazioni precedentemente esposte per la gestione della centrale termica, si sono svolte alcune simulazioni di funzionamento. Si sono scelte, quindi, quattro differenti giornate del 2018 per analizzare il comportamento del sistema in risposta a differenti carichi e condizioni ambientali.

I profili di DNI e di temperatura ambiente sono stati ricavati da un dataset di dati reali fornito dal Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano. I carichi, invece, sono stati ipotizzati tenendo conto:

1. Delle dimensioni fisiche delle utenze termiche da asservire, ovvero quattro ambienti denominati: “Think Tank”, “Value Engineering”, “Interactive Engineering Laboratory” e “Test Room”. Infatti, i carichi saranno proporzionali al volume di aria da riscaldare;
2. Della temperatura ambiente esterna relativa alla giornata considerata. Minore sarà la temperatura esterna, maggiore potenza termica sarà necessario fornire alle utenze. In conseguenza di ciò, i carichi relativi alle giornate invernali saranno sensibilmente maggiori rispetto a quelli delle giornate di mezza stagione. Per queste ultime, potrebbero verificarsi condizioni ambientali talmente favorevoli da rendere il carico nullo per alcuni momenti della giornata;
3. Dei valori di irraggiamento solare. Infatti, si è tenuta in considerazione l’influenza dell’irraggiamento naturale sul riscaldamento ambiente nella definizione dei carichi;
4. Della variabilità della richiesta termica. Tipicamente, i carichi non avranno un profilo uniforme ma presenteranno un andamento oscillante, con dei picchi di richiesta nelle prime e nelle ultime ore della giornata, quando la radiazione solare e la temperatura dell’aria ambiente esterna saranno relativamente più basse.

Casi Studio

Le prime due giornate, rispettivamente il 10 e il 13 gennaio, sono state scelte per studiare le prestazioni del sistema nel fronteggiare delle giornate tipicamente invernali, con temperature rigide e scarsa radiazione solare. È proprio quest’ultimo aspetto a differenziare le giornate l’una dall’altra. Nella prima, infatti, i valori di irraggiamento solare sono talmente bassi da non essere sfruttabili dall’impianto solare termico e pertanto il contributo energetico proveniente dal sistema parabolic trough sarà nullo. Nella seconda, invece, si registrano dei valori di DNI sufficienti a permettere l’accensione dell’impianto solare e l’erogazione di un certo quantitativo di energia.

Le ultime due giornate, rispettivamente il 23 e 24 marzo, sono state scelte, invece, per rappresentare il comportamento del sistema in risposta a delle giornate di mezza stagione, con climi più miti. Anche in questo caso, la scelta è ricaduta su due giornate con profili d'irraggiamento solare molto differenti. La prima presenta un elevato livello medio di radiazione e un profilo di DNI etichettabile come *clear sky model*. La seconda, invece, è caratterizzata da un andamento di radiazione solare molto discontinuo e assai distante dal *clear sky model*. Si registrano, infatti, continue alternanze tra momenti in cui la radiazione è pressoché assente e momenti in cui la radiazione, seppur bassa, risulta sfruttabile dal sistema solare.

Si riporta ora una tabella riassuntiva delle condizioni ambientali e dei carichi relativi a ciascuna giornata:

Fascia Oraria	Inizio Fine	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30	15:30	16:30	17:30	18:30	19:30
		6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30	15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30
10 Gennaio	Carico [kWh]	0	40	55	45	30	25	25	20	25	25	30	35	50	40	0
	Tamb [°C]	-3	-2	-1	-1	0	1	2	2	2	1	1	0	0	-1	-1
	DNI corretta [W/m ²]	0,0	0,2	2,1	23,9	94,0	39,8	95,6	21,8	4,8	5,5	1,4	0,2	0,1	0,0	0
13 Gennaio	Carico [kWh]	0	30	45	40	25	20	15	10	15	20	20	30	40	35	0
	Tamb [°C]	0	0	1	2	2	3	4	4	4	3	3	2	1	1	0
	DNI corretta [W/m ²]	0,0	0,2	13,1	89,0	210,3	288,4	305,3	282,9	218,6	110,6	23,8	0,4	0,0	0,0	0
23 Marzo	Carico [kWh]	0	25	35	25	25	15	5	0	5	5	10	15	25	20	0
	Tamb [°C]	4	4	5	6	7	8	9	10	10	10	9	8	7	7	6
	DNI corretta [W/m ²]	13,6	810,5	715,0	719,6	727,0	710,9	684,1	645,7	589,4	520,3	410,0	241,6	62,6	0,0	0
24 Marzo	Carico [kWh]	0	30	40	30	25	20	20	15	10	15	25	25	30	20	0
	Tamb [°C]	3	4	5	6	6	7	7	8	7	6	6	6	5	5	5
	DNI corretta [W/m ²]	6,8	39,8	175,0	411,2	166,6	59,4	254,0	45,1	102,8	26,0	214,7	46,2	29,6	0,0	0

Ricerca della Miglior Strategia – Il Caso del 23 Marzo

In questa sezione si condurranno alcune analisi volte ad individuare la miglior strategia operativa per la centrale termica. Per focalizzare l'attenzione sul contributo e l'influenza del solare termico sul sistema, si è scelto di considerare la migliore giornata tra quelle precedentemente esposte, ovvero il 23 marzo.

L'analisi sarà condotta sulla configurazione in grado di fornire le migliori prestazioni della centrale termica sia dal punto di vista economico che da quello del contenimento delle emissioni. Come è possibile intuire dalla descrizione delle configurazioni presentata e come confermeranno le tabelle riassuntive riportate alla fine di questo capitolo, si analizzerà la Configurazione IV.

Il seguente grafico riporta gli andamenti orari della potenza termica fornibile allo scambiatore di calore (e quindi alla centrale termica) dall'impianto solare nelle quattro combinazioni ottenute dalle scelte di strategia di regolazione e di pressione operativa. Tale grafico servirà a fornirci alcune prime indicazioni circa la convenienza di ciascun caso considerato.

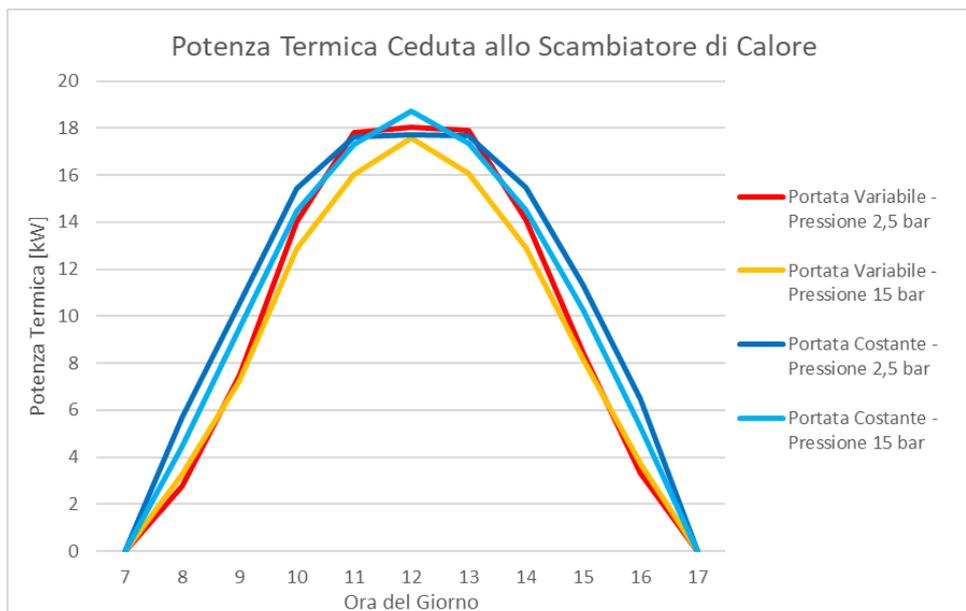


Figura 19 - Andamento dell'apporto di potenza termica proveniente dal parabolic trough.

Come è possibile osservare, la scelta della strategia di regolazione e della pressione operativa non comporta profonde differenze nella produzione di energia termica. Tuttavia, si può osservare che:

- Generalmente, la strategia di regolazione che consente di ricavare maggior potenza dall'impianto solare risulta essere quella a portata costante. Infatti, eccezion fatta per le ore centrali della giornata, le curve relative a tale strategia si mantengono sempre superiori rispetto alle corrispondenti a portata variabile;
- La pressione operativa che consente di ottenere la maggior potenza termica dall'impianto solare risulta essere, a parità di strategia di regolazione scelta, quella a 2.5 bar.

Si presti attenzione al fatto che tali considerazioni sono da leggere avendo ben in mente il profilo di radiazione corrispondente alla giornata del 23 marzo. In tale giornata, infatti, non si vanno mai a superare quei valori di irraggiamento solare "critici" a partire dai quali, in alcune configurazioni, viene richiesta l'adozione di alcuni moduli in posizione di defocusing. Comunque, si rivelano essere dei tratti comuni ad ogni giornata invernale o di mezza stagione, sulle quali verte il presente studio.

Nonostante queste considerazioni, è ancora prematuro stabilire quale sia la migliore strategia operativa per l'impianto. Per avere una visione più completa, è necessario anche analizzare i consumi elettrici legati a ciascuna casistica. Il seguente grafico riporta i valori di potenza elettrica oraria consumata dal turbo-circolatore per movimentare l'aria all'interno del parabolic trough.

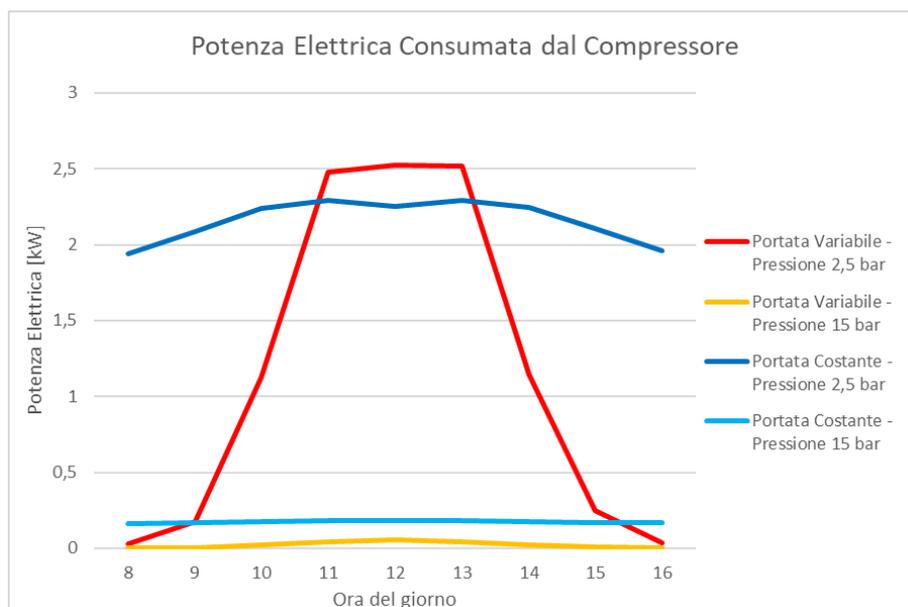


Figura 20 - Andamento della potenza elettrica consumata dal compressore.

In questo grafico le differenze che intercorrono tra le casistiche sono decisamente più in evidenza. Possiamo notare che:

- A differenza del grafico precedente, in cui le più visibili differenze erano legate alla strategia di regolazione, la potenza elettrica consumata dal turbo-circolatore è principalmente influenzata dalla pressione operativa scelta. Infatti, si hanno dei valori di potenza elettrica consumata decisamente inferiori per il caso a 15 bar rispetto a quello a 2.5 bar. La pressione elevata, infatti, aumenta la densità del fluido termovettore ma ne riduce sensibilmente la velocità, diminuendo considerevolmente le perdite di carico sviluppate dal sistema;
- I profili differiscono anche in base alla strategia di regolazione scelta. Essendo le perdite di carico prevalentemente dipendenti dalla portata, si osservano dei profili più uniformi nei casi a portata costante. Di contro, si registrano delle variazioni più marcate nei casi a portata variabile.

Si osserva come il caso corrispondente al minor dispendio di energia elettrica sia il caso a portata variabile e pressione operativa pari a 15 bar. I valori estremamente bassi di potenza elettrica consumata rendono questa combinazione anche la più efficiente tra le quattro considerate, con un valore di COP medio giornaliero che supera quelli dei casi in confronto. Si sarebbe dunque portati a pensare che tale combinazione sia quella in grado di portare i maggiori benefici anche all'interno del contesto della centrale termica.

Tuttavia, facendo riferimento al primo grafico presentato, i valori di potenza termica generata da questa combinazione sono sfortunatamente i più bassi tra le quattro casistiche presentate. Tale aspetto

ha un'influenza cruciale sull'economia della centrale termica. Infatti, maggiore è la potenza termica prodotta dal solare termico, maggiore sarà anche la frazione di tale energia sfruttata all'interno della centrale termica riducendo l'impiego della meno efficiente e più onerosa pompa di calore.

In conclusione, la combinazione più conveniente – o *best case* – risulta essere quella a portata costante e pressione operativa pari a 15 bar. Grazie alla vincente coesione tra elevata potenza termica prodotta e modesti consumi elettrici, tale soluzione si rivela essere la più vantaggiosa a livello di costo ed emissioni. A conferma di ciò, si riportano i risultati delle simulazioni condotte nella seguente tabella:

	Strategia	Pressione [bar]	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
			% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione IV	Tmax = 250°C	2,5	44%	0,822	4,786	56%	2,266	13,191	0%	0	0	3,088	17,977
		15	43,8%	0,016	0,090	56,2%	2,275	13,242	0%	0	0	2,290	13,333
	Portata Costante	2,5	49,1%	1,554	9,046	50,9%	2,062	12,006	0%	0	0	3,616	21,052
		15	46,9%	0,125	0,729	53,1%	2,148	12,502	0%	0	0	2,273	13,231

Analizziamo ora nel dettaglio come viene soddisfatta la richiesta termica adottando la strategia di gestione vincente appena individuata. Nella sezione superiore del grafico seguente si riportano i diversi contributi al soddisfacimento del carico e in quella inferiore, ribaltati, i contributi energetici forniti all'accumulo e il suo andamento.

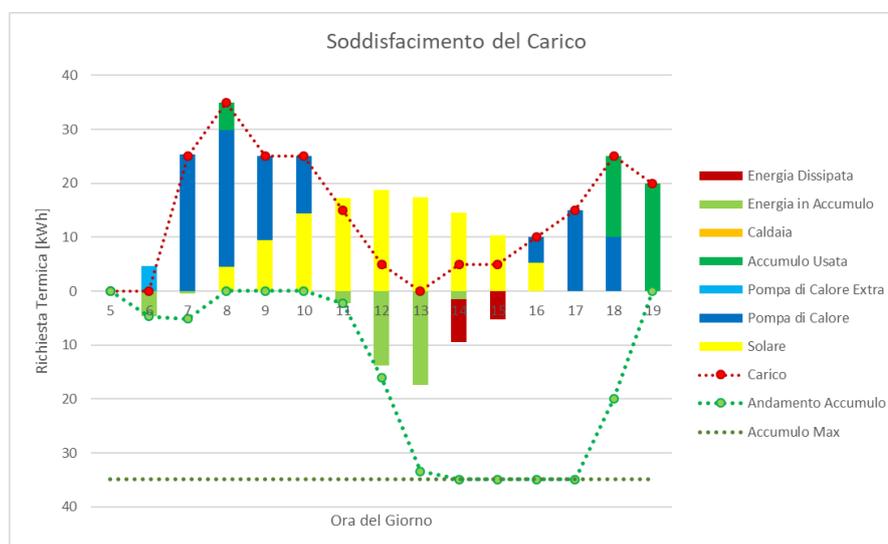


Figura 21 - Soddisfacimento del carico del 23 marzo (best case).

Innanzitutto, si noti come all'inizio della giornata venga richiesto un funzionamento extra da parte della pompa di calore per generare energia da destinare all'accumulo. L'energia fornita in tale circostanza, quando ancora non si ha alcuna richiesta termica da parte delle utenze, sommata al surplus dell'ora successiva si rivela essere esattamente pari alla quantità di accumulo consumata alle ore 8, quando l'impiego congiunto di energia solare e pompa di calore non sarebbe stato sufficiente

a coprire l'intero carico. Tale accorgimento ha di fatto permesso di evitare un funzionamento ingiustificato della caldaia di back-up.

Si osservi poi come, nelle ore immediatamente successive, la pompa di calore lavori solo per coprire la quota di carico lasciata scoperta dal solare. Non viene infatti operato un funzionamento a massima potenza per non riempire preliminarmente l'accumulo in vista degli elevati surplus di energia solare delle ore centrali della giornata. Viene così concesso all'accumulo di riempirsi esclusivamente di energia proveniente dall'impianto solare, limitando al minimo possibile le dissipazioni energetiche legate a tale tecnologia.

Infine, si osservi come l'accumulo venga svuotato nelle ultime ore della giornata per evitare ulteriori consumi legati alla pompa di calore.

Confronto con la Configurazione Attuale – Il Caso del 13 Gennaio

Una volta identificata la combinazione più efficiente tra strategia di regolazione e pressione operativa, si è pensato di confrontare questo *best case* con la configurazione attualmente in uso nella centrale termica, ovvero con la Configurazione III.

Per rendere omogeneo il confronto, si è scelta la combinazione più efficiente anche per la configurazione attuale che risulta essere, ancora una volta, quella a portata costante e pressione operativa pari a 15 bar. Inoltre, si è deciso di scegliere la giornata del 13 gennaio per estendere l'analisi anche ad un'altra giornata ad apprezzabile contributo solare.

Dapprima, si discuterà la Configurazione III, ovvero quella rappresentativa della gestione attuale.

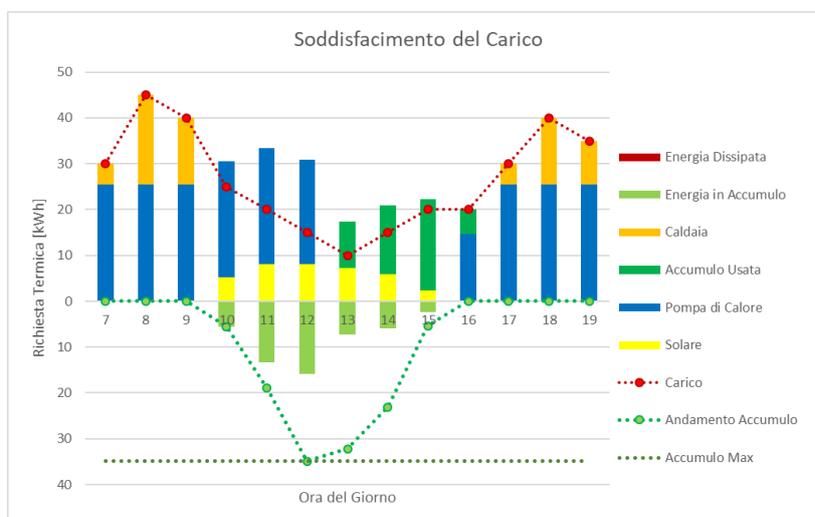


Figura 22 - Soddisfacimento del carico del 13 gennaio (Configurazione III).

Osservando il grafico si può facilmente riconoscere la strategia di gestione dell'accumulo adottata. Infatti, il funzionamento della pompa di calore è di tipo *on-off*: essa funziona a massima potenza fino a quando l'accumulo è completamente pieno e viene spenta durante il suo svuotamento. È evidente come questa strategia non sia ottimizzata per soddisfare il carico considerato: infatti, l'accumulo risulta vuoto nelle fasce orarie con maggior richiesta termica e perciò viene ampiamente adottata la caldaia di back-up per soddisfare parte del carico.

Inoltre, lo svuotamento dell'accumulo si verifica in fasce orarie in cui l'impiego congiunto di solare e pompa di calore sarebbe ampiamente sufficiente a soddisfare la richiesta termica. L'energia solare viene utilizzata, nel corso dello svuotamento, solo per cercare di reintegrare quanto ceduto dall'accumulo.

Di seguito, si riporta il grafico relativo alla Configurazione IV, proposta per illustrare un'alternativa più efficiente alla gestione dell'accumulo. Tale configurazione, data la sua maggiore complessità, richiederà naturalmente dei sistemi di controllo conseguentemente più accurati.

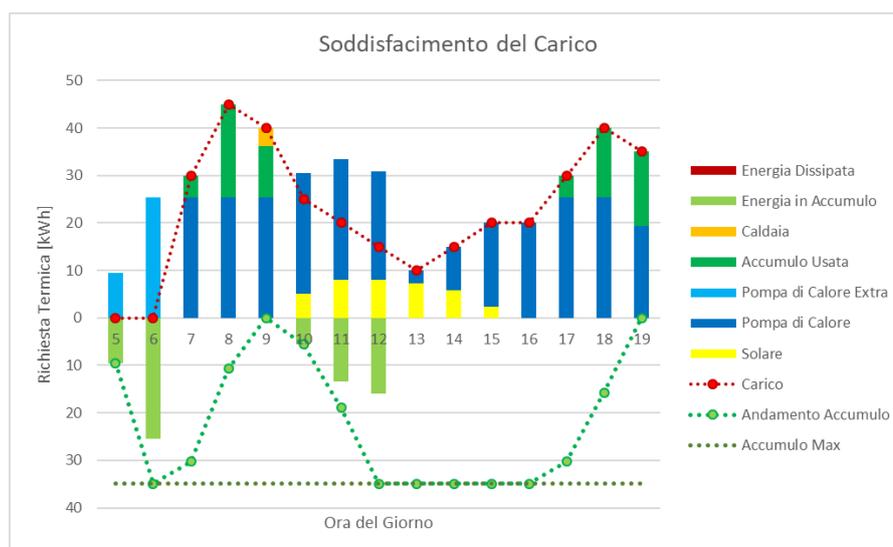


Figura 23 - Soddisfacimento del carico del 13 gennaio (Configurazione IV).

Nelle prime ore della giornata è previsto un funzionamento extra da parte della pompa di calore. Tale accorgimento permette di riempire l'accumulo in vista del picco di richiesta termica compreso tra le ore 7 e le ore 9. Il risultato è una riduzione sostanziale dell'utilizzo della caldaia rispetto a quanto avveniva nella Configurazione III.

L'accumulo è quindi riempito nuovamente in vista del picco di richiesta termica compreso tra le ore 17 e le ore 19. Tale riempimento è reso possibile dai surplus energetici forniti dalla pompa di calore. Essendo l'energia producibile dal sistema solare sempre inferiore rispetto al carico, non si verifica

alcuna dissipazione. L'accumulo viene svuotato solo quando l'impiego congiunto di pompa di calore e solare termico non risulta sufficiente a soddisfare il carico, ovvero alle ore 17. In corrispondenza di questo secondo picco di carico, l'impiego della caldaia non è neppure previsto.

Nell'ultima ora presa in considerazione si verifica uno svuotamento ulteriore dell'accumulo per limitare l'utilizzo della pompa di calore.

Tutto ciò si traduce in un sensibile risparmio economico e minori emissioni di CO₂, come mostra la seguente tabella riassuntiva:

	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione III	10,6%	0,080	0,464	69,8%	4,640	27,013	19,6%	2,401	17,078	7,121	44,555
Configurazione IV	10,7%	0,080	0,464	88,2%	5,868	34,159	1,1%	0,139	0,989	6,087	35,613

Analisi delle Singole Giornate

Per concludere lo studio, si riportano ora alcune tabelle riassuntive relative alle giornate considerate. Esse saranno utilizzate per confrontare ulteriormente le configurazioni presentate e valutare i benefici introdotti da determinate tecnologie o strategie di gestione.

10 Gennaio

	Strategia	Pressione [bar]	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
			% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione I	-	-	-	-	-	-	-	-	100%	15,807	112,421	15,807	112,421
Configurazione II	-	-	-	-	-	73,1%	6,365	37,054	26,9%	4,326	30,771	10,692	67,825
Configurazione III	Tmax = 250°C	2,5	0%	0	0	73,1%	6,365	37,054	26,9%	4,326	30,771	10,692	67,825
		15	0%	0	0	73,1%	6,365	37,054	26,9%	4,326	30,771	10,692	67,825
	Portata Costante	2,5	0%	0	0	73,1%	6,365	37,054	26,9%	4,326	30,771	10,692	67,825
		15	0%	0	0	73,1%	6,365	37,054	26,9%	4,326	30,771	10,692	67,825
Configurazione IV	Tmax = 250°C	2,5	0%	0	0	82%	7,038	40,969	18%	2,839	20,189	9,876	61,158
		15	0%	0	0	82%	7,038	40,969	18%	2,839	20,189	9,876	61,158
	Portata Costante	2,5	0%	0	0	82%	7,038	40,969	18%	2,839	20,189	9,876	61,158
		15	0%	0	0	82%	7,038	40,969	18%	2,839	20,189	9,876	61,158

In termini di condizioni ambientali, il 10 gennaio rappresenta sicuramente la giornata peggiore tra le quattro considerate. Le basse temperature esterne comportano elevate richieste termiche da parte delle utenze e i modesti valori di irraggiamento solare precludono qualsiasi contributo della tecnologia parabolic trough. Per questo motivo, l'utilizzo della pompa di calore e la gestione dell'accumulo avranno un impatto molto importante sulle prestazioni legate alle configurazioni.

Confrontando i valori ottenuti dall'applicazione della Configurazione I con quelli ottenuti dalla Configurazione II, si osserva quanto sia stata benefica l'introduzione del sistema geotermico con pompa di calore ed accumulo in termini di risparmio economico ed emissioni evitate. Questo concetto rimarrà naturalmente valido per qualsiasi giornata considerata.

La Configurazione III, per qualsiasi combinazione di strategia di regolazione e pressione operativa, non comporta alcuna variazione rispetto al caso precedente a causa della completa assenza di contributo solare.

L'introduzione di una nuova gestione per l'accumulo portata dalla Configurazione IV, invece, consente una drastica riduzione dei consumi di gas naturale, con evidenti vantaggi sul costo e sulle emissioni. Come per la Configurazione III, non si rilevano variazioni a seconda della strategia operativa adottata a causa dell'assenza di significativa radiazione solare.

13 Gennaio

	Strategia	Pressione [bar]	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
			% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione I	-	-	-			-			100%	12,255	87,158	12,255	87,158
Configurazione II	-	-	-			80,4%	5,347	31,129	19,6%	2,401	17,078	7,749	48,207
Configurazione III	Tmax = 250°C	2,5	7,2%	0,028	0,161	73,2%	4,866	28,324	19,6%	2,401	17,078	7,294	45,563
		15	7,5%	0,001	0,006	72,9%	4,850	28,232	19,6%	2,401	17,078	7,252	45,316
	Portata Costante	2,5	12,6%	0,954	5,552	67,8%	4,506	26,233	19,6%	2,401	17,078	7,861	48,863
		15	10,6%	0,080	0,464	69,8%	4,640	27,013	19,6%	2,401	17,078	7,121	44,555
Configurazione IV	Tmax = 250°C	2,5	7,3%	0,028	0,161	91,6%	6,093	35,470	1,1%	0,139	0,989	6,260	36,621
		15	7,5%	0,001	0,006	91,4%	6,078	35,379	1,1%	0,139	0,989	6,218	36,374
	Portata Costante	2,5	12,7%	0,954	5,552	86,2%	5,734	33,379	1,1%	0,139	0,989	6,827	39,921
		15	10,7%	0,080	0,464	88,2%	5,868	34,159	1,1%	0,139	0,989	6,087	35,613

In questa tabella, si possono osservare gli effetti introdotti nel sistema dalla presenza di un'apprezzabile radiazione solare. La giornata del 13 gennaio è caratterizzata da un profilo di carico meno oneroso rispetto al caso precedente a causa delle temperature più alte e della presenza di irraggiamento solare.

È finalmente possibile notare le differenze che intercorrono tra le strategie prese in considerazione. Per quanto riguarda le Configurazioni II e III, il moderato contributo solare fa sì che la porzione di carico asservita dalla caldaia debba sempre essere pari al 19,6%. La scelta di strategia, quindi, comporta solo un riarrangiamento della porzione di carico rimanente tra il solare termico e la pompa di calore.

Lo stesso vale anche per la Configurazione IV, dove però il contributo associato alla caldaia è ridotto addirittura all'1,1%.

Si noti come i costi e le emissioni legate al solare termico – per una determinata strategia – siano sempre gli stessi e perciò indipendenti dal tipo di configurazione adottata e dalla percentuale di carico soddisfatta. Questo si verifica poiché, se sussistono le condizioni d’irraggiamento adeguate, l’impianto solare termico rimane sempre in funzione anche se non viene sfruttato.

23 Marzo

	Strategia	Pressione [bar]	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
			% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione I	-	-	-			-			100%	7,459	53,053	7,459	53,053
Configurazione II	-	-	-			95,6%	3,975	23,139	4,4%	0,341	2,425	4,316	25,564
Configurazione III	Tmax = 250°C	2,5	28%	0,822	4,786	68,8%	2,857	16,629	3,2%	0,243	1,725	3,921	23,140
		15	27%	0,016	0,090	70%	2,909	16,936	3%	0,225	1,603	3,150	18,630
	Portata Costante	2,5	32,9%	1,554	9,046	65,3%	2,713	15,793	1,8%	0,139	0,985	4,405	25,824
		15	30,6%	0,125	0,729	67%	2,781	16,189	2,4%	0,182	1,293	3,088	18,211
Configurazione IV	Tmax = 250°C	2,5	44%	0,822	4,786	56%	2,266	13,191	0%	0	0	3,088	17,977
		15	43,8%	0,016	0,090	56,2%	2,275	13,242	0%	0	0	2,290	13,333
	Portata Costante	2,5	49,1%	1,554	9,046	50,9%	2,062	12,006	0%	0	0	3,616	21,052
		15	46,9%	0,125	0,729	53,1%	2,148	12,502	0%	0	0	2,273	13,231

Come già accennato, la giornata del 23 marzo è stata la più favorevole dal punto di vista climatico, con carichi modesti ed elevato irraggiamento. Ciò si riflette nell’ampio utilizzo del solare termico e nei bassi consumi legati alla caldaia di back-up.

Si noti come, a conferma di quanto mostrato in via grafica precedentemente, la strategia di regolazione che consente di ricavare e sfruttare più energia dall’impianto solare termico sia quella a portata costante. Inoltre, si presti attenzione alla profonda variazione nel costo dell’elettricità consumata dall’impianto solare nel passare da un livello di pressurizzazione all’altro.

A differenza delle giornate precedenti, in cui l’adozione della Configurazione IV risultava sempre economicamente vantaggiosa rispetto alla Configurazione III, in questo caso la scelta della strategia risulta altrettanto importante. Infatti, in una giornata così favorevole – in cui i consumi della caldaia sono già modesti per la Configurazione II e III – l’introduzione di una differente gestione dell’accumulo non risulta profondamente incisiva.

Resta il fatto che la Configurazione IV permette di sfruttare al meglio la risorsa solare, ridurre al minimo gli sprechi e le emissioni e cancellare completamente il contributo della caldaia.

24 Marzo

	Strategia	Pressione [bar]	Solare Termico			Pompa di Calore			Caldaia			Totale	
			% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	% Carico	Costo [€]	e [kgCO ₂]	Costo [€]	e [kgCO ₂]
Configurazione I	-	-	-			-			100%	10,834	77,053	10,834	77,053
Configurazione II	-	-	-			90,9%	5,444	31,690	9,1%	1,009	7,175	6,453	38,865
Configurazione III	Tmax = 250°C	2,5	3,6%	0,011	0,066	88,3%	5,293	30,813	8,1%	0,892	6,346	6,197	37,225
		15	4%	0,001	0,004	88,1%	5,279	30,731	7,9%	0,877	6,238	6,157	36,973
	Portata Costante	2,5	7,1%	0,620	3,609	85,2%	5,105	29,717	7,7%	0,845	6,013	6,570	39,339
		15	5,6%	0,052	0,305	86,7%	5,199	30,266	7,7%	0,845	6,013	6,097	36,584
Configurazione IV	Tmax = 250°C	2,5	3,6%	0,011	0,066	96,4%	5,666	32,981	0%	0	0	5,677	33,047
		15	4%	0,001	0,004	96%	5,643	32,851	0%	0	0	5,644	32,855
	Portata Costante	2,5	7,3%	0,620	3,609	92,7%	5,452	31,737	0%	0	0	6,072	35,346
		15	5,7%	0,052	0,305	94,3%	5,546	32,286	0%	0	0	5,599	32,591

La giornata del 24 marzo è caratterizzata da carichi piuttosto modesti e da un profilo di radiazione solare mediamente basso e fortemente discontinuo.

Proprio a causa della discontinuità di radiazione solare, l'impianto parabolic trough sarà soggetto a numerosi cicli di accensione e spegnimento a seconda che si raggiungano o meno le condizioni di DNI corretta minime necessarie. Tale aspetto potrebbe costituire una potenziale problematica nell'applicazione della pressione operativa a 15 bar a causa dei relativamente elevati consumi di elettricità in avviamento per portare in pressione il sistema solare termico. Tali consumi non sono riportati nella tabella sovrastante e potrebbero rendere tale pressione operativa sconveniente per questa giornata.

Conclusioni e Sviluppi Futuri

L'idea alla base di questo lavoro di tesi era quella di confrontare i risultati ottenuti dai modelli matematici implementati con i dati reali letti dal sistema di monitoraggio dell'impianto. Tuttavia, a causa di problematiche insorte nell'installazione di quest'ultimo, non è stato mai possibile entrare in possesso di dati reali a supporto di quanto realizzato in questa sede. Di conseguenza, ciò ha portato alla necessità di ipotizzare un certo numero di parametri operativi – portate, temperature e pressioni – che potrebbero rivelarsi in un certo grado differenti rispetto alle condizioni reali di funzionamento. Ciò va ad aggiungersi ad una serie di ipotesi fatte anche in sede di definizione delle proprietà termofisiche dei materiali costituenti l'impianto, talvolta non reperibili in letteratura data la natura sperimentale del sistema, talvolta in *patent pending*.

Sarà quindi necessario attendere il completamento del sistema di misurazione per poter valutare correttamente la bontà dei modelli implementati e la correttezza delle ipotesi fatte, anche in riferimento alle condizioni reali di funzionamento. Si confida, tuttavia, nel fatto che quanto svolto in questo lavoro possa costituire una buona base qualitativa di valutazione del sistema e del potenziale apporto da esso conferibile alla preesistente centrale termica.

Alla luce di quanto detto, lo studio condotto non è privo di una serie di proposte volte a incrementare l'efficienza del sistema rispetto a quanto dichiarato dagli impiantisti in fase di progettazione.

Per fare un esempio, si è cercato inizialmente di realizzare le mappe caratteristiche alla pressione operativa dichiarata dagli impiantisti, ovvero 1.5 bar massimi assoluti. Verificato che le pessime prestazioni e gli ingenti vincoli sulle perdite di carico non permettevano di generare delle mappe significative ai fini dello studio, si sono proposte quindi due differenti pressioni operative, ovvero 2.5 bar e 15 bar. Anche in questo caso, sarà necessario attendere la presenza di una dovuta strumentazione per verificare le effettive prestazioni del caso a 1.5 bar e per fare delle valutazioni tecnico-economiche circa la convenienza di introdurre l'uno o l'altro grado di pressurizzazione. Anche il principio di funzionamento del defocusing è stato ottimizzato per garantire le migliori prestazioni possibili.

L'analisi dei risultati ottenuti per le diverse strategie operative adottate mette in risalto l'elevata flessibilità del sistema preso in considerazione. È infatti possibile – senza sconvolgere significativamente la struttura fisica dell'impianto – adottare svariate strategie di gestione per soddisfare al meglio le necessità e per far lavorare il sistema efficientemente in relazione alle condizioni ambientali a cui è soggetto.

Particolare interesse suscita il caso proposto a pressione operativa pari a 15 bar. A fronte di un moderato costo d'investimento per la sostituzione del compressore, tale soluzione permetterebbe un elevato incremento delle prestazioni dell'impianto parabolic trough e un suo maggiore contributo al sistema della centrale termica, con conseguenti risparmi economici giornalieri e minori emissioni di CO₂ in atmosfera.

Il lavoro presentato, naturalmente, lascia spazio ad una serie di miglioramenti che non è stato possibile indagare in questa sede. Per esempio, come si è visto, l'utilizzo di un modello monodimensionale per il tubo assorbitore introduce una serie di assunzioni che limitano la quantità di informazioni che è possibile ricavare da esso. Considerare infatti un flusso termico uniforme sull'assorbitore non è rappresentativo della situazione reale e degli effetti dell'asimmetria sulle prestazioni del parabolic trough. Inoltre, il modello presentato non consente un'immediata analisi exergetica, la quale permetterebbe di investigare meglio le criticità dell'impianto. Tuttavia, seguendo la logica del modello, è comunque possibile effettuare degli studi facendo variare alcuni parametri di ottimizzazione come pressioni operative, dimensioni geometriche dei componenti, fluido di lavoro e di isolamento, etc.

Gli strumenti presentati in questo elaborato e consegnati all'azienda potranno essere utilizzati in futuro per ulteriori valutazioni sull'utilizzo dell'impianto solare termico sia nel suo attuale ambito di condizionamento, sia in ulteriori ambiti appartenenti alle diverse fasi di produzione della compagnia. Geico Taikisha, infatti, è uno dei leader mondiali nella realizzazione di impianti di verniciatura e in alcuni step della catena produttiva potrebbero essere richiesti degli approvvigionamenti di energia termica soddisfabili da un impianto parabolic trough simile a quello analizzato.

Appendice: Richiami Teorici

Introduzione

Le centrali di produzione di potenza che sfruttano la tecnologia *parabolic trough* (o cilindro parabolico) sfruttano specchi parabolici per concentrare la *radiazione solare diretta* (in inglese Direct Normal Irradiance, o DNI) su un ricevitore tubulare. Grandi campi di collettori forniscono l'energia termica necessaria per alimentare cicli termodinamici volti alla produzione di potenza.



Figura 24 - La centrale californiana SEGS (Solar Energy Generating Systems) con i suoi 354 MW è la più grande al mondo.
[Fonte: clui.org]

Le centrali *parabolic trough* costituiscono la maggior parte della potenza installata con tecnologia a concentrazione solare [10]. Considerata la sua struttura, in cui un fluido termovettore viene movimentato a circolo chiuso, la tecnologia del *parabolic trough* ben si presta anche alla generazione di energia termica per scopi di riscaldamento o raffrescamento a livello sia industriale che domestico. L'impianto installato presso la sede Geico di Cinisello Balsamo ricade in questa categoria. Infatti, l'energia termica ricavata dalla concentrazione dei raggi solari viene utilizzata per funzioni di condizionamento di alcuni ambienti dell'edificio. In questo tipo di applicazioni, generalmente, viene esclusa qualsiasi unità di produzione di potenza (come turbina e generatore); al suo posto saranno invece introdotti altri organi atti all'asservimento dei diversi compiti.

Parametri e Grandezze d'Interesse

Conversione Energetica

I sistemi che si basano sulla tecnologia del *Solare Termico* (CSP – Concentrated Solar Power) generalmente comprendono due tipi di trasformazioni energetiche. Inizialmente l'energia proveniente dal sole viene convertita in energia termica mediante la concentrazione dei raggi solari verso un fluido termovettore (Heat Transfer Fluid – HTF). Ciò è possibile mediante sistemi che sfruttano le particolari proprietà ottiche della parabola: in particolare, gran parte della radiazione incidente sull'area interessata dagli specchi viene concentrata in un determinato punto (o luogo di punti lineare) corrispondente al fuoco della parabola stessa. L'HTF, che scorre in prossimità del fuoco, viene riscaldato dalla radiazione solare e in questo modo l'energia dei fotoni viene convertita in energia termica.

Quest'ultima viene sfruttata per alimentare un ciclo termodinamico, il cui fine è la produzione di energia elettrica.

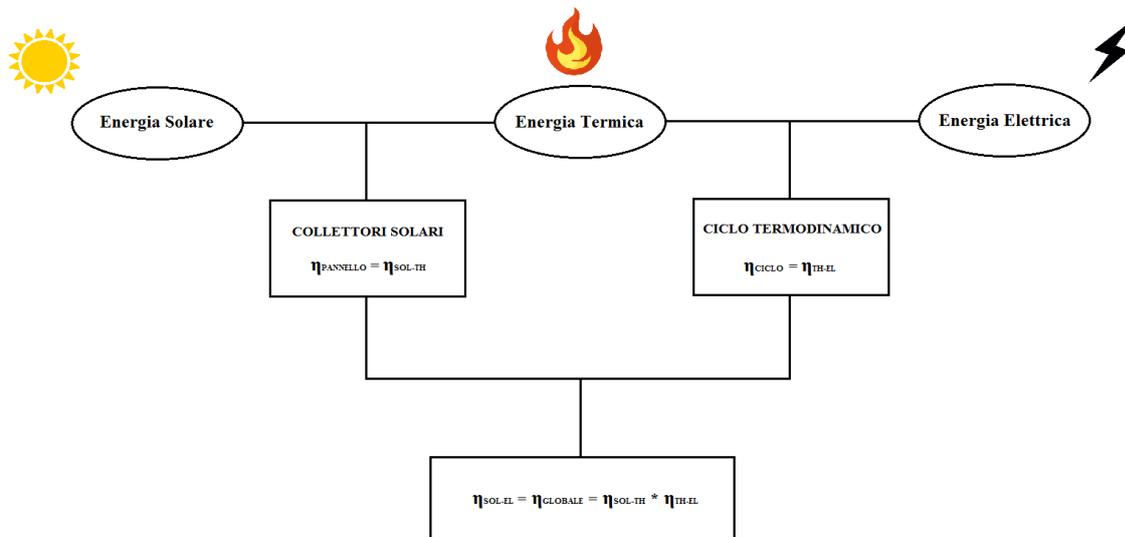


Figura 25 - Schema di conversione energetica dei CSP tradizionali.

Come già accennato in precedenza, nell'impianto di Geico non è prevista alcuna produzione di potenza e perciò, nei paragrafi a seguire, si trascurerà l'analisi di tutti quegli elementi relativi al ciclo termodinamico.

Ci si concentrerà quindi nell'analisi dei soli parametri e componenti relativi all'impianto d'interesse.

Collettore Parabolico

Il collettore parabolic trough è costituito da una superficie riflettente (specchio) la cui sezione trasversale ha la forma di una parabola. Più esattamente, è la sezione simmetrica di una parabola attorno al suo vertice.

I canali sono quindi caratterizzati da una *linea focale*, che consiste nel luogo di punti geometrici corrispondenti al fuoco di ciascuna sezione trasversale lungo tutta la lunghezza del collettore. La radiazione che incide perpendicolarmente all'area di apertura viene riflessa in modo tale da passare attraverso la linea focale.

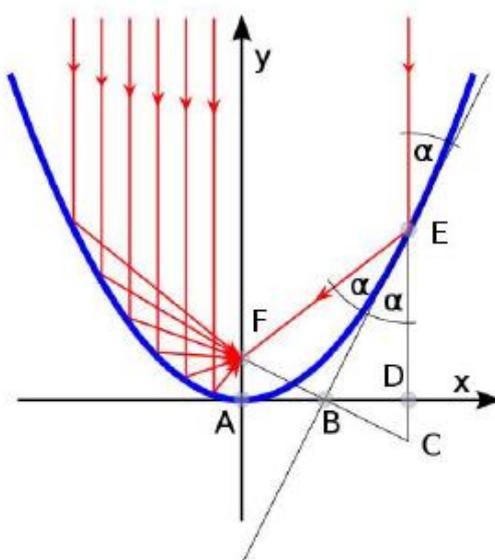


Figura 26 - Sezione trasversale e radiazione incidente. [18]

Una rappresentazione analitica della parabola è:

$$y = \frac{1}{4f} x^2$$

dove f è la distanza focale, ovvero la distanza tra il vertice della parabola e il fuoco. I seguenti quattro parametri sono comunemente usati per caratterizzare la forma e la dimensione del parabolic trough: *lunghezza*, *distanza focale*, *apertura* – ovvero la distanza tra i due bordi di una medesima sezione trasversale – e *rim angle*, cioè l'angolo tra l'asse ottico e la linea che congiunge il fuoco e il bordo dello specchio.

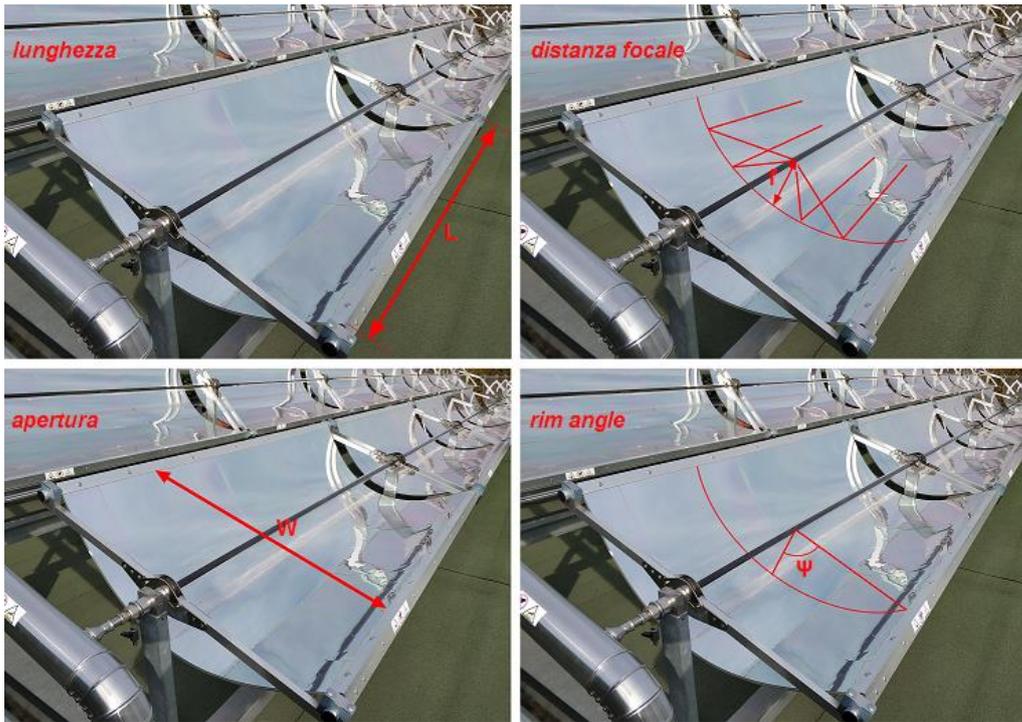


Figura 27 - Parametri geometrici del collettore.

La *lunghezza* del collettore è una grandezza non problematica che non necessita di alcuna spiegazione.

La *distanza focale* è la distanza tra il punto focale e il vertice della parabola ed è un parametro che determina univocamente la forma della parabola stessa (nella già menzionata espressione della parabola $y = \frac{1}{4f}x^2$, la distanza focale è infatti l'unico parametro).

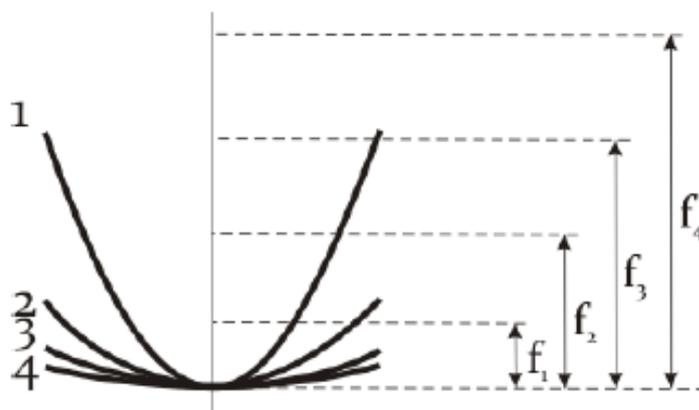


Figura 28 - Relazione tra distanza focale e forma della parabola. [18]

Il *rim angle* ha l'interessante proprietà di determinare singolarmente la forma della sezione trasversale del collettore. Ciò significa che le sezioni trasversali di parabole con lo stesso *rim angle* sono geometricamente simili.

Due su tre parametri tra *rim angle*, apertura e distanza focale sono sufficienti per determinare completamente, dal punto di vista di forma e dimensione, la sezione trasversale di un parabolic trough. Analogamente, significa che due tra loro sono sufficienti anche per calcolare il terzo. Per esempio, il *rim angle* ψ può essere espresso in funzione del rapporto tra apertura e distanza focale:

$$\tan\psi = \frac{\frac{W}{f}}{1 - \frac{1}{8}\left(\frac{W}{f}\right)^2};$$

o, alternativamente, il rapporto tra apertura e distanza focale può essere espresso come funzione del *rim angle*:

$$\frac{W}{f} = -\frac{4}{\tan\psi} + \sqrt{\frac{16}{\tan^2\psi} + 16}.$$

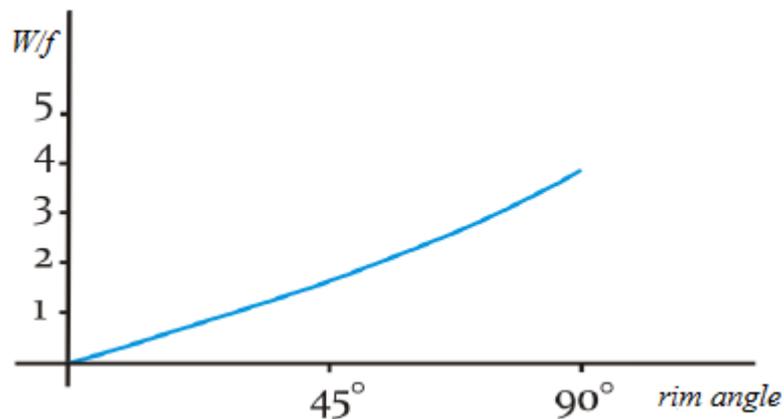


Figura 29 - Relazione tra *rim angle* e il rapporto W/f . [18]

Il *rim angle* per una soluzione parabolic trough non dovrebbe essere né troppo piccolo né troppo grande. A sostegno di questa tesi, possiamo qualitativamente osservare che, per uno specchio perfetto e geometricamente ideale:

- Se il *rim angle* è troppo piccolo a parità di distanza focale, allora lo specchio sarà molto stretto (W piccola) con ovvie limitazioni alla quantità totale di radiazione incidente su di esso rispetto ad uno specchio con maggiore *rim angle*. Se, di contro, il *rim angle* è troppo grande, allora lo specchio avrà un'apertura talmente grande da rendere difficile la sua realizzazione a livello tecnologico e strutturale [18].

Considerando specchi reali con un certo grado di inesattezza geometrica, inoltre:

- È importante mantenere una distanza ridotta dal ricevitore poiché maggiore è la distanza da esso, maggiore sarà la quantità di radiazione riflessa che non andrà ad incidervi a causa degli errori nella pendenza puntuale dello specchio. In altre parole, a parità di apertura, è conveniente mantenere un valore di rim angle intermedio perché valori troppo piccoli o grandi comporterebbero ingenti distanze tra la linea focale e lo specchio (nel caso di rim angles molto grandi, in particolare le sue zone periferiche) [18].

Combinando le grandezze di apertura e lunghezza, si può ricavare un altro importante parametro per l'analisi del collettore – l'*area di apertura* – che permette di calcolare la quantità di potenza catturata per una determinata DNI:

$$A_{ap} = W \cdot L [m^2]$$

Un altro parametro di centrale importanza del collettore è sicuramente il *rapporto di concentrazione*, meglio conosciuto con in suo corrispettivo inglese di *concentration ratio*. Esso è definito come il rapporto tra apertura dello specchio parabolico e diametro esterno dell'assorbitore (o ricevitore):

$$CR = \frac{W}{D_{ext,abs}}$$

È importante osservare che più elevato è il concentration ratio di un parabolic trough, più elevata sarà anche la quantità di energia solare concentrata dal sistema ottico sul ricevitore. Tuttavia, per un parabolic trough, esiste un limite superiore all'entità che tale valore può assumere a causa di limiti tecnologici ed economici. Un concentration ratio troppo elevato (superiore, diciamo, a 80) comporterebbe infatti delle aperture troppo grandi, di difficile realizzazione, con un peso troppo elevato da sopportare a livello strutturale e un costo eccessivo. Questo è uno dei motivi per i quali può essere preferibile l'adozione di un sistema che imiti la parabola in modo discreto piuttosto che continuo, come il *linear fresnel*. Nel caso in esame, si rileva un rapporto di concentrazione pari a 42.7. La scelta di adottare un CR così piccolo è legata alla natura sperimentale dell'impianto considerato, ovvero alla volontà di testare le performance di un sistema riflettente sufficientemente piccolo da poter essere installato in sicurezza sul tetto di un edificio ma in grado di asservire i compiti ad esso affidati.

I principali requisiti che devono soddisfare i materiali costituenti gli specchi riguardano le loro proprietà di riflessione. La *riflettanza* ρ_m deve essere necessariamente alta perché si possano ottenere delle prestazioni considerevoli. La riflettanza di una superficie è infatti una frazione percentuale che indica la quantità di radiazione incidente che viene riflessa dalla superficie stessa. In generale, la

riflettanza varia a seconda della lunghezza d'onda della radiazione e per questo motivo, all'atto pratico, è comodo usare delle quantità pesate sullo spettro d'interesse – nel caso dei CSP, quello visibile. Inoltre, la riflettanza può essere distinta in riflettanza *speculare* e *diffusa*. La riflettanza diffusa rappresenta la riflessione in maniera sparsa e multidirezionale della luce rispetto alla direzione d'incidenza. La riflettanza speculare, invece, si riferisce alla luce riflessa in modo speculare, come in uno specchio, rispetto alla direzione d'incidenza ed è perciò l'unica quantità d'interesse nella tecnologia CSP.

Per lo stesso motivo, l'unica radiazione solare che è possibile concentrare (e perciò considerata) trattando i sistemi di solare termico è quella diretta (DNI – Direct Normal Irradiance) e non anche quella diffusa (GHI – Global Horizontal Irradiation) come avviene nei sistemi fotovoltaici. Ciò comporta che le superfici dovranno essere il più lisce possibili, lucidate a specchio e costantemente pulite e mantenute [10] [18].

Tra i collettori più utilizzati oggi giorno a livello commerciale troviamo sicuramente gli specchi in vetro con rivestimento in argento ($\rho_M \cong 94\%$). Questi specchi mostrano una notevole resistenza all'usura e anche dopo anni di servizio difficilmente mostrano cali nelle proprietà riflettenti. Questa soluzione permette il raggiungimento di una grande precisione geometrica nell'emulazione della forma parabolica. Infatti, sono consentiti dei valori di *fattore d'intercettazione* (*intercept factor* o *tracking efficiency*) γ molto elevati, pari al 99.9% per tubi ricevitori di 70 mm di diametro e pari al 95.5% per diametri di 40 mm. L'intercept factor è definito come percentuale di radiazione riflessa dal collettore che effettivamente raggiunge l'assorbitore [18].

Nel corso degli anni si è assistito a una spinta nella direzione della riduzione dei costi degli specchi – che rappresenta una parte considerevole parte dell'investimento totale – e all'introduzione di nuove soluzioni e materiali. Tra queste soluzioni indichiamo quella a specchi d'alluminio riflettente a strati anodizzati con rivestimento protettivo solar lacquer. La riflettanza di questo materiale è leggermente inferiore a quella dell'argento ($\rho_M \cong 93\%$) ma con valori più costanti lungo lo spettro visibile [18].

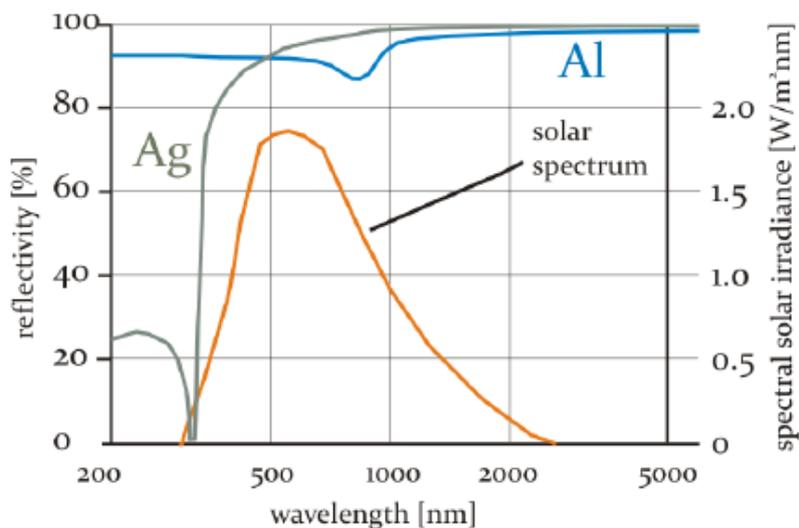


Figura 30 - Confronto tra le riflettanze di argento e alluminio al variare della lunghezza d'onda della radiazione. [18]

Angoli Fondamentali

Prima di analizzare il sistema di puntamento dei parabolic trough, è necessario richiamare alcuni importanti angoli solari e i modi per determinarli. Come abbiamo visto, l'area di apertura è una superficie che sottende il canale parabolico e sarà utilizzata come riferimento nel calcolo della radiazione utile ai nostri scopi.

Innanzitutto, si osserva che, in un determinato istante della giornata, difficilmente si avrà una radiazione che cade perpendicolarmente all'area di apertura. Più verosimilmente, si assisterà a una situazione come quella riportata nella sottostante figura.

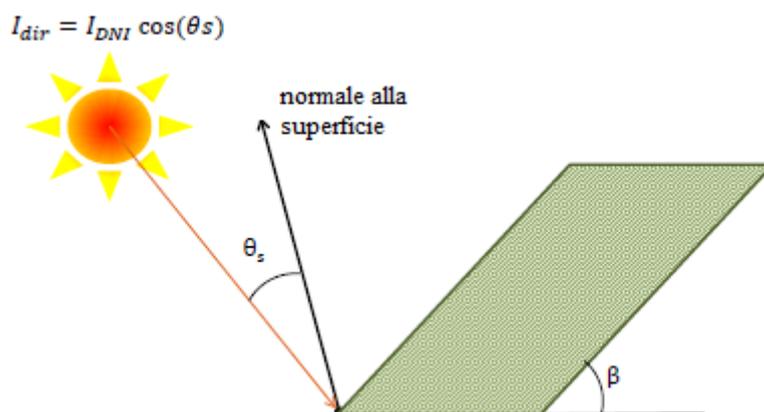


Figura 31 - Angolo di incidenza e di tilt. [10]

β è l'*angolo di tilt*, ovvero l'angolo di inclinazione della superficie raggiunta dai raggi solari rispetto al riferimento del terreno. ϑ_s , invece, è l'angolo di incidenza dei raggi solari sulla superficie e viene individuato tra la direzione della radiazione diretta e la normale alla superficie stessa.

Altri angoli caratteristici sono i seguenti:

- *Angolo di Zenit* (ϑ_z): è l'angolo tra lo zenit (punto immaginario idealmente sovrastante una determinata località) e la direzione del sole;
- *Altitudine Solare* (γ_s): è il complementare all'angolo di zenit;
- *Angolo di Azimut* (ψ_s): è quell'angolo tra il Nord (o il Sud) e la proiezione della direzione del sole sul piano orizzontale.

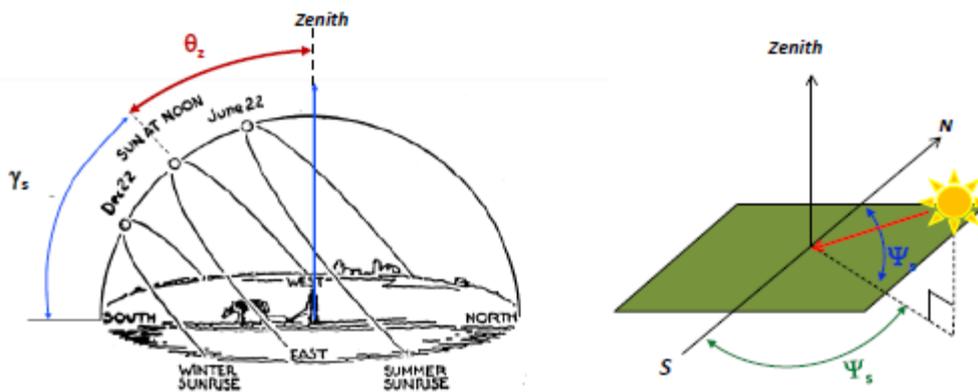


Figura 32 - Angoli di Zenit, Azimut e Altitudine Solare [10].

In generale l'angolo di incidenza ϑ_s può essere calcolato come segue [10]:

$$\cos\theta_s = \cos\theta_z \cdot \cos\beta + \sin\theta_z \cdot \sin\beta \cdot \cos(\gamma_s - \gamma)$$

dove γ è l'angolo individuato tra il Sud e la proiezione sul piano orizzontale della normale alla superficie considerata.

La posizione del sole dipende dalla località, dall'ora del giorno, dal giorno dell'anno e dalla posizione relativa della terra rispetto al sole. La terra gira attorno al sole lungo un'orbita ellittica dove il sole ricopre la posizione di uno dei due fuochi. L'inclinazione dell'ellisse rispetto al piano equatoriale è di 23.45° . Se si traccia una linea partendo dal centro della terra fino al sole, l'angolo tra questa linea e il piano equatoriale è chiamato *angolo di declinazione* (δ) [10]:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284+n}{365}\right)$$

essendo n l' n -esimo giorno dell'anno.

L'ora solare t_S [h] si basa su una scala di 24 ore, con le 12:00 considerate come l'orario in cui il sole si trova esattamente a Sud [10]:

$$t_S = t - \frac{(\Phi_{LONG} - \Phi_{STD})}{15} + \frac{E_n}{60}$$

$$E_n = 229.18 \cdot \left\{ 0.000075 + 0.001868 \cdot \cos\left(360 \cdot \frac{n-1}{365}\right) - 0.03277 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{n-1}{365}\right) - 0.014615 \cdot \cos\left(2 \cdot 360 \cdot \frac{n-1}{365}\right) - 0.04080 \cdot \left(2 \cdot 360 \cdot \frac{n-1}{365}\right) \right\}$$

dove t è l'ora del giorno, Φ_{LONG} è la longitudine, $\Phi_{STD} = STZ \cdot 15$ e STZ è la *standard time zone*. E_n tiene in considerazione l'influenza della velocità di rotazione della terra sulla posizione relativa tra terra e sole: è la differenza tra ora solare media e ora solare effettiva.

L'angolo orario ω [h] è la distanza angolare (esprimibile anche in tempo necessario) tra il sole e la sua posizione a mezzogiorno lungo la sua traiettoria apparente sulla volta celeste. In altre parole, è la distanza angolare tra il meridiano dell'osservatore e il meridiano il cui piano contiene il sole: è nullo a mezzogiorno solare e aumenta di 15° ogni ora. ω è maggiore di zero in direzione ovest [10].

$$\omega = 15 \cdot (t_S - 12)$$

Ora disponiamo di tutti gli elementi necessari per il calcolo degli angoli di Zenit e di Azimut. Considerando che Φ_{LAT} è la latitudine del sito considerato [10]:

$$\cos\theta_Z = \sin\delta \cdot \sin\Phi_{LAT} + \cos\delta \cdot \sin\Phi_{LAT} \cdot \cos\omega = \sin\gamma_S$$

$$\cos\psi_S = \frac{(\sin\gamma_S \cdot \sin\Phi_{LAT} - \sin\delta)}{\cos\gamma_S \cdot \cos\Phi_{LAT}} \cdot [\text{sign}(\Phi_{LAT})]$$

Sistema di Puntamento Solare (Solar Tracking System)

Come qualsiasi collettore di un sistema solare termico CSP, i parabolic trough necessitano di un sistema che permetta loro di tenere conto della posizione del sole e perciò puntare la radiazione incidente per cercare di ottenere una concentrazione solare continua. Essendo concentratori lineari, i parabolic trough possiedono un sistema di puntamento a singolo asse (mentre i concentratori puntuali possono avvalersi di un tracking system e doppio asse).

Questo tipo di sistema consente di seguire solo un angolo e perciò saranno sempre presenti delle perdite relative alla scorretta posizione degli specchi. L'asse rotazionale è posizionato tipicamente lungo la linea dei vertici della parabola o in una posizione parallela leggermente al di sotto di essa.

Nel caso in cui la direzione dell'asse sia N-S viene seguito il movimento giornaliero del sole. Questa soluzione è conveniente per quelle zone del globo terrestre in cui l'angolo di zenit non varia considerevolmente nel corso dell'anno, come per esempio le regioni equatoriali. La direzione E-W è invece adottata nel caso in cui queste variazioni siano sensibili e permette quindi di tracciare l'altitudine solare, spingendosi più verso gli artici. Quindi, il sistema a singolo asse avrà sempre un angolo di incidenza maggiore di zero perché solo un angolo può essere bilanciato. Al contrario, teoricamente, i sistemi a doppio asse di tracciamento possono avere un angolo di incidenza nullo per tutta la giornata.

Nel caso di orientamento dei collettori N-S o E-W, l'angolo di incidenza può essere calcolato come [10]:

$$\theta_{NS} = \cos^{-1} \sqrt{\cos^2(\theta_Z) + \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)}$$

$$\theta_{EW} = \cos^{-1} \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)}$$

$$\theta_Z = \arccos(\cos\Phi_{LAT} \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\Phi_{LAT} \cdot \sin\delta)$$

Il movimento del collettore è realizzato mediante un sistema motorizzato che muove un certo numero di moduli disposti in serie. L'unità deve essere sufficientemente forte da spostare i moduli e mantenerli in posizione anche sotto l'influenza del vento. Meccanicamente, il sistema di puntamento può essere realizzato mediante un motore elettrico e riduttore oppure con un sistema elettro-idraulico a cilindri.

Il controllo del tracking può essere eseguito in due modi [18]:

- La posizione del sole può essere valutata mediante un esatto algoritmo matematico;
- La posizione del sole può essere misurata mediante sensori che forniscano un segnale a un sistema di controllo locale in grado di mettere in azione i motori elettrici o i cilindri idraulici. Il sensore solare consiste di lenti convesse che guidano i raggi solari verso due fotocellule. Misurando la differenza di corrente tra le due fotocellule è possibile identificare aberrazioni nell'orientazione del collettore rispetto alla posizione del sole. La risoluzione si aggira intorno a 0.05°, quindi è possibile ottenere un'elevata accuratezza di misura.

Un sistema di controllo registra le condizioni ambientali come la velocità del vento. Se sono presenti condizioni operative pericolose i collettori vengono reclinati e disposti in posizione di sicurezza, quasi verticale, con una leggera inclinazione degli specchi verso il basso. Anche durante le ore notturne i collettori vengono disposti in posizione di sicurezza.

Tubo Assorbitore

Il tubo assorbitore negli impianti parabolic trough ha il compito di convertire la radiazione proiettata contro di essi in energia termica e di permetterne il trasporto. È perciò importante che siano dotati di una elevato coefficiente di assorbimento e ridotte perdite per dispersione verso l'ambiente. Una sfida costruttiva è sicuramente rappresentata dall'espansione termica alla quale questi componenti sono inevitabilmente soggetti. Saranno quindi necessari dei compensatori di dilatazione termica di tipo metallico nei vari raccordi tra ricevitore e struttura metallica.

L'assorbitore deve soddisfare una serie di necessità fisiche e geometriche. La radiazione riflessa deve impattare sulla sua superficie, per cui risulta ovvio il vincolo geometrico di non realizzare tubi riceventi troppo sottili. La radiazione deve essere poi convertita il più possibile in energia termica e le perdite ottiche e termiche dell'assorbitore devono essere efficacemente limitate. L'assorbitore deve essere in grado di lavorare ad alte temperature (spesso anche superiori ai 500°C) pur mantenendo basse le perdite termiche. Speciali rivestimenti e misure di isolamento termico permettono di raggiungere questi obiettivi.

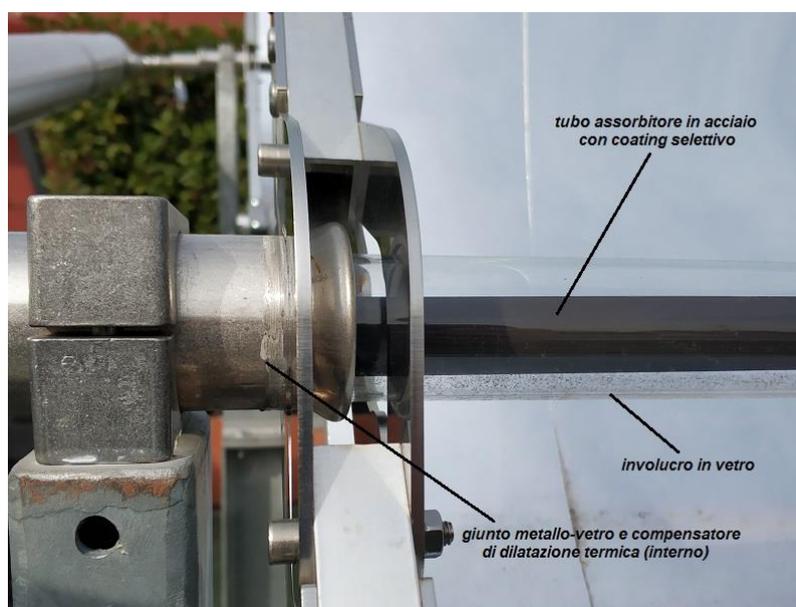


Figura 33 - Ricevitore.

Per ottenere un elevato assorbimento di radiazione solare e una bassa perdita termica radiativa sul tubo assorbente, il suo fattore di assorbimento deve essere elevato nella fascia di spettro visibile e la sua emissività deve essere bassa nella regione infrarossa. Si ricorda che il coefficiente di assorbimento e l'emissività di un corpo per uno specifico range dello spettro sono sempre uguali: $\alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda$ (Legge di Kirchhoff). Tuttavia, come indicato dal pedice λ , ciò è valido in relazione a una

data lunghezza d'onda. Per differenti range dello spettro elettromagnetico, i due coefficienti possono essere (e normalmente *sono*) differenti tra loro. Nel caso del tubo assorbente, il coefficiente di assorbimento deve essere elevato per una determinata regione dello spettro, quello relativo alla radiazione solare ($250nm \leq \lambda \leq 2500nm$), e l'emissività deve essere piccola per un altro range ($3000nm \leq \lambda \leq 50000nm$) [10] [18].

Questo è fisicamente possibile grazie a speciali rivestimenti selettivi (*coatings*), sviluppati per raggiungere tali caratteristiche. I coatings selettivi per i tubi assorbenti sono costituiti di *cermet*, un materiale che consta di nanoparticelle metalliche annegate in una matrice ceramica (il nome *cermet* proviene appunto dalla fusione delle due parole inglesi *ceramic* e *metallic*). Più precisamente, il rivestimento consiste di diversi strati. [10] [18]

Primo, c'è uno strato di materiale metallico altamente riflessivo nella regione infrarossa, come rame, alluminio o molibdeno.

Secondo, troviamo lo strato di *cermet*, che può essere anch'esso suddiviso in differenti strati con maggiore o inferiore tenore metallico. Esso consiste di un ossido, come Al_2O_3 o SiO_2 , e un metallo, tipicamente il molibdeno.

Infine, l'anti-riflessivo strato di ceramica consiste degli ossidi già menzionati.

Strati adesivi addizionali sono introdotti per garantire l'adesione degli strati funzionali sulla superficie del tubo. Infine, può essere presente uno strato che funga da barriera alla diffusione dei gas attraverso il tubo assorbente.

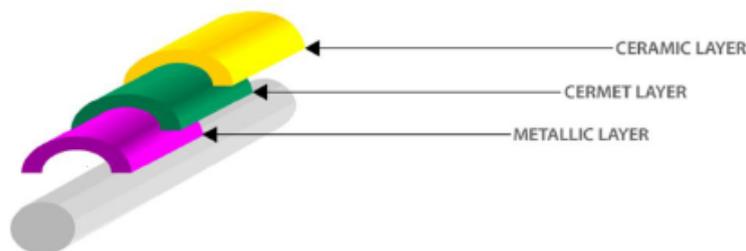


Figura 34 - Stratificazione del coating. [Fonte: Archimede]

Il diagramma seguente mostra il coefficiente di assorbimento e l'emissività di un coating selettivo ottimizzato per l'impiego nei ricevitori parabolic trough. Più esattamente, mostra l'andamento della riflettanza, mettendo in luce il suo basso valore corrispondentemente alla radiazione solare.

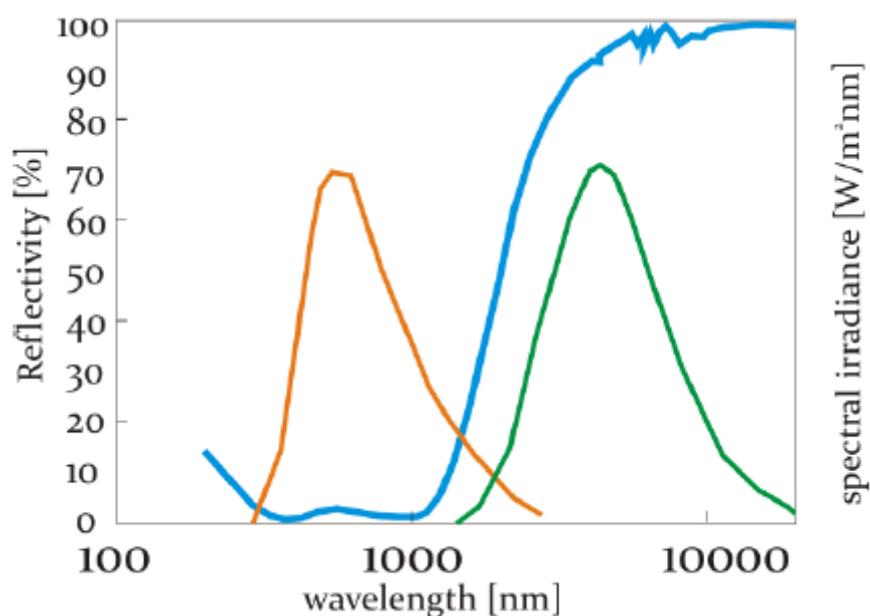


Figura 35 - Riflettanza di un rivestimento ottimizzato (linea blu), range spettrale della radiazione solare (linea arancione) e di un corpo nero a 400°C (linea verde) – irradianza spettrale senza scala. [18]

Il tubo assorbente deve avere un diametro sufficientemente ampio da permettere un alto intercept factor. D'altro canto, il diametro non dovrebbe essere neppure troppo elevato per limitare le perdite termiche e per evitare di proiettare un'ombra eccessiva sugli specchi. Si ricorda che le perdite termiche sono anche di tipo radiativo e perciò aumentano in modo esponenziale con la differenza di temperatura tra tubo assorbente e ambiente circostante (entrambe elevate alla quarta potenza); questo suggerisce ulteriormente quanto sia importante mantenere una superficie esterna del tubo contenuta. Si osserva infine come si abbia una impari distribuzione del flusso termico su di essa: solo metà del ricevitore viene investito dai raggi solari concentrati.

Involucro di Vetro

Al fine di ottenere modeste perdite termiche convettive e conduttive, il tubo assorbente è protetto da un involucro di vetro che lo avvolge concentricamente. Tale copertura impedisce all'aria ambiente di fluire attorno all'assorbente. Generalmente, il corpo in vetro viene evacuato al suo interno in modo da ridurre ulteriormente le perdite. La trasmittanza dei tubi in vetro, costituiti solitamente da vetro borosilicato, è auspicabile che sia almeno del 96% per la radiazione solare. Uno speciale rivestimento antiriflesso consente una bassa riflettanza del vetro stesso, che aumenta la trasmittanza di circa quattro punti percentuali – dal 92% al 96% già menzionato [18].

Il materiale vetro ha inoltre una trasmittanza piuttosto bassa nella fascia infrarossa, contribuendo leggermente all'effetto isolante perché una parte della radiazione emessa dal tubo assorbente è

mantenuta nel sistema: questa radiazione riscalda il vetro, riducendo le perdite termiche convettive dell'assorbitore e genera una addizionale radiazione termica in direzione di esso (la quale, comunque, è difficilmente assorbita dal coating selettivo) [10] [18].

Il seguente diagramma illustra la trasmittanza di un vetro borosilicato. Si ricorda che la radiazione solare è principalmente compresa nel range spettrale $250\text{nm} \leq \lambda \leq 2500\text{nm}$. La radiazione termica a 400°C , invece, è principalmente compresa nella regione $2500\text{nm} \leq \lambda \leq 9000\text{nm}$ [10] [18].

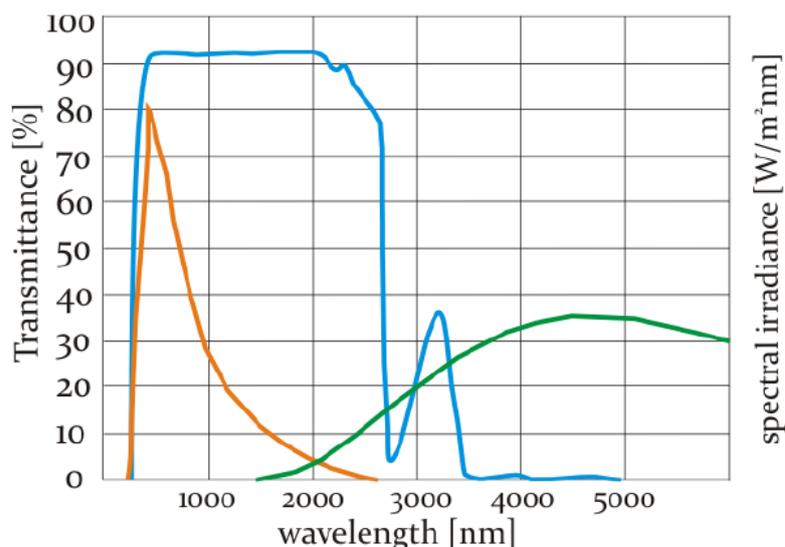


Figura 36 - Trasmittanza del vetro borosilicato senza coating antiriflesso (linea blu), spettro solare (linea arancione) e radiazione termica a circa 380°C (linea verde). Spettro della radiazione riportato senza scala. [18]

Giunti Metallo-Vetro e Compensatori di Dilatazione Termica

Per evitare fenomeni di rottura o distorsione dei componenti, vengono adottati dei compensatori di dilatazione termica: nel caso in esame, si tratta di compensatori *a bicchiere*. Una corretta valutazione di questi fenomeni e un giusto dimensionamento dei compensatori sono necessari per evitare danneggiamenti. Nell'immagine seguente si espone la situazione verificatasi a seguito di una comune variazione di temperatura. Ad elevate temperature, la dilatazione termica del tubo assorbitore e della struttura metallica ha provocato la fuoriuscita del tubo di vetro borosilicato dalle guide del compensatore. Quando si sono registrate temperature più modeste, la compressione termica ha provocato la rottura dell'involucro in vetro a causa del contatto con la struttura in alluminio.



Figura 37 - Esempio di problematiche derivanti dai fenomeni di dilatazione e compressione termica.

Fluido Termovettore

Il fluido termovettore (*HTF, Heat Transfer Fluid*) ha il fondamentale compito di ricevere l'energia termica ricevuta dagli specchi e di convogliarla verso le successive parti dell'impianto. A seconda dell'applicazione e delle scelte progettuali, si può avere a che fare con diversi fluidi termovettori, ciascuno con i suoi vantaggi e svantaggi: oli diatermici, sali fusi e acqua figurano tra i più ampiamente utilizzati. Nell'impianto sperimentale considerato, tuttavia, viene utilizzata aria secca, prevalentemente composta di azoto e ossigeno. L'HTF deve soddisfare certi requisiti:

- Deve essere fluido. Nel caso in esame esso è costituito da aria secca, ovvero un fluido in forma gassosa. Non si hanno problemi di condensazione ed eventuale accumulo di liquido in alcune parti dell'impianto dal momento che gli elementi costituenti dell'aria secca hanno tutti una bassissima temperatura di evaporazione alle pressioni tipiche di queste applicazioni. Questo significa che, dal punto di vista delle temperature operative, non esistono significativi valori massimi o minimi almeno per quanto riguarda lo stato fisico del fluido termovettore che rimane sempre gassoso. In generale, qualora il fluido considerato fosse liquido, sarebbero necessarie una bassa temperatura di fusione (per evitare blocchi che causerebbero la rottura dei tubi con conseguenze disastrose, e quindi l'adozione di costosi sistemi anti-congelamento) e una elevata temperatura di evaporazione (per evitare la formazione e l'accumulo di bolle gassose in alcuni punti dell'impianto che necessiterebbero sistemi di

controllo più complicati). Fanno ovviamente eccezione i cicli Rankine diretti ad acqua, in cui l'obiettivo è proprio la generazione di vapore che alimenti il ciclo termodinamico: in questo caso è importante che l'impianto sia munito di puntuali sistemi di controllo che provvedano che il vapore si generi quando necessario e non all'interno degli assorbitori. Una prematura transizione di fase dell'HTF – possibile durante i transitori – creerebbe stratificazioni del flusso bifase all'interno delle tubazioni orizzontali alle quali sono legate numerose problematiche;

- Deve essere termicamente stabile. Il che è sempre verificato – nel caso di aria secca – nel range di temperature considerate. Questa caratteristica della stabilità termica è spesso determinante nello stabilire la massima temperatura raggiungibile dal fluido. Superata questa temperatura, infatti, l'HTF tende ad incontrare fenomeni di cracking e decomposizione. L'aria secca può raggiungere temperature molto elevate senza subire questi fenomeni, a differenza dell'olio diatermico ($T_{\max} < 450^{\circ}\text{C}$) e dei sali fusi ($T_{\max} < 600^{\circ}\text{C}$). Questo aspetto rappresenta uno dei vantaggi più promettenti nell'impiego di aria come fluido termovettore, ovvero l'adozione di temperature di progetto – limitate esclusivamente dai limiti tecnologici dei metalli – compatibili con i cicli Rankine più tradizionali ad acqua rispetto agli ORC attualmente utilizzati nei cicli indiretti. In ogni caso, comunque, a una maggiore temperatura massima è sempre associata una maggiore efficienza del ciclo termodinamico sottoposto;
- Deve avere una elevata capacità termica. Ciò è necessario per massimizzare lo scambio termico, trasportare energia termica ed eventualmente accumularla ad elevata temperatura. L'aria secca ha una capacità termica – e conseguentemente un calore specifico – relativamente bassa se confrontata con gli altri fluidi termovettori adoperati in questo tipo di applicazioni, come acqua surriscaldata, olio diatermico e sali fusi. Questo difetto è parzialmente sopperito dalle elevate turbolenze che si vengono a creare nelle tubazioni a causa della bassissima viscosità dinamica e delle elevate velocità del fluido aria;
- Deve essere ampiamente disponibile, economico, non tossico, non corrosivo, preferibilmente non infiammabile o esplosivo: tutte proprietà ovviamente proprie dell'aria. Il fatto di essere non tossico né infiammabile costituisce un notevole vantaggio poiché eventuali perdite di fluido non provocano problemi ambientali o relativi alla sicurezza. L'aria inoltre è presente in abbondanza e, salvo alcuni costi trascurabili relativi alla sua filtrazione e deumidificazione, gratuita. Questo è un vantaggio molto importante;
- Deve avere una bassa viscosità per ridurre l'energia di pompaggio. La viscosità dell'aria secca è estremamente bassa. Tuttavia, a causa delle elevate velocità che si vengono a creare nelle tubazioni, si verificano perdite di carico piuttosto elevate.

L'applicazione di aria secca in grandi impianti commerciali è tuttavia preclusa, ad ora, da alcuni insormontabili limiti tecnici e/o economici. Uno tra i maggiori è costituito dal fatto che l'aria deve essere o pressurizzata o alimentata mediante tubazioni molto grandi per raggiungere prestazioni equiparabili alle tecnologie già in uso. Adottare tubazioni troppo larghe in diametro risulta complesso da un punto di vista strutturale e pratico. Alla luce di ciò, gli operatori su larga scala non avrebbero altra scelta se non pressurizzare l'aria, il che richiederebbe pareti dei tubi più spesse – con un conseguente incremento nel costo delle tubature – e l'adozione di uno o più compressori d'aria di grandi dimensioni. Questi ultimi componenti costituiscono un ulteriore incremento nel costo d'investimento iniziale e il loro utilizzo nella pressurizzazione e movimentazione dell'HTF è all'origine di elevati costi variabili operativi, data l'elevata spesa energetica necessaria ad alimentare un compressore invece che una pompa. Inoltre, la pressurizzazione comporterebbe rischi di fuoriuscite di aria e conseguenti perdite di pressione [19].

Un altro svantaggio è sicuramente legato al modesto calore specifico dell'aria. Nonostante tale limite sia sormontabile mediante una varietà di soluzioni ingegneristiche – creazione di turbolenze interne alle condotte mediante opportune palettature, adozione di scambiatori di calore alettati con elevata superficie di scambio termico, tecnologie e design innovativi degli apparati riflettenti e assorbitori per citarne alcune – tutte richiedono un incremento dei costi relativi ad uno o più componenti dell'impianto CSP (tra cui, anche, una maggiore superficie riflettente) e un aumento ulteriore delle perdite di carico.

Anche qualora si raggiungano elevate temperature dell'aria – diciamo, intorno ai 1000°C, tali da alimentare un ciclo Joule-Brayton o un Rankine supercritico – sarebbe necessario adottare materiali in grado di sopportarle dal punto di vista termico e meccanico. Tali metalli sono ad oggi in commercio, ma il loro costo è talmente elevato da rendere la loro applicazione quasi sempre non conveniente.

Nonostante la componente economica svantaggiosa, l'utilizzo di questo fluido termovettore potrebbe risultare ugualmente efficace. Per averne conferma, sarebbe necessario analizzare un impianto su larga scala in modo da giudicare e confrontare i costi rispetto a un design più tradizionale. Ad esempio, l'utilizzo di un gas quale può essere aria o diossido di carbonio, consente un importante risparmio economico legato all'acquisto del fluido termovettore (oli diatermici e sali fusi sono parecchio costosi) [20].

Accanto ai vantaggi ed agli svantaggi connessi all'uso di un gas quale fluido termo-vettore, va inoltre osservato che tale uso apre nuove prospettive tecnologiche alla fase di conversione dell'energia termica in energia meccanica. Il gas, infatti, può essere utilizzato come fluido motore in grado di

espandere direttamente all'interno di turbine a gas, invitando ad un'analisi di cicli termodinamici che abbiano una forte integrazione con il campo solare [21] [22] [23] [24]. Questo scenario richiede anche il ripensamento della fase di accumulo dell'energia termica e si apre a considerare eventuali integrazioni con combustibili fossili [25].

Frigorifero ad Assorbimento

Le macchine frigorifere ad assorbimento sono delle macchine che producono potenza frigorifera a partire dalla potenza termica resa disponibile da una sorgente calda, a differenza di quanto accade per le macchine a compressione di vapore che utilizzano lavoro meccanico. L'unica potenza elettrica consumata è quella necessaria ad alimentare una pompa, che consuma molta meno energia rispetto ai compressori utilizzati nei cicli tradizionali. Lo schema termodinamico di funzionamento dei chiller ad assorbimento è il seguente:

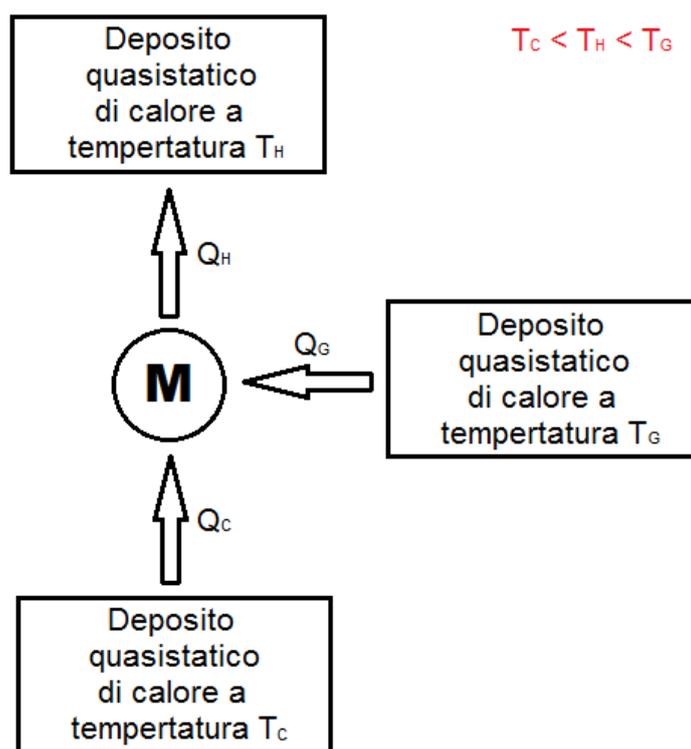


Figura 38 - Schema termodinamico relativo alle macchine ad assorbimento.

Affinché la macchina non violi il Secondo Principio della Termodinamica, è necessario che valga la relazione $T_C < T_H < T_G$.

Lo schema d'impianto di tale macchina, nella sua configurazione più generale (semplice, monostadio e operante tra due soli livelli di pressione), può essere ricondotto a quanto segue:

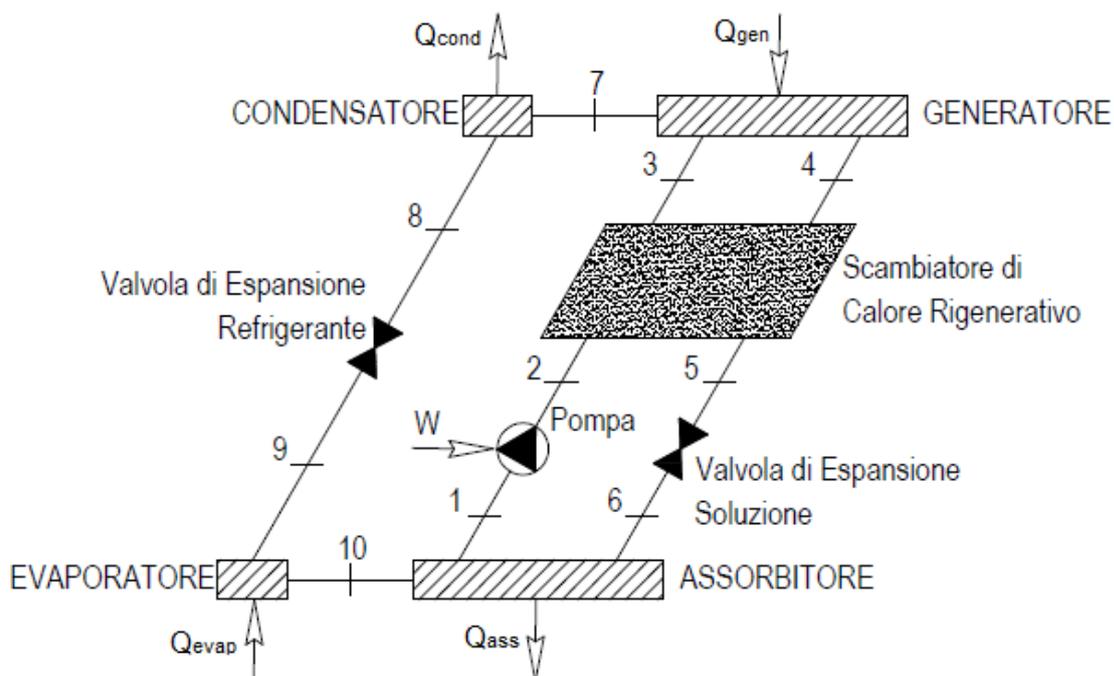


Figura 39 - Schema d'impianto per una macchina ad assorbimento semplice, monostadio e operante tra due livelli di pressione [26].

Da tale configurazione si evince che la macchina ad assorbimento è un sistema che opera a tre diversi livelli di temperatura, poiché:

- il generatore riceve calore ($Q_{gen} = Q_G$) da una sorgente calda a temperatura T_G molto maggiore di quella ambiente, rappresentata, nel nostro caso, dall'aria calda circolante nell'impianto solare termico;
- l'evaporatore riceve calore ($Q_{evap} = Q_C$) da una sorgente fredda che si trova a temperatura T_C inferiore alla temperatura ambiente T_{amb} , ovvero l'acqua glicolata circolante nel circuito secondario, che si raffredda per realizzare l'effetto utile.
- il condensatore e l'assorbitore operano con un pozzo a temperatura intermedia T_H che si trova a temperatura uguale alla temperatura ambiente (cedendo una quantità di calore pari a $Q_{ass} + Q_{cond} = Q_H$).

Naturalmente, in maniera analoga a quanto accade per le macchine di compressione di vapore, è possibile operare questo tipo di macchina anche come pompa di calore.

Si definiscono due indici di prestazione energetica [27]:

- Refrigeratore: $EER = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Spesa Energetica}} = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_{pompa}} \cong \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}}$;

- Pompa di calore: $COP = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Spesa Energetica}} = \frac{Q_{ass} + Q_{cond}}{Q_{gen} + W_{pompa}} \cong \frac{Q_{ass} + Q_{cond}}{Q_{gen}}$.

In una macchina ad assorbimento il lavoro della pompa è trascurabile rispetto all'energia termica fornita al generatore, che risulta essere la spesa energetica preponderante (il contributo energivoro della pompa rappresenta circa l'1% della spesa energetica relativa al generatore).

In prima analisi si evidenzia che rispetto ad un ciclo frigorifero a compressione classico, il compressore viene sostituito dal gruppo assorbitore - pompa - generatore. La parte condensatore - evaporatore rimane invece invariata. Tale soluzione permette di ridurre il lavoro di compressione: la pompa infatti assorbe una minore quantità di lavoro rispetto al compressore in quanto si trova ad elaborare un flusso con volume specifico minore (liquido anziché vapore: $l = \int v \cdot dP$).

Inoltre, rispetto a una macchina a compressione di vapore, non si utilizza come fluido di lavoro un refrigerante puro, bensì una miscela di refrigerante e di una sostanza assorbente, quindi una coppia di fluidi (assimilabile a una soluzione dove il refrigerante assume il ruolo di *soluto* e la sostanza assorbente il ruolo di *solvente*). In genere, le coppie di fluidi più utilizzate in applicazioni commerciali sono H₂O-LiBr e NH₃-H₂O (per convenzione, si indica prima il fluido che nella coppia svolge la funzione di refrigerante, o soluto). In particolare, nel gruppo condensatore - evaporatore (parte "sinistra" dell'impianto) circolerà refrigerante puro; mentre nel gruppo assorbitore - pompa - generatore (parte "destra" dell'impianto) circolerà la miscela assorbente in diverse concentrazioni a seconda del ramo considerato.

Per meglio comprendere le dinamiche di tale sistema, è utile definire un parametro fondamentale, ovvero la concentrazione di sostanza assorbente [27]:

$$x = \frac{M_{solvente}}{M_{solvente} + M_{soluto}}$$

che è quindi data dal rapporto tra la massa di sostanza assorbente sulla massa totale. Si chiamerà *refrigerante puro* una concentrazione pari a zero (presenza di solo refrigerante), *concentrazione povera* x_P la concentrazione a maggior tenore di sostanza assorbente (quindi *povera* in refrigerante, da qui il nome) e *concentrazione ricca* x_R la concentrazione intermedia tra le due precedentemente citate. Andiamo ora ad analizzare i singoli componenti dell'impianto per meglio comprenderne il funzionamento:

- Assorbitore. Il vapore a bassa pressione uscente dall'evaporatore viene inviato all'assorbitore dove viene immagazzinato nella miscela povera proveniente dal generatore, creando così la miscela ricca. Essendo il processo esotermico, deve essere sottratto e ceduto

al pozzo esterno del calore Q_{ass} . Tale processo è chiamato *assorbimento esotermico*. La miscela ricca risultante da questo fenomeno, viene inviata al generatore;

- Pompa della soluzione. La soluzione arricchita di refrigerante nell'assorbitore a bassa pressione deve essere portata al livello di pressione superiore del generatore attraverso una pompa, che richiede un lavoro piccolo poiché ha a che fare con un liquido anziché con un vapore;
- Scambiatore di calore rigenerativo. Al fine di migliorare le prestazioni del ciclo è possibile effettuare dei recuperi termici interni al ciclo stesso. Infatti, preriscaldando la soluzione ricca in refrigerante e raffreddando la soluzione povera si vanno a ridurre rispettivamente il carico termico al generatore e all'assorbitore, con un conseguente miglioramento delle prestazioni;
- Generatore. La soluzione ricca in refrigerante proveniente dall'assorbitore viene riscaldata e rigenerata nel generatore grazie ad un flusso termico entrante Q_{gen} . Tale processo è chiamato *desorbimento o generazione di vapore*. Da esso escono due flussi: vapore di refrigerante (sostanza più volatile) ad alta pressione che fluisce nel condensatore e soluzione povera inviata all'assorbitore a bassa pressione, facendola passare attraverso una valvola di laminazione;
- Condensatore. Il vapore di refrigerante viene condensato cedendo il calore Q_{cond} ad un opportuno pozzo esterno;
- Valvola di laminazione. Il liquido di refrigerante deve essere laminato per passare al livello di bassa pressione dell'evaporatore. La laminazione è un processo idealmente isoentalpico in cui si può verificare una parziale evaporazione del refrigerante stesso con diminuzione della temperatura;
- Evaporatore. Nell'evaporatore si ha la vaporizzazione della restante parte di liquido all'uscita della valvola di laminazione. Tale trasformazione comporta un flusso termico entrante nel ciclo Q_{evap} .

Il diagramma di Dühring è certamente la rappresentazione più utilizzata per visualizzare un ciclo ad assorbimento. In questo diagramma le linee a concentrazione costante (isostere) sono delle linee rette mentre sugli assi coordinati troviamo pressione di saturazione del refrigerante (analogamente, è possibile trovare la temperatura di saturazione, o entrambe) e temperatura della miscela. In tale diagramma è possibile rappresentare i punti di *liquido saturo* e qualsiasi punto che abbia pressione e temperatura determinate dalla corrispondente linea di saturazione (ad esempio, una condizione bifase). Facendo riferimento allo schema d'impianto precedentemente introdotto, la sua rappresentazione sul diagramma di Dühring è la seguente:

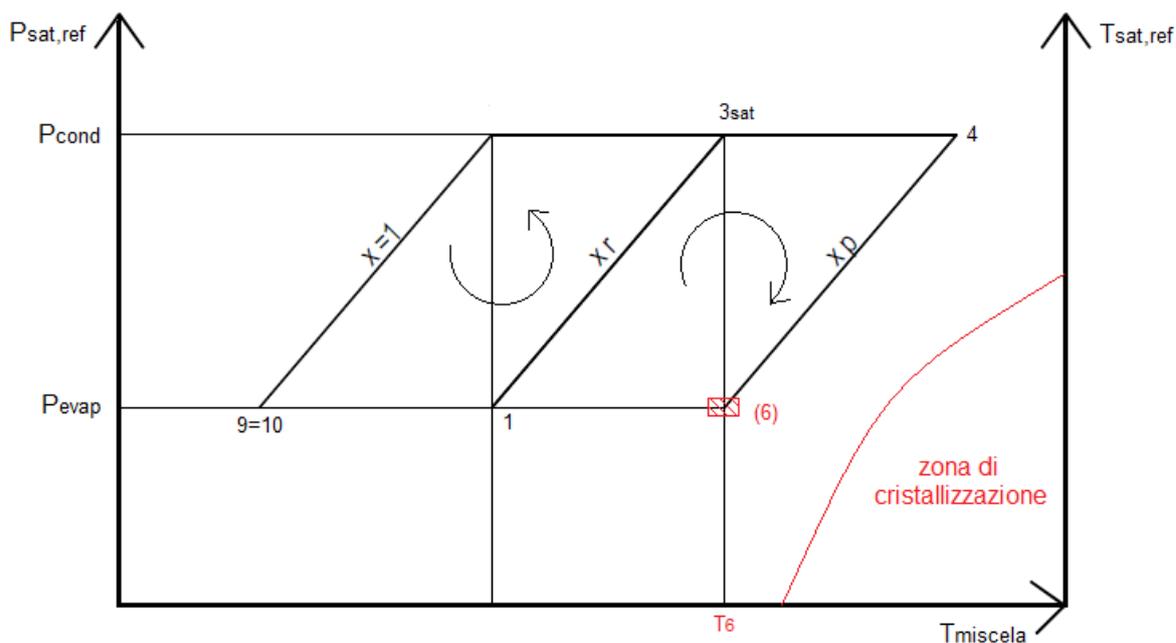


Figura 40 - Diagramma di Dühring per la configurazione analizzata. [26]

Nel caso di una macchina operante con una soluzione salina (come, ad esempio, $H_2O-LiBr$), il sale tende a precipitare quando la sua concentrazione eccede il limite di solubilità. Tale limite è funzione soprattutto della frazione massica e della temperatura piuttosto che della pressione. Inoltre, la cristallizzazione è sensibile alla presenza di precursori della nucleazione: i cristalli stessi del sale si comportano da precursori, quindi la cristallizzazione è un processo che si autoesalta. Il bromuro di litio tende a precipitare sotto forma di solido idrato. Questo solido umido che si forma nel circuito della macchina ad assorbimento tende ad aderire ai componenti e, se le condizioni persistono nel tempo, può ostruire completamente il passaggio del flusso nel sistema. La cristallizzazione tipicamente ha luogo all'uscita dello scambiatore di calore della soluzione, dove le temperature sono relativamente basse e le concentrazioni elevate.

Il metodo più semplice per evitare la precipitazione del sale consiste nell'utilizzare un pozzo a temperatura sufficientemente bassa per raffreddare l'assorbitore; basse temperature nell'assorbitore a pari pressione richiedono soluzioni a bassa concentrazione di bromuro di litio e quindi permettono di stare sufficientemente lontani dalla linea limite di cristallizzazione [26] [27].

Lista delle Figure

Figura 1 - Veduta dell'impianto installato sul tetto di Geico Taikisha.	11
Figura 2 - Schematizzazione della centrale termica.	12
Figura 3 - Rappresentazione grafica del bilancio energetico monodimensionale sulla sezione del ricevitore. [1].....	17
Figura 4 - Schema delle resistenze termiche equivalenti.	17
Figura 5 - Schema delle resistenze termiche semplificato e individuazione dei flussi.	19
Figura 6 - Andamento del modificatore dell'angolo di incidenza. [11].....	28
Figura 7 - Rappresentazione grafica del bilancio energetico longitudinale. [1].....	30
Figura 8 - Andamento della portata massica nel caso a portata variabile.	40
Figura 9 - Andamento della temperatura massima nel caso a portata variabile.	42
Figura 10 - Andamento del rendimento termico nel caso a portata variabile.....	43
Figura 11 - Andamento del rendimento globale del collettore nel caso a portata variabile.	44
Figura 12 - Andamento della potenza termica nel caso a portata variabile.....	45
Figura 13 - Andamento del COP nel caso a portata variabile.	46
Figura 14 - Andamento della temperatura massima nel caso a portata costante.	48
Figura 15 - Andamento del rendimento termico nel caso a portata costante.	49
Figura 16 - Andamento del rendimento globale del collettore nel caso a portata costante.	50
Figura 17 - Andamento della potenza termica nel caso a portata costante.....	50
Figura 18 - Andamento del COP nel caso a portata costante.	51
Figura 19 - Andamento dell'apporto di potenza termica proveniente dal parabolic trough.....	60
Figura 20 - Andamento della potenza elettrica consumata dal compressore.	61
Figura 21 - Soddisfacimento del carico del 23 marzo (best case).	62
Figura 22 - Soddisfacimento del carico del 13 gennaio (Configurazione III).....	63
Figura 23 - Soddisfacimento del carico del 13 gennaio (Configurazione IV).	64
Figura 24 - La centrale californiana SEGS (Solar Energy Generating Systems) con i suoi 354 MW è la più grande al mondo. [Fonte: clui.org]	71
Figura 25 - Schema di conversione energetica dei CSP tradizionali.....	72
Figura 26 - Sezione trasversale e radiazione incidente. [18].....	73
Figura 27 - Parametri geometrici del collettore.....	74
Figura 28 - Relazione tra distanza focale e forma della parabola. [18].....	74
Figura 29 - Relazione tra rim angle e il rapporto W/f. [18]	75
Figura 30 - Confronto tra le riflettanze di argento e alluminio al variare della lunghezza d'onda della radiazione. [18].....	78
Figura 31 - Angolo di incidenza e di tilt. [10].....	78
Figura 32 - Angoli di Zenit, Azimut e Altitudine Solare [10].....	79
Figura 33 - Ricevitore.	82
Figura 34 - Stratificazione del coating. [Fonte: Archimede].....	83
Figura 35 - Riflettanza di un rivestimento ottimizzato (linea blu), range spettrale della radiazione solare (linea arancione) e di un corpo nero a 400°C (linea verde) – irradianza spettrale senza scala. [18].....	84

Lista delle Figure

Figura 36 - Trasmittanza del vetro borosilicato senza coating antiriflesso (linea blu), spettro solare (linea arancione) e radiazione termica a circa 380°C (linea verde). Spettro della radiazione riportato senza scala. [18]	85
Figura 37 - Esempio di problematiche derivanti dai fenomeni di dilatazione e compressione termica.....	86
Figura 38 - Schema termodinamico relativo alle macchine ad assorbimento.	89
Figura 39 - Schema d'impianto per una macchina ad assorbimento semplice, monostadio e operante tra due livelli di pressione [26].....	90
Figura 40 - Diagramma di Dühring per la configurazione analizzata. [26].....	93

Nomenclatura e Lista degli Acronimi

HTF	Heat Transfer Fluid
CSP	Concentrated Solar Power
ORC	Organic Rankine Cycle
DNI	Direct Normal Irradiance
GHI	Global Horizontal Irradiance
STZ	Standard Time Zone
IAM	Incidence Angle Modifier
EER	Energy Efficiency Ratio
COP	Coefficient of Performance
HX	Scambiatore di calore
k	Conduttività (conducibilità) termica
τ	Trasmittanza
α	Assorbanza
ε	Emissività
ρ	Riflettanza
λ	Lunghezza d'onda
γ	Intercept Factor
W	Apertura
A_{ap}	Area di Apertura
CR	Concentration Ratio
f	Distanza focale
ψ	Rim angle
η_{panel}	Rendimento globale
η_{th}	Rendimento termico
$\eta_{th,collector}$	Rendimento termico collettore
η_{opt}	Rendimento ottico
ϑ_s	Angolo di incidenza
δ	Angolo di declinazione
β	Angolo di tilt
ϑ_z	Angolo di zenit
γ_s	Altitudine solare
ψ_s	Angolo di azimut
n	Giorno dell'anno
t_s	Ora solare
t	Ora del giorno
Φ_{LAT}	Latitudine
Φ_{LONG}	Longitudine
ω	Angolo orario
$K(\theta_s)$	Fattore di correzione del rendimento ottico
$\cos(\theta_s)$	Cosine effect
\dot{Q}'	Potenza termica per unità di lunghezza
Q	Potenza termica
P_{th}	Potenza termica
W_{el}	Potenza elettrica
l	Lavoro
R	Resistenza termica
\dot{m}	Portata massica
\dot{V}	Portata volumetrica

Nomenclatura e Lista degli Acronimi

v	Velocità
cp	Calore specifico a pressione costante
T	Temperatura
P	Pressione
ρ	Densità
M	Massa
x	Concentrazione
h	Coefficiente di scambio termico convettivo
L	Lunghezza
D	Diametro
ε	Scabrezza
A	Sezione
Nu	Numero di Nusselt
Re	Numero di Reynolds
Pr	Numero di Prandtl
Ra	Numero di Rayleigh
f	Numero di Fanning
β	Coefficiente di espansione termica
g	Accelerazione di gravità
σ	Costante di Stefan-Boltzmann

Bibliografia

- [1] Forristall, R. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. National Renewable Energy Laboratory
- [2] Gnielinski, V. (1976). *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*. *International Chemical Engineering* (16:2); pp. 359–363
- [3] Incropera, F.; DeWitt, D. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition*. New York, NY: John Wiley and Sons
- [4] Touloukian, Y. S.; Powell, R. W.; et al. (1970). *Thermal Conductivity, Metallic Elements and Alloys. Thermophysical Properties of Matter, Vol. 1*. New York: Plenum Publishing
- [5] KJC Operating Company (1993). *Final Report on HCE Heat Transfer Analysis Code*. SANDIA National Laboratories
- [6] Bejan, A. (1995). *Convection Heat Transfer, Second Edition*. New York, NY: John Wiley & Sons
- [7] Touloukian, Y. S.; DeWitt, D. P.; eds. (1972). *Radiative Properties, Nonmetallic Solids. Thermophysical Properties of Matter, Vol. 8*. New York, NY: Plenum Publishing
- [8] Duffie, J. A.; Beckman, W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition*. New York, NY: John Wiley and Sons
- [9] Migliorini, L.; Molinaroli, L.; Simonetti, R.; Manzolini, G. (2017). *Development and Experimental Validation of a Comprehensive Thermoelectric Dynamic Model of Photovoltaic Modules*. Politecnico di Milano, Energy Department
- [10] Slides e appunti del corso “Power Production from Renewable Energy” tenuto dal Professor Giampaolo Manzolini (2017/2018). Politecnico di Milano
- [11] ENEA. (2014). *Test Report dei Moduli del Collettore Solare Installato*. ENEA, Centro Ricerche TRISAIA
- [12] Churchill, S.W. (1977). "Friction Factor Equation Spans All Fluid-Flow Regimes". *Chemical engineering*
- [13] Dudley, V. E.; Kolb, G. J.; Mahoney, A. R.; et al. (1994). *Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector*. SANDIA National Laboratories
- [14] Bellos, E.; Tzivanidis, C. (2018). *Analytical Expression of Parabolic Trough Solar Collector Performance*. Thermal Department, School of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens
- [15] The Dow Chemical Company. *Syltherm 800 Product Technical Data*. Available: <https://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-product-brochure.pdf>

- [16] The Dow Chemical Company. *Syltherm 800 Product Information*. Available: <https://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-technical-data-sheet.pdf>
- [17] Caputo, A. (2018). *Fattori di Emissione Atmosferica di Gas a Effetto Serra e Altri Gas nel Settore Elettrico*. ISPRA
- [18] Günther, M.; Joemann, M.; Csambor, S. (2011). *Advanced CSP Teaching Materials. Chapter 5: Parabolic Trough Technology*. enerMENA
- [19] Williams, A. (2011). *Heat Transfer Fluid Options: Pressurized Gas*. Available: <http://analysis.newenergyupdate.com/csp-today/technology/heat-transfer-fluid-options-pressurized-gas>
- [20] González, J. (2015). *New Heat Transfer Fluids: Increasing Performance in Solar Thermal Power Plants*. Instituto IMDEA Energía. Available: <http://helioscsp.com/new-heat-transfer-fluids-increasing-performance-in-solar-thermal-power-plants/>
- [21] Cipollone, R.; Cinocca, A. (2012). *Integration Between Gas Turbines and Concentrated Parabolic Trough Solar Power Plants*. Università degli Studi dell'Aquila
- [22] Cipollone, R.; Cinocca, A. (2013). *An Innovative Gas Turbine Plant for Parabolic Trough Concentrated Solar Power Plants*. Università degli Studi dell'Aquila
- [23] Cipollone, R.; Cinocca, A.; Gualtieri, A. (2013). *A New Conversion Section for Parabolic Trough - Concentrated Solar Power (CSP-PT) Plants*. Università degli Studi dell'Aquila
- [24] Cipollone, R.; Cinocca, A.; Gualtieri, A. (2013). *Gases as Working Fluid in Parabolic Trough CSP Plants*. Università degli Studi dell'Aquila
- [25] Cipollone, R.; Cinocca, A.; Carapellucci, R.; Iampieri, V.; Rivo, M. (2018). *CSP-PT Gas Plant Using Air as Heat Transfer Fluid with Packed-Bed Storage Section*. Università degli Studi dell'Aquila
- [26] Molinaroli, L. (2017/2018). *Dispense del Corso "Produzione di Energia Termica e Frigorifera"*. Politecnico di Milano
- [27] Slides e appunti del corso "Produzione di Energia Termica e Frigorifera" tenuto dal Professor Luca Molinaroli (2017/2018). Politecnico di Milano
- [28] Ozisik, M. N. (1973). *Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection*. New York, NY: John Wiley and Sons