

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare
Dipartimento di Energia



Tesi di Laurea Magistrale

MODELLAZIONE E ANALISI CFD DI UN ACCUMULO TERMICO A CAMBIAMENTO DI FASE INTEGRATO IN UN RICEVITORE SOLARE

Referenti:

Davide Papurello

Massimo Santarelli

Candidato:
Silvio Toffetti

Dicembre 2020

Indice

Indice delle figure	V
Indice delle tabelle	IX
Introduzione.....	XI
Capitolo 1 - Cenni sui sistemi solari termodinamici.....	1
1.1 Tecnologia CSP e diffusione nel mondo.....	1
1.2 Interesse economico.....	2
1.3 Funzionamento.....	4
1.4 Mercato CSP	5
Capitolo 2 - Sistemi di accumulo.....	7
2.1 L'importanza di un sistema di accumulo	7
2.2 Stato dell'arte.....	8
2.2.1 Accumulo di calore sensibile	9
2.2.2 Accumulo termochimico.....	11
2.2.3 Accumulo termico a cambiamento di fase.....	12
Capitolo 3 - Dish-Micro Gas Turbine.....	17
3.1 Caso studio.....	17
3.2 Ricevitore	18
3.2.1 Geometria del ricevitore solare.....	18
3.2.2 Selezione materiale PCM per DMGT	20
3.3 Micro-turbogas	26
Capitolo 4 - Modellazione del ricevitore solare su COMSOL Multiphysics	31
4.1 COMSOL Multiphysics	31

4.2 Dimensioni geometriche	32
4.3 Proprietà dei materiali	34
4.3.1 Lega metallica MgSi.....	34
4.3.2 Carburo di silicio.....	35
4.3.3 Aria	36
4.4 Fisiche inserite nel modello	37
4.4.1 Trasmissione del calore	37
4.3.2 Flusso turbolento	43
Capitolo 5 - Simulazioni e risultati del modello	51
5.1 Grid independence.....	51
5.2 Formulazione analitica del calore specifico apparente	57
5.3 Transitori giornalieri	59
5.3.1 Input del modello.....	59
5.3.2 Condizione iniziale	61
5.3.3 Mesi estivi e primaverili.....	64
5.3.4 Radiazione solare fluttuante	67
5.3.5 Caso a elevata irradianza.....	71
Conclusioni	81
Appendice A.....	83
Codice Matlab – Micro Turbogas	83
Appendice B.....	87
Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il primo tratto della cavità (tronco di cono).....	87
Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il secondo tratto della cavità (Raccordo sferico)	89
Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il terzo tratto della cavità (Fondo piano)	92
Nomenclatura	95
Bibliografia	99

Indice delle figure

Figura 1.1 - Potenza elettrica installata e in costruzione nel mondo per impianti CSP [1]	1
Figura 1.2 - Confronto LCOE tra diverse fonti [2].....	3
Figura 1.3 - Schema operativo semplificato di un impianto CSP [1]	4
Figura 1.4 - Tipologie di impianto CSP esistenti [2]	5
Figura 2.1 - Variazione del LCOE e del CF in funzione della capacità di accumulo [1].....	8
Figura 2.2 - Accumulo sensibile attivo indiretto [4].....	10
Figura 2.3 - Accumulo sensibile attivo diretto [4]	10
Figura 3.1 - Esempio di possibile geometria di un ricevitore per DMGT .	19
Figura 3.2 - Rappresentazione della geometria scelta	19
Figura 3.3 - Lista PCM con temperature fra 800-1300°C e calore latente maggiore di 500 kJ/kg.....	22
Figura 3.4 - Confronto delle temperature in uscita dell'aria in un processo di scarica considerando i quattro materiali selezionati [14].....	23
Figura 3.5 - Schema impianto DMGT.....	26
Figura 3.6 - Rendimento elettrico del MGT in analisi in funzione della sua TIT	29
Figura 4.1 - Dimensioni geometriche del ricevitore.....	32
Figura 4.2 - Dominio computazionale scelto	34
Figura 4.3 - Esempio di simulazione statistica per il calcolo dei fattori di vista	41
Figura 4.4 - Risultati delle simulazioni statistiche compiute per la stima dei fattori di vista lungo primo tratto di geometria (tronco di cono) e rispettiva linea di tendenza (linea tratteggiata)	42

Figura 4.5 - Risultati delle simulazioni statistiche compiute per la stima dei fattori di vista lungo il secondo tratto di geometria (raccordo sferico) e rispettiva linea di tendenza (linea tratteggiata).....	43
Figura 5.1 – Errore relativo dei cinque parametri definiti in funzione del numero di elementi di volume.....	53
Figura 5.2 - Zoom sulla mesh di un tubo di passaggio dell'aria.....	53
Figura 5.3– (a) Mesh più accurata (b) Mesh selezionata.....	54
Figura 5.4 - Distribuzione di temperatura nei due casi: (a) mesh più accurata (b) mesh selezionata.....	55
Figura 5.5 - Distribuzione di X nei due casi: (a) mesh più accurata (b) mesh selezionata	56
Figura 5.6 - Calore specifico apparente.....	58
Figura 5.7 - Funzione analitica e dati sperimentali descriventi i dati di irradianza solare di una giornata media del mese di febbraio.....	60
Figura 5.8 - Andamenti di irradianza stagionali	60
Figura 5.9 - Distribuzione di temperatura iniziale considerata nei transitori	63
Figura 5.10 - Distribuzione di X iniziale considerata nei transitori.....	63
Figura 5.11 - Temperatura dell'aria in uscita durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno	64
Figura 5.12 - Temperatura media del PCM durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno	65
Figura 5.13 - Frazione di liquido del PCM durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno	65
Figura 5.14 - Temperatura media della parete calda durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno	66
Figura 5.15 - Temperatura massima del ricevitore durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno	66
Figura 5.16 - Irradianza solare del 08/08/19.....	67
Figura 5.17 – Andamento della temperatura in uscita in presenza di fluttuazioni della radiazione solare.....	68
Figura 5.18 - Andamento della temperatura media del PCM in presenza di fluttuazioni della radiazione solare.....	69
Figura 5.19 - Andamento della frazione di liquido in presenza di fluttuazioni della radiazione solare	69
Figura 5.20 - Andamento della temperatura media di parete in presenza di fluttuazioni della radiazione solare.....	70

Figura 5.21 - Andamento della temperatura massima in presenza di fluttuazioni della radiazione solare.....	70
Figura 5.22 – Curva di irradianza ipotizzata	71
Figura 5.23 - Andamento della temperatura in uscita in caso di elevata irradianza.....	72
Figura 5.24 - Andamento della temperatura media del PCM in caso di elevata irradianza	72
Figura 5.25 - Andamento della frazione di liquido in caso di elevata irradianza.....	73
Figura 5.26 - Distribuzione di X_l per cui la frazione di liquido massima di tutto il PCM viene raggiunta.....	73
Figura 5.27 - Andamento della temperatura media di parete in caso di elevata irradianza	74
Figura 5.28 - Andamento della temperatura massima in caso di elevata irradianza.....	74
Figura 5.29 - Curve di potenza e di rendimento	76
Figura 5.30 - Verifica della relazione esistente fra l'efficienza del ricevitore e la variazione di energia nel tempo all'intero dell'accumulo termico.....	79
Figura 5.31 - Perdite ottiche e termiche del sistema DMGT analizzato...	79

Indice delle tabelle

Tabella 3.1 Proprietà dei PCM metallici selezionati trovate in letteratura [14]	24
Tabella 3.2 - Principali parametri di progetto di un micro-turbogas da 10 kW	27
Tabella 4.1 - Proprietà termofisiche MgSi [15]	35
Tabella 4.2 - Proprietà termofisiche carburo di silicio [15]	36
Tabella 4.3 - Proprietà termofisiche dell'aria (gas ideale)	36
Tabella 5.1 - Risultati grid independence per cinque tipi di mesh	52
Tabella 5.2 - Risultati delle simulazioni compiute con diverso cp	58
Tabella 5.3 - Risultati ottenuti variando il campo di velocità del fluido nelle due condizioni di interesse	62

Introduzione

Nell'ultimo secolo si è assistito a un fenomeno di riscaldamento globale che si è fatto via via più preoccupante. L'aumento della popolazione mondiale in combinazione con dei consumi energetici pro-capite in crescita evidenziano un fabbisogno energetico che col passare del tempo diventa sempre più grande. Mantenendo inalterato il mix energetico, tale crescita causerebbe delle emissioni di gas serra sempre maggiori e un aumento della temperatura media globale sempre più accelerato la quale, oltre un certo limite, comporterebbe dei danni irreversibili all'ambiente. Le azioni necessarie a mitigare tutto questo sono principalmente due: usare al meglio l'energia consumata sfruttando tecnologie sempre più efficienti; decarbonizzare i mix energetici dei diversi Stati sostituendo le fonti fossili con le fonti rinnovabili.

Fra queste ultime si distingue in particolare l'energia solare, la quale ha il vantaggio di essere distribuita su tutto il pianeta e costituisce una fonte pulita e sostanzialmente inesauribile. Essa può essere convertita in energia termica o elettrica a seconda dell'uso richiesto. Nel caso della generazione di potenza elettrica le tecnologie utili a tal fine sono due: gli impianti fotovoltaici e gli impianti a concentrazione solare. I primi, più conosciuti, compiono una conversione diretta da energia solare a energia elettrica mentre i secondi effettuano anche una conversione intermedia in energia termica.

In questo studio viene trattato un concentratore solare a disco accoppiato a un microturbogas (talvolta abbreviato con l'acronimo inglese MGT – *Micro Gas Turbine*). Questo tipo di concentratore lavora generalmente in combinazione a un motore Stirling, il quale è in grado di operare a più basse temperature rispetto a un MGT mantenendo comunque elevate efficienze. Vista però la sua maggiore complessità, legata a un maggior numero di componenti, ad esso si attribuiscono dei costi piuttosto elevati, sia di investimento che di manutenzione, superiori a quelli di un turbogas. Questo

aspetto è stato messo in evidenza da alcune analisi tecno-economiche che hanno calcolato per i sistemi muniti di MGT dei costi inferiori del kWh elettrico prodotto (anche detto LCOE – *Levelized Cost Of Electricity*).

Uno dei punti deboli associati ai turbogas però è la turbina, la quale soffre le brusche variazioni di temperatura del fluido termovettore che possono incorrere ad esempio in seguito alla copertura del Sole dovuta al passaggio di una nuvola. Per mitigare questo aspetto è possibile integrare il ricevitore solare (il dispositivo atto a ricevere la radiazione solare concentrata e a convertirla in energia termica) con un accumulo termico, così da attribuirgli una maggiore inerzia termica. Una scelta interessante è l'accumulo termico di tipo latente il quale, sfruttando il processo di cambiamento di fase del materiale accumulante, riesce a lavorare a temperature relativamente costanti, anche in presenza di fluttuazioni dell'irraggiamento solare. Oltre a ciò, l'uso di materiali a cambiamento di fase (detti anche materiali PCM – *Phase Change Material*) permette anche di aumentare la durata di funzionamento dell'impianto e di ottenere una più alta densità energetica rispetto ai più comuni sistemi di accumulo per via sensibile. In termini pratici ciò si traduce in una maggior compattezza del componente, un minor costo del serbatoio di contenimento, un ombreggiamento inferiore del concentratore solare e dei carichi meccanici ridotti in presenza di vento.

I capitoli che seguono trattano ordinatamente i temi sopra indicati. I primi due argomentano i tipi di tecnologie trattate. La prima parte vede alcuni cenni sui sistemi solari a concentrazione, che illustrano la tecnologia di conversione solare in analisi. Segue successivamente una panoramica sui sistemi di accumulo termico, analizzando le tipologie ad oggi più utilizzate e le evoluzioni previste, con particolare attenzione verso i materiali PCM.

Dal terzo capitolo in avanti si procede con un'analisi più tecnica e specifica del tipo di impianto in analisi e, più in particolare, del ricevitore solare, che è il componente più problematico del sistema. Quest'ultimo è stato costruito virtualmente sul software COMSOL inserendo tutti i modelli matematici necessari a descriverne il funzionamento. Fatto ciò, sono stati utilizzati alcuni dati di irradianza raccolti dalla stazione meteo presente al Centro di Ricerca Energy Center di Torino così da simulare il funzionamento del dispositivo in diverse condizioni di irradianza ed esaminare così la risposta del dispositivo.

Capitolo 1 - Cenni sui sistemi solari termodinamici

1.1 Tecnologia CSP e diffusione nel mondo

L'energia solare costituisce la più rilevante fonte di energia rinnovabile sfruttabile sul nostro pianeta. I sistemi solari termodinamici, o sistemi a concentrazione solare, sono maggiormente conosciuti per essere l'unica altra tecnologia, oltre ai sistemi fotovoltaici, in grado di generare energia elettrica a partire da questa fonte. Ciò è possibile grazie a una concentrazione della radiazione solare tramite specchi al fine del raggiungimento di temperature abbastanza elevate da poter alimentare un ciclo termodinamico.

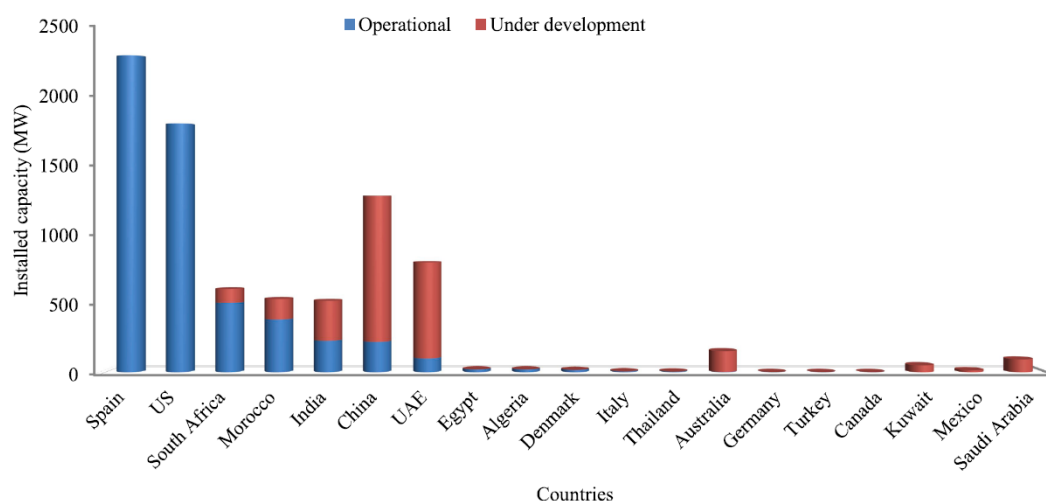


Figura 1.1 - Potenza elettrica installata e in costruzione nel mondo per impianti CSP [1]

La potenza installata relativa a questa tipologia di impianto è ancora piuttosto ridotta, pari a circa 5.5 GW, ed è principalmente distribuita in Spagna, leader mondiale grazie ai suoi 2.3 GW installati, e negli Stati Uniti (con 1.7 GW).

Cina e UAE (United Arab Emirates) sono invece primi in termini di capacità di impianto in costruzione. Lo sviluppo e la diversificazione geografica comunque sono sempre più incentivati grazie alla progressiva riduzione dei costi dell'unità di energia elettrica prodotta.

1.2 Interesse economico

Al contrario dei sistemi fotovoltaici, questo genere di impianto riesce a sfruttare solo la radiazione diretta e quindi necessita di un minimo di luce solare giornaliera per il loro corretto funzionamento. Questo limita il loro uso nelle aree più calde, secche e con ridotte quantità di polveri sospese. Il loro punto di forza però è il fatto di essere economicamente competitivi rispetto alla maggior parte delle tecnologie a energia rinnovabile munite di sistemi di accumulo; questo per intervalli di programmabilità nella produzione di energia compresi fra le 5h e le 40h [1]. Ciò è legato all'utilizzo di un accumulo termico piuttosto che uno elettrochimico (batterie elettriche) o meccanico (come il CAES – *Compressed Air Energy Storage*), entrambi decisamente più onerosi e utilizzati ad esempio per gli impianti eolici e fotovoltaici.

Questo fattore di convenienza è molto importante. Infatti, l'implementazione di sistemi a fonte rinnovabile mediante l'introduzione di accumuli di energia permette di attenuare le principali problematiche connesse alle FER (*Fonte a Energia Rinnovabile*), ovvero quelle relative alla loro aleatorietà e intermittenza, e pertanto stanno acquistando sempre più interesse nella comunità scientifica.

In figura 1.2 vengono mostrati come esempio due grafici raggruppanti i valori di costo riferiti all'unità di MWh elettrico prodotto (LCOE – *Levelized Cost Of Electricity*) per diverse tipologie di impianto a fonte rinnovabile caratterizzate da una potenza nominale di 1000 MWe e da un accumulo di energia (la cui tipologia dipende dall'impianto con cui è accoppiato) in grado di programmare la produzione di energia per periodi di tempo rispettivamente di 6h e di 24h.

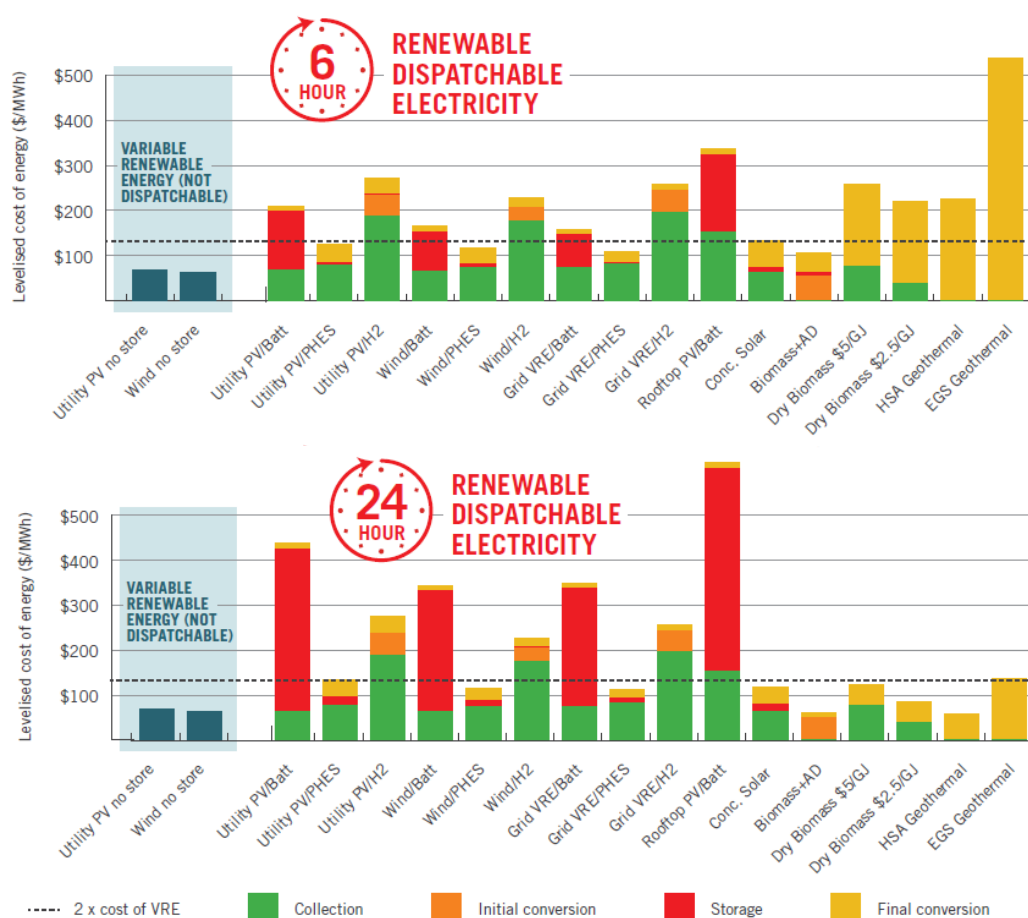


Figura 1.2 - Confronto LCOE tra diverse fonti [2]

La linea tratteggiata indica il valore massimo che il LCOE deve rispettare perché il sistema sia economicamente competitivo. In questi intervalli di autonomia, come anticipato, i sistemi a concentrazione solare rispettano sempre questo limite. Altrettanto non si può dire invece degli impianti eolici e fotovoltaici, i quali raggiungono valori di costo simili solo se accoppiati a impianti idroelettrici a pompaggio (PHES – *Pumped Hydro Energy Storage*).

Inoltre, dalla figura si può anche evincere che i maggiori ricavi derivanti dall'introduzione di un accumulo elettrico non riescono a compensare l'aumento del costo di investimento legato alla maggiore capacità del componente (infatti il LCOE tende ad aumentare per capacità delle batterie maggiori) mentre un andamento inverso si registra per l'accumulo termico.

1.3 Funzionamento

Un sistema solare termodinamico si compone generalmente di quattro parti: il campo eliostatico, il ricevitore, l'accumulo termico e il blocco di potenza. Il campo di eliostati ha la funzione di riflettere la radiazione solare diretta incidente su di essi, così da concentrarla tutta in un'unica regione la quale può essere puntuale o lineare. Tale regione è inclusa all'interno del ricevitore e qui la radiazione solare concentrata viene assorbita aumentando la temperatura di questo componente fino a diverse centinaia di gradi. Il calore ad alta temperatura viene quindi trasmesso a un fluido termovettore il quale, direttamente o indirettamente, lo cede poi al blocco di potenza e/o al sistema di accumulo. Nel blocco di potenza avviene quindi la conversione del calore in energia elettrica attraverso l'uso di un ciclo termodinamico, di solito un ciclo Rankine, mentre l'energia immagazzinata nell'accumulo termico può essere poi utilizzata a posteriori sempre per mezzo della sua immissione nel blocco di potenza.

Nella seguente figura è rappresentato uno schema di impianto CSP convenzionale a collettori parabolici lineari e con accumuli termici a sali fusi.

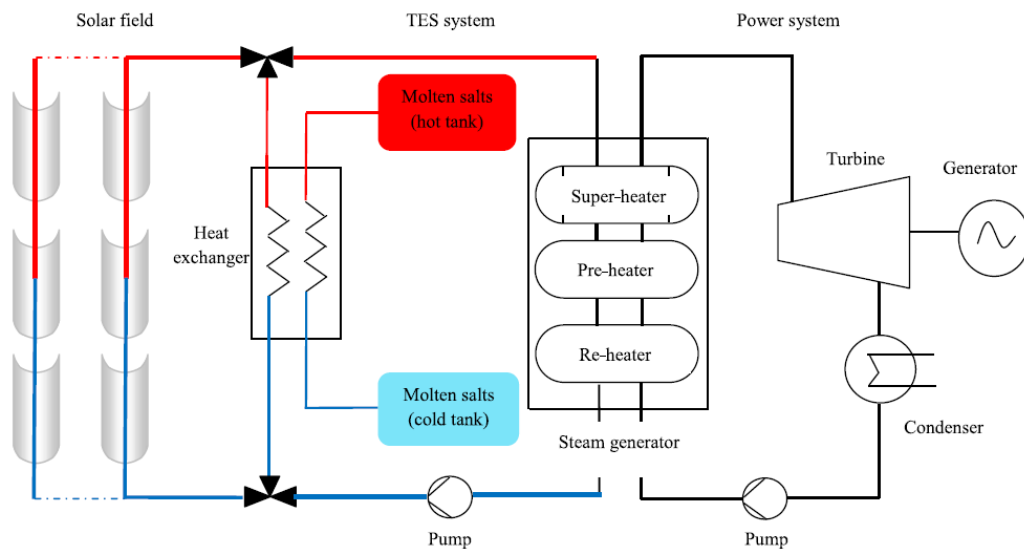


Figura 1.3 - Schema operativo semplificato di un impianto CSP [1]

Nel caso in cui invece l'obiettivo non fosse la produzione di energia elettrica allora il blocco di potenza viene sostituito da un'utenza termica. Esempi di applicazioni ad alta temperatura per cui possono essere utilizzati questo genere di sistemi sono i cicli chimici e i processi industriali per la produzione di allumina [2].

1.4 Mercato CSP

Esistono diversi modi per concentrare la radiazione solare. Ad oggi, le tecnologie a concentrazione solare più diffuse e mature sono le seguenti:

- Sistemi a collettori parabolici lineari (o PTC – *Parabolic Trough Collector*);
- S. a torre (o SPT – *Solar Power Tower*);
- S. a collettori lineari a riflettore Fresnel (o LFR – *Linear Fresnel Reflector*);
- S. a riflettore parabolico circolare, o disco parabolico (o PDC – *Parabolic Dish Collector*).



Figura 1.4 - Tipologie di impianto CSP esistenti [2]

Gli SPT e i PDC si distinguono per la capacità di focalizzare la radiazione tutta in un punto mentre i PTC e gli LFR sono contraddistinti da una focalizzazione lineare. Ognuno di essi comunque presenta caratteristiche diverse relative agli aspetti ottici, ai costi e alle temperature massime raggiungibili, caratteristiche che rendono ogni tipologia di impianto più o meno interessante a seconda del contesto.

I PTC e gli SPT comunque sono sicuramente i maggiori protagonisti di questa quota di mercato. I primi, in particolare, coprono più dell'80% della potenza attualmente installata e rappresentano quindi la tecnologia più matura, alla quale sono attribuibili i più bassi rischi tecnici e finanziari [3]. Gli SPT invece, grazie alla loro capacità di raggiungere più elevate temperature operative e quindi maggiori efficienze e minori costi, stanno

acquistando un sempre maggiore interesse. Interesse che si riscontra nella maggiore capacità complessiva degli impianti in fase di costruzione (pari a quasi il doppio rispetto a quella dei PTC) [4].

Complessivamente la tecnologia CSP ha ancora buone possibilità di abbattimento dei costi e si stima un tasso di apprendimento di circa il 10% (quindi una riduzione dei costi del 10% a ogni raddoppio della capacità disponibile [4]).

Capitolo 2 - Sistemi di accumulo

2.1 L'importanza di un sistema di accumulo

Come anticipato, quando si parla di energie rinnovabili come solare ed eolico i primi problemi con cui ci si viene a scontrare riguardano la loro intermittenza e non perfetta prevedibilità, da cui consegue una produzione di energia non programmabile e quindi non flessibile. Da ciò derivano una serie di complicazioni tecniche ed economiche che disincentivano una rapida penetrazione di tali tecnologie. Ne vengono citate le principali qui a seguito.

Intanto, l'intermittenza di tali fonti va a incidere sulla stabilità della rete elettrica in quanto rende più difficile il mantenimento dell'equilibrio tra flussi di energia elettrica in entrata e in uscita dalla rete. Il mancato bilanciamento di questi ultimi porta ad avere dei black out locali che, se non controllati, si possono espandere a macchia d'olio fino a poter incidere potenzialmente sull'intera rete nazionale.

In secondo luogo, la variabilità giornaliera delle fonti FER non rispecchia le esigenze delle diverse utenze e limita di molto il valore di fattore di capacità dell'impianto che raggiunge valori ben più bassi di quelli ottenuti sfruttando fonti più convenzionali.

Infine, non potendo programmare la produzione non è possibile neanche adattare quest'ultima verso orari in cui sarebbe più conveniente vendere tale energia in modo da migliorare il ritorno economico dell'impianto.

L'accoppiamento delle tecnologie FER con sistemi di accumulo di energia attenua ognuno di questi fattori semplificando quindi la gestione dell'impianto e della rete elettrica, e estendendo la fascia oraria di produzione aumentando così il fattore di capacità. Più nello specifico, parlando di sistemi solari termodinamici, da tale accoppiamento consegue

anche un sovradimensionamento del campo di eliostati rispetto al blocco di potenza. In questo modo quest'ultimo, parte non trascurabile del costo totale d'investimento dell'impianto, viene meglio sfruttato andando quindi a ridurre il costo dell'energia elettrica prodotta. Ciò ovviamente è possibile solo se i maggiori ricavi ottenuti dall'inserimento di un accumulo superano il suo costo aggiuntivo e, come anticipato nel precedente capitolo, nel caso di impianti CSP questo è sempre vero per ampi intervalli di capacità di accumulo.

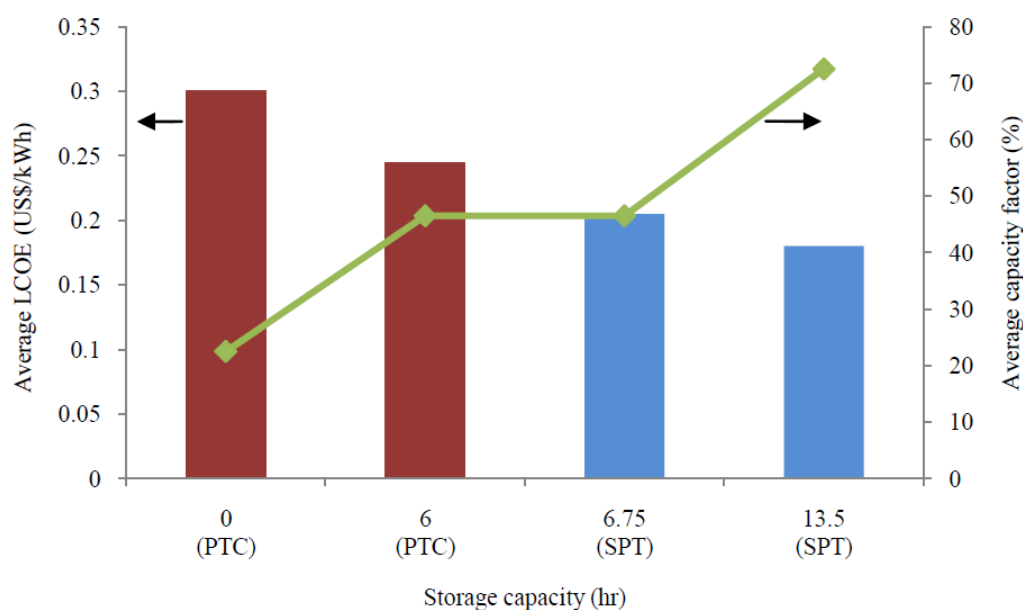


Figura 2.1 - Variazione del LCOE e del CF in funzione della capacità di accumulo [1]

2.2 Stato dell'arte

Prima di iniziare lo studio analitico e modellistico è bene descrivere qual è il contesto tecnologico attuale di questo genere di sistemi in modo da poter meglio spiegare quali sono i vantaggi e svantaggi apportati dall'uso di materiali PCM e in modo da motivare l'interesse verso quel genere di accumulo per i sistemi HTTES (*High Temperature Thermal Energy Storage*).

Come per molti altri componenti, gli accumuli termici possono essere classificati in diversi modi. Una prima distinzione può essere fatta fra i sistemi attivi e passivi. I primi sono caratterizzati da un mezzo di stoccaggio circolante in uno scambiatore di calore e possono essere ulteriormente suddivisi in diretti e indiretti. I serbatoi di accumulo attivi diretti utilizzano

il HTF (*Heat Transfer Fluid*) anche come mezzo di stoccaggio e sono una delle configurazioni più installate. Il vantaggio consta nella mancanza della necessità di uno scambiatore di calore intermedio, il che permette di ridurre i costi e aumentare l'efficienza complessiva. Al contrario, quelli indiretti presentano un secondo mezzo per immagazzinare il calore e uno scambiatore intermedio fra i due. Per quanto riguarda invece gli accumuli termici passivi, questi ultimi sono caratterizzati da una staticità del mezzo di accumulo il quale può essere soggetto al più a fenomeni convettivi.

La distinzione più rilevante comunque riguarda il tipo di materiale usato per l'immagazzinamento del calore. Ad oggi, le principali tecnologie TES (*Thermal Energy Storage*) si raggruppano in tre macrocategorie in funzione del materiale di stoccaggio del calore: accumulo di calore sensibile, accumulo di calore latente e accumulo termochimico.

2.2.1 Accumulo di calore sensibile

I serbatoi sfruttanti questo genere di meccanismo, spesso menzionati con l'acronimo inglese SHS (*Sensible Heat Storage*), sono attualmente quelli largamente più diffusi e utilizzati in quanto sono una tecnologia relativamente semplice, matura e di conseguenza economica. In particolare, il 99.8% della capacità installata integra un SHS a materiali liquidi [5]. La caratteristica che distingue questo genere di accumulo consta nel processo a fase costante del materiale utilizzato come mezzo di stoccaggio; nel più dei casi fase liquida o solida in modo da ottimizzare il valore di densità energetica (Q/V) del componente. La capacità di stoccaggio del calore dipende dalla quantità di materiale "accumulante" (in termini di massa o di volume), dalla sua capacità di immagazzinare calore (espressa dal calore specifico) e dal suo salto di temperatura permissibile, ed è pertanto calcolabile per mezzo della seguente equazione:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} V \rho c dT \quad (2.1)$$

Al fine di garantire un buon livello di densità energetica quindi, il materiale ideale deve possedere alti valori di calore specifico e di densità, e oltre a questo deve avere anche altre proprietà fisiche-chimiche, economiche

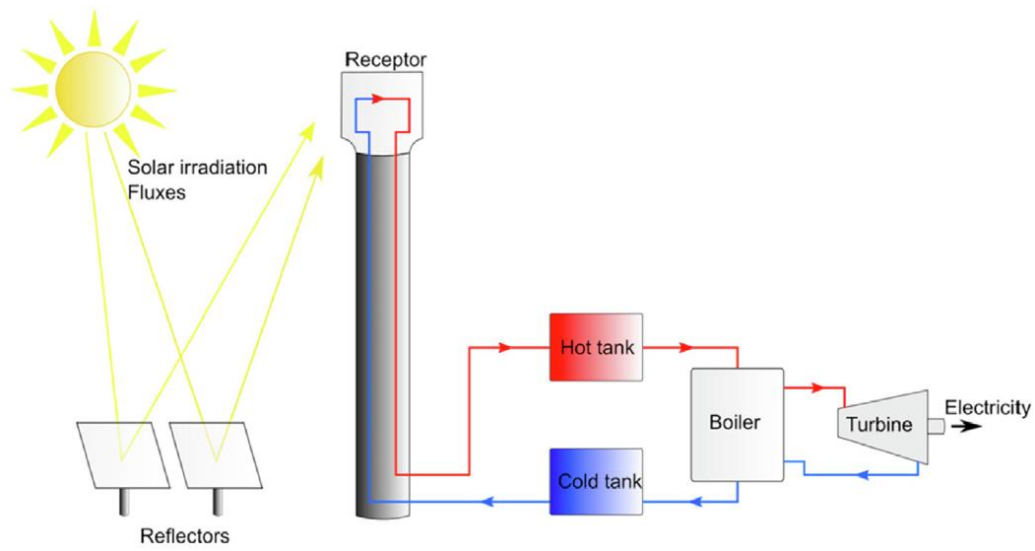


Figura 2.2 - Accumulo sensibile attivo indiretto [4]

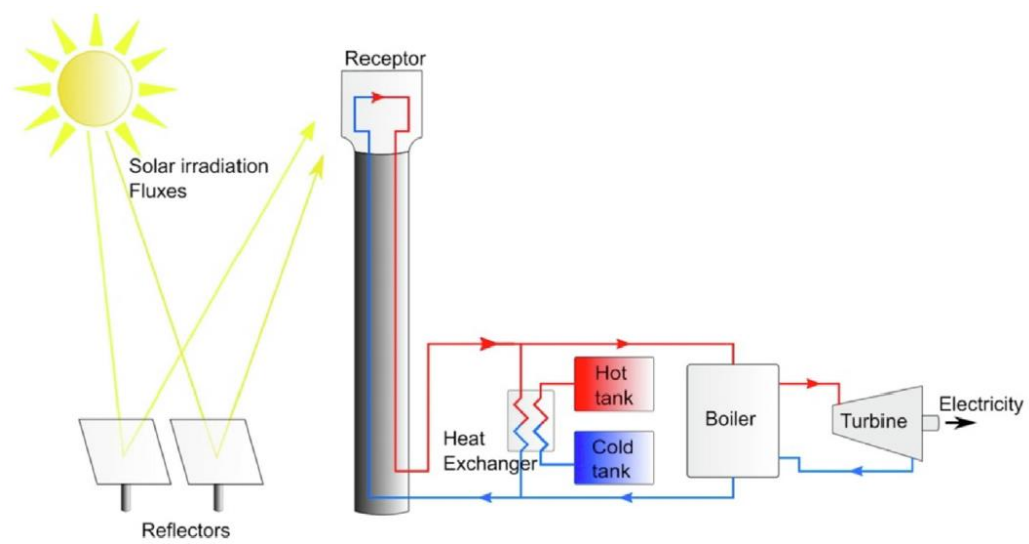


Figura 2.3 - Accumulo sensibile attivo diretto [4]

e ambientali, che rendano il suo utilizzo sostenibile da ogni punto di vista. Per applicazioni domestiche ad esempio, con intervalli di temperatura fra i 25°C e i 90°C, l'acqua è il miglior candidato in quanto è un mezzo di stoccaggio economico e di facile reperibilità. Nel caso di applicazioni CSP ad alta temperatura invece i sali fusi sono il materiale largamente più diffuso e utilizzato e rappresentano la tecnologia più matura sul mercato. Ve ne sono principalmente due tipi: i sali solari e il Hitec. I primi consistono in una miscela binaria di nitrato di sodio NaNO_3 (60%) e nitrato di potassio KNO_3 (40%). Il secondo è invece una miscela ternaria in cui oltre ai due componenti già citati, le cui percentuali sono rispettivamente del 7% e 53%, è presente anche un 40% di nitrito di sodio NaNO_2 . Il problema più rilevante in entrambi i casi è l'alto punto di congelamento da cui conseguono costi più elevati per quanto riguarda le strutture isolanti utili al mantenimento dei sali allo stato fuso in ogni condizione. I vantaggi sono invece: la loro elevata densità energetica, compresa fra i 70 kWh/m³ e i 200 kWh/m³; il fatto di poter operare a temperature fino a 565°C; l'elevata ciclabilità, che supera i 10000 cicli; la vita utile più lunga di 20 anni.

Anche la configurazione del sistema di accumulo può assumere strutture differenti. La più comune è quella a doppio serbatoio, uno per il caldo e uno per il freddo, ma visto il costo non trascurabile dei contenitori la ricerca ora si sta focalizzando su tecnologie a serbatoio singolo. Una soluzione di questo genere è il serbatoio termocline il quale sfrutta il fenomeno di stratificazione termica, ottenuta per differenza di densità, al fine di dividere il fluido freddo da quello caldo e secondo alcuni studi permetterebbe una riduzione potenziale dei costi di circa il 35% rispetto alla configurazione tradizionale a doppio serbatoio [6].

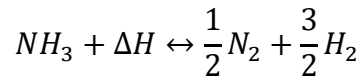
2.2.2 Accumulo termochimico

Questa metodologia di accumulo di energia, conosciuta anche come TCHS (*Thermo-Chemical Heat Storage*), sfrutta la conversione dell'energia termica in energia potenziale chimica e viceversa. Ciò è attuabile attraverso reazioni chimiche reversibili le quali, variando il grado di equilibrio della reazione a seconda dell'esigenza, possono comportarsi come reazioni endotermiche o esotermiche. In particolare, nella fase di carica il calore viene utilizzato per rompere i legami chimici fra le molecole attraverso una

reazione endotermica. Nella fase di scarica invece questi legami vengono ripristinati rilasciando calore.

Generalmente per riuscire ad accumulare energia sono necessarie elevate temperature ma al contempo si possono raggiungere temperature molto più alte nel momento in cui poi quest'energia deve essere rilasciata. Inoltre, il valore di densità energetica ottenuto da questi sistemi è il più alto rispetto a tutte le tipologie di accumulo termico ad oggi disponibili ed essendo quest'energia sotto forma di energia potenziale chimica, essa può essere conservata per un periodo di tempo indefinito.

I processi chimici attualmente più rilevanti sono quelli che vedono il coinvolgimento di ossidi metallici/metalli e ammoniaca [7], la cui reazione viene presentata a titolo di esempio:



Nel suddetto esempio la fase di carica vede quindi la formazione di azoto e idrogeno molecolare i quali facendoli reagire nella fase di scarica porteranno alla ricostituzione della molecola di ammoniaca.

2.2.3 Accumulo termico a cambiamento di fase

Ricerche passate su questo genere di sistemi, anche conosciuti come LHS (*Latent Heat Storage*), hanno evidenziato il potenziale basso costo di questo tipo di tecnologia unito a un valore di densità energetica compreso tra i 50-150 kWh/t [5], ben più alto dei classici sistemi a calore sensibile a sali fusi. La differenza sta nel principio fisico alla base della loro operazione. I materiali PCM, utilizzati nei LHS, immagazzinano energia attraverso un processo a cambiamento di fase che ha la peculiarità di operare a temperatura costante oltreché permettere uno scambio di energia per unità di massa molto più importante rispetto a un SHS. A seguito viene riportata l'equazione con cui è possibile calcolare il calore scambiato da questo tipo di accumulo:

$$Q = \int_{T_{min}}^{T_f} m_s c_s dT + L_f m_{cf} + \int_{T_f}^{T_{max}} m_l c_l dT \quad (2.2)$$

I pedici utilizzati in questa equazione fanno riferimento alla tipologia più utilizzata di cambiamento di fase, ovvero quella di tipo liquido-solido. Sono presenti due termini integrali che stanno a considerare una quota di calore accumulato/rilasciato per via sensibile mentre il prodotto centrale indica la quantità di calore scambiato nel processo a cambiamento di fase, ovvero la quota più importante. Possono essere utilizzati anche processi di tipo solido-solido o liquido-gassoso. I primi hanno il vantaggio di azzerare le perdite per fughe ma presentano un valore di calore latente più ridotto. Gli accumuli operanti in fasi liquido-gassoso invece presentano un valore di calore latente maggiore ma le variazioni di densità che si verificano durante il processo sono così elevate da rendere la loro gestione molto difficoltosa.

In ogni caso, il maggiore difetto di questo genere di materiali è legato ai bassi valori di conducibilità termica che disincentiva l'omogeneizzazione della temperatura all'interno del serbatoio rallentando lo scambio termico fra HTF e accumulo. Inoltre, il problema è ulteriormente accentuato nella fase di scarica del componente, poiché in quella situazione il cambiamento di fase si verifica inizialmente lungo la superficie di scambio termico e il passaggio a una fase a maggiore densità è accompagnato a una riduzione del valore di conducibilità termica che rallenta ancor più il processo. Al fine di attenuare questo difetto vengono adottate determinate soluzioni tecnologiche che permettano di rendere più efficiente lo scambio termico fra HTF e PCM. Fra queste vi sono: l'aumento della superficie di scambio termico attraverso impacchettamento/incapsulamento, alette o simili; inserimento di materiali ad alta conducibilità all'interno del PCM; inserimento di *heat pipes* come condotti termici; uso di sistemi PCM a cascata.

2.2.3.1 PCM incapsulati

Lo scopo dell'incapsulamento (EPCM, *Encapsulated Phase Change Material*) è duplice. Da un lato trattiene il liquido evitando il contatto di questi con l'ambiente, dall'altro aumenta la superficie di scambio termico migliorando lo scambio termico fra HTF e accumulo. I recipienti in cui vengono impacchettati questi materiali possono assumere diverse forme come tubi, sfere, pannelli, ecc. La geometria più investigata comunque è quella sferica [6] in quanto è quella caratterizzata dal rapporto di forma maggiore (inteso come rapporto della superficie di scambio termico sul volume racchiuso). Oltre alla geometria un altro aspetto che è importante

valutare è il materiale di contenimento e questo perché il più dei PCM ad alta temperatura sono sali inorganici che sono corrosivi per i materiali di contenimento più convenzionali. Materiali di contenimento potenziali sono l'acciaio, il nickel, il silicato di sodio, il diossido di silicio, il carbonato di calcio e il diossido di titanio. Un valore di costo indicativo viene fornito da Goswami nel 2012, pari a 14 USD\$/kWh_{th} [8].

2.2.3.2 Heat pipes

Questa soluzione tecnologica è in realtà ancora poco presa in considerazione e il più degli studi si è focalizzato su sistemi a bassa temperatura e per capacità di accumulo abbastanza limitate. In ogni caso rappresenta comunque una soluzione interessante in quanto lavora utilizzando un processo di transizione di fase di tipo liquido-aeriforme, caratterizzato quindi da valori maggiori di calore latente. Questo genere di impianto prevede infatti l'uso di un fluido di lavoro interno il quale assorbe calore sul lato caldo del tubo (evaporatore) e si converte in vapore ad alta pressione. La differenza di pressione spinge quindi il vapore verso il lato freddo (condensatore) dove condensa per poi tornare nuovamente verso il lato caldo in forma liquida e ricomincia così il ciclo. In un articolo del 2004 Hermann et al. evidenziano come questo genere di sistema *heat pipe* PCM potrebbe permettere una potenziale riduzione del costo di investimento dell'accumulo di almeno il 15% rispetto al classico sistema a doppio serbatoio a sali fusi [9].

2.2.3.3 PCM mobili

L'idea è di migliorare lo scambio termico fra accumulo e fluido termovettore attraverso fenomeni di convezione forzata legati al trasporto attivo del PCM lungo la superficie di scambio termico. Il vantaggio maggiore si ha nella fase di scarica quando generalmente si ha una solidificazione del materiale a cambiamento di fase lungo la superficie dello scambiatore di calore aumentando la resistenza termica fra PCM e HTF. In questo caso essendo il PCM mobile il problema non sussisterebbe e complessivamente alcuni studi mostrano che si riuscirebbe a raddoppiare lo scambio termico senza alcuna incidenza sulla compattezza del componente [10].

2.2.3.4 PCM a cascata

Questa configurazione vede più moduli, contenenti materiali a cambiamento di fase diversi, in serie/cascata connessi fra di loro in modo da ottenere delle temperature di fusione decrescenti nella fase di carica man mano che il HTF cede il suo calore o crescenti nella fase di scarica lungo la direzione in cui il fluido termovettore aumenta il suo livello termico. In questo modo la differenza di temperatura tra PCM e HTF può essere mantenuta all'incirca costante durante l'intera fase di carica/scarica massimizzando così lo scambio termico che in un caso a singolo PCM sarebbe più ridotto proprio per via di una differenza di temperatura sempre più piccola lungo la direzione del flusso di HTF. Nella pratica si usano tre o quattro PCM diversi che possono essere posti all'interno di più serbatoi o essere incapsulati singolarmente e raccolti all'interno di un unico contenitore così da ridurre i costi di investimento. Per quanto riguarda invece la scelta delle temperature di fusione ottimale Gong e Mujumdar hanno trovato che una scelta basata su una regressione geometrica approssimata può portare all'ottimizzazione dell'efficienza exergetica [11].

Capitolo 3 - Dish-Micro Gas Turbine

3.1 Caso studio

I parabolidi solari rappresentano la tecnologia solare a concentrazione in grado di raggiungere le più elevate temperature; anche molto superiori ai 1000°C. Tenendo conto di tali valori di temperatura essi si presterebbero bene all'accoppiamento con qualsiasi tipo di ciclo termodinamico ma le fluttuazioni nel breve periodo dell'irradianza solare che possono incorrere nell'arco della giornata possono generare delle difficoltà tecniche in grado di ridurre le prestazioni di alcuni impianti o, nel peggiore dei casi, di danneggiarli.

È questo il caso, ad esempio, dei sistemi DMGT (*Dish-Micro Gas Turbine*) ma il continuo progresso nello sviluppo dei materiali a cambiamento di fase ad alta temperatura offre oggi la possibilità di progettare questo genere di sistemi in modo da ovviare a tali problemi tecnici. Un accumulo termico di tipo LHS, infatti, opportunamente integrato nel ricevitore, permette di garantire una sufficiente inerzia termica di questo componente così da ottenere come risultato una temperatura in uscita grosso modo costante anche in presenza di fluttuazioni dell'irradianza solare.

Facendo un confronto con i convenzionali sistemi a disco accoppiati a cicli Stirling, questi ultimi presentano diverse complicazioni che ne contrastano la diffusione e che con un sistema DMGT verrebbero risolte, fra cui: l'uso di fluidi termovettori non così facilmente reperibili (come elio o idrogeno); elevate pressioni interne; necessità di una maggiore manutenzione legata a un maggior numero di parti in movimento e, di conseguenza, una ridotta affidabilità del sistema. Oltre a ciò, un micro-turbogas risulta essere anche più compatto e leggero permettendo così di facilitare l'installazione

del componente (i cui costi vengono quindi abbattuti) e di ridurre i carichi meccanici sul sostegno derivanti dall'elevato peso del componente e dalla possibile presenza di vento [12]. Tenendo conto di tutto questo, diverse analisi tecno-economiche (fra cui [13]) hanno messo in luce come questi sistemi possano potenzialmente essere meglio performanti del classico sistema a disco accoppiato a un ciclo Stirling, ulteriore motivo che spiega l'interesse di questo tipo di sistema in questo lavoro.

3.2 Ricevitore

Il ricevitore in questo caso è il componente più problematico in quanto deve essere studiato in modo da garantire un riscaldamento da circa 600 °C ad almeno 800 °C per quanto più tempo possibile e avere al contempo un'adeguata inerzia termica così da impedire un rapido decremento della temperatura dell'aria in uscita in presenza di una fluttuazione della radiazione naturale. Per questo scopo i materiali a cambiamento di fase installati direttamente sul ricevitore, così da ridurre le perdite per dispersione, sembrano essere una buona soluzione. In particolare, oltre ai vantaggi già descritti nei precedenti capitoli rispetto ad altri sistemi di accumulo più convenzionali, essi permettono di mantenere una temperatura in ingresso turbina all'incirca costante anche in presenza di fluttuazioni della radiazione solare prevenendo il rischio di danneggiamento strutturale del MGT.

3.2.1 Geometria del ricevitore solare

Le possibili geometrie di un ricevitore solare sono teoricamente infinite. La difficoltà sta nel definire la geometria più adatta al fine di assorbire al meglio la radiazione solare concentrata e integrare al contempo il sistema di accumulo termico migliorando il più possibile lo scambio termico all'interno del componente. Per fare ciò sono state prese in considerazione più geometrie a partire da quelle apparentemente più semplici come quella mostrata in Figura 3.1, consistente in un contenitore cilindrico nei quali alcuni tubi a U sono immersi nel PCM. Il principio di funzionamento è molto semplice: la radiazione solare concentrata incide sulla superficie del ricevitore e lo scalda; questa potenza termica viene quindi trasferita dapprima al PCM, il mezzo

di accumulo del calore, e poi all'aria circolante all'interno dei tubi a U. Una volta completato questo percorso l'aria calda in uscita può quindi essere immessa in turbina. Il problema di questa geometria è che, nonostante la buona capacità termica riscontrata, presenta delle temperature sulla superficie frontale del ricevitore fin troppo elevate tanto da eccedere le temperature massime permissibili dai materiali. Oltre a questo, la frazione di liquido risulta essere relativamente bassa (circa del 60%) e presenta gradienti termici molto alti. Questi ultimi due dati indicano rispettivamente che l'accumulo termico non è sfruttato in maniera ottimale e che non c'è un buon livello di scambio termico all'interno dello stesso.

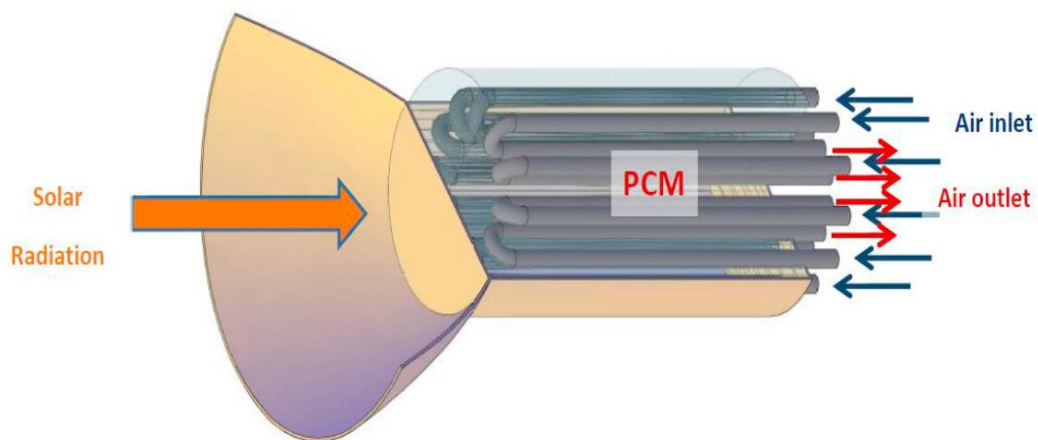


Figura 3.1 - Esempio di possibile geometria di un ricevitore per DMGT

Appurate le possibili difficoltà riscontrabili e l'importanza della selezione di una geometria adatta, la ricerca si è conclusa con la scelta di quella riportata in Figura 3.2 proposta e studiata da Bashir e Giovanelli per un caso di un sistema DMGT da 10 kW [13].

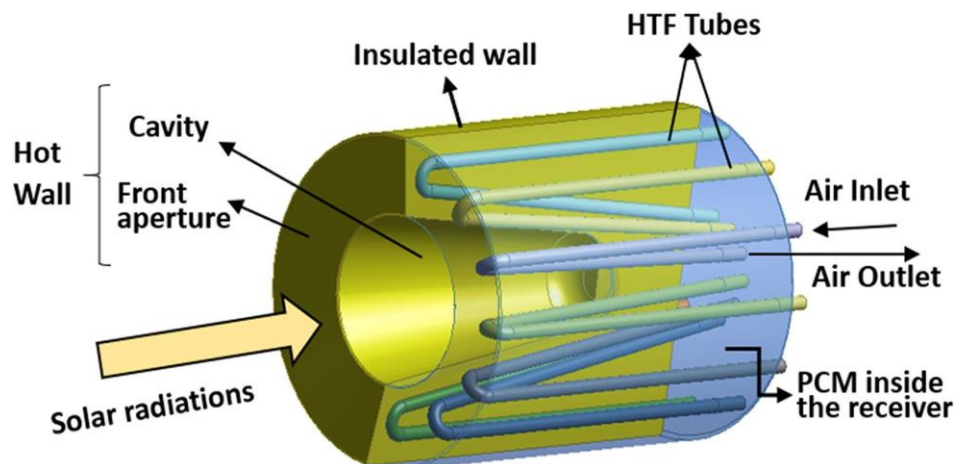


Figura 3.2 - Rappresentazione della geometria scelta

La cavità frontale ha lo scopo di aumentare la superficie assorbente la radiazione solare concentrata così da ridurre i picchi di temperatura della stessa e di conseguenza ridurre anche le perdite per irraggiamento che costituiscono la quota maggiore delle perdite del ricevitore. La cavità garantisce anche dei fattori di vista inferiori riducendo in maniera sostanziale tali perdite. In più, permette di avere una maggiore superficie di scambio fra la superficie assorbente e il materiale PCM migliorando quindi lo scambio termico all'interno del componente.

3.2.2 Selezione materiale PCM per DMGT

Esiste una grande varietà di materiali a cambiamento di fase, ognuno adatto a un certo intervallo di temperatura che può essere più o meno conveniente a seconda dell'applicazione d'interesse. In particolare, essi possono essere classificati in organici, inorganici e i loro eutettici e miscele. Lo scopo di questo paragrafo comunque non è fornire una panoramica complessiva di tutti i materiali PCM esistenti quanto quello di presentare quelli che possono essere effettivamente utilizzati per i sistemi operanti ad alta temperatura. Ad esempio, i composti organici non sono adatti per le applicazioni CSP poiché non in grado di operare ad alte temperature mentre si può fare uso invece dei sali inorganici, puri o composti salini, e dei PCM metallici.

I primi costituiscono forse la branca più rilevante e utilizzata di materiali PCM per applicazioni ad alta temperatura. I principali difetti constano nella ridotta conducibilità termica, nei fenomeni di corrosione che si possono verificare a contatto con i normali materiali dei serbatoi di contenimento e nella grande variazione di volume che avviene durante il cambiamento di fase. In particolare, i sali puri a base di cloridi, solfati, nitrati e carbonati, si evidenziano rispetto alle decine di sali inorganici esistenti per via della loro disponibilità e basso costo. Questi sono anche combinabili al fine di creare dei composti salini, generalmente binari o ternari, con proprietà migliori fra cui si distinguono per lo più i composti eutettici a base di cloridi, che sono caratterizzati da alti valori di calore latente e bassi costi [6].

L'uso di PCM metallici permette di evitare molti dei sopracitati problemi legati ai sali inorganici e ai loro composti. Il più grande vantaggio è dato dagli ottimi valori di conducibilità termica che compensa una più ridotta capacità di immagazzinare energia in un dato volume rendendoli comunque

piuttosto competitivi. I metalli più utilizzati sono il piombo, l'alluminio e il rame mentre per quanto riguarda le leghe sono per lo più composti binari o ternari di zinco, alluminio, rame, magnesio o silicio [6].

La scelta comunque deve essere compiuta tenendo conto di diversi fattori tra cui le proprietà termofisiche, chimiche, ecologiche ed economiche. I requisiti che si deve cercare di soddisfare nella scelta di un materiale PCM sono i seguenti:

- possedere una temperatura di fusione compresa nell'intervallo di temperature utile per l'applicazione di interesse;
- elevati valori di calore latente e di calore specifico così da massimizzare la capacità di stoccaggio di energia;
- buona conducibilità termica in modo da rendere più efficienti i processi di carica e scarica riducendo i gradienti termici interni al materiale e velocizzando il cambiamento di fase;
- ridotte variazioni di densità per rendere il sistema di accumulo tecnicamente più gestibile;
- elevata ciclabilità ovvero elevato numero di cicli reversibili di cambiamento di fase;
- essere un materiale abbondante ed economico;
- stabilità chimica, deve essere chimicamente compatibile con i materiali/fluidi con cui va a interagire;
- resistente alla corrosione, non tossico, non infiammabile, non esplosivo;
- ridotto impatto ambientale.

Bashir e Giovanelli propongono una strategia di selezione del materiale PCM per il caso di un impianto DMGT che viene esposta qui a seguito. Questo genere di impianto per poter essere efficiente e competitivo deve avere una temperatura in ingresso turbina pari ad almeno 800°C. Ciò significa che la temperatura di fusione del materiale PCM da ricercare deve essere almeno superiore a quella soglia, all'incirca nell'intervallo 850-1300°C [14]. Oltre a ciò, al fine di ottenere un elevato valore di densità energetica, necessario per rendere il ricevitore più compatto e quindi per ridurre le perdite con l'ambiente esterno e le perdite per ombreggiamento, vengono selezionati solo i materiali caratterizzati da un valore di calore latente pari o superiore a 500 kJ/kg. Queste informazioni consentono di fare un importante filtraggio iniziale fra tutti i materiali a cambiamento di fase esistenti il cui risultato viene riassunto in Figura 3.3.

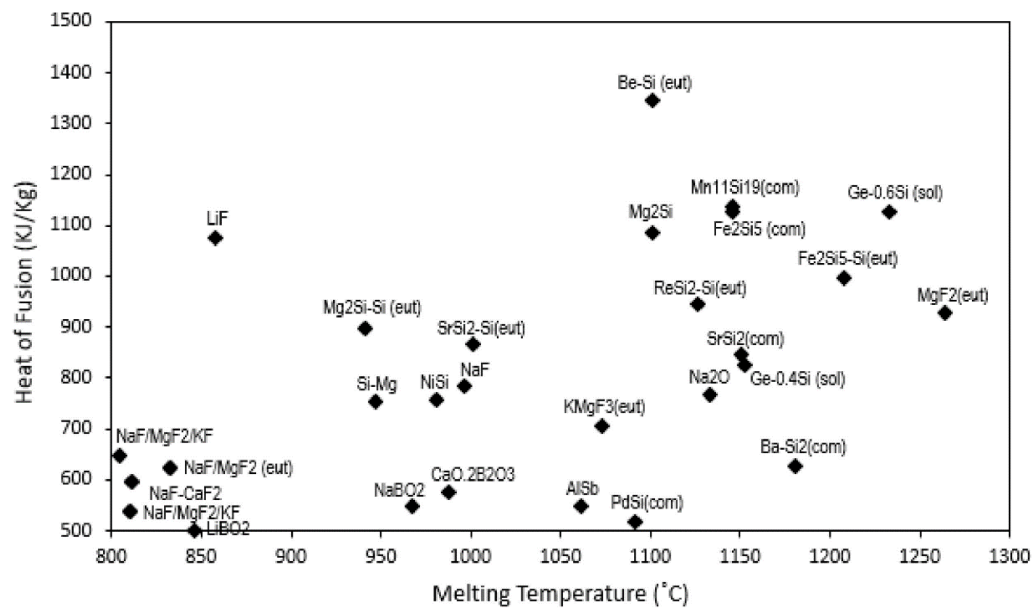


Figura 3.3 - Lista PCM con temperature fra 800-1300°C e calore latente maggiore di 500 kJ/kg

Un altro aspetto da considerare è la necessità di velocizzare quanto più possibile la dinamica delle fasi di carica e scarica dell'accumulo termico in modo che quest'ultimo sia in grado di gestire le rapide fluttuazioni di energia solare che possono incorrere durante la giornata. Per questa ragione sono stati filtrati ulteriormente i materiali selezionati escludendo i sali inorganici, i quali presentano valori di conducibilità troppo bassi per soddisfare questa necessità.

I materiali selezionati vengono quindi riassunti in Tabella 4.1. I dati presentati sono quelli al momento reperibili in letteratura e sono ancora parzialmente incompleti poiché non sono ancora conosciute tutte le proprietà di tutti i materiali presentati in tabella. Oltre a ciò, fra questi vi sono anche materiali molto costosi come Germanio (Ge), Stronzio (Sr) e Renio (Re), o potenzialmente tossici come il Palladio (Pd). Tenendo conto di quanto appena detto quindi i PCM potenzialmente utilizzabili di cui si conoscono tutte le caratteristiche sono 4:

- Mg₂Si
- MgSi (44/56% in peso)
- NiSi
- AlSb

Ognuno di questi ha vantaggi e svantaggi. Mg₂Si possiede elevati valori di calore specifico e calore latente di fusione ma ha la conducibilità termica

più bassa. NiSi e MgSi (44/56% in peso) sono caratterizzati dai più alti valori di conducibilità termica e dalle temperature di fusione più basse e più vicine agli 800°C. AlSb e NiSi presentano invece i migliori valori di capacità termica volumetrica e quindi di compattezza.

Nella loro analisi Bashir e Giovanelli hanno però evidenziato la migliore capacità di MgSi (44/56% in peso) di mantenere una temperatura costante per un periodo di tempo più lungo partendo da uno stato completamente fuso. In Figura 3.4 vengono mostrati i risultati di un processo di scarica di un accumulo termico includente per ogni caso uno di quei quattro materiali. È così visibile come il comportamento termico di MgSi porti a risultati migliori e per questa ragione verrà utilizzato questo materiale nelle successive simulazioni.

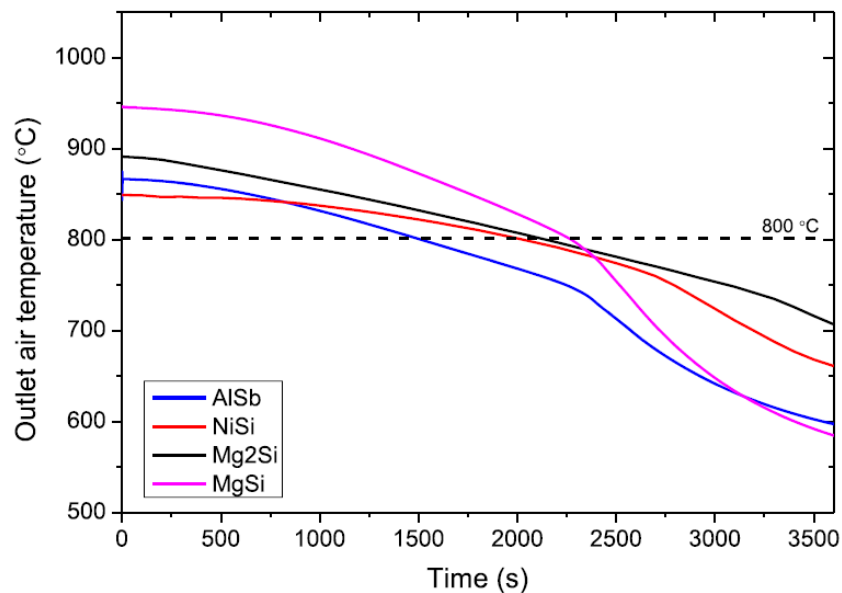


Figura 3.4 - Confronto delle temperature in uscita dell'aria in un processo di scarica considerando i quattro materiali selezionati [14]

Tabella 3.1 Proprietà dei PCM metallici selezionati trovate in letteratura [14]

PCM	T _f (°C)	L _f (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)	Capacità termica (MJ/m ³)	λ (W/m.K)	Commenti
Mg2Si-Si (eut)	1100	870	–	–	–	Nessun pericolo chimico, prezzo
MgSi (44/56)	946	757	1900	1438	70	ragionevole, facilmente disponibile, può essere ossidato ad alta temperatura
SrSi ₂ -Si	1100	870	–	–	–	“Sr” è costoso (circa \$950/100 g)
SrSi ₂ (comp)	1150	850	3210	2728.5	5.8	
NiSi	980	760	4833	3673.08	72	Non costoso
AlSb	1060	550	4218	2319.9	60	L’antimonia (Sb) può essere tossica in certe condizioni
PdSi	1090	520	10,500	5460	–	Pd è altamente tossico
Mg ₂ Si	1100	1090	1880	2049.2	17–20	Possono verificarsi fenomeni corrosive ad alta temperatura
Be-Si (eut)	1100	1350	–	–	–	“Be” è un metallo costoso (circa \$700/100 g)

PCM	T _f (°C)	L _f (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)	Capacità termica (MJ/m ³)	λ (W/m.K)	Commenti
Fe ₂ Si ₅ (com)	1145	1130	–	–	–	Non costoso, nessun pericolo chimico
Ge-0.4Si (sol)	1152	830	4214	3497.62	~ 22	Ge è un metallo costoso
Ge-0.6Si (sol)	1232	1130	3618	4088.34		
Ge-0.8Si (sol)	1327	1330	2991	3978.03		
ReSi ₂ Si (eut)	1125	948	–	–	–	Re è un metallo costoso è non facilmente disponibile
Mn ₁₁ Si ₁₉	1145	1130	5190	5865	–	

3.3 Micro-turbogas

Come visibile dalla Figura 3.5 l'impianto DMGT consiste in un concentratore solare a disco accoppiato a un micro-turbogas. La particolarità di quest'ultimo rispetto ai turbogas più convenzionali è quella di lavorare a potenze più basse, rapporti di compressione inferiori e di utilizzare un ciclo Brayton-Joule rigenerativo. L'aria compressa uscente dal compressore C viene quindi preriscaldata per mezzo del recuperatore di calore R in modo da sfruttare, nei limiti del secondo principio della termodinamica, i gas caldi in uscita dalla turbina T e aumentare così il rendimento complessivo dell'impianto. All'uscita del recuperatore R il gas entra quindi nel ricevitore SR dove, in sostituzione alla classica camera di combustione dei sistemi MGT convenzionali, l'aria in pressione si scalda ulteriormente fino a raggiungere una temperatura pari a circa 800-950°C ed entra quindi in turbina dove, espandendosi, mette in rotazione l'albero collegante compressore e turbina. Infine, l'alternatore converte l'energia meccanica così prodotta in energia elettrica disponibile per l'utenza.

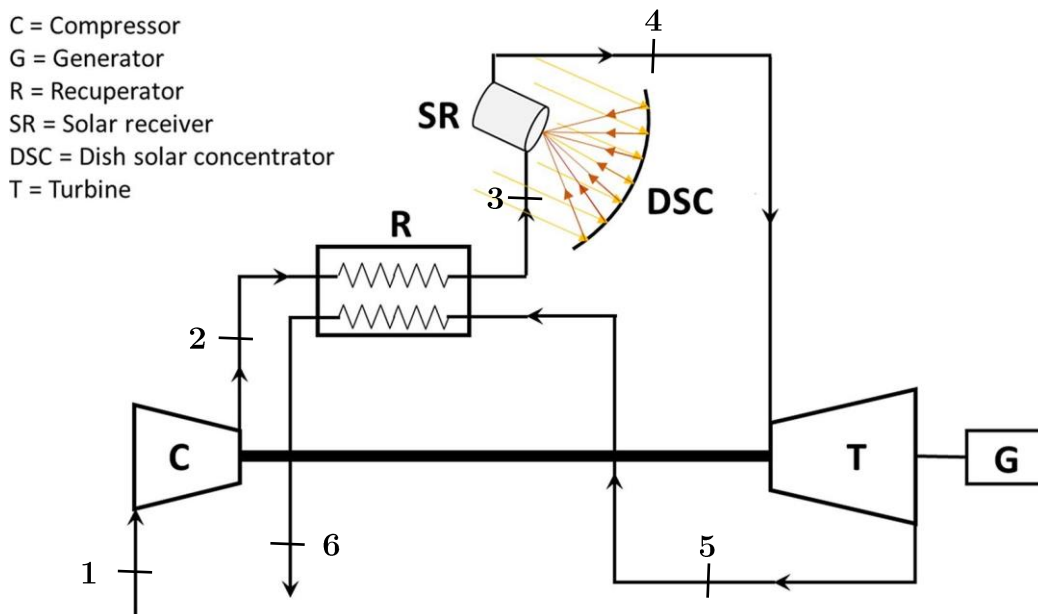


Figura 3.5 - Schema impianto DMGT

Una delle tipologie di impianto al momento più utilizzate presenta a valle del ricevitore solare anche una camera di combustione integrativa con la funzione di riscaldare ulteriormente il gas fino a una specifica temperatura, non più vincolata quindi all'intensità della radiazione solare.

In questo caso si parlerà di sistemi DMGT ibridi i quali offrono principalmente tre grandi vantaggi:

- Essere indipendenti dalle fluttuazioni dell'irradianza solare e dalla presenza del Sole, da cui consegue un drastico aumento del *capacity factor* rispetto al caso senza camera di combustione integrativa;
- Ottenere rendimenti di conversione più alti permettendo anche un migliore sfruttamento della fonte solare;
- Ridurre il LCOE rendendo il sistema più competitivo.

Ovviamente però nel caso di sistemi ibridi oltre allo sfruttamento della fonte solare si utilizzerebbero anche dei combustibili fossili per alimentare la camera di combustione generando così una certa quantità di emissioni inquinanti. Al fine di evitare ciò, in questo studio non si farà riferimento ai DMGT ibridi cercando di ottenere dei buoni risultati facendo affidamento unicamente sulla fonte solare ed evitando così la produzione di qualsiasi genere di emissione di sostanze inquinanti in atmosfera da parte del sistema.

In *Appendice A* viene riportato il codice Matlab scritto per il calcolo di alcuni parametri di un generico micro-turbogas di taglia pari a circa 10 kW, utilizzati poi per la modellazione del ricevitore solare e per l'elaborazione dei risultati ottenuti dallo studio. I dati in input di questo codice sono stati reperiti in letteratura prendendo in considerazione una precedente analisi tecno-economica di un sistema di tipo DMGT [12]. I dati assunti sono riportati qui a seguito in Tabella 3.2:

Tabella 3.2 - Principali parametri di progetto di un micro-turbogas da 10 kW

Parametro	Valore	Unità
Rendimento isoentropico compressore $\eta_{is,c}$	81.94	%
Rendimento isoentropico turbina $\eta_{is,t}$	83.77	%
Rapporto di compressione β_c	3	-
UA – Scambiatore di calore rigenerativo	1.132	kW/K
Efficienza scambiatore rigenerativo ε_R	85	%
Caduta di pressione negli scambiatori η_π	5	%
Portata massica \dot{m}	0.1	kg/s

Parametro	Valore	Unità
Rendimento organico η_o	87	%
Temperatura aria in ingresso T_1	288.15	K
Pressione dell'aria in ingresso p_1	1	atm

Per l'aria è stato adottato il modello di gas ideale attribuendole un valore di calore specifico pari a 1.0045 kJ/(kg K) e un rapporto dei calori specifici γ pari 1.4. Da queste assunzioni emergono quindi le equazioni usate per il calcolo rispettivamente del lavoro massico di compressione l_c , del lavoro massico di espansione l_t , del calore massico assorbito q_1 e dell'efficienza del turbogas η :

$$l_c = \frac{c_p T_1}{\eta_{is,c}} \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.1)$$

$$l_t = c_p T_4 \eta_{is,t} \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.2)$$

$$q_1 = c_p (T_4 - T_3) \quad (3.3)$$

$$\eta = \eta_o \frac{l_t - l_c}{q_1} \quad (3.4)$$

Dove β_t e β_c sono legati dall'espressione:

$$\beta_t = \eta_\pi \beta_c \quad (3.5)$$

Le temperature dei fluidi in uscita dallo scambiatore rigenerativo, fra cui T_3 , derivano invece dalla risoluzione del seguente sistema di equazioni non lineare, la cui soluzione è stata ricavata mediante l'uso del metodo delle secanti.

$$\begin{cases} q = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) & (3.6) \\ q = \varepsilon_R \dot{m} c_p (T_5 - T_6) & (3.7) \\ q = UA \frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_3)}{\ln \left(\frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_3} \right)} & (3.8) \end{cases}$$

Da ciò si ricava una temperatura dell'aria in ingresso al ricevitore solare attorno ai 590°C, valore che per semplicità verrà considerato come condizione costante nella modellazione su COMSOL del ricevitore.

La temperatura T_4 , corrispondente alla TIT (*Turbine Inlet Temperature*), viene fatta variare nel codice al fine di ottenere una correlazione fra di essa e il rendimento elettrico dell'impianto.

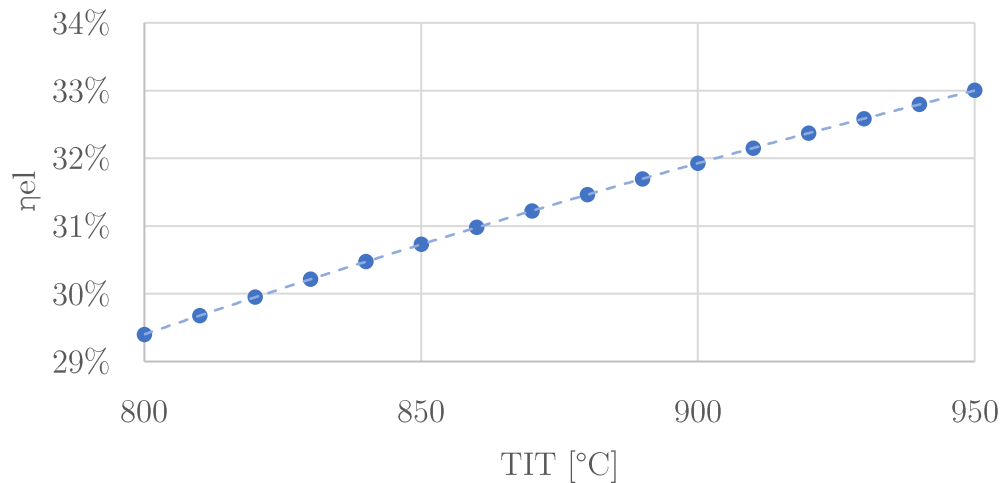


Figura 3.6 - Rendimento elettrico del MGT in analisi in funzione della sua TIT

Una volta estrapolati i dati di TIT e rendimento da Matlab, la correlazione analitica viene ottenuta tramite l'uso di Excel. La funzione ottenuta è il seguente polinomio di secondo grado (rappresentato in Figura 3.6 come linea tratteggiata).

$$\eta_{MGT} = A \cdot TIT^2 + B \cdot TIT + C \quad (3.9)$$

Con:

- $A = -0.000000254091386554778 \left[\frac{1}{K^2} \right]$
- $B = +0.000684401838235559000 \left[\frac{1}{K} \right]$
- $C = -0.090872508928682300000 [-]$

La precisione di questa correlazione è ulteriormente confermata da un valore di R^2 pari a 0.999997.

Capitolo 4 - Modellazione del ricevitore solare su COMSOL Multiphysics

4.1 COMSOL Multiphysics

COMSOL Multiphysics è un software commerciale in grado di effettuare analisi di diverso genere e utili in diversi ambiti tecnologici, che vanno dall'industria alla ricerca. È un software che quindi si presta bene a diversi contesti e che offre una vasta gamma di metodi computazionali utili a risolvere i più svariati problemi fisici caratterizzati da approssimazioni e oneri computazionali più o meno rilevanti a seconda degli obiettivi che ci si pone. Le branche della fisica che copre riguardano l'elettromagnetismo, la meccanica strutturale, l'acustica, la fluidodinamica, gli scambi di calore e la chimica. Ognuna di queste può essere studiata singolarmente o in combinazione con altre grazie alla possibilità di creare modelli multifisici, dando così la possibilità di modellare quasi qualsiasi genere di dispositivo senza vincoli di sorta. Si presta bene quindi alle analisi CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e, più precisamente, alle analisi di tipo termofluidodinamico che vengono compiute in questo studio, chiamate talvolta CTFD (*Computational Thermal Fluid Dynamics*), le quali combinano le fisiche di flusso laminare e turbolento dei fluidi con la fisica riguardante i problemi di trasmissione del calore.

In effetti, insieme con ANSYS Fluent, StarCCM+ e ANSYS CFX, COMSOL è uno dei software più utilizzati per effettuare questo genere di analisi. L'ordine del processo di modellazione usato da questa piattaforma di simulazione parte con la definizione della geometria del componente per poi continuare con la specifica delle proprietà dei materiali, delle fisiche di

interesse (condizioni al contorno comprese), del dominio di calcolo (*Mesh*) ed infine del tipo di studio che si vuole condurre (stazionario o transitorio).

Nei seguenti paragrafi ci si soffermerà su ognuno di questi punti in modo da ricostruire in modo dettagliato il processo logico che ha permesso di costruire il modello poi utilizzato nelle simulazioni, soffermandosi in particolare sulle diverse tecniche usate che hanno permesso di ridurre i tempi computazionali mantenendo al contempo un adeguato livello di precisione.

4.2 Dimensioni geometriche

Le dimensioni spaziali del ricevitore descritto nei precedenti paragrafi derivano da uno studio di ottimizzazione già compiuto da Bashir e Giovanelli [15] i cui risultati vengono riassunti in Figura 3.5.

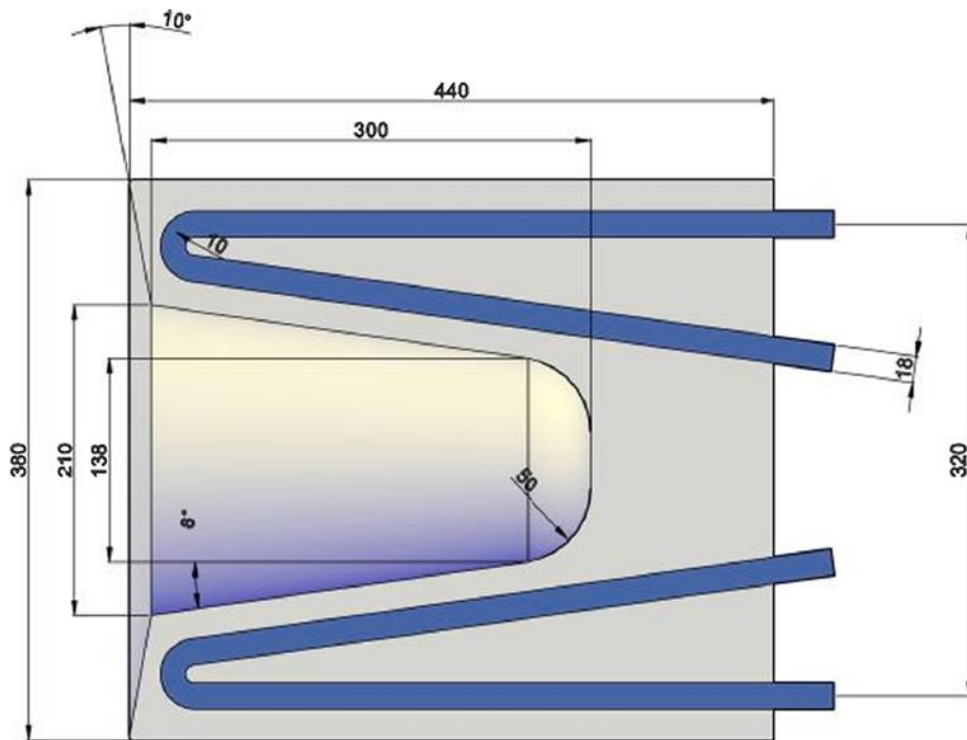


Figura 4.1 - Dimensioni geometriche del ricevitore

Il volume di PCM racchiuso in questo volume è pari a circa 41 litri ed è stato calcolato tenendo conto di una potenza termica estratta di circa 32.5 kW, valore compreso in un intervallo ottimale (30-35kW) per alimentare un microturbogas da 10 kW, e di un tempo di accumulo pari a circa 30 minuti, ovvero il tempo sufficiente a coprire le rapide oscillazioni di irradianza

giornaliere legate al moto delle nubi. Tenendo conto di un materiale a cambiamento di fase di tipo MgSi (44/56% wt) il calcolo sarebbe infatti il seguente:

$$V_{PCM} = \frac{P_{nom} t_{storage}}{\rho L_f} = \frac{32.5 [kW] \cdot 30 [min] \cdot 60 \left[\frac{s}{min} \right]}{1900 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 757 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \cong 41 \cdot 10^{-3} m^3 = 41 l \quad (4.1)$$

Va osservato che le riportate dimensioni geometriche tengono conto solo dei tubi e del materiale a cambiamento di fase in cui sono immersi e non del contenitore esterno. Esaminando i dati presenti in letteratura si è scelto di adottare come materiale di contenimento il SiC per via delle sue ottime proprietà termofisiche e strutturali, della sua compatibilità chimica con MgSi e della sua alta temperatura massima operativa (è in grado di lavorare a elevate temperature fino a un massimo di circa 1600°C). Per tenere conto di tutto il sistema alle riportate dimensioni geometriche va quindi aggiunto un serbatoio di contenimento con uno spessore scelto pari a circa 5 mm il quale dovrebbe essere sufficientemente robusto per reggere le sollecitazioni meccaniche alle quali il dispositivo potrebbe essere soggetto e abbastanza sottile per non costituire una resistenza termica troppo grande per il flusso termico entrante nel ricevitore. Nonostante l'introduzione di questa resistenza termica sia inevitabile va comunque fatto notare che l'utilizzo di questo serbatoio porta dei vantaggi anche dal punto di vista termico. Grazie all'elevata conducibilità termica del SiC (pari circa 120 W/(m K)) l'introduzione di questo contenitore migliora lo scambio termico all'interno del componente agevolando così l'omogeneizzazione della temperatura all'interno del PCM. In più, escludendo solo l'anello circolare frontale e la cavità, tutte le altre superfici sono coibentate con materiale isolante in modo da ridurre quanto più possibile le perdite termiche con l'esterno.

Prima di implementare la geometria del componente su COMSOL si è cercato di ridurre il più possibile il dominio di calcolo in modo da minimizzare il costo computazionale del computer. Avendo i tubi immersi nel PCM assi di simmetria diversi rispetto al cilindro esterno e alla cavità non si è potuto adottare un modello 2D assialsimmetrico mentre la scelta obbligata è stata di lavorare su un sottodominio tridimensionale del ricevitore costituente una "fetta" di quest'ultimo pari a 1/24 dell'intero volume. Una raffigurazione della nuova geometria così ottenuta viene riportata in Figura 4.2.

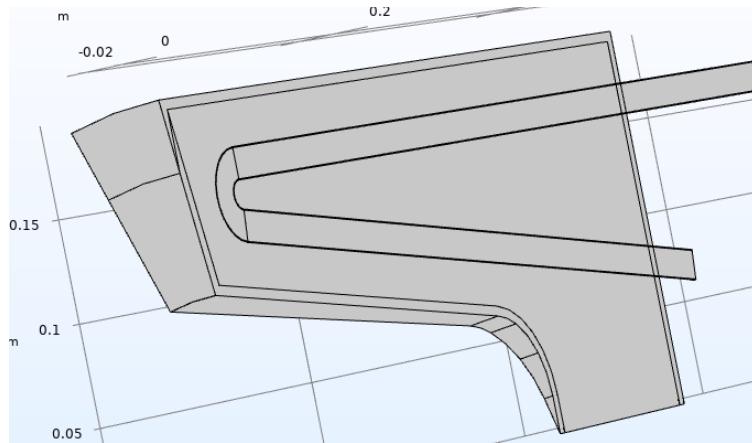


Figura 4.2 - Dominio computazionale scelto

Per la precisione questa scelta del dominio non sarebbe perfettamente corretta se si tenesse conto degli effetti di galleggiamento dell'aria presente specialmente all'interno della cavità assorbente, i quali rendono la distribuzione della temperatura non simmetrica. Precedenti analisi più dettagliate [15] hanno però mostrato come questo effetto sia piuttosto trascurabile per via dei fenomeni di mescolamento che si verificano all'interno della cavità che rendono la temperatura dell'aria al suo interno abbastanza omogenea, quindi questa analisi semplificata dovrebbe restituire dei risultati comunque ben rappresentativi della realtà ma a un costo computazionale decisamente inferiore in quanto compiuta su un dominio di calcolo notevolmente inferiore.

4.3 Proprietà dei materiali

I materiali utilizzati nel modello sono essenzialmente tre: la lega MgSi (ovvero il materiale a cambiamento di fase scelto), il carburo di silicio (SiC, materiale ceramico componente l'involucro e i tubi interni) e l'aria (ovvero il fluido termovettore).

4.3.1 Lega metallica MgSi

La lega MgSi, come già detto, è stata scelta per le sue ottime proprietà termofisiche le quali le permettono di garantire delle buone prestazioni termiche e garantire un buon livello di densità energetica e quindi di

compattezza del componente. Tenendo conto della limitatezza dei dati reperibili in letteratura a riguardo, le proprietà di questa lega sono state ipotizzate costanti in ambo le fasi (liquida e solida) cui opera nel corso del funzionamento dell'impianto. Osservando i dati di altri materiali PCM ad alta temperatura comunque questa ipotesi sembra essere abbastanza valida in quanto le variazioni percentuali delle proprietà di questi materiali sono generalmente piuttosto basse.

Tabella 4.1 - Proprietà termofisiche MgSi [15]

Proprietà	Valore	Unità
Conducibilità termica λ	70	$\frac{W}{m \cdot K}$
Calore specifico c_p	632	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Calore latente L_f	757	$\frac{kJ}{kg}$
Densità ρ	1900	$\frac{kg}{m^3}$
Temperatura di fusione T_f	946	$^{\circ}C$

Per quanto riguarda la fisica del cambiamento di fase si anticipa che questa è stata considerata utilizzando il metodo della capacità termica apparente, consistente in una formulazione del calore specifico dipendente dalla temperatura che include intrinsecamente anche l'informazione relativa al calore latente del materiale. Per una spiegazione più dettagliata si rimanda comunque al paragrafo 5.2.

4.3.2 Carburo di silicio

Il carburo di silicio, SiC, risulta essere un'ottima scelta in quanto può resistere ad elevate temperature mantenendo le sue caratteristiche meccaniche invariate e si presta quindi molto bene come materiale di contenimento. Un altro grosso vantaggio è quello di rimanere chimicamente stabile anche alle elevate temperature operative del caso, evitando quindi il rischio di fenomeni corrosivi legati al contatto con la lega metallica di MgSi.

Tabella 4.2 - Proprietà termofisiche carburo di silicio [15]

Proprietà	Valore	Unità
Conducibilità termica λ	125	$\frac{W}{m \cdot K}$
Calore specifico c_p	750	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Densità ρ	3100	$\frac{kg}{m^3}$
Emissività ε_{SiC}	0.9	-
Temperatura massima operativa T_{max}	1600	$^{\circ}C$

4.3.3 Aria

L'aria è semplicemente il fluido operativo utilizzato nei turbogas i cui vantaggi principali sono il costo nullo e l'ovvia facile reperibilità. Ai fini di questa analisi comunque verrà considerata come gas ideale così da ridurre la complessità del modello, rendendo quindi più facile la sua implementazione e abbreviando i tempi di calcolo relativi alla risoluzione numerica del problema.

Tabella 4.3 - Proprietà termofisiche dell'aria (gas ideale)

Proprietà	Valore	Unità
Conducibilità termica λ	0.0716	$\frac{W}{m \cdot K}$
Calore specifico c_p	1004.5	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Costante specifica del gas R	287	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Viscosità dinamica μ	43.1e-6	$Pa \cdot s$

4.4 Fisiche inserite nel modello

Ai fini della simulazione, la geometria completa è stata scomposta in quattro domini di cui tre solidi e uno fluido. I domini solidi includono il PCM, il materiale dei tubi e quello di contenimento. L'interno dei tubi in cui scorre l'aria destinata poi a finire in turbina costituisce invece il dominio fluido. Questa suddivisione è essenziale in quanto ognuno di questi domini è stato associato al rispettivo materiale mentre dal tipo di dominio (solido o fluido) è dipesa la fisica associata adesso. Più in particolare le fisiche del caso riguardano:

- la trasmissione del calore, applicata sull'intera geometria ma usando due diverse equazioni differenziali a seconda che il dominio sia solido o fluido;
- il flusso turbolento, applicata solo sul dominio fluido.

4.4.1 Trasmissione del calore

Le equazioni differenziali atte a modellare i fenomeni di trasmissione del calore derivano chiaramente dal principio di conservazione dell'energia. Nei domini solidi il modello matematico è dominato solo dal trasporto conduttivo di calore mentre nel caso del modello usato per il HTF (*Heat Transfer Fluid*), questi considera anche il termine di trasporto avveztivo legato al campo di moto del fluido. Il tipo di dominio, inoltre, influenza anche la scrittura conservativa o non delle equazioni differenziali:

- Nel caso dello scambio termico nel fluido viene usata la forma conservativa in modo da tenere conto dei gradienti temporali e spaziali delle sue proprietà termofisiche,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla \cdot (u \rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (4.2)$$

- per quanto riguarda lo scambio termico nel PCM e nei materiali componenti tubi e serbatoio di contenimento invece l'equazione viene semplificata usando la forma parzialmente non conservativa. Si dice parziale perché, usando il metodo della capacità termica

apparente, il calore specifico in realtà rimane all'interno della derivata parziale calcolata rispetto al tempo mentre la conducibilità termica e la densità vengono considerate costanti sia nello spazio che nel tempo,

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}(c T) = \lambda \nabla^2 T \quad (4.3)$$

Ovviamente, i termini comprendenti le derivate temporali hanno valenza solo nel caso di studio in condizioni transitorie e vengono quindi eliminati nel caso di analisi in condizioni stazionarie.

Tali equazioni in combinazione con le equazioni che esprimono i principi di conservazione della massa e della quantità di moto, di cui si parlerà in parte nel paragrafo successivo, permettono quindi di calcolare i campi di temperatura e di velocità in ogni punto del dominio e in ogni istante di tempo.

Le condizioni al contorno inserite nel modello e utili a ottenere tali risultati sono le seguenti:

- tutte le superfici della geometria completa non a diretto contatto con la radiazione solare sono state considerate ben isolate imponendo su di esse un flusso termico pari a zero (condizione di adiabaticità o condizione di Neumann con flusso termico imposto nullo)

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (4.4)$$

- sulle rimanenti superfici della geometria ridotta (ovvero quella con volume pari a 1/24 del volume della geometria completa descritta nel paragrafo 4.2), escludendo solo quelle a diretto contatto con la radiazione solare, viene imposta la medesima condizione espressa nel punto precedente così da imporre la condizione di simmetria del campo termico;
- lo stesso vale anche per la sezione di uscita dei tubi dentro cui passa l'aria, la cui temperatura si suppone indipendente da ciò che è presente subito oltre tale sezione;
- sulla sezione d'ingresso viene invece imposta la condizione di temperatura costante (condizione di Dirichlet) pari a 590 °C,

valore di temperatura indicativo dell'aria in uscita dallo scambiatore rigenerativo (la cui derivazione è spiegata nel paragrafo 3.3)

$$T_{inlet} = 590^{\circ}\text{C} \quad (4.5)$$

- sulla corona circolare presente sulla superficie frontale del ricevitore (generalmente conosciuta come anello solare) si considerano tre tipi di flusso termico, due uscenti e uno entrante. Il primo flusso uscente è dato dallo scambio termico convettivo con l'aria esterna (condizione di Robin). Il coefficiente di convezione h è supposto pari a $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ mentre la temperatura ambiente viene considerata costante e pari a 15°C

$$\varphi_{conv} = h (T_i - T_{amb}) \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.6)$$

Il secondo è dato dalle perdite per re-irraggiamento verso l'ambiente esterno. Tale flusso viene calcolato tramite l'equazione di Boltzmann considerando un valore di emissività ε pari a 0.9

$$\varphi_{reirr} = \sigma_B \varepsilon (T_i^4 - T_{amb}^4) \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.7)$$

Infine, il terzo tipo di flusso deriva dalla radiazione solare concentrata incidente sull'anello solare descrivibile nuovamente tramite una condizione di Neumann. Il suo valore dipende quindi dalla radiazione solare che incide sul paraboloide solare e dalle caratteristiche ottiche di quest'ultimo e del ricevitore.

$$\varphi_{irr} = G \frac{A_{dish}}{A_R} \eta_{ott} (1 - \rho_R) \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.8)$$

Il paraboloide solare viene considerato ad elevate prestazioni con un coefficiente di riflessione pari al 94% e un'area attiva di 60 m^2 . Ipotizzando un'area totale A_{dish} pari a 63.4 m^2 si ottiene quindi un rendimento ottico η_{ott} del 88.96%. L'area ricevente A_R si considera pari alla superficie di un cerchio di diametro pari a quello del ricevitore, ovvero pari a 390 mm (poiché si considera

anche lo spessore del contenitore esterno). Infine, il coefficiente di riflessione del carburo di silicio ρ_R è posto pari al 10%.

Una volta calcolati i tre flussi, quello risultante sarà dato quindi da:

$$\varphi_{tot} = \varphi_{irr} - \varphi_{conv} - \varphi_{reirr} \quad (4.9)$$

- nella cavità valgono le medesime considerazioni compiute per l'anello solare ma con alcune importanti differenze. Viene anticipato che il sistema DMGT in questione diventa operativo solo in seguito al raggiungimento di irradianze solari piuttosto intense, raggiungibili solo in mattinata ormai inoltrata. Ciò significa che l'angolo di inclinazione del paraboloide, e quindi del ricevitore, sarà abbastanza grande da agevolare la stagnazione dell'aria all'interno della cavità. Considerato ciò e visti gli elevati valori di temperatura dell'aria interna raggiunti durante il periodo di funzionamento del DMGT, le perdite per convezione all'interno della cavità vengono considerate trascurabili. Per quanto riguarda gli altri due tipi di perdite invece bisogna introdurre il concetto di fattori di vista. La cavità, infatti, ha il grande vantaggio di ridurre la frazione di angolo solido attraverso cui le superfici calde "vedono" l'ambiente esterno, principale pozzo di calore dove si concentrano le perdite per re-irraggiamento e per riflessione. Visto il già molto basso valore di ρ_R , introducendo il concetto dei fattori di vista anche le perdite per riflessione diventano trascurabili. Il principale tipo di perdite, quindi, risulta essere quello per re-irraggiamento la cui formulazione diventa,

$$\varphi_{reirr} = F_{i,amb} \sigma_B \varepsilon_{SiC} (T_i^4 - T_{amb}^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (4.10)$$

I fattori di vista $F_{i,amb}$ sono stati calcolati attraverso una simulazione statistica con metodo Monte Carlo costruita appositamente per questo studio e il cui codice è riportato in Appendice B.

In particolare, ai fini di questo studio la superficie interna della cavità viene approssimata come superficie lambertiana e isoterma. Quest'ultima ipotesi in realtà non è precisa poiché essa presenta dei gradienti interni non nulli ma, essendo questi di molto più ridotta entità rispetto alla differenza di temperatura presente tra un qualsiasi punto della cavità e l'ambiente

esterno, questa supposizione dovrebbe essere accettabile, e permette così di considerare solo le perdite per re-irraggiamento verso l'ambiente esterno e i fattori di vista ad esse associati.

La simulazione prevede dunque la generazione di un numero considerevole di raggi che si dipartono da uno specifico punto scelto lungo tale superficie. Rapportando il numero di quelli che fuoriescono dalla cavità rispetto al totale si ottiene così una stima del fattore di vista.

Una volta ripetuta questa simulazione per diversi punti presenti sulla superficie interna della cavità e osservata l'assialsimmetria di quest'ultima, è stato quindi possibile ricavare una correlazione analitica che legghi la coordinata y (ovvero la coordinata dell'asse corrispondente a quello di simmetria) di ogni punto sulla cavità con il fattore di vista corrispondente.

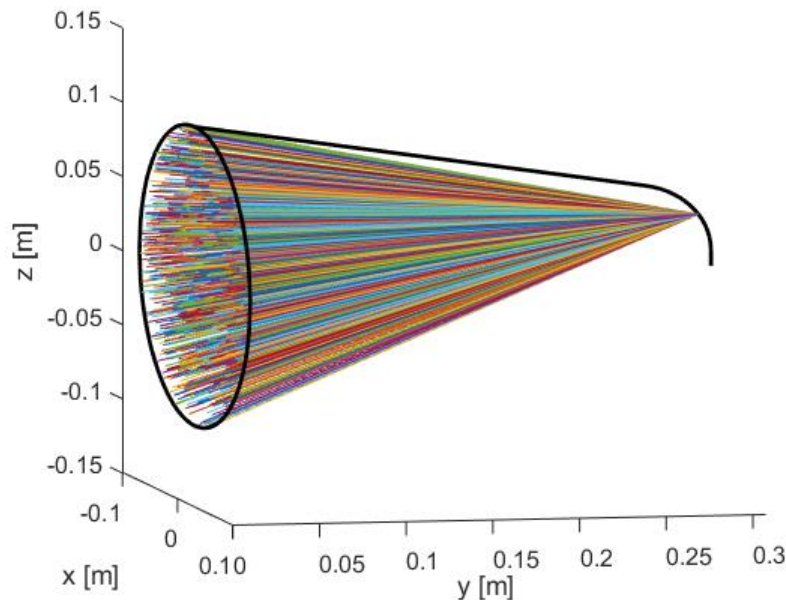


Figura 4.3 - Esempio di simulazione statistica per il calcolo dei fattori di vista

Più di preciso, essendo la geometria della cavità composta da tre geometrie differenti (un tronco di cono iniziale, un raccordo sferico e un fondo piano) le correlazioni analitiche sono tre e sono state ricavate attraverso Excel scegliendo la forma di un polinomio di quarto grado per il primo tratto e uno di secondo grado per il secondo tratto. Al fondo piano corrisponde invece un unico valore di fattore di vista pari a 5.15%, identico all'ultimo risultato ottenuto per il raccordo sferico.

Le correlazioni sono dunque le seguenti:

- per il tronco di cono,

$$F_{i,amb} = A y^4 + B y^3 + C y^2 + D y + E \quad [R^2 = 0,9998] \quad (4.11)$$

Con:

- $A = 187,874942645896 [m^{-4}]$
- $B = -141,773300366267 [m^{-3}]$
- $C = 42,7691714794642 [m^{-2}]$
- $D = -6,96307419003821 [m^{-1}]$
- $E = 0,618986033697146$

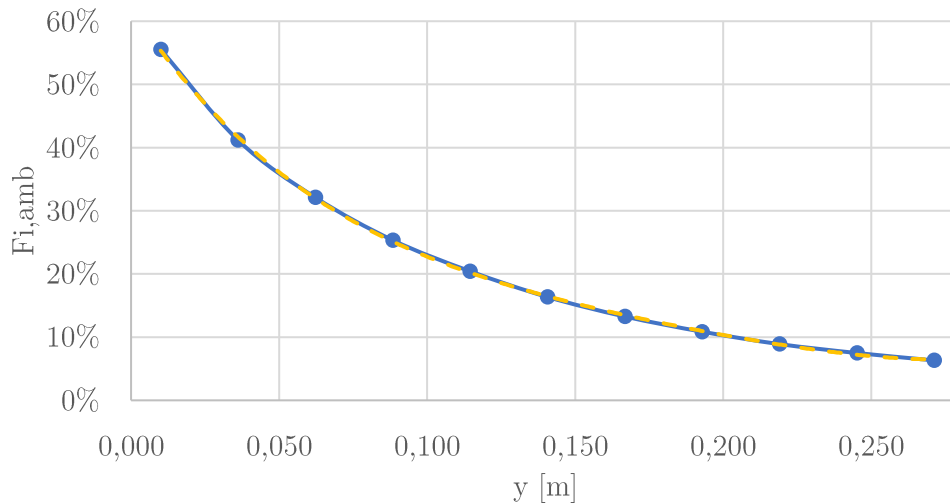


Figura 4.4 - Risultati delle simulazioni statistiche compiute per la stima dei fattori di vista lungo primo tratto di geometria (tronco di cono) e rispettiva linea di tendenza (linea tratteggiata)

- per il raccordo sferico,

$$F_{i,amb} = F y^2 + G y + H \quad [R^2 = 0,9998] \quad (4.12)$$

Con:

- $F = 6,27737033557946 [m^{-2}]$
- $G = -3,95289642433935 [m^{-1}]$
- $H = 0,673588286220401$

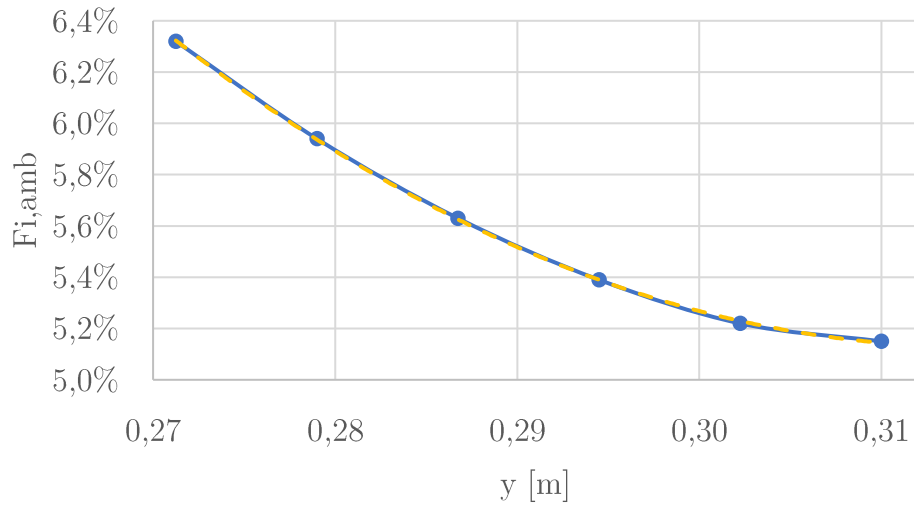


Figura 4.5 - Risultati delle simulazioni statistiche compiute per la stima dei fattori di vista lungo il secondo tratto di geometria (raccordo sferico) e rispettiva linea di tendenza (linea tratteggiata)

- per il fondo piano,

$$F_{i,amb} = 0.0515 \quad (4.13)$$

Assunto costante poiché la simulazione statistica non ha evidenziato sostanziali differenze in funzione dell'altezza di riferimento (in questo caso la variabile y infatti è costante mentre varia solo la coordinata sull'asse z)

4.3.2 Flusso turbolento

Lo stato di flusso turbolento dell'aria circolante nei tubi del ricevitore è garantito da un numero di Reynolds piuttosto elevato e comunque molto maggiore di 4000, limite oltre il quale si afferma lo stato turbolento del fluido. Se si calcola ad esempio questo numero adimensionale sulla sezione d'entrata dell'aria, tenendo quindi conto di una temperatura pari di 590 °C e di una portata pari a 0.1 kg/s suddivisa in 12 tubi di diametro pari a 15 mm, si ottiene il seguente risultato:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{\frac{4\dot{m}}{\pi D}}{\mu} = \frac{4 \cdot \frac{0.1}{12}}{\pi \cdot 0.015 \cdot 39 \cdot 10^{-6}} = 18137 \gg 4000 \quad (4.14)$$

Inoltre, essendo che il flusso d'aria all'ingresso del ricevitore proviene da un percorso relativamente lungo che ha visto il suo passaggio all'interno di più componenti (il compressore e lo scambiatore rigenerativo), si può assumere che esso abbia raggiunto la condizione di flusso turbolento completamente sviluppato. Condizione che nel modello è stata inserita aggiungendo un tratto di tubo iniziale di lunghezza l_e data dalla seguente correlazione [16]:

$$l_e = 4.4 (Re)^{1/6} D \quad (4.15)$$

A questo punto, ci si è soffermati sulla scelta del modello di turbolenza, ovvero del modello in grado di meglio approssimare il comportamento reale del fluido così da evitare l'uso delle cosiddette simulazioni dirette. In generale infatti, il campo di moto di un fluido sarebbe ricavabile in modo praticamente esatto mettendo a sistema le equazioni di continuità, le equazioni di conservazione della quantità di moto (o di Navier-Stokes) e, nel caso di flussi non isotermini, le equazioni di conservazione dell'energia introdotte nel precedente paragrafo. Queste ultime essendo già state trattate non vengono più discusse, mentre vengono riportate a seguito le altre sempre in forma conservativa, in quanto fluido comprimibile, e usando la notazione tensoriale con la convenzione di Einstein (somma implicita di indici ripetuti),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.17)$$

Il problema delle simulazioni che risolvono direttamente queste equazioni (chiamate per questa ragione simulazioni dirette) è che richiedono tempi di calcolo improponibili. Ciò per via dell'elevatissima risoluzione spaziotemporale necessaria a simulare adeguatamente il trasferimento di energia meccanica dalle scale più grandi (la più grande è conosciuta come scala integrale della turbolenza) alle scale dissipative del moto (o scale di Kolmogorov). Per dare un'idea, Comini [17] introduce un'equazione per la stima del tempo di calcolo (tt , *throughput time*) per un caso di geometria semplice, ovvero un canale a piastre parallele:

$$tt = 4 \cdot 10^9 Re_\tau^3 / (\chi R_c) \quad (4.18)$$

Dove:

- Re_{tau} è il numero di Reynolds d'attrito. Considerando che un $Re_{tau} = 100$ corrisponde all'incirca a un $Re \approx 8000$, assumendo un Re pari al valore precedentemente calcolato il Re_{tau} sarà circa uguale a 227;
- χR_c rappresenta la velocità effettiva di calcolo di una macchina espressa in numero di operazioni in virgola mobile al secondo (flops, *floating point operations per second*) che per un computer del 2014 (all'incirca corrispondente all'anno di acquisto del computer utilizzato per questo studio) dovrebbe aggirarsi attorno a 2 Gflops.

Usando i valori appena indicati per il calcolo del tt risulta un tempo di calcolo pari a circa $2.33 \cdot 10^7$ s corrispondente a circa 270 giorni.

Per queste ragioni, visti gli esagerati tempi di calcolo delle simulazioni dirette (riducibili a livelli accettabili solo usando dei supercomputer e solo per geometrie relativamente semplici), da anni si adottano dei modelli di turbolenza, i quali elaborano matematicamente le equazioni di Navier-Stokes così da approssimare il comportamento del fluido con quello di un fluido equivalente che manifesti, nelle medesime condizioni, un comportamento spazio-temporale sufficientemente regolare e predicibile [17] e che approssimi bene il comportamento del fluido reale.

Di modelli di turbolenza se ne possono individuare due macrocategorie che includono i LES (Large Eddy Simulation), ovvero i metodi basati sul filtraggio spaziale, e i RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*), i quali invece si fondano invece su metodi di filtraggio temporale.

Le LES compiono un filtraggio spaziale sulla base del principio che le strutture di più grande scala (i grandi vortici, i quali sono i principali responsabili del trasporto convettivo, di quantità di moto ed energia turbolenta) non si prestano a essere modellate in forma generale poiché altamente dipendenti dallo specifico problema e vanno quindi simulate in modo esplicito. Le strutture di piccola scala sono invece isotrope e universali e perciò si prestano bene a essere modellate in modo semplificato. Al momento, i LES rientrano fra i modelli a più alto grado di precisione ma essendo caratterizzati da un onere computazionale un po' troppo grande rispetto alla capacità di elaborazione del calcolatore utilizzato in questo studio non vengono ulteriormente approfonditi.

I modelli RANS sono stati i primi ad essere sviluppati e sono alla base di molti dei codici di calcolo scritti fino ad oggi. Si ottengono partendo dalle classiche equazioni di Navier-Stokes applicando su di esse la cosiddetta decomposizione di Reynolds (ovvero la riscrittura di ogni variabile di flusso $\boldsymbol{\varphi}$ come somma di un contributo medio $\langle \boldsymbol{\varphi} \rangle$, mediato rispetto al tempo, e di uno oscillante $\boldsymbol{\varphi}'$ dipendente dall'istante di tempo a cui ci si riferisce). Il vantaggio principale rispetto ai modelli LES è l'onere computazionale inferiore, il che li rende particolarmente attraenti ad esempio in ambito industriale ma anche di ricerca.

Anche fra i modelli RANS si possono individuare due macrocategorie, ovvero i modelli a una e a due equazioni. In questo paragrafo vengono però trattati solo quelli appartenenti alla seconda categoria poiché molto meno dipendenti da assunzioni empiriche e quindi più generali e adatti per le simulazioni compiute nel capitolo successivo.

Fra i modelli RANS a due equazioni si citano in particolare il modello $k - \varepsilon$ e il modello $k - \omega$. In entrambi i casi la prima equazione consiste nell'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k , scritta in modo da far comparire il tasso di dissipazione ε nel primo caso e la frequenza caratteristica della turbolenza ω nel secondo.

Per quanto riguarda invece la seconda equazione, i primi introducono in più l'equazione di trasporto di ε , in cui k caratterizza l'intensità delle fluttuazioni turbolente mentre ε caratterizza la loro scala temporale o spaziale. Le due equazioni che descrivono il fenomeno dunque sono:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \langle u_i \rangle k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \langle u_i \rangle \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.20)$$

Dove la viscosità turbolenta μ_t è data dalla relazione di Prandtl-Kolmogorov

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.21)$$

e C_μ , C_1 , C_2 , σ_k (numero di Prandtl turbolento per k), σ_ε (numero di Prandtl turbolento per ε) sono delle costanti.

Lo svantaggio è che queste equazioni non sono applicabili al substrato viscoso/conduittivo presente sulle regioni di parete. Generalmente vengono quindi introdotte le cosiddette “funzioni di parete”, le quali vengono inserite nelle condizioni al contorno del fluido così da legare la velocità e la temperatura del nodo di calcolo più vicino alla parete con lo sforzo ed il flusso termico di parete.

I modelli $k - \omega$, invece, come seconda equazione utilizzano quella di trasporto della frequenza caratteristica della turbolenza ω , la quale si può assumere proporzionale all'inverso della durata caratteristica delle strutture turbolente, intesa come il tempo che intercorre fra la loro produzione e la loro dissipazione.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \langle u_j \rangle k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} - \beta' \rho k \omega \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \langle u_j \rangle \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{5}{9} \frac{\omega}{k} \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} - \beta \rho \omega^2 \quad (4.23)$$

In questo caso la relazione di Prandtl-Kolmogorov è riformulata come:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.24)$$

Con β' , $\beta = C_\mu$ e $\sigma_k = \sigma_\varepsilon$ costanti i cui valori sono reperibili in letteratura.

Il vantaggio di questo tipo di modello è che si mantiene valido nella regione di parete che quindi può essere risolta e trattata come il resto del dominio. Lo svantaggio invece è di essere molto sensibile all'intensità della turbolenza nella corrente libera, il che porta a sovrastimare k nelle regioni di ristagno.

Entrambi i tipi di modello comunque sono stati parzialmente modificati e migliorati nel tempo allo scopo di migliorare l'accuratezza dei risultati. Ai fini di questo studio si sono prese in considerazione due particolari evoluzioni: il $k - \varepsilon$ realizzabile e il SST (*Shear Stress Transport*).

Il primo deriva chiaramente dal $k - \varepsilon$ standard ma introduce due modifiche sostanziali. Innanzitutto la viscosità turbolenta assume una nuova formulazione per cui C_μ non è più una costante ma una variabile. La seconda differenza è una nuova equazione di trasporto del tasso di dissipazione ε

derivata da quella delle fluttuazioni della vorticità quadratica media. Nel complesso il modello $k - \varepsilon$ realizzabile risulta così più adatto per i flussi che presentano forti curvature come quelle ad esempio dei tubi a U del ricevitore.

Il SST, invece, combina linearmente i classici $k - \varepsilon$ e $k - \omega$ adottando il primo nella corrente libera e il secondo nella regione di parete. I due modelli sono pesati secondo dei coefficienti F_1 e $(1-F_1)$ dove F_1 è conosciuto come *blending function* (funzione di miscelazione), la quale assume valore 1 in prossimità della parete e valore 0 nella corrente libera.

Entrambi i modelli sono un ottimo compromesso fra accuratezza dei risultati e tempo computazionale e perciò sono stati entrambi testati per il caso studio di interesse. I risultati relativi al campo di moto sono stati sostanzialmente identici ma il $k - \varepsilon$ realizzabile ha richiesto un tempo di calcolo alquanto inferiore rispetto al SST ed è stato quindi scelto come modello di turbolenza di riferimento per questo studio.

Per quanto riguarda le condizioni al contorno, queste sono soltanto quattro:

- la condizione al contorno imposta sulla sezione d'entrata è relativa alla portata in massa entrante il cui valore è riferito all'unità di area della sezione di tubo entro cui scorre il flusso d'aria,

$$\frac{\dot{m}_{\text{tubo}}}{A_{\text{tubo}}} = \frac{\frac{\dot{m}_{\text{tot}}}{n_{\text{tubi}}}}{\pi \frac{D_{\text{tubo}}^2}{4}} = \frac{\frac{0.1}{12}}{\pi \frac{0.015^2}{4}} \approx 47 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.25)$$

- sulla sezione di uscita viene imposta una pressione pari a 2.98 bar così da far risultare una pressione pari a circa 3 bar nella sezione d'ingresso del fluido,

$$p = 2.98 \text{ bar} \quad (4.26)$$

- in prossimità delle pareti del tubo viene imposta la condizione di nessuno scorrimento,

$$u = 0 \quad (4.27)$$

- lungo la superficie di simmetria della sezione di tubo inclusa nel dominio in analisi si impone la condizione di simmetria del flusso,

$$-u \cdot n = 0 \quad (4.28)$$

Capitolo 5 - Simulazioni e risultati del modello

5.1 Grid independence

In qualsiasi genere di studio computazionale la prima cosa da scegliere è il grado di raffinatezza del dominio di calcolo (*mesh*). È evidente, infatti, che tanto maggiore è la densità di nodi della mesh e tanto maggiore sarà il numero di equazioni da risolvere e quindi tanto più il tempo necessario al raggiungimento della soluzione. Si tratta quindi di un compromesso tra accuratezza dei risultati e tempi di lavoro, le quali sono entrambe due variabili molto importanti in quanto dalla prima dipende la veridicità delle conclusioni dello studio mentre dalla seconda dipende il costo della ricerca.

Per fare ciò si è preso in considerazione uno studio in condizioni stazionarie con un flusso radiativo concentrato pari a 500 kW/m², ovvero il flusso concentrato ottenibile in condizioni di irradianza solare pari a 1000 W/m², e si è poi variato il numero di nodi raccogliendo per ogni caso cinque particolari parametri che sono stati poi oggetto del seguente studio:

- la temperatura in uscita dell'aria T_{out} , il cui valore permette di quantificare l'effetto utile dato dal riscaldamento per via solare;
- la temperatura media del PCM T_{PCM} , la quale offre indicazioni sull'effetto attenuante dato dal processo di cambiamento di fase che avviene nel momento in cui si raggiunge la temperatura di fusione del materiale;
- la frazione di liquido media X_L , che evidenzia la qualità dello sfruttamento del materiale PCM. Più in particolare rappresenta la frazione in volume di PCM che si trova allo stato liquido

all'interno del componente. La frazione di liquido puntuale $X_{l,i}$ viene calcolata come segue,

$$X_{l,i} = \begin{cases} 0 & se\ T \leq T_{fus} - dT \\ \frac{T - (T_{fus} - dT)}{dT} & se\ T_{fus} - dT < T < T_{fus} + dT \\ 1 & se\ T \geq T_{fus} + dT \end{cases} \quad (5.1)$$

- la temperatura massima raggiunta sulla superficie ricevente T_{max} , parametro importante per la verifica del rispetto del limite termico (1600°C) del materiale di contenimento;
- la temperatura media della superficie calda T_{hw} (in letteratura si parla di *hot wall*, coincidente con la superficie ricevente), la quale offre indicazioni sull'importanza delle perdite per irraggiamento.

Ai fini di quanto appena detto sono stati scelti e testati cinque tipi di mesh i cui risultati sono stati riportati in Tabella 5.1. Non si è andato oltre i duecentomila elementi di volume perché già così una simulazione effettuata imponendo condizioni stazionarie impiegava diverse ore.

Tabella 5.1 - Risultati grid independence per cinque tipi di mesh

N. elementi di volume	T_{out} [°C]	T_{PCM} [°C]	X_l [%]	T_{max} [°C]	T_{hw} [°C]
198268	880.0	1015.5	82	1254.6	1142.4
114134	879.8	1015.9	82	1250.3	1142.9
67041	879.9	1017.8	82	1253.4	1144.7
45876	880.4	1020.2	84	1256.1	1147.1
37039	895.6	1033.7	94	1260.5	1156.5

Analizzando i dati in termini di errore relativo, come mostrato in Figura 5.1, con riferimento alla mesh più precisa (ovvero quella composta da 198268 elementi di volume), si è osservato che la mesh con 67041 elementi offre dei buoni risultati con errori relativi delle quattro temperature tutti inferiori o uguali allo 0.22% e l'errore relativo della frazione di liquido pari a 0.77%.

Questi risultati sono compensati da un tempo di calcolo di circa un'ora, il quale viene considerato un buon compromesso rispetto ai valori ottenuti.

L'accuratezza dei risultati si può visualizzare anche facendo un confronto fra le distribuzioni di temperatura e di X_{Li} ottenute utilizzando la mesh selezionata e la mesh più accurata. Nelle Figure 5.3, 5.4 e 5.5 sono riportate queste distribuzioni facendo sempre riferimento a un caso stazionario con flusso termico concentrato pari a 500 kW/m^2 incidente sulla superficie ricevente.

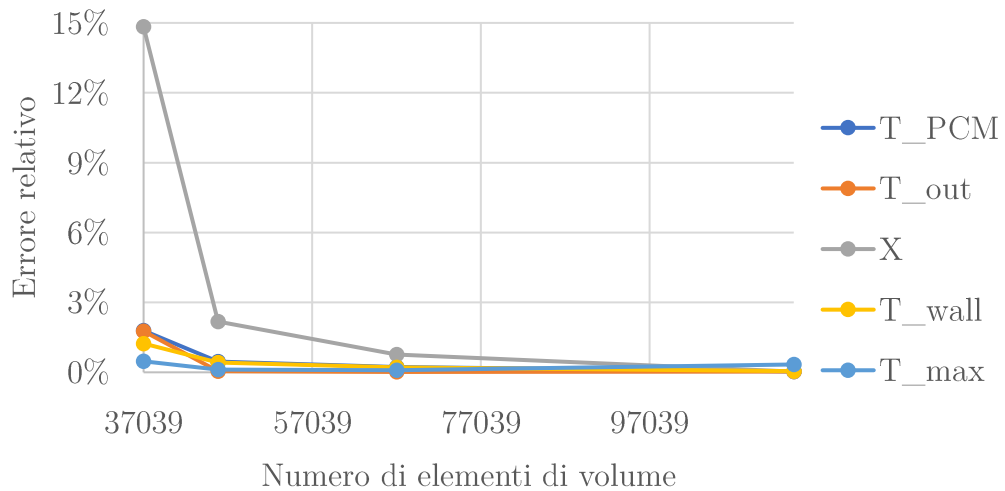


Figura 5.1 – Errore relativo dei cinque parametri definiti in funzione del numero di elementi di volume

Per quanto riguarda la mesh, la discretizzazione del dominio è stata compiuta utilizzando un algoritmo predefinito di COMSOL il quale crea una mesh con tipi di elementi appropriati rispetto ai metodi numerici selezionati. In questo caso particolare sono stati costruiti degli elementi tetraedrici di varie dimensioni all'interno dei domini solidi mentre è stata utilizzata una combinazione di mesh tetraedrica e di elementi di strato limite all'interno del dominio fluido come mostrato in Figura 5.2. La densità di nodi varia da punto a punto sempre in funzione delle fisiche inserite nei domini e in modo tale da ricavare dei risultati più accurati, più rapidamente.

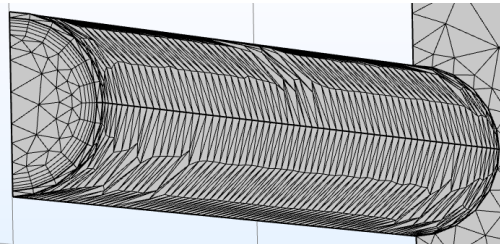


Figura 5.2 - Zoom sulla mesh di un tubo di passaggio dell'aria

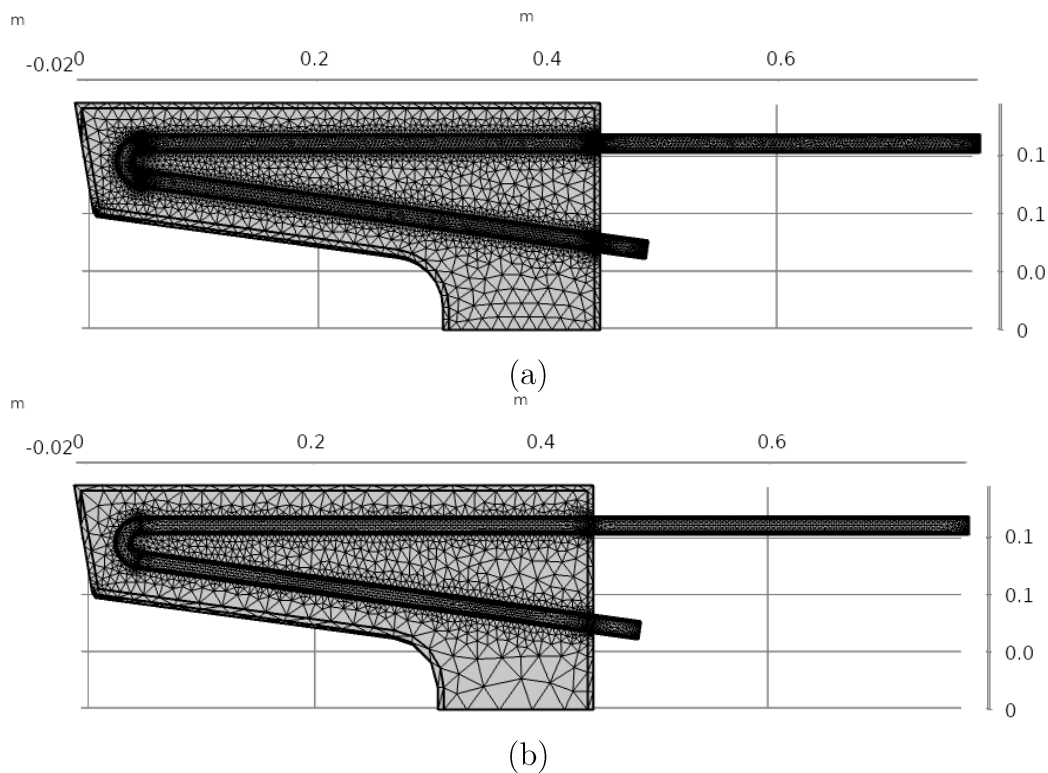
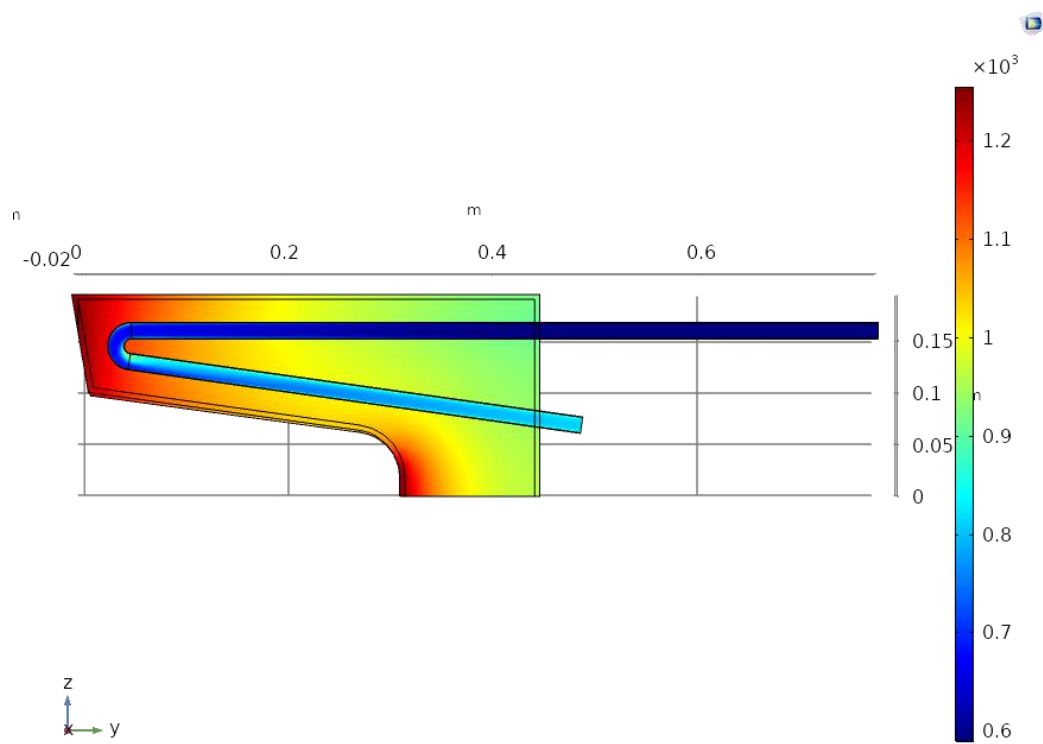


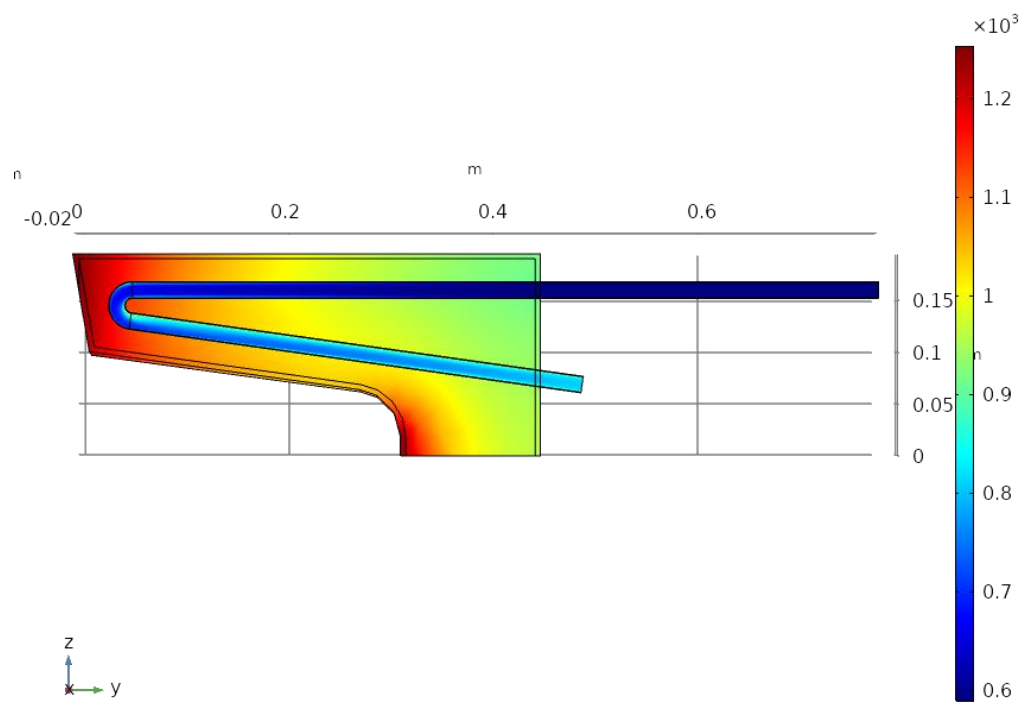
Figura 5.3– (a) Mesh più accurata (b) Mesh selezionata

La distribuzione di temperatura nel PCM rispetta complessivamente le previsioni. La regione più fredda è chiaramente quella più vicina alla sezione d'ingresso dell'aria mentre i picchi vengono raggiunti soprattutto in prossimità del fondo della cavità e dell'anello solare attorno ai quali il PCM, una volta esposto al flusso termico, inizia a scaldarsi e a liquefarsi. Tale distribuzione di temperatura è notevolmente influenzata anche dalla presenza del materiale di contenimento il quale, essendo molto conduttivo, permette di attenuare i gradienti di temperatura e di consentire una maggiore omogeneizzazione della stessa. Per quanto riguarda l'aria, quest'ultima compie un preriscaldamento lungo il tratto iniziale a inferiore temperatura per poi aumentare considerevolmente il suo livello termico attraversando il tratto di tubo a contatto con l'anello solare e la cavità, uscendo infine a circa 880 °C.

Quanto già detto rispecchia inoltre la distribuzione di X_l nel PCM, la quale diventa uguale a zero (zona blu) solo nelle regioni più fredde ovvero in prossimità della sezione d'entrata dell'aria. In ogni caso, una frazione di liquido superiore all'80% come quella ottenuta nel caso descritto rivela uno sfruttamento del PCM piuttosto buono, migliore ad esempio di quello del ricevitore mostrato in Figura 3.1 che invece, nelle medesime condizioni, raggiunge frazioni di liquido attorno al 60%.



(a)



(b)

Figura 5.4 - Distribuzione di temperatura nei due casi: (a) mesh più accurata (b) mesh selezionata

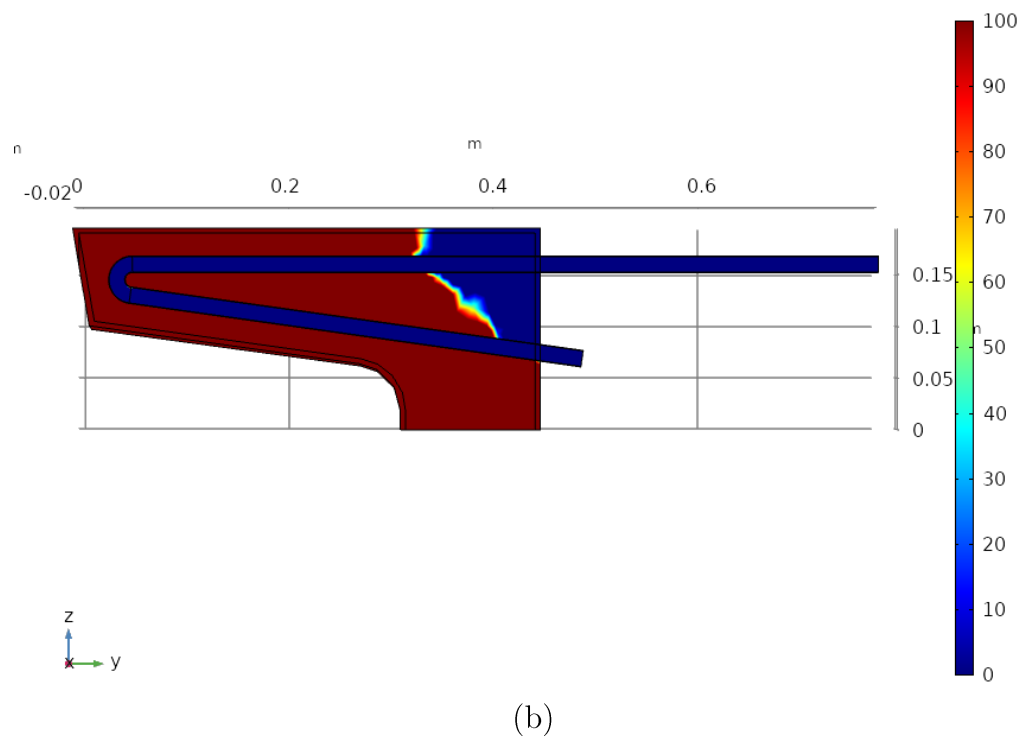
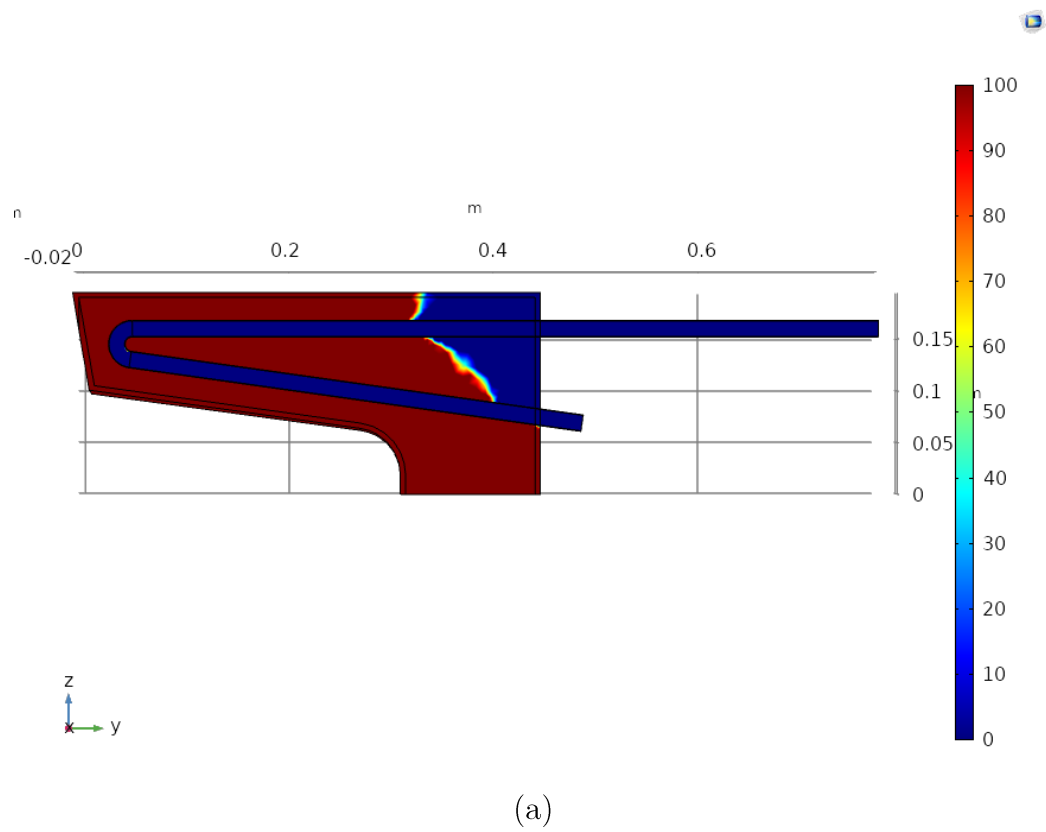


Figura 5.5 - Distribuzione di X nei due casi: (a) mesh più accurata (b) mesh selezionata

5.2 Formulazione analitica del calore specifico apparente

Per riuscire a simulare il cambiamento di fase si è scelto di utilizzare uno dei metodi più comuni e utilizzati per i modelli a griglia fissa: il metodo del calore specifico apparente. Esso consiste nel considerare un intervallo di temperatura fittizio in cui è inclusa la temperatura di cambiamento di fase e per cui il calore specifico aumenta considerevolmente, così da tenere conto anche del calore latente del materiale. Per farlo esistono diversi modi, con o senza smussamento delle proprietà. In questo studio sono stati presi in considerazione due metodi formulando il calore specifico come una funzione a tratti e come una funzione gaussiana; entrambi i metodi sono visualizzabili in Figura 5.5.

La funzione a tratti viene espressa con il seguente sistema:

$$c_p(T) = \begin{cases} c_{p,s} & \text{se } T < T_f - \frac{dT}{2} \\ \frac{c_{p,s} + c_{p,l}}{2} + \frac{L}{dT} & \text{se } T_f - \frac{dT}{2} \leq T \leq T_f + \frac{dT}{2} \\ c_{p,l} & \text{se } T > T_f + \frac{dT}{2} \end{cases} \quad (5.2)$$

Dove $c_{p,s} = c_{p,l}$ e dT rappresenta l'intervallo di temperatura fittizio in cui si manifesta il cambiamento di fase.

Al fine di fare un confronto la funzione gaussiana è stata invece costruita in modo da rendere uguali le aree in cui una delle due funzioni risulta essere più grande dell'altra. Imponendo anche l'ovvia condizione di uguaglianza delle aree sottese, risulta quindi una gaussiana per cui il valore massimo è esattamente uguale a quello raggiunto dalla funzione a tratti. L'espressione analitica è quindi la seguente:

$$c_p(T) = c_{p,s} + \frac{L}{dT} \exp\left(-\sqrt{\pi} \left(\frac{T - T_f}{dT}\right)^2\right) \quad (5.3)$$

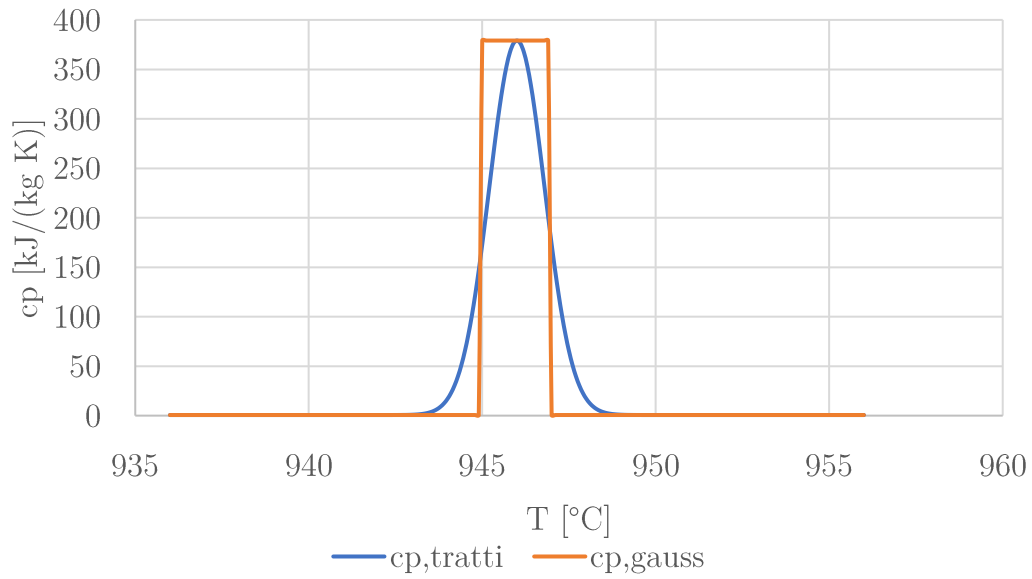


Figura 5.6 - Calore specifico apparente

Per capire quale metodo fosse migliore sono state compiute due simulazioni identiche differenti solo per la definizione analitica del calore specifico. I risultati di queste simulazioni, riportati in Tabella 5.2.

Tabella 5.2 - Risultati delle simulazioni compiute con diverso c_p

Formulazione del c_p	T_{out} [°C]	T_{PCM} [°C]	X_l [%]	T_{max} [°C]	T_{hw} [°C]	Tempo di calcolo [min]
$c_{p,gauss}$	880.4	1020.2	83.7	1256.1	1147.1	33
$c_{p,tratti}$	880.4	1020.2	83.7	1256.1	1147.1	24
Errore relativo	2e-8%	10e-8%	80e-8%	4e-8%	7e-8%	-27.3%

Gli errori relativi evidenziano delle distribuzioni di temperature praticamente identiche in ambo i casi ma con una sostanziale riduzione del tempo di calcolo legata all'utilizzo del $c_{p,tratti}$ piuttosto che della versione gaussiana. Il modello di calore specifico apparente a tratti è stato quindi assunto per le successive simulazioni.

5.3 Transitori giornalieri

Una volta costruito il modello, definiti metodi di calcolo e scelta una mesh sufficientemente accurata si è proseguito con lo studio analizzando il comportamento termico del componente durante il suo periodo di funzionamento. Nei seguenti paragrafi vengono quindi introdotti dapprima gli input di radiazione solare utilizzati e la condizione iniziale scelta per i transitori, per poi proseguire con lo studio degli andamenti di alcuni particolari parametri medi nel corso di giornate tipo di alcuni mesi dell'anno. Oltre a ciò, sono stati trattati anche due casi particolari così da rendere più evidenti i vantaggi apportati dall'uso del PCM e mostrare la buona adattabilità di questo tipo di ricevitore anche per casi caratterizzati da livelli di intensità di radiazione solare estremi.

5.3.1 Input del modello

Per poter simulare il funzionamento del componente nel corso di una giornata tipo sono necessari dati sui livelli di irradianza raggiunti nel corso di una giornata in una specifica località del mondo. Essendo questo studio compiuto in collaborazione con l'Energy Center di Torino sono stati messi a disposizione dei dati di radiazione solare misurati grazie a un solarimetro posto sul tetto del centro di ricerca. Questi dati, misurati e raccolti ogni 15 minuti, sono stati trattati matematicamente così da ottenere una funzione analitica continua rispetto al tempo che ben li approssimasse. In particolare, il tipo di funzione scelta è una simil gaussiana con la seguente forma:

$$G = \begin{cases} A \cdot \exp\left(\frac{(t - t_0)^2}{C}\right) - D & \text{se } A \cdot \exp\left(\frac{(t - t_0)^2}{C}\right) - D > 0 \\ 0 & \text{se } A \cdot \exp\left(\frac{(t - t_0)^2}{C}\right) - D \leq 0 \end{cases} \quad (5.4)$$

Per cui A, C, D e t_0 sono costanti, diverse per ogni mese, ottimizzate per mezzo dello strumento “risolutore” di Excel così da ridurre al minimo la deviazione standard, calcolata fra i dati sperimentali e la curva analitica, e mantenendo un'area sottesa dalla curva analitica almeno uguale a quella sottesa dai dati sperimentali. In Figura 5.5 viene riportata come esempio la curva di irradianza ottenuta per il mese di febbraio.

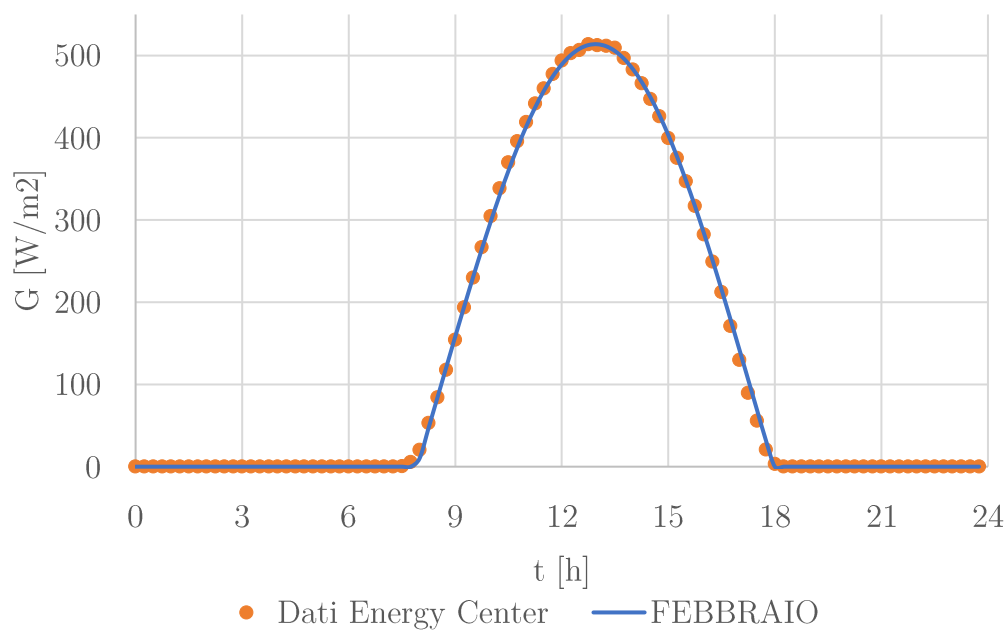


Figura 5.7 - Funzione analitica e dati sperimentali descriventi i dati di irradianza solare di una giornata media del mese di febbraio

In questo modo il software è in grado di operare con qualsiasi passo temporale senza ridurre troppo la precisione legata all'uso di interpolazioni lineari. In Figura 5.6 sono riportate anche le variazioni di irradianza stagionali ottenute con questo procedimento.

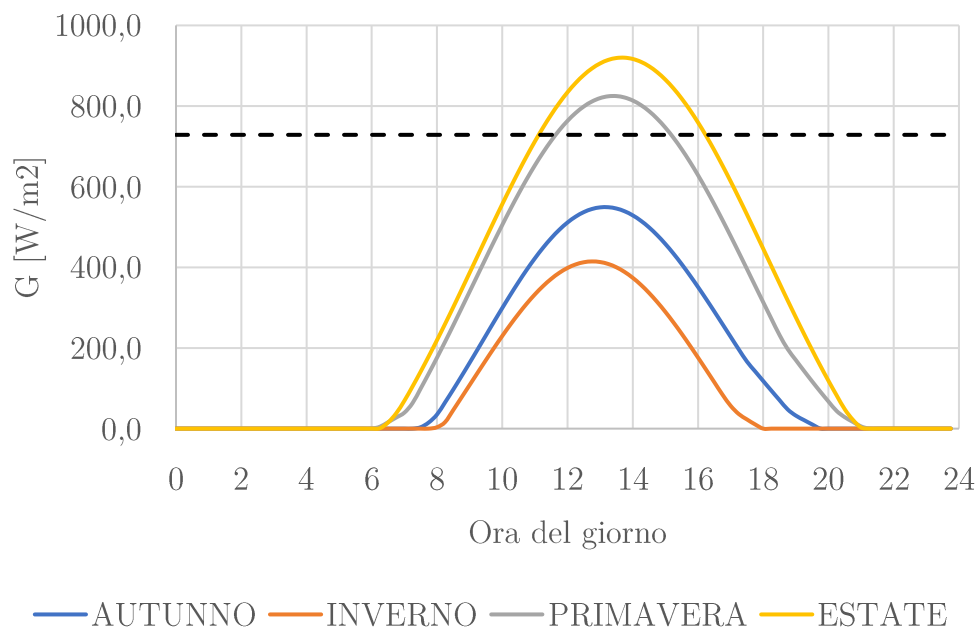


Figura 5.8 - Andamenti di irradianza stagionali

La linea tratteggiata indica il limite di irradianza necessario a raggiungere e mantenere una temperatura dell'aria in uscita dal ricevitore solare sufficientemente alta da consentire il funzionamento del turbogas. È quindi evidente che, considerando i dati di irradianza disponibili, solo i mesi estivi e parte dei mesi primaverili permettono il raggiungimento di valori di irradianza sufficientemente elevati per consentire il funzionamento del sistema. Più in particolare, si considerano i mesi di Aprile, Maggio, Giugno, Luglio e Agosto.

5.3.2 Condizione iniziale

La definizione esatta della distribuzione di temperatura iniziale è un problema piuttosto complesso. Le difficoltà in particolare sono due: la prima sta nel fatto che alcune delle ipotesi del modello sono valide solo nel periodo di funzionamento del sistema per cui i valori di irradianza sono elevati e il sole è alto; la seconda è che non si conoscono informazioni riguardo al passaggio tra le condizioni di off/on e viceversa per cui ad esempio le portate di aria potrebbero essere diverse.

Considerato ciò come condizione iniziale si è scelto di utilizzare la distribuzione di temperatura ottenuta dallo studio in condizioni stazionarie del ricevitore con un flusso termico imposto pari al minimo necessario per ottenere in uscita dal ricevitore un flusso d'aria di temperatura uguale a 800°C. L'ipotesi è considerata conservativa in quanto, a impianto spento, l'assenza di un fluido percorrente i tubi del ricevitore permette un più rapido riscaldamento del componente portando al raggiungimento di temperature quantomeno superiori a quelle invece così considerate. Tenuto conto di ciò, il flusso minimo necessario è pari a 344 kW/m², corrispondente a un'irradianza di 729 W/m², mentre le distribuzioni di temperatura e $X_{l,i}$ sono rappresentate rispettivamente nelle Figure 5.7 e 5.8.

Un'altra considerazione importante riguarda poi il modello di flusso comprimibile precedentemente impostato. In teoria nel corso della giornata la variazione di temperatura che avviene all'interno del componente comporta una variazione della densità dell'aria che incide sul suo campo di moto. Una modifica sostanziale del campo di moto del fluido può portare a una variazione della quantità di calore asportata e in generale è quindi importante tenerne conto. Per verificare la rilevanza di questa variazione è stato reimpostato lo studio stazionario con flusso termico imposto pari a 500

kW/m² ma utilizzando il campo di moto ottenuto dallo studio stazionario definente la condizione di inizio transitorio. I risultati, riportati in Tabella 5.3.

Tabella 5.3 - Risultati ottenuti variando il campo di velocità del fluido nelle due condizioni di interesse

Ipotesi	T_{out} [°C]	T_{PCM} [°C]	X_l [%]	T_{max} [°C]	T_{hw} [°C]
Campo di velocità giusto	1020.2	880.4	84	1147.1	1256.1
Campo di velocità invariato rispetto alla condizione iniziale	1020.3	880.0	84	1147.5	1256.9
Errore relativo	0.01%	0.05%	0.12%	0.04%	0.06%

È quindi evidente che l'ipotesi di mantenere costante il campo di velocità del fluido non porta a errori rilevanti. Tutte le temperature di riferimento ottenute seguendo questa ipotesi presentano infatti errori relativi estremamente ridotti e comunque tutti minori o uguali allo 0.06%. Questo risultato è molto positivo in quanto il calcolo del campo di moto del fluido in condizioni turbolente è quello in assoluto più oneroso quindi considerare un campo di velocità costante durante il transitorio permette di abbreviare notevolmente i tempi di calcolo. La stima della riduzione dei tempi di calcolo in questo caso non viene data perché non è mai stata completata del tutto una simulazione compiuta ricalcolando il campo di moto per ogni passo temporale. Il motivo di ciò è che dopo circa un'ora si era riusciti a calcolare le distribuzioni di temperatura solo di pochissimi passi temporali, lasciando così presupporre dei tempi di calcolo esagerati per tutto il transitorio.

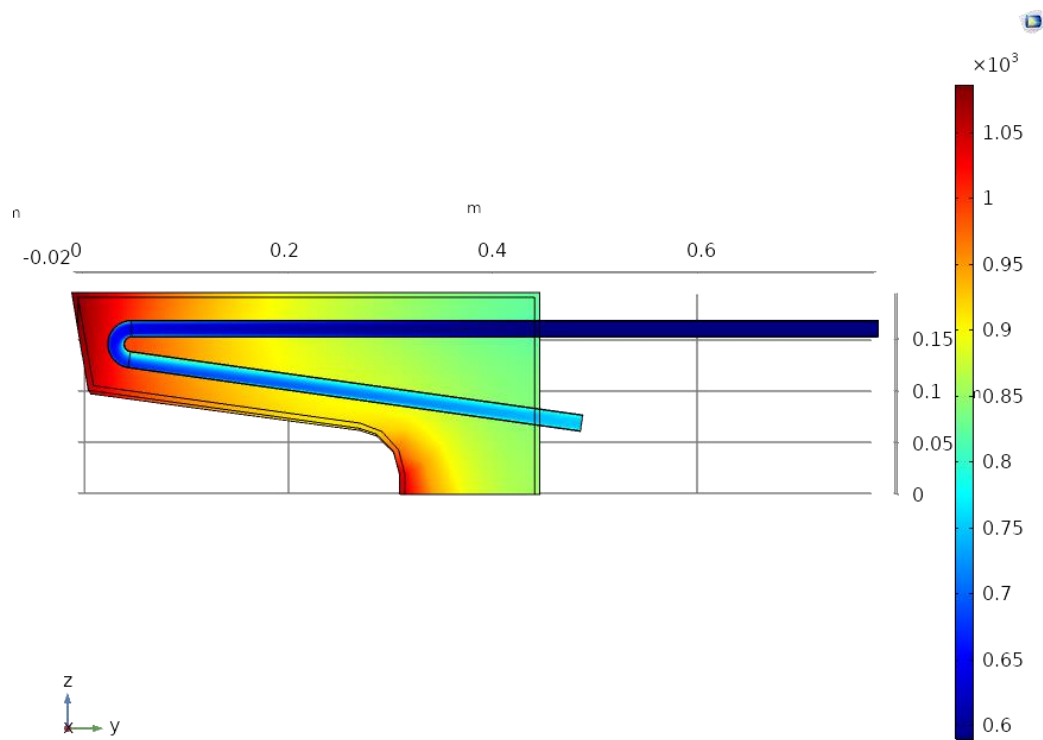


Figura 5.9 - Distribuzione di temperatura iniziale considerata nei transitori

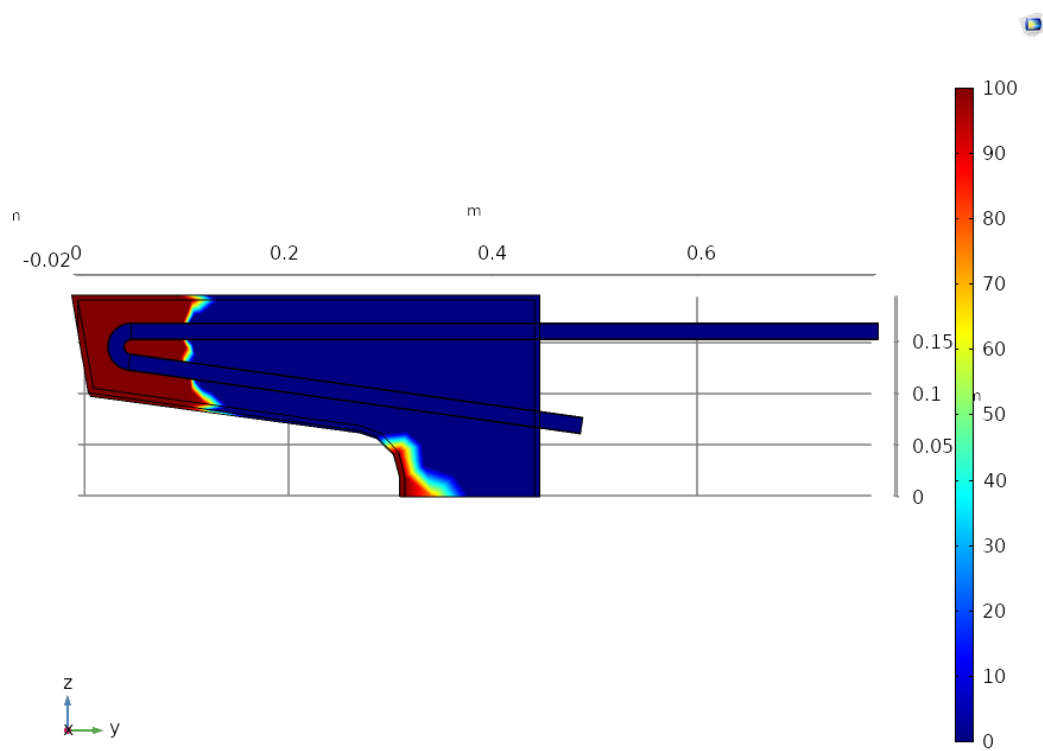


Figura 5.10 - Distribuzione di X iniziale considerata nei transitori

5.3.3 Mesi estivi e primaverili

A partire dalla condizione iniziale definita nel precedente paragrafo e considerata l'approssimazione di campo di moto del flusso turbolento costante, è stata implementata un'analisi di *time dependence* per la scelta di un appropriato passo temporale. A tal fine sono stati implementati dei transitori di circa 7h (all'incirca uguale alla durata massima dei transitori trattati in questo paragrafo) diversi l'uno dall'altro solo per l'ampiezza del passo temporale. Per ognuno di questi sono stati raccolti i valori numerici dei cinque parametri definiti a inizio capitolo relativi all'ultimo istante di tempo calcolato. In questo modo si è osservata una buona convergenza dei risultati già con un passo temporale di 10 minuti per cui, sempre in termini di errore relativo, si ottengono dei valori discostanti di al massimo lo 0.1% rispetto ai passi di calcolo più piccoli.

Come anticipato, i mesi considerati nelle simulazioni sono quelli compresi fra Aprile e Agosto in quanto sono gli unici per cui si riscontrano dei valori di irradianza sufficientemente elevati da permettere il raggiungimento di una temperatura in uscita in grado di garantire il buon funzionamento del micro-turbogas.

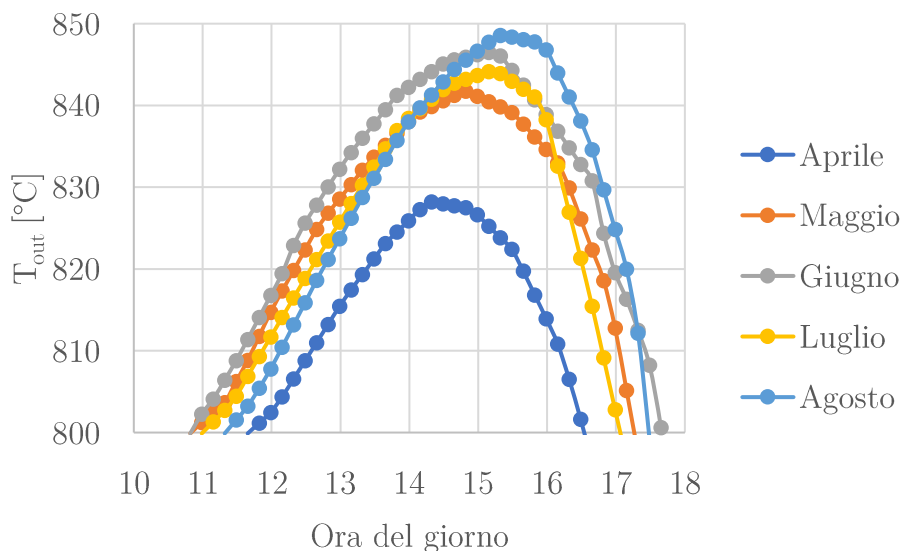


Figura 5.11 - Temperatura dell'aria in uscita durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno

Come mostrato in Figura 5.9, le temperature raggiunte dall'aria si aggirano fra gli 800°C e gli 850°C per un periodo di funzionamento che va dalle cinque alle sette ore al giorno distribuite in un arco di tempo compreso

fra le ore 11 e le ore 18, dipendente chiaramente dal mese considerato. Il picco di temperatura viene raggiunto circa 30-80 minuti dopo il picco di irradianza per via dell'inerzia termica del componente, il cui effetto è tanto maggiore quanto più grande è la quantità di energia assorbita dal ricevitore. Questo ritardo è visibile sugli andamenti della temperatura in uscita dell'aria, della temperatura media del PCM e della frazione di liquido.

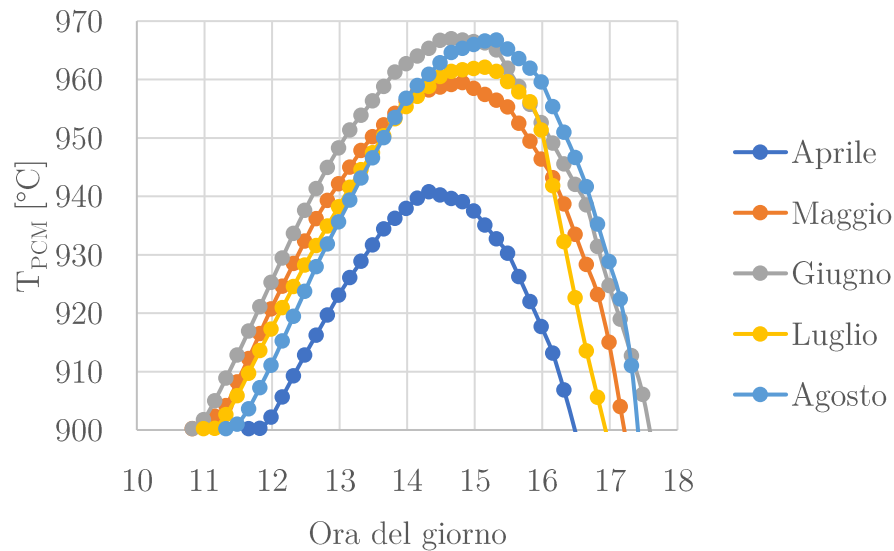


Figura 5.12 - Temperatura media del PCM durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno

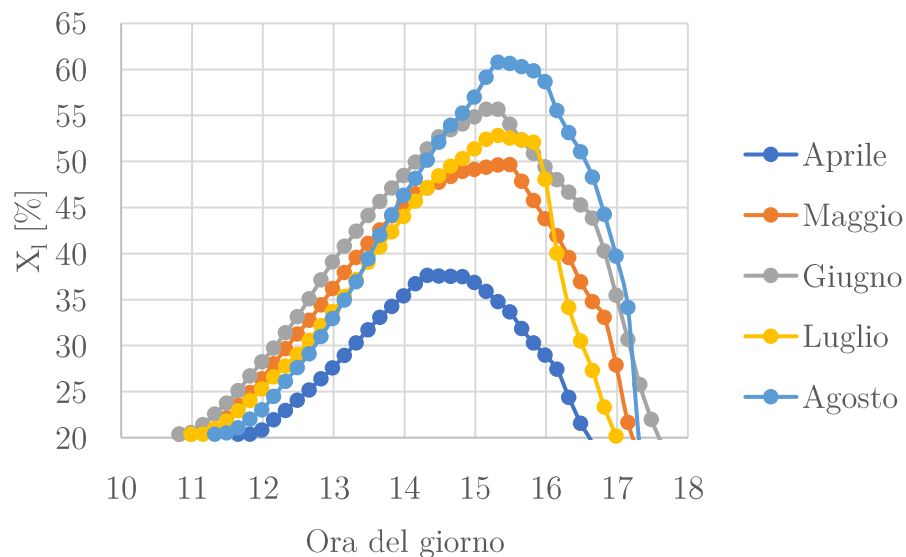


Figura 5.13 - Frazione di liquido del PCM durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno

Gli andamenti della temperatura media di parete e della temperatura massima raggiunta nel componente (corrispondente al picco massimo di temperatura raggiunto sulla superficie calda del ricevitore) mostrano invece andamenti più simili a quello dell'irradianza solare. Andamenti motivati dal fatto che la superficie ricevente è a diretto contatto con la radiazione solare e non risente quindi dell'inerzia termica del ricevitore.

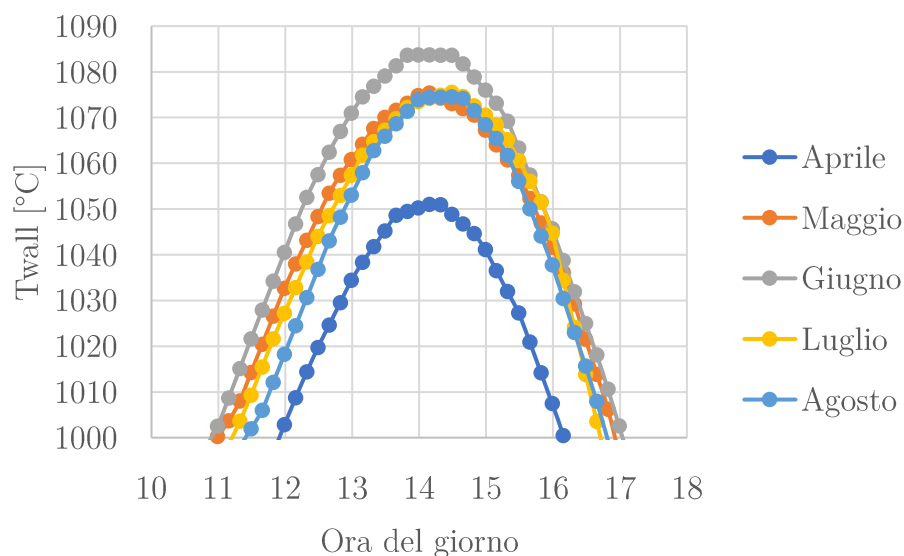


Figura 5.14 - Temperatura media della parete calda durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno

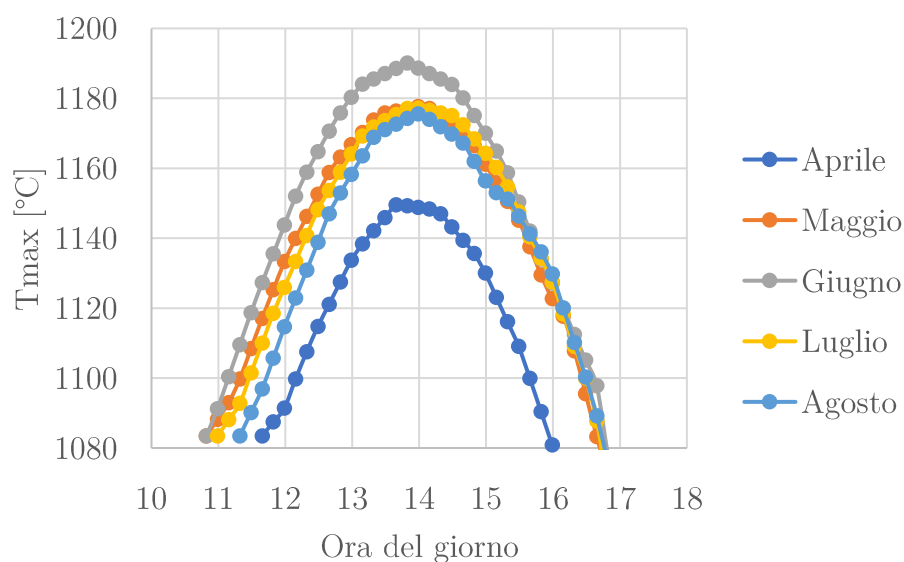


Figura 5.15 - Temperatura massima del ricevitore durante il periodo di funzionamento nei vari mesi dell'anno

Le temperature di parete mostrano una variazione percentuale compresa fra l'8% e il 10% a seconda dell'ora del giorno. I valori massimi non superano mai i 1190°C mantenendosi così ben sotto il limite massimo consentito dal materiale di contenimento scelto.

I picchi di frazione di liquido sono all'incirca fra il 40% e il 60%, raggiunti rispettivamente ad Aprile e Agosto. Tutti gli andamenti di X_l mostrano un tratto di crescita iniziale molto graduale e quasi lineare per poi assumere un tratto decrescente di pendenza via via maggiore man mano che il Sole si avvia verso il tramonto. Sia all'inizio che alla fine del periodo di funzionamento il valore si aggira attorno al 20%, valore limite al di sotto del quale il sistema non riesce più a lavorare.

5.3.4 Radiazione solare fluttuante

Le fluttuazioni della radiazione solare che si possono presentare nell'arco di una giornata, dipendenti dal moto delle nubi, possono incidere notevolmente sulle prestazioni dell'impianto. Al fine di evidenziare i vantaggi dell'accumulo termico utilizzato si sono compiute delle simulazioni prendendo in considerazione una giornata in cui si sono verificate importanti fluttuazioni della radiazione solare. Più in particolare, sono stati presi i valori di irradianza di una giornata di inizio Agosto presentante delle variazioni di G di valore fino al 50% del dato subito precedente alla discontinuità dell'irradianza rilevata.



Figura 5.16 - Irradianza solare del 08/08/19

Il passo di calcolo temporale usato per queste simulazioni è stato ridotto a 1 minuto per riuscire a tenere conto delle discontinuità della funzione G immessa come input (Figura 5.14).

Le seguenti figure presentate in questo paragrafo mostrano i risultati di due differenti simulazioni: le curve blu si riferiscono al funzionamento del ricevitore solare così come è stato descritto finora; le curve arancioni sono state invece ottenute eliminando dal modello la fisica del cambiamento di fase. Il confronto fra le due curve dovrebbe dare quindi un'idea dell'effetto dato dall'uso di un accumulo termico latente piuttosto che sensibile ragionando in condizioni di pari volume. È quindi visibile come l'uso di una quantità relativamente ridotta di materiali PCM permetta di attenuare in modo sostanziale gli effetti dati da repentine variazioni della radiazione solare.

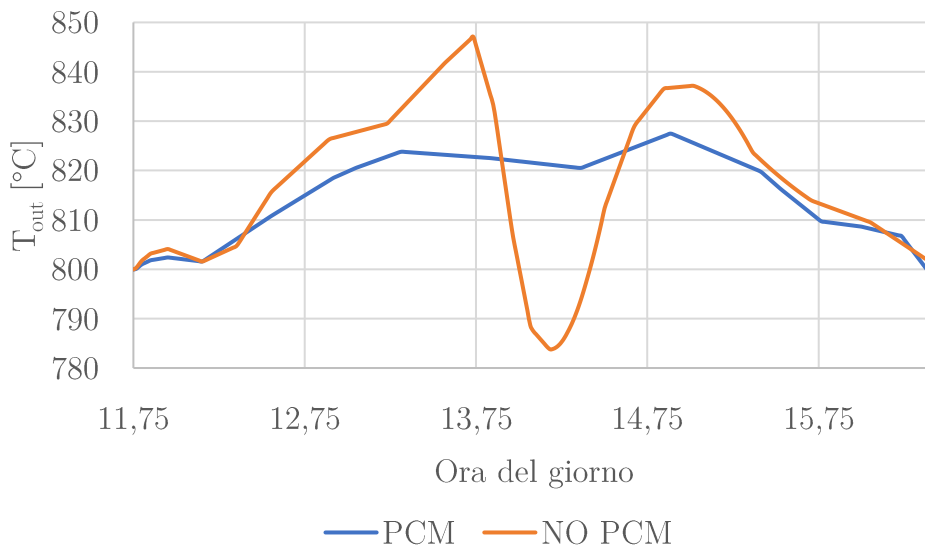


Figura 5.17 – Andamento della temperatura in uscita in presenza di fluttuazioni della radiazione solare

Infatti, nonostante ad esempio la brusca riduzione di G avvenuta attorno alle 13:45, la temperatura in uscita dell'aria (curva blu) in presenza di PCM rimane all'incirca costante con variazioni istantanee di temperatura molto ridotte durante tutto l'arco della giornata. Lo stesso invece non si può dire della curva arancione che fra le 13:45 e le 14:05 presenta un gradiente di temperatura medio di $3^{\circ}\text{C}/\text{minuto}$, con una variazione totale di temperatura di 60°C avvenuta in soli 20 minuti.

Andamenti simili si osservano anche nei grafici mostrati nelle Figure 5.16, 5.18 e 5.19, con la sola differenza che, come spiegato nel paragrafo 5.3.3, le

temperature di parete rispecchiano maggiormente l'andamento della radiazione solare.

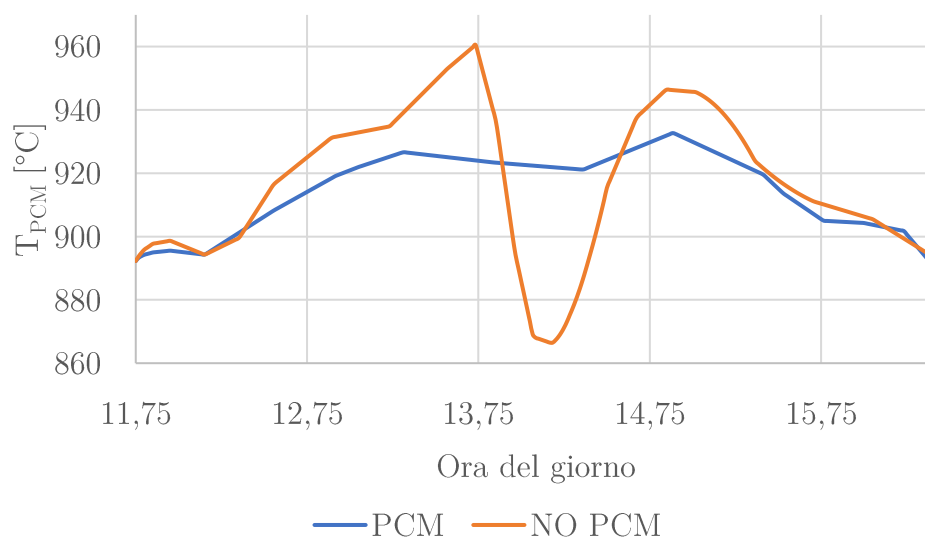


Figura 5.18 - Andamento della temperatura media del PCM in presenza di fluttuazioni della radiazione solare

Inoltre, le differenze di temperatura fra le curve blu e arancioni sono tanto più evidenti quanto più è grande la frazione di liquido del caso considerante il cambiamento di fase.

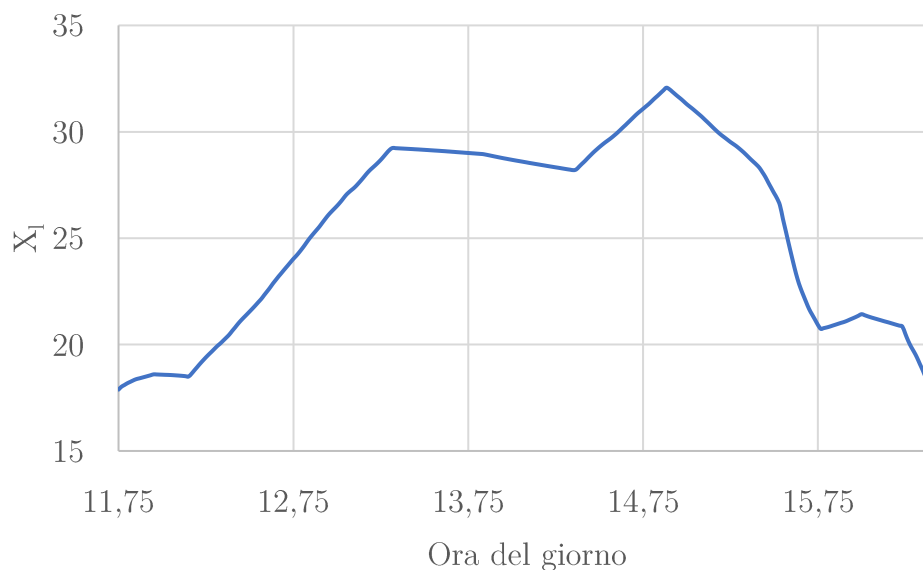


Figura 5.19 - Andamento della frazione di liquido in presenza di fluttuazioni della radiazione solare

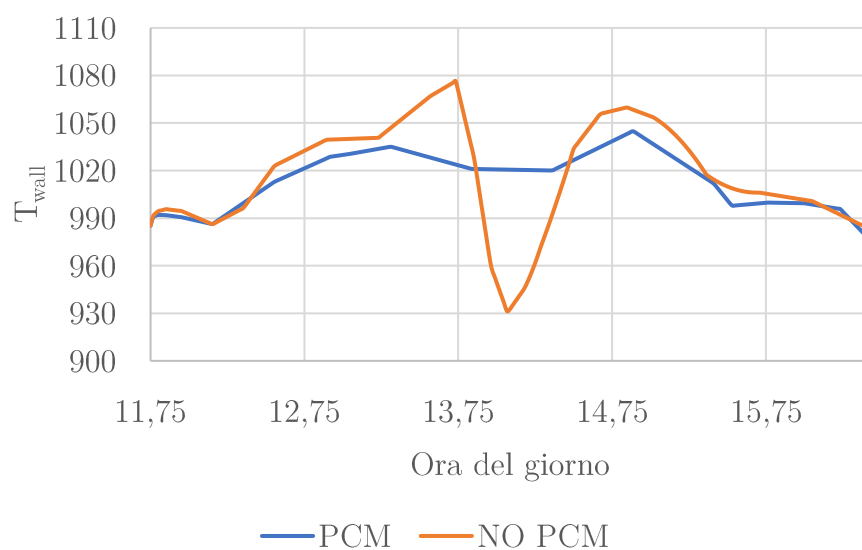


Figura 5.20 - Andamento della temperatura media di parete in presenza di fluttuazioni della radiazione solare

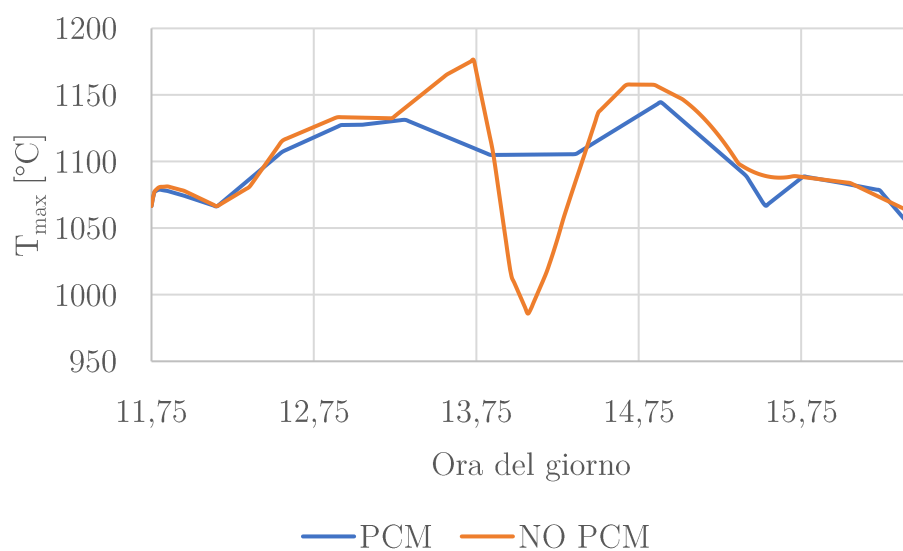


Figura 5.21 - Andamento della temperatura massima in presenza di fluttuazioni della radiazione solare

5.3.5 Caso a elevata irradianza

I valori di radiazione solare finora considerati fanno riferimento non alle curve di irradianza media ma a quelle verificatesi in condizioni di cielo sereno e vedono infatti il raggiungimento di valori di irradianza già piuttosto elevati arrivando fino a circa 900 W/m^2 . Al mondo però esistono località dove la radiazione solare è molto più forte. Ragnolo, ad esempio, in una sua analisi tecnoeconomica [12] utilizza un valore di di irradianza massimale pari a 1200 W/m^2 . Per valutare se il dispositivo sia in grado di operare anche in condizioni estreme di irraggiamento si è adottata una curva di irradianza costruita appositamente per raggiungere il valore massimale appena detto (Figura 5.20.)

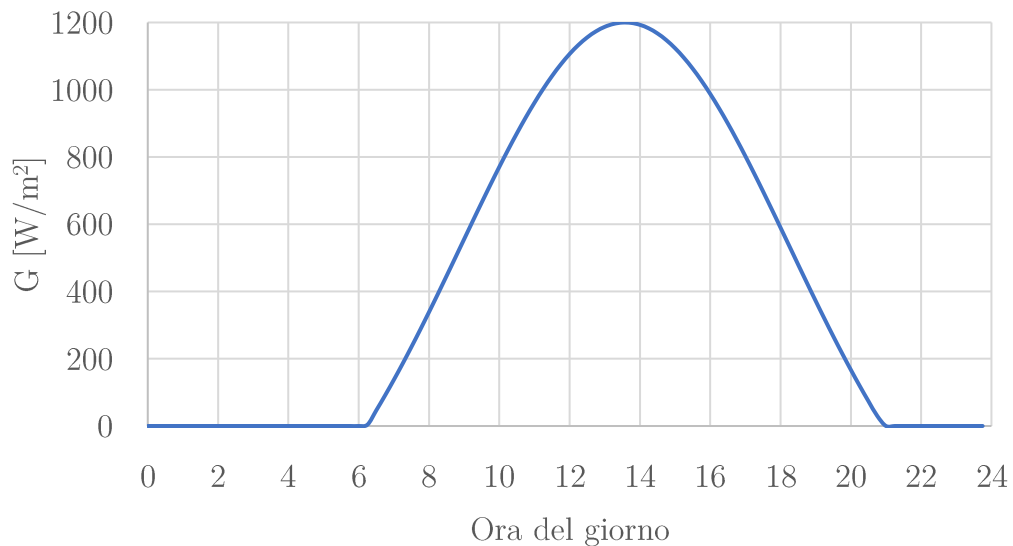


Figura 5.22 – Curva di irradianza ipotizzata

Per quanto riguarda gli andamenti delle temperature valgono le stesse considerazioni fatte per le simulazioni precedenti. Considerate tutte le ipotesi fatte finora, il valore massimo operativo raggiungibile dall'aria in uscita dal ricevitore si attesta attorno ai $900 \text{ }^\circ\text{C}$ mentre il periodo di funzionamento si estende fin a circa 8 ore.

La frazione di liquido in queste condizioni mostra valori molto prossimi al 100% evidenziando un comportamento ottimale del dispositivo. Meno del 2% della lega MgSi rimane infatti allo stato solido e solo nella regione a stretto contatto con la sezione d'entrata dell'aria, ovvero il punto più freddo

del componente. Quanto appena detto è ben visualizzabile in Figura 5.24 in cui si distinguono la regione liquida e quella solida del PCM.

Per quanto riguarda la temperatura massima raggiunta, importante per valutare l'adeguatezza del materiale di contenimento, questa supera di poco i 1300°C mantenendosi quindi, anche in questo caso, al disotto del limite termico massimo operativo del carburo di silicio.

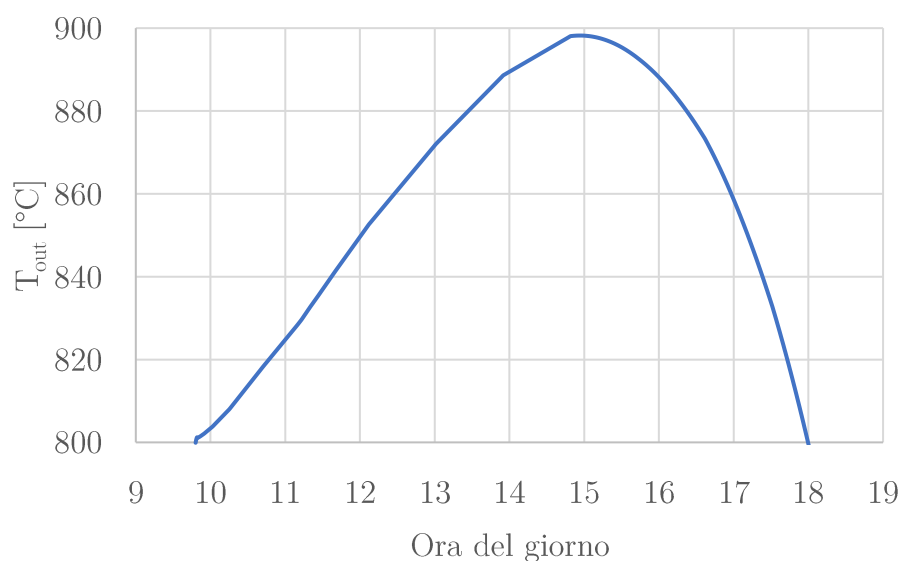


Figura 5.23 - Andamento della temperatura in uscita in caso di elevata irradianza

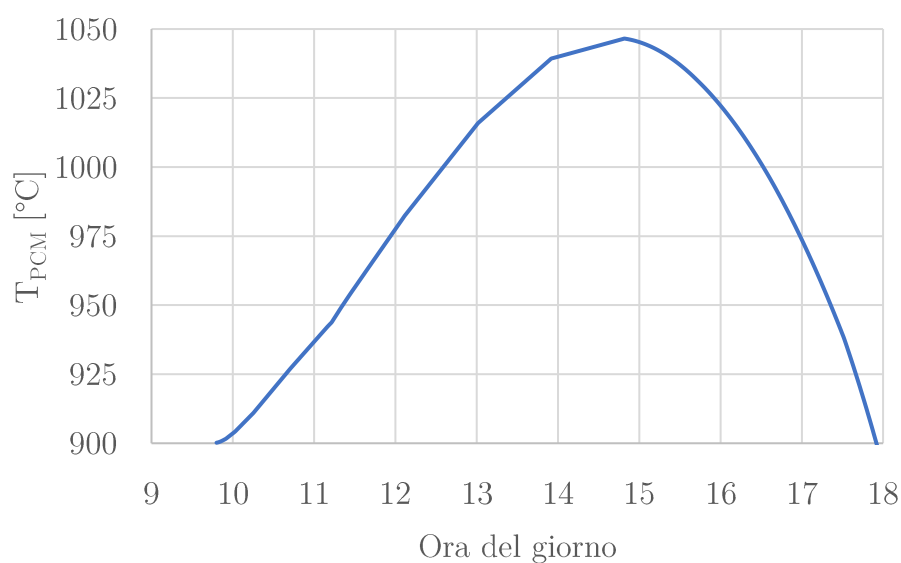


Figura 5.24 - Andamento della temperatura media del PCM in caso di elevata irradianza

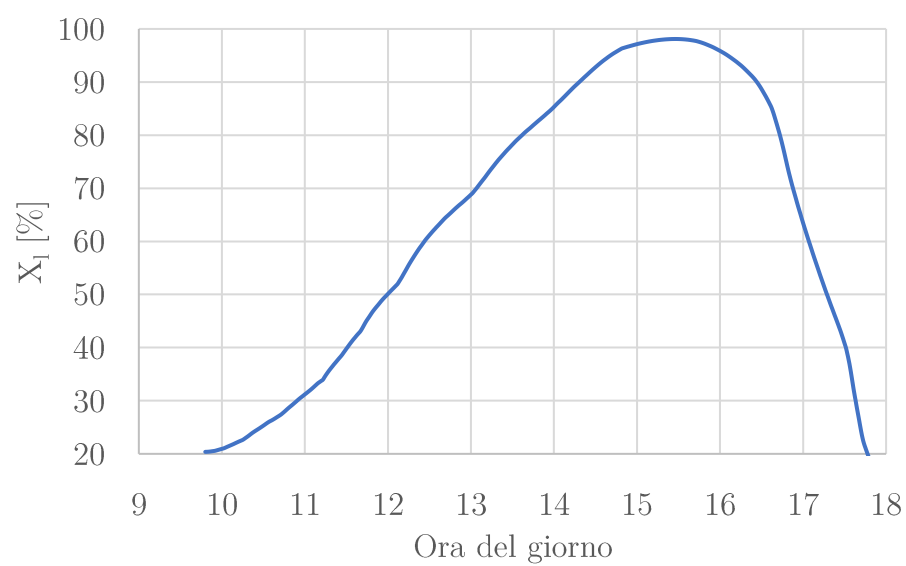


Figura 5.25 - Andamento della frazione di liquido in caso di elevata irradianza

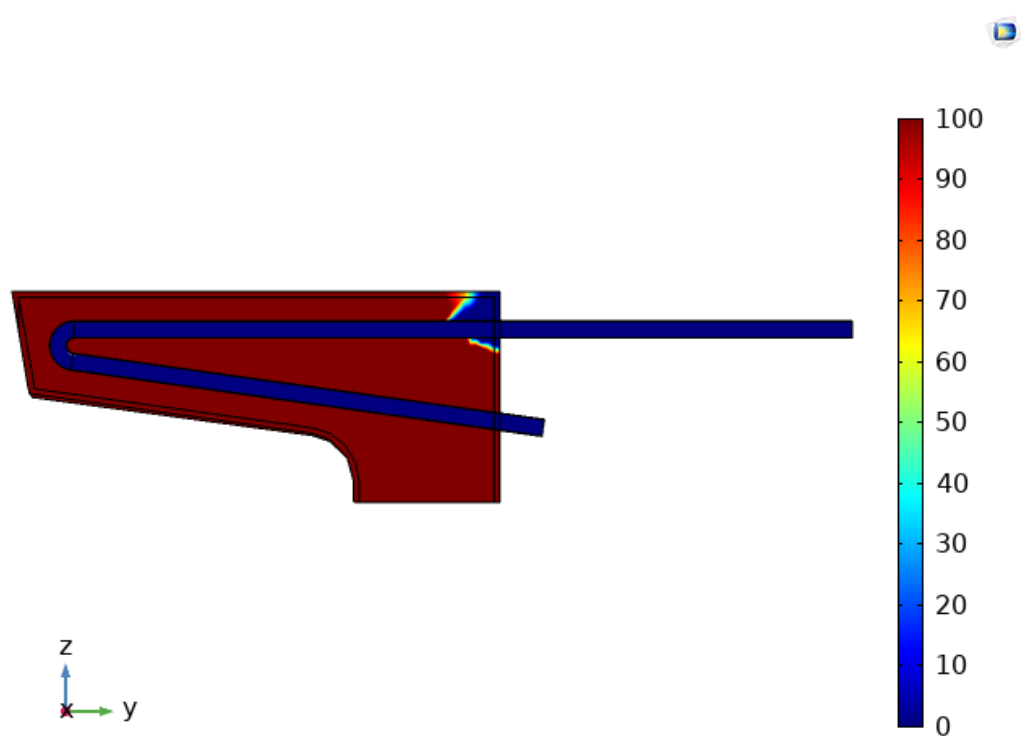


Figura 5.26 - Distribuzione di X_l per cui la frazione di liquido massima di tutto il PCM viene raggiunta

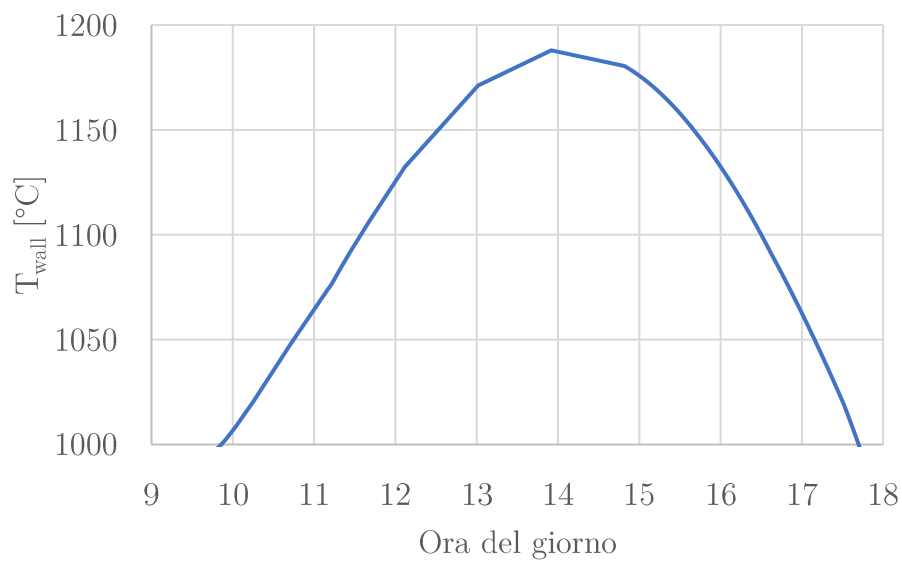


Figura 5.27 - Andamento della temperatura media di parete in caso di elevata irradianza

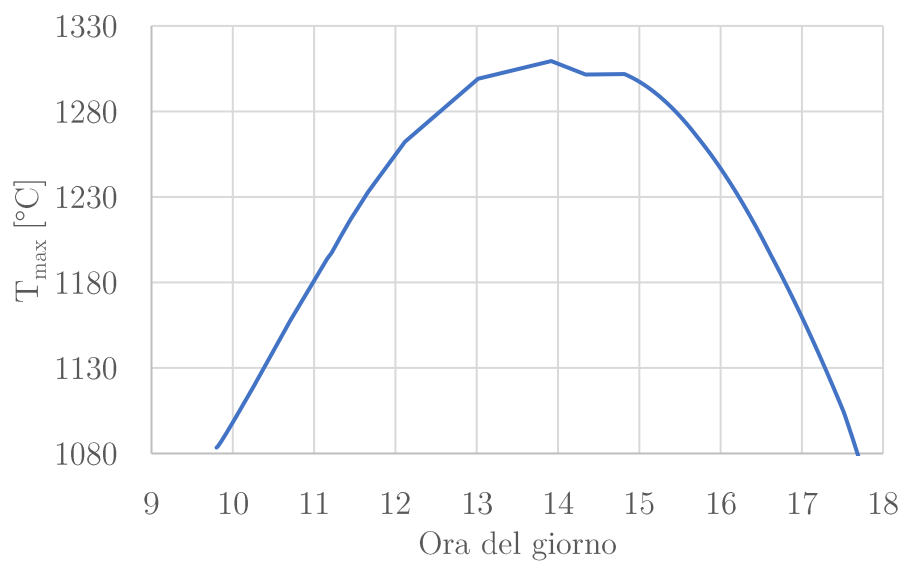


Figura 5.28 - Andamento della temperatura massima in caso di elevata irradianza

Per quest'ultimo caso vengono presentate in Figura 5.27 anche le curve di potenza e di rendimento/efficienza ricavate dai dati di output della simulazione al fine di discuterle. L'intervallo orario considerato corrisponde al periodo di funzionamento dell'impianto e le curve in totale sono otto: quattro linee continue, relative alle potenze scambiate i cui valori si leggono sull'asse primario (asse di sinistra), e quattro tratteggiate che si riferiscono invece ai rendimenti/efficienze coinvolte che si leggono invece sull'asse secondario (asse di destra). Più in particolare:

- La curva marrone è la curva di potenza radiativa incidente sul riflettore parabolico e rispecchia quindi lo stesso andamento dell'irradianza solare;
- La curva blu mostra la potenza radiativa riflessa sul ricevitore ottenuta come risultato del prodotto fra la curva marrone e il rendimento ottico del paraboloide solare;
- La curva arancione indica la potenza termica che il flusso d'aria estrae dal ricevitore e presenta un picco traslato di circa due ore e mezza rispetto alla curva di irradianza per via dell'inerzia termica del ricevitore;
- La curva grigia mostra i valori di potenza elettrica risultanti dal prodotto fra la potenza termica estratta e il rendimento del micro-turbogas da 10 kW descritto nel paragrafo 3.3;
- La curva tratteggiata viola si riferisce al rendimento ottico del riflettore parabolico, supposto costante nel tempo;
- La curva tratteggiata gialla evidenzia l'efficienza del ricevitore solare, ovvero la frazione di potenza utile estratta rispetto a quella incidente sul ricevitore,

$$\varepsilon_{rs} = \frac{P_{ut}}{P_{in}} \quad (5.5)$$

- La curva tratteggiata azzurra indica il rendimento del micro-turbogas e presenta lo stesso andamento della potenza termica estratta in quanto entrambi dipendenti allo stesso modo dalla temperatura dell'aria in uscita dal ricevitore;
- La curva verde tratteggiata infine mostra il rendimento S2P (Solar to Power), ovvero la frazione percentuale di energia solare effettivamente convertita in energia elettrica. È il risultato del prodotto delle precedenti tre curve tratteggiate.

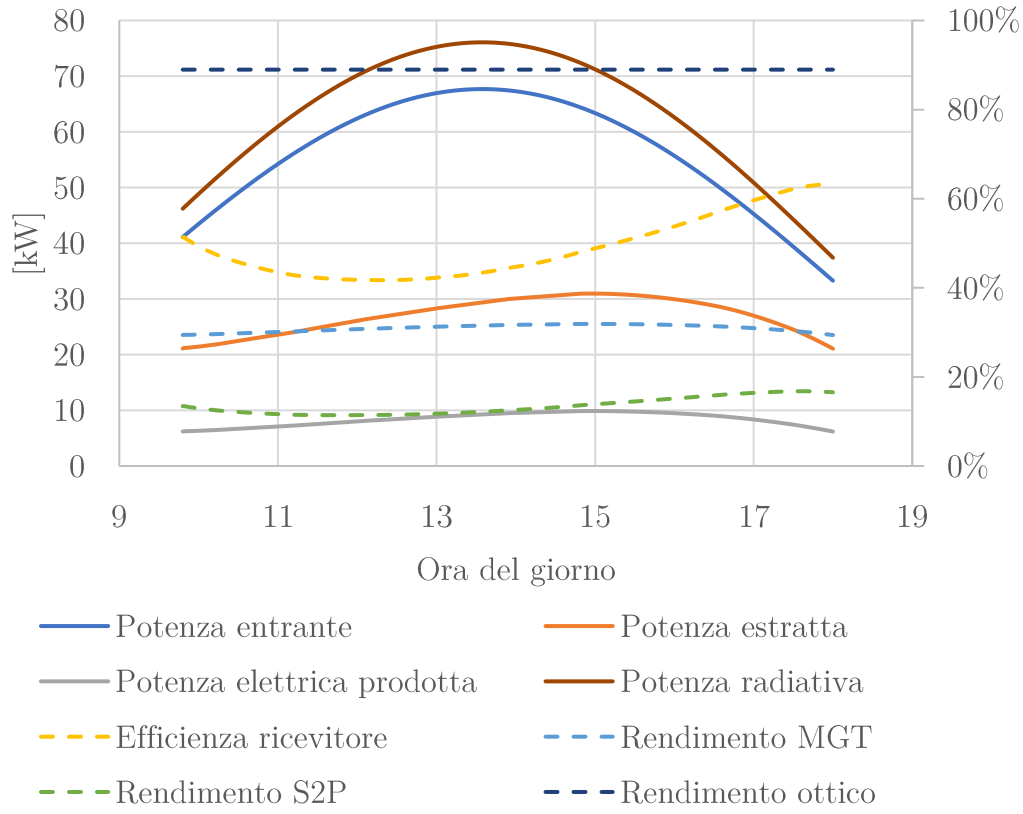


Figura 5.29 - Curve di potenza e di rendimento

Fra tutte le curve quella dell'efficienza del ricevitore è sicuramente la più curiosa. La curva gialla presenta infatti un primo tratto decrescente che rivela uno stato di funzionamento del ricevitore apparentemente poco efficiente. In realtà, questo andamento trova la sua giustificazione nello studio della derivata di questa efficienza:

$$\varepsilon_{rs} = \frac{P_{ut}}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_{loss,R} - \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R}{P_{in}} = 1 - \frac{P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R}{P_{in}} \quad (5.6)$$

$$\frac{d\varepsilon_{rs}}{dt} = - \frac{P_{in} \frac{d}{dt} \left(P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right) - \left(P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right) \frac{dP_{in}}{dt}}{P_{in}^2} < 0 \quad (5.7)$$

$$\frac{1}{\left(P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right)} \frac{d}{dt} \left(P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right) > \frac{1}{P_{in}} \frac{dP_{in}}{dt} \quad (5.8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right) > \frac{\left(P_{loss,R} + \left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right)}{P_{in}} \frac{dP_{in}}{dt} - \frac{dP_{loss,R}}{dt} \quad (5.9)$$

Dove:

- $\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R$ rappresenta la variazione di energia contenuta nell'accumulo;
- $P_{loss,R}$ è data dalla somma di tutte le potenze disperse dal ricevitore secondo i tre meccanismi di perdita considerati: per riflessione, per convezione e irraggiamento;

Tenendo conto poi che $\frac{(P_{loss,R} + [\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}]_R)}{P_{in}} \frac{dP_{in}}{dt} - \frac{dP_{loss,R}}{dt} \approx 0$, risultato convalidato numericamente calcolando questo termine per ogni passo temporale usato nella simulazione, si ottiene che il segno della derivata temporale dell'efficienza del ricevitore dipende principalmente dal segno di $\frac{d}{dt} \left(\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right)$, inteso come l'aumento/riduzione di velocità con cui l'energia viene caricata all'interno dell'accumulo. L'equazione 5.9 diventa quindi:

$$\frac{d}{dt} \left(\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R \right) > 0 \quad (5.10)$$

Al fine di evidenziare questo aspetto si è costruito un modello matematico in grado di stimare i termini $\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R$ e P_{loss} . Innanzitutto, sono state introdotte le equazioni di bilancio rispettivamente di potenza e di energia, quest'ultima ricavabile integrando la prima nell'intervallo di tempo considerato:

$$\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R = P_{in} - P_{loss,R} - P_{ut} \quad (5.11)$$

$$\Delta E = E_{in} - E_{loss,R} - E_{ut} \quad (5.12)$$

Dove:

$$P_{in} = \eta_{ott} GA \quad (5.13)$$

e quindi le perdite nel riflettore sono calcolabili come

$$P_{dish} = (1 - \eta_{ott}) \cdot GA \quad (5.14)$$

$$P_{ut} = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (5.15)$$

$$P_{loss,R} = P_{rifl} + P_{irr} + P_{conv} \quad (5.16)$$

- ΔE è la differenza di energia contenuta nell'accumulo fra lo stato finale e quello iniziale. Viene stimata come

$$\Delta E = (X_{l,fin} - X_{l,iniz})V\rho L_f + V\rho c(T_{PCM,fin} - T_{PCM,iniz}) \quad (5.17)$$

Sono state quindi definite le equazioni dei vari tipi di perdite nel ricevitore:

$$P_{rifl} = \rho P_{in} \quad (5.18)$$

$$P_{conv} = A_{ring}h(T_{ring} - T_{amb}) \quad (5.19)$$

$$P_{irr} = A_{ring}\varepsilon\sigma(T_{ring}^4 - T_{amb}^4) + A_{cav}F_{cav}\varepsilon\sigma(T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (5.20)$$

A questo punto l'unica difficoltà è stata capire che valori usare per T_{ring} e T_{cav} in modo da meglio approssimare le perdite per irraggiamento. A tal fine si sono testate diverse formulazioni che vedevano coinvolte la temperatura media di parete e la temperatura massima di parete. Il risultato è stata la scelta di definire tali temperature come frazioni della temperatura massima esattamente come segue:

$$T_{cav} = C_1 T_{max} \quad (5.21)$$

$$T_{ring} = C_2 T_{max} \quad (5.22)$$

Con $0 < C_1 < C_2 < 1$ e i cui valori sono ottenuti risolvendo il sistema di equazioni finora descritte e imponendo un valore iniziale di $\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R$ pari a zero per via della natura stazionaria della condizione iniziale imposta. La soluzione che si avvicina maggiormente a convergenza vede i due coefficienti C_1 e C_2 entrambi uguali al 93.6%.

Considerato quanto appena detto si sono quindi potuti stimare tutti i contributi energetici visti finora, tutti riassunti nelle seguenti figure. In particolare, in Figura 5.28 è ben visibile l'andamento di $\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R$ (chiamato impropriamente “Potenza accumulo” per semplicità) ed è visualizzabile anche la relazione precedentemente descritta che c'è fra la sua derivata prima e quella dell'efficienza del ricevitore durante la mattina (ovvero il periodo di tempo per cui l'irradianza, e quindi la potenza incidente sul ricevitore e le rispettive perdite, presentano un andamento crescente).

In Figura 5.29 sono invece riassunte tutte le tipologie di perdite ottiche e termiche che avvengono nel sistema DMGT. Si osservi che in questo caso

non viene visualizzato il ritardo temporale del picco di potenza termica estratta rispetto a quella radiativa causato dall'inerzia termica del dispositivo. Ciò è dovuto alla presenza nel grafico di $\left[\frac{\partial E_{acc}}{\partial t}\right]_R$ il quale nel primo tratto tende a sollevare la curva di potenza estratta,

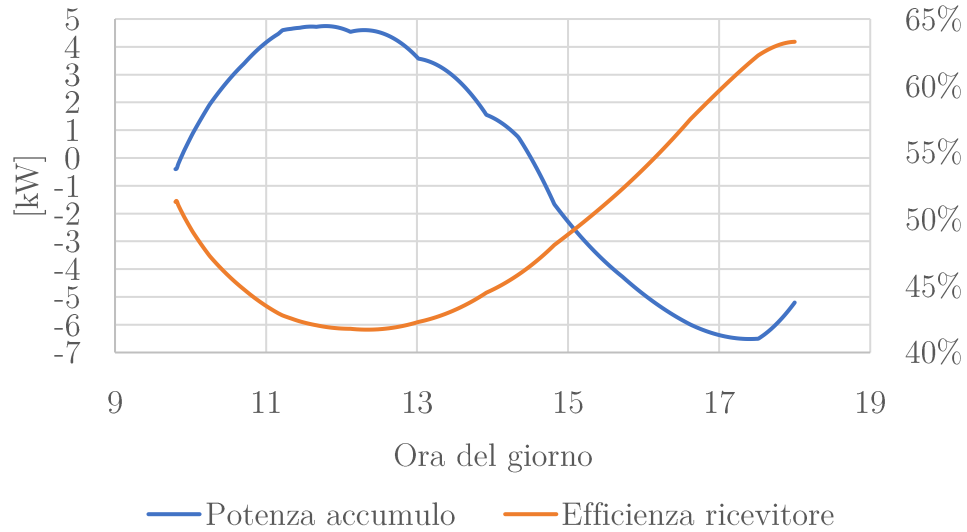


Figura 5.30 - Verifica della relazione esistente fra l'efficienza del ricevitore e la variazione di energia nel tempo all'intero dell'accumulo termico

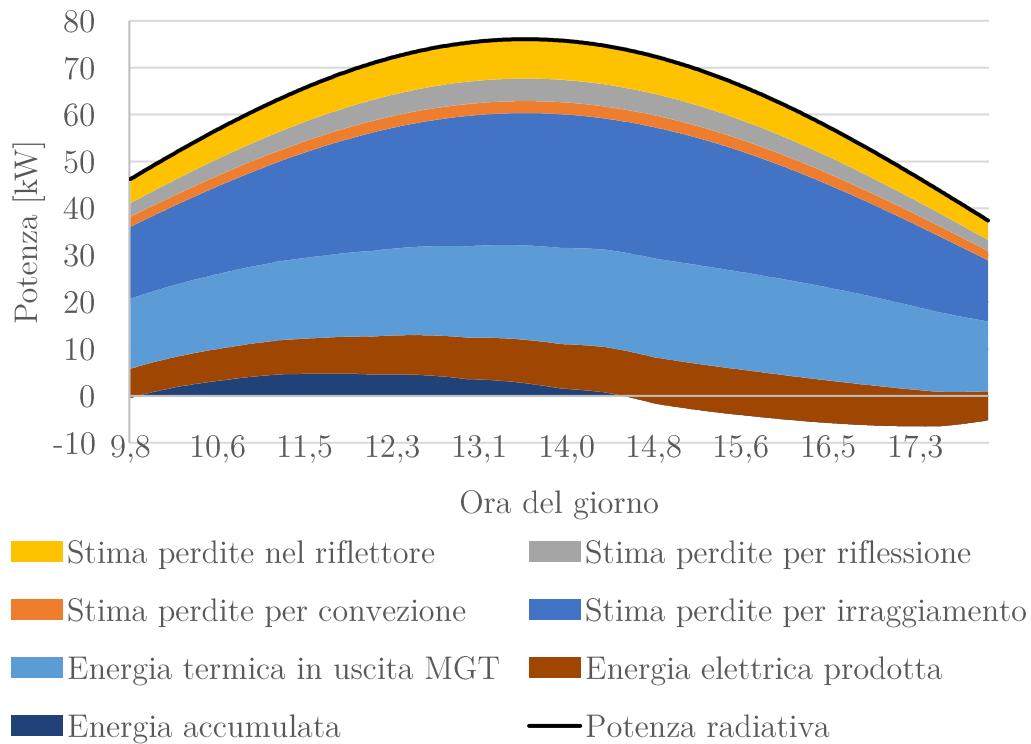


Figura 5.31 - Perdite ottiche e termiche del sistema DMGT analizzato

Conclusioni

In questo studio è stato analizzato un innovativo sistema di accumulo termico per impianti che sfruttano un concentratore solare a disco accoppiato a un microturbogas. Più specificamente, lo scopo di questo lavoro è stato definire le metodologie atte a modellare virtualmente il componente così da simularne il funzionamento e così da valutare i vantaggi legati all'integrazione dello stesso all'interno del ricevitore solare. Il fine di tale integrazione è aumentare l'inerzia termica del ricevitore in modo da attenuare gli effetti delle fluttuazioni di irraggiamento solare derivanti dalla temporanea copertura del Sole da parte di nubi di passaggio. Dette fluttuazioni infatti, se non compensate, genererebbero repentine variazioni della temperatura del fluido termovettore che potrebbero portare a danneggiamento e usura precoce della turbina. Per ottenere temperature stabili anche in presenza di questi fenomeni si è scelto di adoperare un accumulo di tipo latente che utilizza materiali a cambiamento di fase ad altissima temperatura di fusione. L'uso di questa tipologia di accumulo permette di ottenere più alti valori di densità energetica, rispetto a quelli più convenzionali a calore sensibile, e consente di operare a temperature più stabili. La scelta di integrarlo direttamente all'interno del ricevitore solare permette inoltre di ridurre le perdite termiche che sussisterebbero nei tubi di collegamento tra il ricevitore e il serbatoio di accumulo se fossero separati.

Da quanto è emerso nello studio, in questo tipo di applicazione le leghe metalliche sembrano prestarsi molto bene come materiale di accumulo e fra queste in particolare la lega MgSi. Essa infatti presenta ottime caratteristiche termofisiche che consentono di progettare il ricevitore con buone prestazioni termiche ed estrema compattezza. Non si risente così della presenza di eventuali carichi meccanici dovuti al vento e si evita nello stesso tempo un eccessivo ombreggiamento del concentratore.

Come anticipato, al fine di simularne il funzionamento sono stati approfonditi ed analizzati i metodi computazionali più adatti per questo

genere di sistema, adottando anche metodologie atte a ottenere buoni risultati riducendo il più possibile il tempo di calcolo necessario per le simulazioni. Fra queste in particolare vi sono:

- la stima dei fattori di vista precalcolati con un codice Matlab esterno, scritto appositamente per questo studio, e poi inseriti nel software di simulazione sotto forma di funzione continua;
- la scelta di trascurare le perdite per convezione all'interno della cavità. Infatti, poiché il sistema opera in un periodo di tempo in cui il Sole è alto, il dispositivo risulta in posizione quasi verticale con la parete calda rivolta verso terra. Come evidenziato da precedenti studi, questa inclinazione favorisce una condizione di ristagno all'interno della cavità riducendo di molto lo scambio termico convettivo che diventa quindi totalmente trascurabile rispetto alle perdite per re-irraggiamento. Questa semplificazione permette di non considerare un dominio computazionale esterno al ricevitore rappresentante l'aria circostante, riducendo di molto il dominio complessivo e i conseguenti tempi di calcolo.
- L'utilizzo di una formulazione analitica del calore specifico apparente a tratti piuttosto che gaussiana;
- l'utilizzo di un campo di moto del fluido termovettore, precalcolato in condizioni stazionarie, costante per ogni passo temporale coinvolto nei transitori. Come mostrato nel paragrafo 5.3.2 infatti questa scelta comporta degli errori percentuali estremamente ridotti, a vantaggio però del tempo di calcolo.

Le simulazioni sono state effettuate con il software COMSOL Multiphysics utilizzando i dati di irradianza rilevati dalla stazione meteo di Torino presente all'Energy Center. Esse hanno evidenziato un aumento della durata di funzionamento del componente e confermato delle variazioni contenute di temperatura del fluido termovettore nonostante la presenza di fluttuazioni della radiazione solare. Inoltre, anche in condizioni di irradianza estrema le temperature massime raggiunte dal componente sono risultate sempre rientranti nell'intervallo di temperatura consentito dal materiale di contenimento scelto, evidenziando così la possibilità di operare in qualsiasi sito geografico con irradianza diretta normale sufficientemente elevata.

Appendice A

Codice Matlab – Micro Turbogas

```
clear
close all
clc

%-----

%INPUT COSTANTI

%PROPRIETA' ARIA
cp=1.0045;           % [kJ/ (kg K) ]
k=1.4;
m=0.1;               % [kg/s]

%STATO 1
T1=15+273.15;        % [K]
p1=101325;            % [Pa]

%COMPRESSORE
eta_c=0.8194;
beta_c=3;

%PRERISCALDATORE e SCAMBIATORE DI CALORE
eta_pi=0.95;
eta_hx=0.85;
UA=1.132;             % [kW/K]

%TURBINA
eta_t=0.8377;
TIT=950+273.15;       % [K]

%STATO 6
p6=p1;                % [Pa]
```

```

%PERDITE NEL SISTEMA
eta_o=0.87;

%-----

%INPUT VARIABILE

%CALCOLO VALORI MANCANTI

%STATO 2
T2_is=T1*beta_c^((k-1)/k);           %[K]
T2=T1+(T2_is-T1)/eta_c;              %[K]
p2=beta_c*p1;                        %[Pa]

%LAVORO COMPRESSORE
Lc=cp*(T2-T1);                       %[kJ/kg]

%TURBINA
vettore_TIT=[800:10:950];           %[°C]
beta_t=beta_c*eta_pi;

%STATO 4
p4=p2*eta_pi;                        %[Pa]

%STATO 5
p5=p4*beta_t;                        %[Pa]

eta=zeros(size(TIT));
vettore_T3=zeros(size(TIT));
for i=1:length(vettore_TIT)
    TIT=vettore_TIT(i)+273.15;       %[K]

    %STATO 4
    T4=TIT;                           %[K]

    %STATO 5
    T5_is=T4/beta_t^((k-1)/k);        %[K]
    T5=T4-(T4-T5_is)*eta_t;           %[K]

    %STATO 3 e STATO 6
    %-----
    %SVOLGIMENTO SISTEMA DI EQUAZIONI NON LINEARI PER
    %IL CALCOLO DELLE TEMPERATURE IN USCITA DEI DUE
    %FLUSSI D'ARIA USCENTI DALLO SCAMBIATORE
    %RIGENERATIVO

    T3=860;                           %[K]
    T6=430;                           %[K]

```

```

ok=0;
c=0;
nmax=1000;
acc=1e-12;
d=1e-12;

F=@(T3, T6) [eta_hx*(T5-T6)-(T3-T2);
eta_hx*m*cp*(T5-T6)-UA*((T6-T2)-(T5-T3))/log((T6-
T2)/(T5-T3))];
df=zeros(2,2);
while ok==0 && c<nmax
    c=c+1;

    for w=1:2
        for j=1:2
            f_i=F(T3, T6);
            imeno1=[T3, T6];
            imeno1(w)=imeno1(w)-d;
            f_imeno1=F(imeno1(1), imeno1(2));
            df(j, w)=(f_i(j)-f_imeno1(j))/d;
        end
    end

    S=[T3; T6]-real(df\ f_i);
    T3=S(1);
    T6=S(2);
    z=abs(F(T3, T6));
    if z(1)<acc && z(2)<acc
        ok=1;
    end
end

%-----

%CALORE IMMESSO NEL CICLO
Q1=cp*(T4-T3); % [kJ/kg]

%LAVORO TURBINA
Lt=cp*(T4-T5); % [kJ/kg]

%EFFICIENZA
eta(i)=eta_o*(Lt-Lc)/Q1;

%CONTROLLO
P1=eta_hx*m*cp*(T5-T6);
P2=m*cp*(T3-T2);
P3=UA*((T6-T2)-(T5-T3))/log((T6-T2)/(T5-T3));
if abs(P1-P2)>acc || abs(P1-P3)>acc

```

```

        fprintf('Occhio! (TIT = %.0f°C)\n', TIT-
273.15)
    end
end

figure
plot(vettore_TIT, eta*100, 'linewidth', 1.5)
grid on
xlabel('TIT [°C]')
ylabel('\eta [%]')
set(gca, 'fontsize', 12)
title('Ciclo Joule Rigenerativo')

figure
plot(vettore_TIT, vettore_T3-273.15, 'linewidth',
1.5)
grid on
xlabel('TIT [°C]')
ylabel('T3 [°C]')
set(gca, 'fontsize', 12)
title('Ciclo Joule Rigenerativo')

nomefile=fopen('eta=f(TIT).txt', 'w');
fprintf(nomefile, '%.0f %f\n', [vettore_TIT; eta]);
fclose(nomefile);

fprintf('TIT = %.0f°C\neta = %.1f%%\nP = %.1f kW\nT3
= %.2f°C (T2 = %.2f°C)\nT6 = %.2f°C (T5 = %.2f°C)\n',
TIT-273.15, eta(end)*100, eta(end)*Q1*m*eta_o, T3-
273.15, T2-273.15, T6-273.15, T5-273.15)

```

Appendice B

Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il primo tratto della cavità (tronco di cono)

```
clear
close all
clc

%COORDINATE Y DELLE ESTREMITA' DEL CONO
y_cav=0.009987793360219514;
y_max_cono=0.2712505829034225;

%RAGGIO DELLA CAVITA'
R=0.10065356631091886;

%COEFFICIENTE ANGOLARE E INTERCETTA DELLA RETTA
%FORMATATA DALL'INTERSEZIONE TRA LA SUPERFICIE DEL
%TRONCO DI CONO E IL PIANO YZ
m1=-tan(10/180*pi);
q1=R-m1*y_cav;

%COORDINATE DEL DEL PUNTO DI PARTENZA DEI RAGGI PRESO
%SULLA SUPERFICIE DEL TRONCO DI CONO
X=10;
y0=y_cav+(y_max_cono-y_cav)/10*X;
z0=m1*y0+q1;
x0=0;

%METODO MONTE CARLO
N=10;
VF=zeros(N, 1);
for j=1:N
    i=0;
    err=1;
    acc=2e-2;
```

```

clear csi
clear mean
clear mom2
clear var
clear varmean
clear rsd
while err>acc
    i=i+1;

    %ANGOLI, COEFFICIENTI ANGOLARI DELLA RETTA
    %DEFINENTE IL RAGGIO (DIREZIONE) E COORDINATE
    %DI ARRIVO
    mu=-1+2*rand;
    phi=2*pi*rand;

    m2=mu/sqrt(1-mu^2)/cos(phi);
    q2=z0-m2*y0;
    z_cav=m2*y_cav+q2;

    m3=tan(phi);
    q3=x0-m3*y0;
    x_cav=m3*y_cav+q3;

    if sqrt(x_cav^2+z_cav^2)<=R
        csi(i)=1;
    else
        csi(i)=0;
    end
    mean(i)=sum(csi)/i;
    mom2(i)=sum(csi.^2)/i;
    var(i)=mom2(i)-mean(i)^2;
    varmean(i)=var(i)/i;
    rsd(i)=sqrt(varmean(i))/abs(mean(i));
    if i>100
        err=rsd(end);
    end
end
VF(j)=mean(end);
End
%FATTORE DI VISTA
view_factor=sum(VF)/N;

fprintf('y = %.18f\nView factor = %.2f %%\n', y0,
view_factor*100)

```


Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il secondo tratto della cavità (Raccordo sferico)

```
clear
close all
clc

%COORDINATA Y DELL'ESTREMITA' INFERIORE DEL RACCORDO
%SFERICO
y_min=0.2712505829034225;

%COORDINATA Y DELL'INGRESSO DELLA CAVITA'
y_cav=0.009987793360219514;

%RAGGIO DELLA CAVITA'
R=0.10065356631091886;

%COEFFICIENTE ANGOLARE E INTERCETTA DELLA RETTA
%FORMATATA DALL'INTERSEZIONE TRA LA SUPERFICIE DEL
%TRONCO DI CONO E IL PIANO YZ
m1=-tan(10/180*pi);
q1=R-m1*y_cav;

%RAGGIO E COORDINATE DEL CENTRO DELL'ARCO DI
%CIRCONFERENZA FORMATO DALL'INTERSEZIONE FRA LA
%SUPERFICIE DEL RACCORDO SFERICO E IL PIANO YZ
R_C=50e-3-5e-3;
z_C=m1*y_min+q1-R_C*cos(10/180*pi);
y_C=300e-3-R_C+R_C*sin(10/180*pi);

%COORDINATA Y DELL'ESTREMITA' PIU' IN PROFONDITA' DEL
%RACCORDO SFERICO
y_max=y_C+R_C;

%COORDINATE DEL PUNTO DI PARTENZA DEI RAGGI PRESO
%SULLA SUPERFICIE DEL RACCORDO SFERICO
X=4;
y0=y_min+(y_max-y_min)/5*X;
z0=z_C+sqrt(R_C^2-(y0-y_C)^2);
x0=0;

%METODO MONTE CARLO
N=10;
VF=zeros(N, 1);
```

```

for j=1:N
    i=0;
    err=1;
    acc=2e-2;
    clear csi
    clear mean
    clear mom2
    clear var
    clear varmean
    clear rsd
    while err>acc
        i=i+1;

        %ANGOLI, COEFFICIENTI ANGOLARI DELLA RETTA
        %DEFINENTE IL RAGGIO (DIREZIONE) E COORDINATE
        %DI ARRIVO
        mu=-1+2*rand;
        phi=2*pi*rand;

        m2=mu/sqrt(1-mu^2)/cos(phi);
        q2=z0-m2*y0;
        z_cav=m2*y_cav+q2;

        m3=tan(phi);
        q3=x0-m3*y0;
        x_cav=m3*y_cav+q3;

        if sqrt(x_cav^2+z_cav^2)<=R
            csi(i)=1;
            plot3([x_cav x0], [y_cav y0], [z_cav z0])
            hold on
        else
            csi(i)=0;
        end
        mean(i)=sum(csi)/i;
        mom2(i)=sum(csi.^2)/i;
        var(i)=mom2(i)-mean(i)^2;
        varmean(i)=var(i)/i;
        rsd(i)=sqrt(varmean(i))/abs(mean(i));
        if i>100
            err=rsd(i);
        end
    end
    VF(j)=mean(end);
end
%FATTORE DI VISTA
view_factor=sum(VF)/N;

```

```

fprintf('y = %.18f\nView factor = %.2f %%\n', y0,
view_factor*100)

%PLOT MOSTRATO NEL PARAGRAFO 4.3.1
plot3([0 0], [y_cav y_min], m1*[y_cav y_min]+q1, 'k',
'linewidth', 2)
hold on
plot3(zeros(size([y_min:(y_max-y_min)/100:y_max])),
[y_min:(y_max-y_min)/100:y_max], z_C+sqrt(R_C^2-
([y_min:(y_max-y_min)/100:y_max]-y_C).^2), 'k',
'linewidth', 2)
plot3([0 0], [y_max y_max], [0 z_C], 'k', 'linewidth',
2)
plot3([-R:2*R/100:R], y_cav*ones(1, length([-
R:2*R/100:R])), sqrt(R^2-[-R:2*R/100:R].^2), 'k',
'linewidth', 2)
plot3([-R:2*R/100:R], y_cav*ones(1, length([-
R:2*R/100:R])), -sqrt(R^2-[-R:2*R/100:R].^2), 'k',
'linewidth', 2)
xlabel('x [m]')
ylabel('y [m]')
zlabel('z [m]')
set(gca, 'fontsize', 12)

```

Codice Matlab – Stima dei fattori di vista per il terzo tratto della cavità (Fondo piano)

```
clear
close all
clc

%coordinata y del fondo piano
y_fondo=0.30998779336021953;

%coordinate z delle estremità del fondo piano
z_min=0;
z_max=0.019373412698471218;

%coordinata y ingresso cavità
y_cav=0.009987793360219514;

%raggio cavità
R=0.10065356631091886;

%punto di partenza
X=5;
y0=y_fondo;
z0=z_max-(z_max-z_min)*X/5;
x0=0;

N=10;
VF=zeros(N, 1);
for j=1:N
    j
    i=0;
    err=1;
    acc=2e-2;
    clear csi
    clear mean
    clear mom2
    clear var
    clear varmean
    clear rsd
    while err>acc
        i=i+1;

        %angoli e coefficienti angolari di partenza
        mu=-1+2*rand;
        phi=2*pi*rand;
```

```

m2=mu/sqrt(1-mu^2)/cos(phi);
q2=z0-m2*y0;
z_cav=m2*y_cav+q2;

m3=tan(phi);
q3=x0-m3*y0;
x_cav=m3*y_cav+q3;

if sqrt(x_cav^2+z_cav^2)<=R
    csi(i)=1;
else
    csi(i)=0;
end
mean(i)=sum(csi)/i;
mom2(i)=sum(csi.^2)/i;
var(i)=mom2(i)-mean(i)^2;
varmean(i)=var(i)/i;
rsd(i)=sqrt(varmean(i))/abs(mean(i));
if i>1e4
    err=rsd(i);
end
end
VF(j)=mean(end);
end
view_factor=sum(VF)/N;

fprintf('y = %.18f\nView factor = %.2f %%\n', y0,
view_factor*100)

```


Nomenclatura

β_c	: Rapporto di compressione	[-]
β_t	: Rapporto di espansione	[-]
γ	: Rapporto dei calori specifici	[-]
ε	: Tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta	[W/kg]
ε_{SiC}	: Emissività del SiC	[-]
ε_R	: Efficienza scambiatore rigenerativo	[-]
ε_{rs}	: Efficienza del ricevitore solare	[-]
η_π	: Rendimento idraulico	[-]
η_{MGT}	: Rendimento del microturbogas	[-]
η_{is}	: Rendimento isoentropico	[-]
η_o	: Rendimento organico	[-]
η_{ott}	: Rendimento ottico	[-]
λ	: Conducibilità termica	[W/(m K)]
μ	: Viscosità dinamica	[Pa s]
ρ	: Densità	[kg/m ³]
ρ_R	: Coefficiente di riflessione del SiC	[-]
σ_B	: Costante di Boltzmann	[W/(m ² K ⁴)]
φ	: Potenza termica specifica	[W/m ²]
φ_{conv}	: Potenza termica specifica scambiata per convezione	[W/m ²]
φ_{irr}	: Potenza termica specifica scambiata per irraggiamento	[W/m ²]
φ_{reirr}	: Potenza termica specifica scambiata per reirraggiamento	[W/m ²]
χ	: Efficienza del calcolatore elettronico	[-]
χ_l	: Frazione di liquido media	[-]
$\chi_{l,i}$: Frazione di liquido puntuale	[-]
ω	: Frequenza caratteristica della turbolenza	[1/s]

A	: Superficie di scambio termico	[m ²]
A_{cav}	: Superficie della cavità	[m ²]
A_{dish}	: Area captante del concentratore solare	[m ²]
A_{ring}	: Superficie dell'anello solare	[m ²]
A_R	: Area captante del ricevitore	[m ²]
c	: Calore specifico	[J/(kg K)]
c_p	: Calore specifico a pressione costante	[J/(kg K)]
D	: Diametro	[m]
E_{acc}	: Energia accumulata	[J]
E_{in}	: Energia assorbita dal ricevitore	[J]
$E_{loss,R}$: Energia persa dal ricevitore	[J]
E_{ut}	: Energia utile estratta	[J]
ΔE	: Differenza di energia contenuta nell'accumulo fra lo stato finale e quello iniziale	[J]
F	: Fattore di vista	[-]
G	: Irradianza	[W/m ²]
h	: Coefficiente di convezione	[W/(m ² K)]
k	: Energia cinetica turbolenta	[J/kg]
l	: Lavoro massico	[J/kg]
l_e	: Lunghezza d'entrata	[m]
L_f	: Calore latente	[J/kg]
m	: Massa	[kg]
\dot{m}	: Portata massica	[kg/s]
p	: Pressione	[Pa]
P	: Potenza	[W]
P_{conv}	: Perdite per convezione	[W]
P_{dish}	: Perdite nel riflettore	[W]
P_{in}	: Potenza termica incidente sul ricevitore	[W]
P_{irr}	: Perdite per irraggiamento	[W]
$P_{loss,R}$: Perdite nel ricevitore	[W]
P_{rifl}	: Perdite per riflessione	[W]
P_{ut}	: Potenza termica estratta dal ricevitore	[W]
q	: calore massico	[J/kg]
Q	: Calore	[J]
R	: Costante specifica dei gas	[J/(kg K)]
R_c	: Velocità massima teorica di calcolo	[flops]
Re	: Numero di Reynolds	[-]
Re_{τ}	: Numero di Reynolds d'attrito	[-]
t	: Tempo	[s]

tt	: Tempo di calcolo (<i>throughput time</i>)	[s]
T	: Temperatura	[K]
T_{amb}	: Temperatura ambiente	[K]
T_{cav}	: Temperatura media della cavità	[K]
T_f	: Temperatura di fusione	[K]
T_{hw}	: Temperatura della parete calda (<i>hot wall</i>)	[K]
TIT	: Temperatura in Ingresso Turbina	[K]
T_{max}	: Temperatura massima del ricevitore	[K]
T_{out}	: Temperatura media dell'aria in uscita	[K]
T_{PCM}	: Temperatura media del PCM	[K]
T_{ring}	: Temperatura media dell'anello solare	[K]
u	: Velocità	[m/s]
U	: Trasmittanza	[W/(m ² K)]
V	: Volume	[m ³]

Bibliografia

- [1] K. Lovegrove, G. James, D. Leitch, A. M. A. Ngo, J. Rutovitz, M. Watt e J. Wyder, «Comparison of dispatchable renewable electricity options, technologies for an orderly transition,» ARENA, 2018.
- [2] M. Simonetti e J. D. PYE, «Dispense del corso di "Technologies for Renewable Energy Sources",» Politecnico di Torino, 2019.
- [3] M. T. Islam, N. Huda, A. Abdullah e R. Saidur, «A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 91, pp. 987-1018, 2018.
- [4] A. G. Fernandez, J. Gomez-Vidal, E. Oro, A. Kruizenga, A. Sole e L. F. Cabeza, «Mainstreaming commercial CSP systems: A technology review,» *Renewable Energy*, n. 140, pp. 152-176, 2019.
- [5] O. Achkari e A. E. Fadar, «Latest developments on TES and CSP technologies – Energy and environmental issues, applications and research trends,» *Applied Thermal Engineering*, n. 167, 2020.
- [6] M. Liu, N. H. S. Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob e G. Will, «Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 53, pp. 1411-1432, 2016.
- [7] A. Palacios, C. Barreneche, M. Navarro e Y. Ding, «Thermal energy storage technologies for concentrated solar power e A review from a materials perspective,» *Renewable Energy*, 2019.
- [8] G. DY, «Development and demonstration of an innovative thermal energy storage system for baseload power generation,» 2012.
- [9] H. U., K. B. e P. H., «Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants,» *Energy*, 2004.

- [10] T. NHS, B. M., L. M. e B. F., «Investigation of the effect of dynamic melting in a tube-in-tank PCM system using a CFD model,» *Appl Energy*, 2015.
- [11] G. Z-X e M. AS., «Thermodynamic optimization of the thermal process in energy storage using multiple phase change materials,» *Appl Therm Eng*, 1997.
- [12] G. Ragnolo, L. Aichmayer, W. Wang, T. Strand e B. Laumert, «Technoeconomic design of a micro gas-turbine for a solar dish system,» *Energy Procedia*, vol. Energy Procedia, n. 69, pp. 1133-1142, 2015.
- [13] A. Giovanelli e M. A. Bashir, «Development of a solar cavity receiver with a short-term storage system,» *Energy Procedia*, vol. 136, pp. 258-263, 2017.
- [14] M. A. Bashir, A. Giovanelli, K. P. Amber, M. S. Khan, A. Arshad e A. M. Daboo, «High-temperature phase change materials for short-term thermal energy storage in the solar receiver: Selection and analysis,» *Journal of Energy Storage*, vol. 30, 2020.
- [15] B. M. Anser e G. Ambra, «Design optimization of the phase change material integrated solar receiver: A numerical parametric study,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 160, 2019.
- [16] Munson, Okiishi, Huebsch e Rothmayer, Fluid Mechanics, Delhi: Chaunhary Press, 2015.
- [17] Comini, Croce e Nobile, Fondamenti di termofluidodinamica computazionale, Padova: SGEEditoriali, 2014.
- [18] REN21, «Renewables 2019 Global status report,» 2019.
- [19] El.Ma. Electronic Machining s.r.l. a socio unico, MANUALE USO E MANUTENZIONE - Concentratore Solare a Disco, Torino, 2019.
- [20] ENEA, «Studio di sistemi innovativi di accumulo termico,» 2015.
- [21] M. Liu, W. Saman e F. Bruno, «Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 16, pp. 2118-2132, 2012.
- [22] S. Ali e S. Deshmukh, «An overview: Applications of thermal energy storage using phase change materials,» *Materials Today: Proceedings*, vol. Materials Today: Proceedings, n. Article in press, 2020.

- [23] C. Prieto e L. F. Cabeza, «Thermal energy storage (TES) with phase change materials (PCM) in solar power plants (CSP). Concept and plant performance,» *Applied Energy*, vol. Applied Energy, n. 254, 2019.
- [24] A. Giovannelli e M. A. Bashir, «Charge and Discharge Analyses of a PCM Storage System Integrated in a High-Temperature Solar Receiver,» *energies*, 2017.
- [25] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. S. Martínez, J. M. Rodríguez e A. Muñoz, «Cost analysis of solar thermal power generators based on parabolic dish and micro gas turbine: Manufacturing, transportation and installation,» *Applied Energy*, vol. Applied Energy, n. 194, pp. 108-122, 2017.
- [26] M. A. Bashira, A. Giovannelli e H. M. Ali, «Design of high-temperature solar receiver integrated with short-term thermal storage for Dish-Micro Gas Turbine systems,» *Solar Energy*, vol. Solar Energy, n. 190, pp. 156-166, 2019.
- [27] A. Giovanelli e M. A. Bashir, «High-Temperature Cavity Receiver Integrated with a Short-Term Storage System for Solar MGTs: Heat Transfer Enhancement,» *Energy Procedia*, vol. Energy Procedia, n. 126, pp. 557-564, 2017.
- [28] G. Alva, Y. Lin e G. Fang, «An overview of thermal energy storage systems,» *Energy*, vol. Energy, n. 144, pp. 341-378, 2018.