



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi e caratterizzazione di ricevitori ottimizzati per applicazioni di piccola taglia a media temperatura

D. Marano, A. Ebolese, V. Sabatelli

Analisi e caratterizzazione di ricevitori ottimizzati per applicazioni di piccola taglia a media temperatura

D. Marano, A. Ebolese, V. Sabatelli (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 1^a annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.25 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: analisi di ricevitori ottimizzati per sistemi di piccola taglia a media temperatura*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
1.1 ARTICOLAZIONE DEL DOCUMENTO	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	6
2.1 DESCRIZIONE DEL MODELLO DI RIFERIMENTO E RELATIVA VALIDAZIONE	6
2.1.1 <i>Analisi ottica</i>	7
2.1.2 <i>Analisi termica</i>	8
2.1.2.1 Condizioni di calcolo	9
2.1.2.2 Metodo di calcolo per la stima della curva di efficienza	10
2.1.2.3 Risultati ottenuti	12
2.1.2.4 Validazione del modello per confronto con i dati sperimentali	13
2.2 DESCRIZIONE DELLE TECNOLOGIE SOLARI A CONCENTRAZIONE OGGETTO DELLE ANALISI	16
2.3 ANALISI OTTICA APPLICATA AI DUE RICEVITORI SELEZIONATI	17
2.3.1 <i>Risultati ottenuti</i>	17
2.4 ANALISI TERMICA	21
2.4.1 <i>Analisi bidimensionale</i>	21
2.4.1.1 Condizioni adottate per l'analisi bidimensionale piana	21
2.4.1.2 Risultati ottenuti con l'analisi bidimensionale piana	24
2.4.1.3 Confronto dei risultati ottenuti in termini delle curve di efficienza	27
2.4.2 <i>Analisi tridimensionale</i>	30
2.4.2.1 Risultati analisi termica 3D	33
2.4.2.2 Analisi dei risultati in termini delle curve di efficienza per il caso tridimensionale	34
2.4.3 <i>Confronto tra simulazione 3D e simulazione 2D</i>	36
3 CONCLUSIONI	37
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	38

Sommario

Gli obiettivi della presente linea di attività LA25 riguardano la realizzazione di uno strumento software in grado di valutare e ottimizzare concentratori a media temperatura caratterizzati da geometrie innovative che permettano di ottenere performance migliori rispetto a configurazioni standardizzate attualmente presenti sul mercato.

In accordo a quanto previsto dalla LA, le attività si sono così articolate:

- scelta delle configurazioni dei ricevitori potenzialmente in grado di fornire prestazioni migliori rispetto ai ricevitori convenzionali, da sottoporre ad analisi teorica;
- analisi ottica mediante il software di ray-tracing TracePro;
- analisi termo-fluidodinamica mediante il software agli elementi finiti Comsol e script di MatLab;
- valutazione dei risultati ottenuti ai fini dell'ottimizzazione dei ricevitori.

Riguardo la scelta dei concentratori innovativi è stata effettuata un'analisi bibliografica in modo da restringere il campo alle tipologie più promettenti secondo quanto indicato in letteratura. Tale analisi ha condotto alla selezione di due tipologie di ricevitori non evacuati da analizzare e confrontare sia tra loro che con il concentratore di riferimento (costituito da un sistema parabolico lineare con ricevitore cilindrico).

L'analisi di ray-tracing ha consentito di valutare ed ottimizzare dal punto di vista ottico le due configurazioni di ricevitori prese in esame. Le successive simulazioni termo-fluidodinamiche hanno consentito di analizzare il comportamento termico e fluidodinamico dei due ricevitori esaminati (tubolare con riflettore semicilindrico e a semi-tubi con cavità a V rovesciata), permettendo di determinare il campo di velocità nell'aria e la distribuzione di temperatura nei vari domini.

Si è infine effettuata una comparazione in termini di resa termica e curve di efficienza tra i due concentratori innovativi e il concentratore di riferimento che ha permesso di quantificare gli aspetti migliorativi introdotti che si sono attestati su scarti compresi tra il 6 % e l'11 %. I risultati così ottenuti hanno fornito utili indicazioni sulle possibili scelte costruttive da implementare in funzione del range di temperatura entro cui tali ricevitori andranno ad operare.

1 Introduzione

Ad oggi la simulazione di collettori parabolici lineari vanta una mole notevole di lavori per la cui indicazione e descrizione sommaria si rinvia alla bibliografia. Si tratta di lavori riguardanti sia la simulazione ottica sia quella termo-fluidodinamica che molto spesso sono combinate tra loro. In quest'ultimo caso la simulazione ottica permette di fornire la distribuzione del flusso radiante sul tubo ricevitore quale input per la simulazione termo-fluidodinamica, rendendo così possibile la determinazione del campo termico e fluidodinamico di esso. Molti di questi lavori presentano anche una comparazione tra dati calcolati e dati misurati su collettori parabolici lineari presenti sul mercato.

Il presente lavoro consiste in un raffronto tra un modello di riferimento, costituito da un collettore parabolico lineare con ricevitore a geometria cilindrica di taglia medio-piccola, oggetto di studi e misurazioni presso il laboratorio di qualificazione e certificazione del CR ENEA Trisaia, e due sue varianti (aventi la stessa ottica ma differenti ricevitori) per la cui descrizione si rinvia ai paragrafi successivi.

Una panoramica sullo stato dell'arte dei ricevitori innovativi è riportata in bibliografia. In particolare nei due lavori citati viene svolta un'analisi sia sperimentale che teorica di un ricevitore a V rovesciata (vedi seguito) avente una serie di alette all'interno dei tubi per aumentarne lo scambio termico. L'analisi è svolta sia utilizzando modelli analitici sia modelli numerici. Il risultato dell'analisi è che la cavità a V con alette mostra performance comparabili con quelle di un tubo evacuato.

Nelle passate annualità sono stati sviluppati e validati sperimentalmente diversi modelli matematici per la simulazione di ricevitori a geometria cilindrica relativi a concentratori parabolici lineari o del tipo Linear-Fresnel operanti a media temperatura. I modelli sviluppati hanno permesso di stimare con grande accuratezza il comportamento energetico delle diverse tipologie di concentratori in tutte le condizioni possibili di funzionamento. Dato l'elevato grado di accuratezza riscontrato, tali strumenti software possono essere utilizzati per:

- esaminare preventivamente geometrie innovative con il duplice obiettivo, rispetto allo stato attuale dell'arte, di ottenere rese ottiche migliorative e di massimizzare i flussi termici trasferiti al fluido termovettore minimizzando le perdite termiche;
- individuare configurazioni ottimizzate da testare prima della realizzazione dei relativi componenti;
- sperimentare in campo i prototipi ottenuti per valutare la bontà delle scelte progettuali effettuate.

Ciò premesso, nel corso dell'attuale annualità sono state condotte analisi parametriche finalizzate a confrontare alcune possibili configurazioni ottimizzate per le applicazioni in oggetto con l'obiettivo di individuare le più promettenti in vista di una loro possibile implementazione e successiva sperimentazione.

1.1 Articolazione del documento

Con riferimento alla linea di attività "LA1.25 - Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: analisi di ricevitori ottimizzati per sistemi di piccola taglia a media temperatura", il presente documento riporta gli esiti delle attività inerenti l'analisi modellistica di ricevitori ottimizzati sia dal punto di vista ottico che da quello termo-fluidodinamico.

Per il raggiungimento di tale obiettivo sono state condotte le seguenti attività:

- Scelta delle configurazioni dei ricevitori potenzialmente in grado di fornire prestazioni migliori rispetto ai ricevitori convenzionali da sottoporre ad analisi teorica;
- Analisi ottica mediante il software di ray-tracing TracePro;
- Analisi termo-fluidodinamica mediante il software agli elementi finiti Comsol e script di MatLab;
- Valutazione dei risultati ottenuti per confronto con un collettore con ricevitore tubolare convenzionale.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Obiettivo dell'attività descritta è la validazione, attraverso una modellazione sia bidimensionale che tridimensionale applicata a diverse tipologie di ricevitori, di una metodica per la determinazione teorica della curva di efficienza di concentratori parabolici lineari operanti a media temperatura.

L'obiettivo finale è la realizzazione di uno strumento di calcolo che da una parte sia sufficientemente accurato e dall'altra richieda risorse di calcolo contenute entro limiti ragionevoli. L'idea alla base di tale metodica è il confronto delle curve di efficienza di due ricevitori innovativi e la scelta di quello che presenta le migliori performance energetiche.

I metodi di calcolo utilizzati hanno prodotto una grande mole di risultati a partire dai quali è stato possibile ottenere indicazioni utili per l'ottimizzazione dal punto di vista ottico e termo-fluidodinamico dei collettori a concentrazione operanti a media temperatura.

2.1 Descrizione del modello di riferimento e relativa validazione

La modellazione ottica e termo-fluidodinamica è stata sviluppata per un concentratore parabolico lineare dotato di un ricevitore tubolare non evacuato. In particolare si è fatto riferimento ad un concentratore commerciale che è stato oggetto di misurazioni presso il laboratorio (accreditato Accredia) del CR ENEA Trisaia, finalizzate alla sua qualificazione e certificazione in accordo alla normativa tecnica vigente.

Il sistema è caratterizzato da un riflettore primario costituito da una superficie parabolica lineare sul cui fondo è praticato un taglio in corrispondenza del tubo ricevitore, costituito da un tubo in acciaio, rivestito con una vernice avente determinate caratteristiche ottiche, a sua volta incapsulato in un tubo di vetro all'interno del quale è presente aria a pressione atmosferica.

In figura 1 è riportata sia la vista assometrica di una porzione del concentratore sia la vista in sezione del ricevitore.

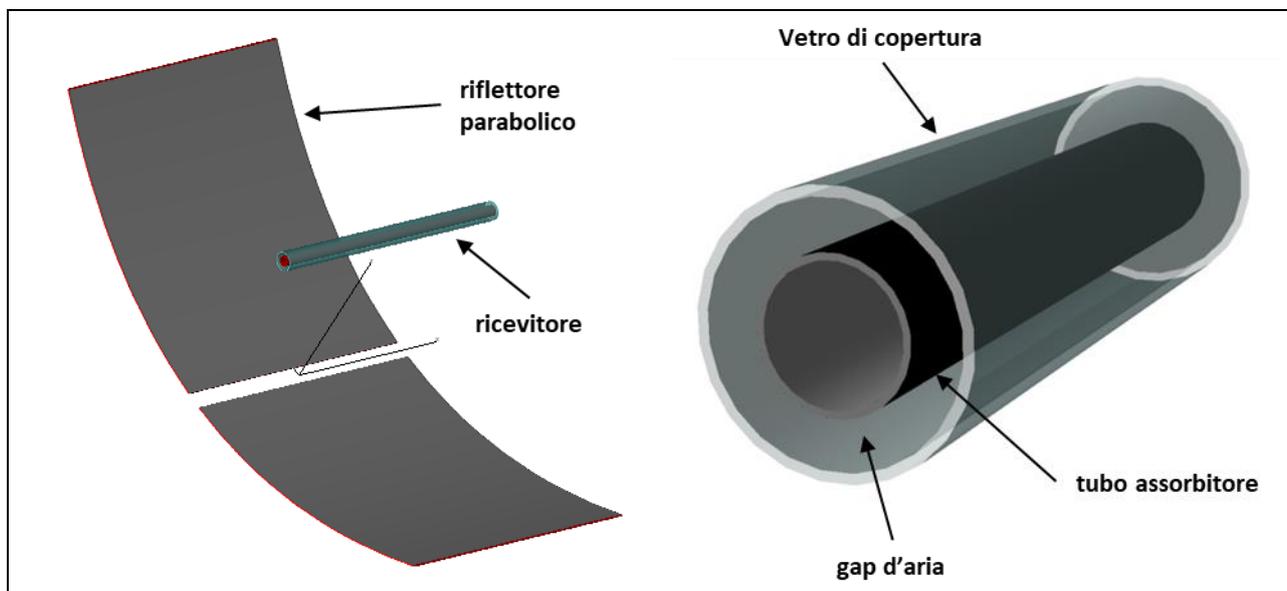


Figura 1: Vista del concentratore parabolico lineare e dettaglio del ricevitore (collettore di riferimento)

Nella seguente tabella sono riassunte le principali caratteristiche geometriche del concentratore.

Tabella 1 – Principali caratteristiche geometriche del concentratore

Parametro	Valore
Area di apertura	13.6 m ²
Apertura sistema ottico primario	2.37 m
Distanza focale	0.820 m
Altezza parabola	0.428 m
Angolo di bordo	72.68°
Lunghezza specchi	6 m
Diametro esterno assorbitore	42.4 mm
Spessore assorbitore	2 mm
Diametro esterno tubo di vetro	70 mm
Spessore tubo di vetro	2.2 mm

2.1.1 Analisi ottica

Per l'effettuazione delle analisi ottiche si è considerato un sistema di concentrazione costituito da elementi ottici aventi forma geometrica e proprietà ottiche così come descritte nel paragrafo precedente. Essendo tali elementi non ideali, nell'effettuazione dell'analisi sono stati tenuti in considerazione gli effetti dovuti:

- alle imperfezioni costruttive e meccaniche degli specchi primari (deviazioni dalla forma ideale delle superfici riflettenti);
- agli errori di fissaggio meccanico e di posizionamento dei vari componenti ottici del sistema di concentrazione (deformazioni delle strutture di sostegno);
- agli errori di riflessione speculare dovuti alle imperfezioni delle superfici riflettenti;
- alla precisione del sistema di inseguimento (errori di tracking).

La tabella seguente riassume le condizioni di calcolo impostate per le analisi ottiche.

Tabella 2 – Condizioni di calcolo adottate per l'analisi ottica

Parametro	Valore
Radiazione solare (DNI)	1000 W/m ²
Direzione del fascio di raggi solari	On-axis
Distribuzione angolare del flusso solare	Gaussiana
Divergenza	5 mrad
Proprietà ottiche dei materiali:	
▪ Riflettanza specchi primari	$\rho = 0.94$
▪ Trasmittanza vetro di copertura	$\tau = 0.92$
▪ Assorbanza tubo ricevitore	$\alpha = 0.93$

Con tecniche di ray-tracing basate su metodo Monte Carlo, è stata calcolata la potenza radiante assorbita dal tubo ricevitore, il cui valor medio è risultato pari a 12.97 kW/m², cui corrisponde una potenza termica assorbita per unità di lunghezza del tubo ricevitore di 1727 W/m.

Ai fini del calcolo di cui sopra, sono state adottate le seguenti condizioni per la struttura del fascio incidente:

- *Modello di griglia:* del tipo retinata rettangolare, in cui il punto di partenza di ogni singolo raggio è scelto a caso all'interno della singola cella con una distribuzione uniforme.
- *Distribuzione spaziale e angolare del fascio solare:* i raggi sono distribuiti uniformemente sulla griglia, mentre la direzione di ciascun raggio viene scelta casualmente all'interno di una distribuzione gaussiana con larghezza a mezza altezza pari alla divergenza angolare assegnata al fascio solare.

Inoltre, per quanto riguarda le proprietà ottiche dei materiali che compongono il tubo ricevente, l'analisi tiene conto sia dei fenomeni di riflessione e rifrazione dei raggi sul vetro di copertura sia della parziale riflessione dei raggi sulla superficie dell'assorbitore.

La figura seguente mostra i risultati delle analisi ottiche eseguite con il software TRACEPRO, i cui dati in output sono stati successivamente rielaborati mediante un apposito script di Matlab per estrapolare le informazioni di interesse per le successive analisi termo-fluidodinamiche.

In particolare, il grafico seguente mostra la distribuzione angolare della radiazione solare concentrata (espressa in W/m^2) su una sezione del tubo ricevitore.

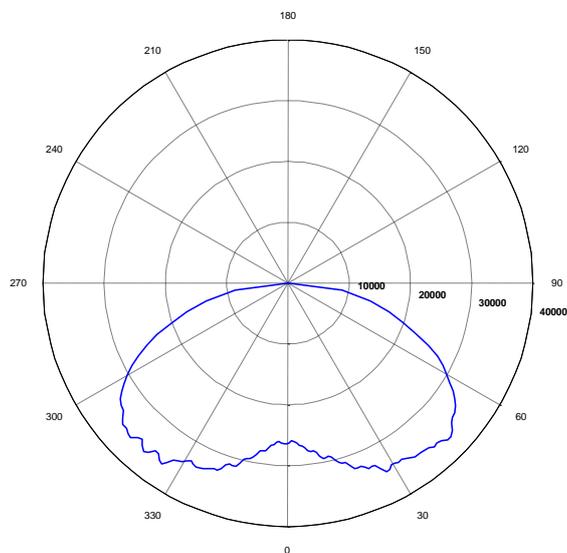


Figura 2: Distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore

2.1.2 Analisi termica

Le simulazioni termo-fluidodinamiche sono state condotte utilizzando il software agli elementi finiti COMSOL, facendo riferimento allo stato stazionario relativo a condizioni al contorno costanti nel tempo. Ciò in vista del fatto che tali simulazioni sono state eseguite con il fine di determinare teoricamente la curva di efficienza, da doversi poi confrontare con quella ottenuta sperimentalmente sempre in condizioni di stato stazionario.

Le principali condizioni ambientali e del fluido termo-vettore utilizzato (uguali per tutte le simulazioni) sono state le seguenti:

- Temperatura ambiente: 20 °C
- Radianza diretta (DNI) sul piano di apertura: 1000 W/m^2

- Temperatura apparente del cielo: 10 °C
- Velocità dell'aria ambiente: 3 m/s
- Portata dell'olio diatermico: 0.441 kg/s
- Temperatura media di massa dell'olio diatermico in ingresso: variabile tra 100 e 250 °C a passi di 25 °C

2.1.2.1 Condizioni di calcolo

Ai fini della valutazione del flusso termico ceduto dal tubo ricevitore al fluido circolante, è stato messo a punto un modello FEM-CFD tridimensionale, applicato ad un tratto di tubo ricevitore della lunghezza di 1 m, le cui principali condizioni al contorno sono riportate di seguito:

- Velocità dell'olio diatermico all'ingresso del ricevitore in condizioni di moto completamente sviluppato:

$$u_{z,in} = \frac{\Gamma}{\rho A \beta} \left(1 - \frac{r}{r_t}\right)^{0.14}$$

dove β è dato da: $\beta = \frac{\langle u_{z,in} \rangle}{u_{z,in,max}} = 0.8$

- Intensità della turbolenza in ingresso al ricevitore I_{T0} : 5%
 I_{T0} è correlata all'energia cinetica turbolenta in ingresso k_0 dalla seguente relazione

$$I_{T0} = \frac{\sqrt{\frac{2 k_0}{3}}}{u_{z,in}} = 0.05$$

- Scala caratteristica della turbolenza in ingresso: $L_{T0} = 0.07D$, dove D è il diametro interno del tubo
 L_{T0} è correlata con ε_0 e k_0 mediante l'espressione:

$$\varepsilon_0 = C_\mu^{3/4} \frac{k_0^{3/2}}{L_{T0}}$$

- Temperatura nominale dell'olio diatermico in ingresso al tubo: variabile tra 100 e 250°C
- Gradienti di k e ε nella sezione di uscita per l'olio diatermico, in direzione z , nulli:

$$\nabla k \cdot \bar{n} = 0 \quad \nabla \varepsilon \cdot \bar{n} = 0$$

- Flusso termico per conduzione dell'olio nella sezione di uscita, in direzione z : nullo
- Flusso radiante sulla superficie esterna del tubo in acciaio: pari a $12.97 \frac{kW}{m^2}$, la cui distribuzione angolare lungo la circonferenza del tubo ricevitore è pari a quella ottenuta nell'analisi ottica
- Flusso termico per conduzione in direzione z agli estremi del tubo in acciaio, dell'intercapedine dell'aria e del tubo in vetro: nulli
- Velocità in ingresso dell'aria nell'intercapedine e relativa intensità della turbolenza: nulle

- Pressione assoluta dell'aria nell'intercapedine variabile da 1.19 a 1.42 bar, in funzione della temperatura dell'olio diatermico in ingresso al tubo assorbitore
- Flusso termico dalla parete esterna del vetro all'ambiente: valutato sommando i termini relativi allo scambio radiativo con il cielo ed allo scambio convettivo con l'aria ambiente in regime di convezione forzata

$$q''_{vetro} = h_{vetro}(T_{vetro} - T_{amb}) + \sigma \epsilon_{vetro}(T_{vetro}^4 - T_{sky}^4)$$

dove il coefficiente convettivo è dato da: $h_{vetro} = 4v_w^{0.59} D_{ass}^{0.42}$

Dalla soluzione delle equazioni del modello con le condizioni al contorno di cui sopra, per ciascuna delle temperature di lavoro, è stato calcolato il flusso termico lineare q'_z (espresso in W/m) mediante la formula seguente (dove l = lunghezza del tubo):

$$q'_z = -\frac{1}{l} \iint k \frac{\partial T}{\partial n} r_t d\theta dz$$

2.1.2.2 Metodo di calcolo per la stima della curva di efficienza

Il calcolo delle rese termiche è stato effettuato considerando una porzione di tubo ricevitore della lunghezza di 0.25 m, per la quale è stato calcolato il flusso termico ceduto al fluido termovettore per diverse temperature di ingresso nel range 100-250 °C. I valori così ottenuti sono stati interpolati con il metodo dei minimi quadrati ottenendo la funzione del flusso termico ceduto al fluido termovettore per unità di lunghezza $q'_z(T)$.

Partendo da tale dato attraverso un opportuno script di Matlab (che suddivide la lunghezza del ricevitore in spezzoni di uguale dimensione longitudinale) è stato possibile calcolare l'andamento della temperatura lungo l'asse del tubo e la potenza totale assorbita mediante il seguente metodo.

Con riferimento alla figura seguente, il flusso termico ceduto al fluido termovettore per unità di lunghezza soddisfa la seguente equazione differenziale:

$$\Gamma c_p \frac{dT}{dz} = q'_z(T)$$

dove Γ è la portata massica dell'olio diatermico, c_p il calore specifico a pressione costante, T la temperatura e z la coordinata assiale del ricevitore.

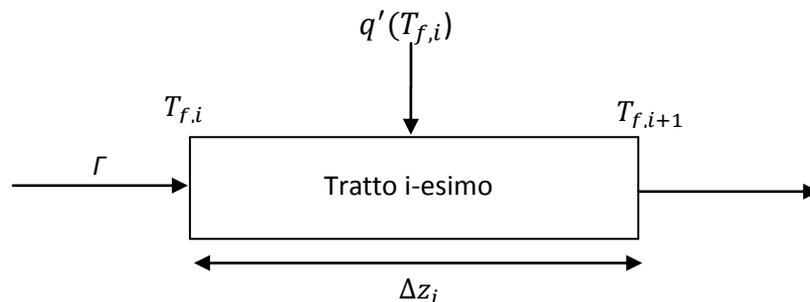


Figura 3: indicazione delle temperature e del flusso termico lineare per il tratto i-esimo di tubo

Per il calcolo della temperatura di uscita dal tratto i -esimo, la precedente equazione differenziale è stata discretizzata ottenendo la seguente equazione alle differenze in avanti:

$$T_{f,i+1} = T_{f,i} + \frac{q'(T_{f,i})}{\Gamma c_p(T_{f,i})} \Delta z_i$$

Essa, note che siano la temperatura media massica $T_{f,0}$ all'ingresso del tubo ricevitore e la funzione $q'(T_{f,i})$, permette di calcolare le temperature per ogni tratto Δz_i e quindi anche la temperatura media massica $T_{f,u}$ in uscita dal tubo ricevitore.

Il calcolo è stato ripetuto per sette temperature di ingresso $T_{f,0}$ variabili tra 100 e 250 °C con passi di 25°C e per tratti Δz_i uguali e pari a 0.25 m. Per ognuna delle temperature in ingresso si è calcolata iterativamente (in quanto il calore specifico del fluido dipende dalla temperatura) la relativa efficienza:

$$\eta = \frac{\Gamma c_{p,m}(T_{f,u} - T_{f,0})}{A_a DNI}$$

$$c_{p,m} = \frac{\int_{T_{f,0}}^{T_{f,u}} c_p(T) dT}{T_{f,u} - T_{f,0}}$$

in cui $c_{p,m}$ è il calore specifico medio nell'intervallo tra la temperatura entrante $T_{f,0}$ e la temperatura di uscita $T_{f,u}$, A_a è l'area di apertura del concentratore e DNI è la radiazione solare diretta incidente sul piano di apertura.

Per la determinazione dei parametri della curva di efficienza in stato stazionario si è fatto uso della seguente correlazione multi-lineare (in accordo allo standard ISO 9806):

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_{amb}}{DNI} - a_2 \frac{(T_m - T_{amb})^2}{DNI}$$

dove:

T_m è la temperatura media del fluido termo-vettore;

T_{amb} è la temperatura ambiente;

DNI è la radiazione solare diretta incidente sul piano di aperture del collettore.

Sempre in accordo allo stesso standard, se la regressione multi-lineare porta a valori negativi dei coefficienti di perdita a_1 o a_2 , l'andamento dell'efficienza va valutata utilizzando una correlazione lineare in luogo di quella multi-lineare. In questo caso l'equazione precedente è data dalla seguente correlazione:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_{amb}}{DNI}$$

2.1.2.3 Risultati ottenuti

In accordo a quanto descritto nei paragrafi precedenti, è stata estrapolata la correlazione tra temperatura di lavoro del fluido termo-vettore e flusso termico ad esso ceduto per unità di lunghezza.

Il grafico seguente mostra l'andamento del $q'_z(T)$ per il caso di studio. I dati modellistici ottenuti sono stati interpolati con un polinomio di secondo grado, sufficiente a descrivere accuratamente l'andamento della potenza ceduta in funzione della temperatura di lavoro.

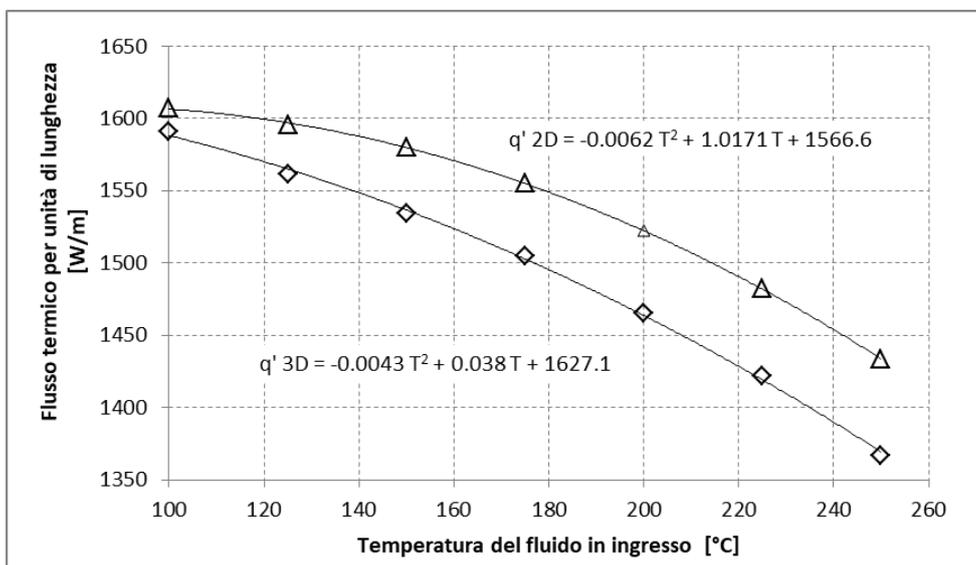


Figura 4 - Flusso termico in funzione della temperatura del fluido

Le figure seguenti mostrano invece degli esempi di output del software Comsol per diverse condizioni operative. In particolare in figura 5 sono riportati i campi termici del tubo ricevitore per le due temperature estreme di 100°C e di 250°C.

In figura 6 sono invece riportati campi di velocità dei fluidi presenti nel ricevitore, rispettivamente dell'aria racchiusa nell'intercapedine e dell'olio diatermico circolante nel tubo assorbitore.

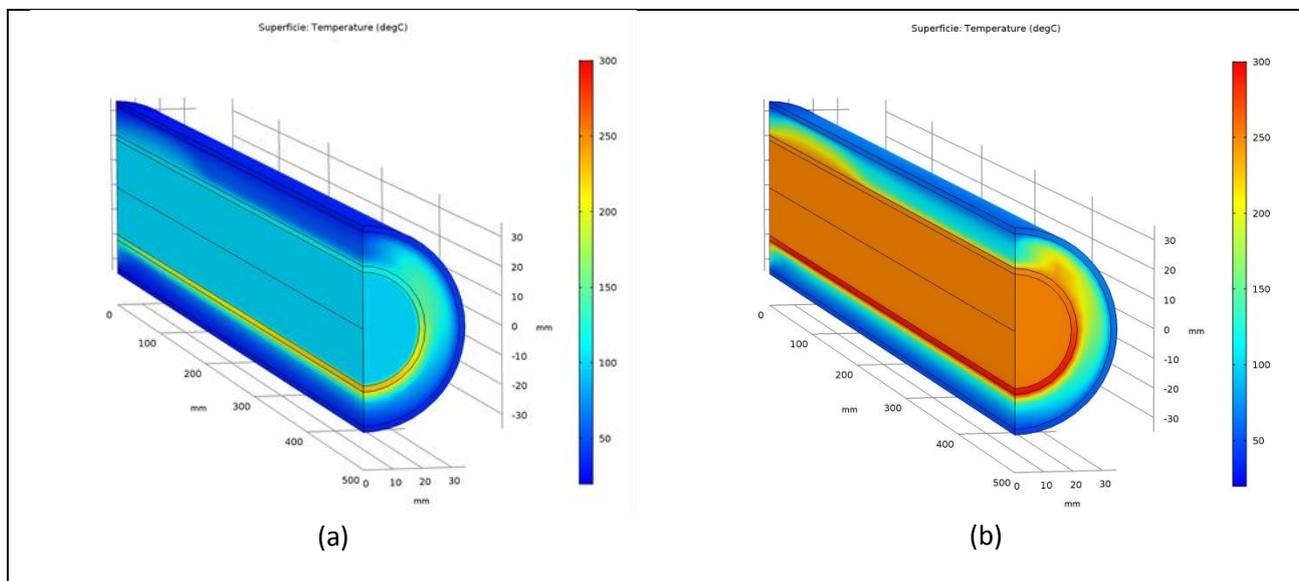


Figura 5: Campi termici del tubo ricevitore per una temperatura di 100°C (a) e per una temperatura di 250°C (b).

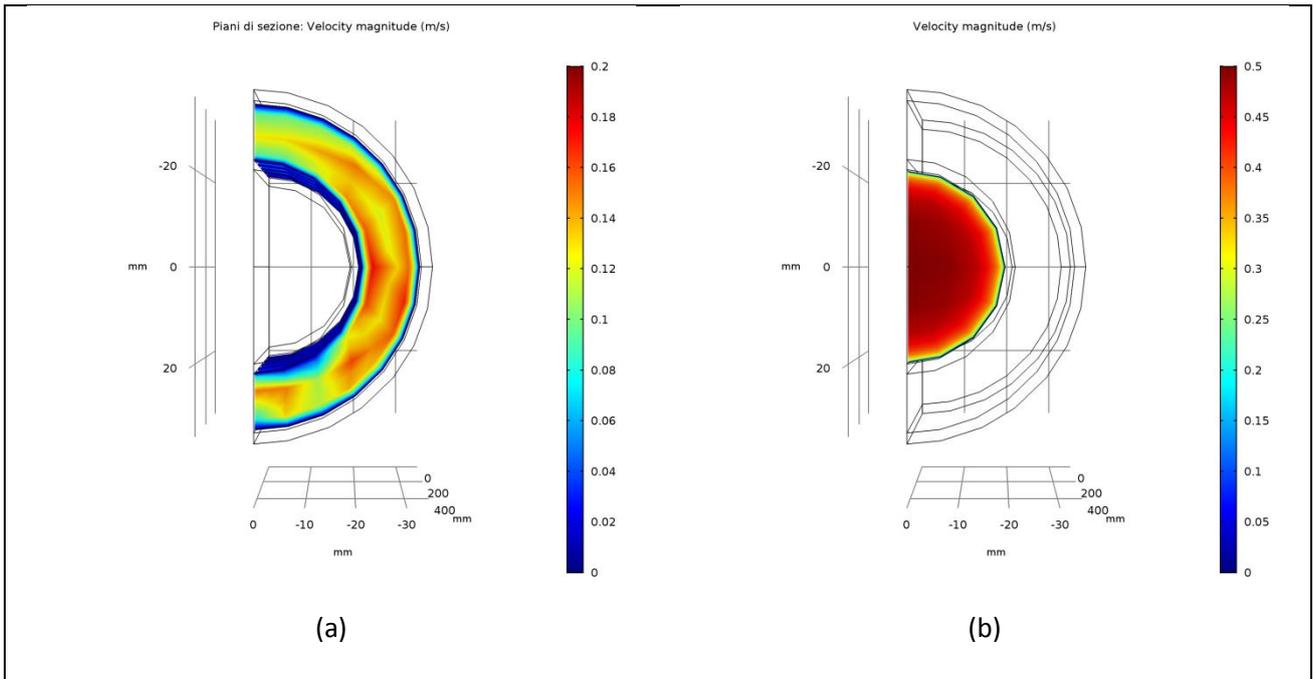


Figura 6: Grafico del modulo della velocità dell'aria nell'intercapedine tra tubo e vetro (a) e dell'olio nel tubo ricevitore (b), per una temperatura del fluido in ingresso al ricevitore di 250 °C.

2.1.2.4 Validazione del modello per confronto con i dati sperimentali

In figura 7 è mostrato lo schema del setup sperimentale utilizzato per valutare la curva di efficienza del collettore parabolico in esame. Il banco di prova, costituito da un circuito chiuso che utilizza olio diatermico come fluido vettore (Therminol 66®), consente di eseguire, in conformità ai requisiti della norma ISO 9806, la caratterizzazione delle prestazioni energetiche dei collettori a concentrazione in un intervallo di temperatura tra 100 e 250 °C.

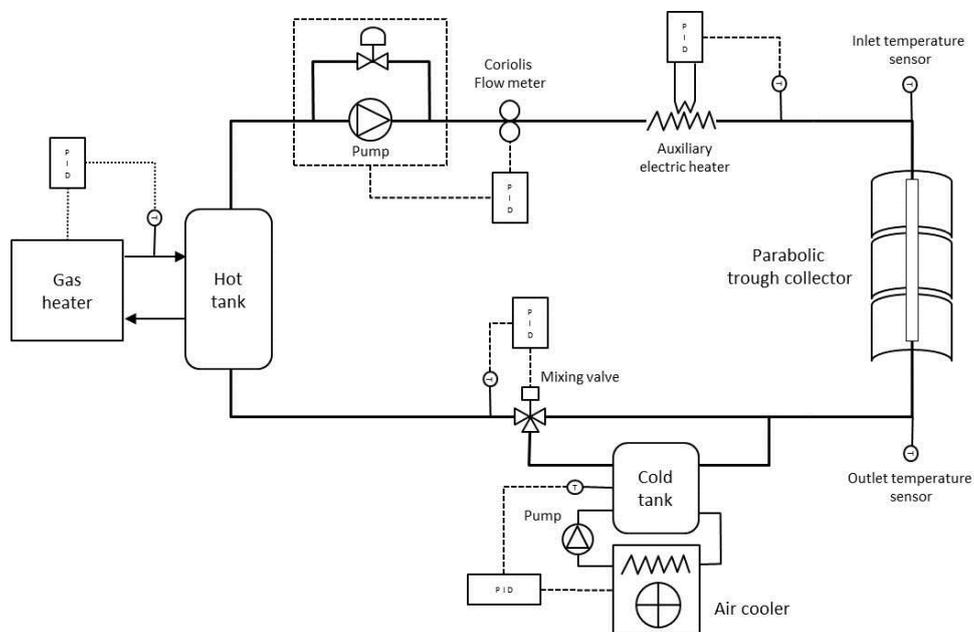


Figure 7: Schema del set-up sperimentale

Un circuito di riscaldamento primario, costituito da un serbatoio riscaldato da un bruciatore a gas, consente di impostare la temperatura di lavoro al valore di set-point desiderato. Un circuito di riscaldamento secondario, costituito da un riscaldatore elettrico ausiliario in linea, consente la regolazione fine della temperatura in ingresso al collettore, al fine di soddisfare le condizioni di stabilità richieste dalla norma ISO 9806 (variazione di temperatura ammissibile entro 0.1 °C). Un sistema di dissipazione del calore, costituito da un secondo serbatoio raffreddato da uno scambiatore ad aria, consente all'impianto di smaltire il calore prodotto dal collettore, riportando la temperatura dell'olio diatermico al valore impostato in ingresso. Infine, un sistema di controllo del flusso regola la portata al valore di prova mediante una pompa che fa ricircolare l'olio diatermico in un circuito chiuso, da cui viene prelevato il flusso desiderato.

La portata massica dell'olio diatermico viene misurata attraverso un misuratore di portata ad effetto Coriolis (modello Micro-Motion F050) avente una precisione inferiore allo 0.2%. Le temperature di ingresso e uscita sono invece monitorate mediante sonde Pt 100 a 4 fili di classe A, con una precisione di circa 0.2 K. La DNI infine viene misurata con un pireliometro (modello EKO MS-56), montato a bordo di un inseguitore solare sempre della EKO, che consente di rilevare i valori di radianza diretta con un errore strumentale medio di $\pm 10 \text{ W/m}^2$.

Al fine di evitare gli effetti di bordo dovuti alla lunghezza finita del tubo ricevitore, il collettore è stato orientato in direzione est-ovest. Tutti i test sono stati eseguiti in regime stazionario e i dati utili sono stati acquisiti solo in intervalli temporali intorno al mezzogiorno solare locale, quando la DNI è ortogonale all'area di apertura del collettore e di conseguenza gli effetti del modificatore dell'angolo di incidenza (IAM) longitudinale sono da considerarsi trascurabili.

Le foto seguenti mostrano il set-up sperimentale e il collettore parabolico durante le fasi operative.

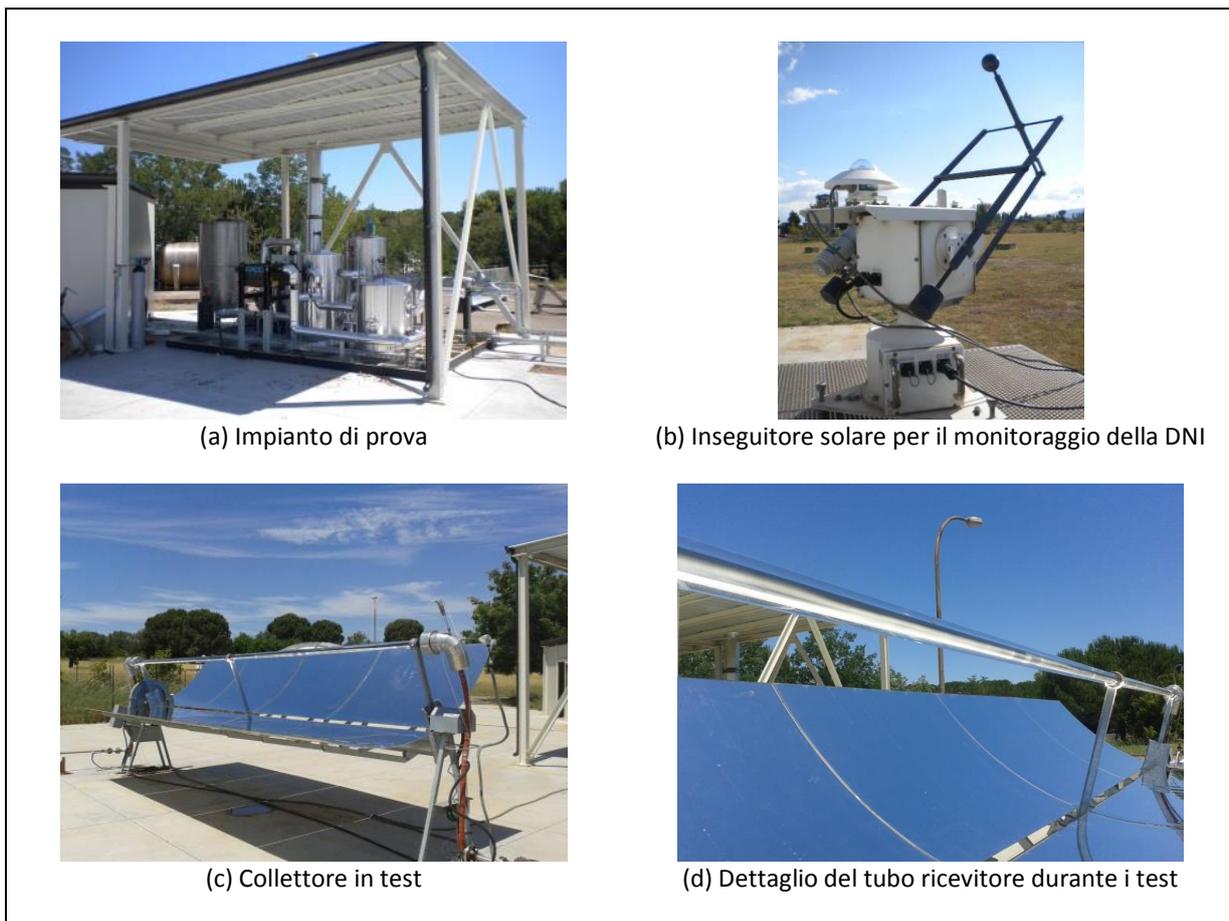


Figure 8: Foto del setup sperimentale e del collettore parabolico in fase di test

La tabella 3 riporta i dati sperimentali ottenuti durante le prove in campo, eseguiti in accordo con i requisiti della norma ISO 9806. Tutti i dati si riferiscono a valori in stato stazionario, acquisiti ogni 5 secondi e mediati in un intervallo temporale di 1 minuto.

Tabella 3 – Dati sperimentali

DNI W/m^2	T_{amb} $^{\circ}C$	T_{in} $^{\circ}C$	T_{out} $^{\circ}C$	Γ kg/s	T_m $^{\circ}C$	$C_{p,m}$ $J/(kg K)$	Q W	T^* $^{\circ}C/(W/m^2)$	η
884	23.2	105.3	115.3	0.437	110.3	1872	8204	0.0985	0.682
887	23.4	105.1	115.1	0.437	110.1	1871	8199	0.0977	0.680
885	23.5	105.1	115.1	0.436	110.1	1872	8158	0.0978	0.678
886	23.4	105.3	115.2	0.436	110.3	1872	8109	0.0981	0.673
955	23.3	151.8	161.6	0.436	156.7	2037	8652	0.1397	0.666
957	23.4	152.3	161.9	0.446	157.1	2039	8717	0.1397	0.669
959	23.6	153.2	162.7	0.446	158.0	2042	8631	0.1401	0.662
947	23.1	151.9	161.5	0.436	156.7	2037	8527	0.1410	0.662
916	21.0	201.4	209.2	0.448	205.3	2214	7688	0.2013	0.617
904	21.4	199.8	207.8	0.448	203.8	2208	7876	0.2017	0.640
918	21.3	198.2	206.2	0.448	202.2	2203	7862	0.1971	0.630
921	21.2	196.7	204.6	0.449	200.7	2197	7769	0.1948	0.620
874	23.7	251.5	258.2	0.437	254.8	2399	7040	0.2645	0.592
871	23.5	250.5	257.0	0.436	253.7	2394	6777	0.2643	0.572
892	23.4	250.1	256.8	0.437	253.4	2393	7004	0.2578	0.577
895	24.5	251.3	257.8	0.435	254.6	2398	6800	0.2573	0.559

Da una regressione ai minimi quadrati, applicata ai dati sperimentali, è stata ottenuta la curva di efficienza in forma lineare (poiché il coefficiente a_2 è risultato negativo).

La tabella seguente confronta i valori ottenuti attraverso i modelli teorici esposti con quelli ottenuti dai dati sperimentali.

Tabella 4 – Parametri curve di efficienza

<i>Parametri</i>	<i>Risultati modello 3D</i>	<i>Valori sperimentali con le relative incertezze</i>	<i>Unità di misura</i>
η_0	0.764	0.748 ± 0.008	-
a_1	0.668	0.64 ± 0.04	$W/(m^2 K)$

Come si evince dal confronto dei parametri della curva di efficienza lineare, i valori del coefficiente di perdita a_1 sono tra loro perfettamente compatibili, mentre tra i valori di η_0 si registra una significativa discrepanza (dell'ordine del 2 %) che è pienamente giustificabile dal fatto che le analisi teoriche sono state eseguite assumendo per le proprietà ottiche dei materiali (riflettanza degli specchi primari, trasmittanza del vetro e assorbanza del tubo) i corrispondenti valori di fabbrica. Di contro, i valori di efficienza ottenuti durante l'attività sperimentale si riferiscono a condizioni reali di funzionamento caratterizzate da inevitabili effetti di sporco sia dell'ottica primaria che del tubo ricevitore, sebbene sia stata posta adeguata attenzione alla loro pulizia prima e durante l'attività di test.

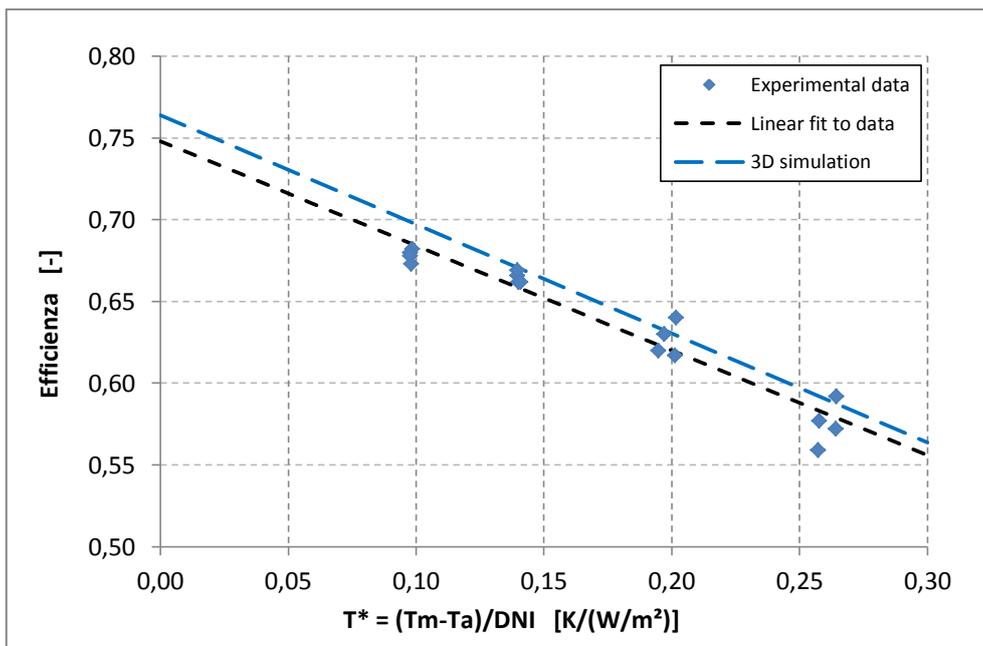


Figura 9: Confronto tra dati sperimentali e dati ottenuti

2.2 Descrizione delle tecnologie solari a concentrazione oggetto delle analisi

La modellazione ottica e termo-fluidodinamica è stata sviluppata per un concentratore parabolico lineare dotato di un ricevitore con riflettore semicilindrico o con cavità a V rovesciata entrambi non evacuati. Entrambi i ricevitori sono stati confrontati con il ricevitore di riferimento. In particolare il primo ricevitore è costituito da un tubo cilindrico dentro il quale scorre il fluido termovettore circondato dal riflettore semicilindrico e dall'isolante. Il secondo ricevitore è costituito da due tubi semicilindrici disposti a V rovesciata, circondati anch'essi dall'isolante. La cavità a V è chiusa dal vetro di copertura e non è evacuata.

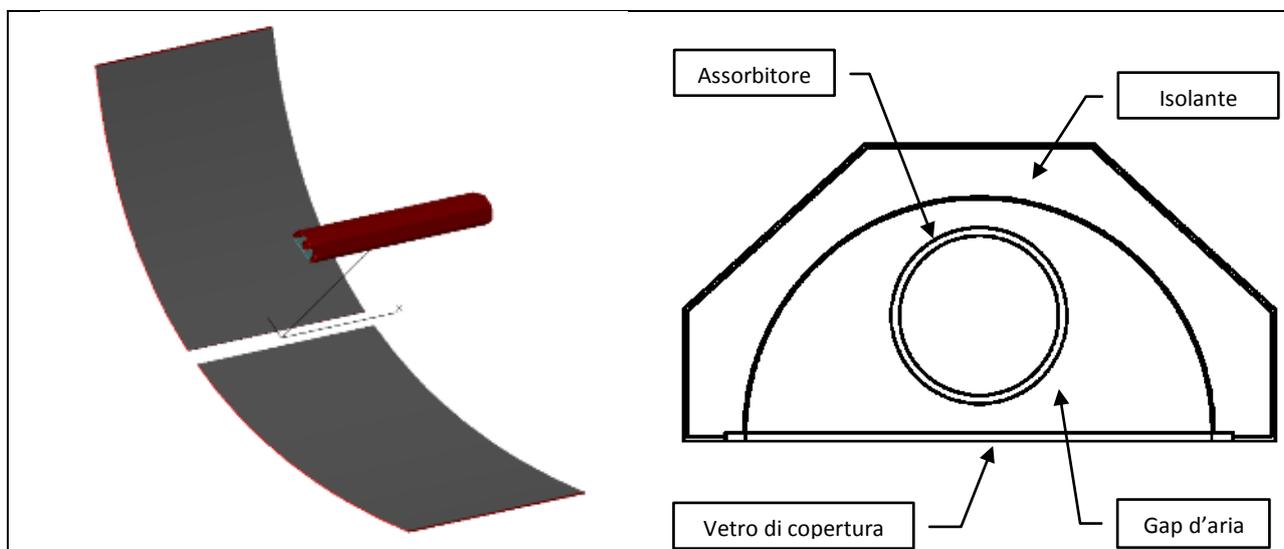


Figura 10: Vista del concentratore parabolico lineare e sezione del ricevitore (collettore con riflettore semicilindrico)

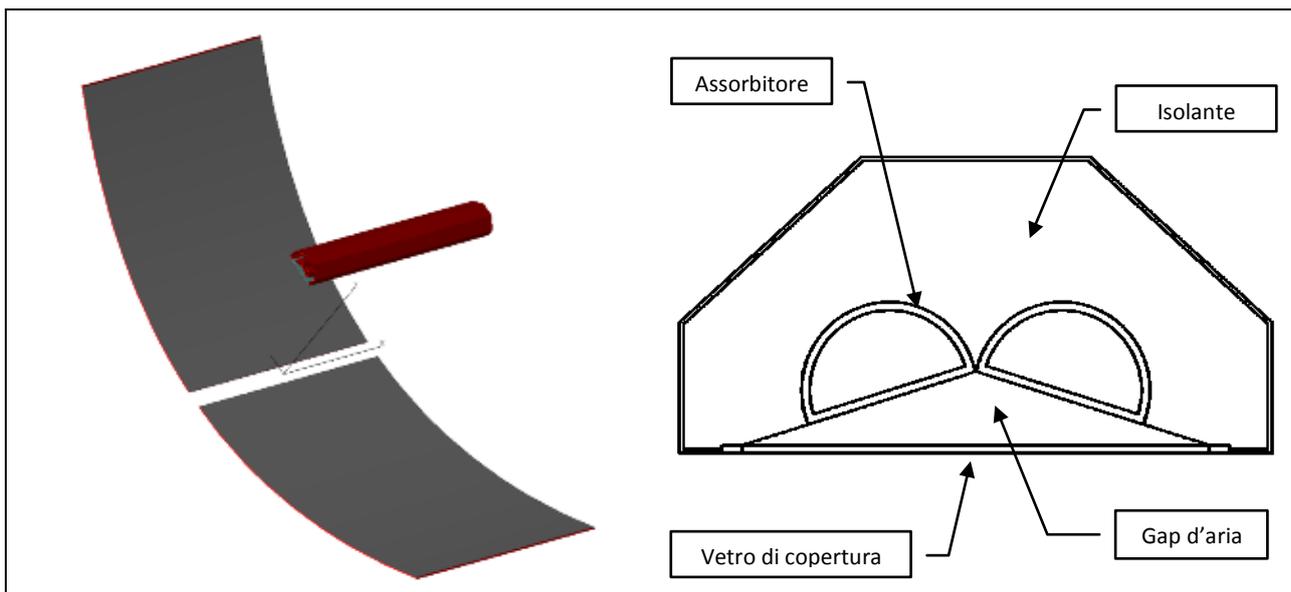


Figura 11: Vista del concentratore parabolico lineare e sezione del ricevitore (collettore con cavità a V rovesciata)

Nella seguente tabella sono riassunte le principali caratteristiche geometriche del concentratore.

Tabella 5 – Principali caratteristiche geometriche del concentratore per i due tipi di ricevitore analizzati

Parametro	Valore
Apertura sistema ottico primario	2.37 m
Distanza focale	0.820 m
Altezza parabola	0.428 m
Angolo di bordo	72.68°
Lunghezza specchi	6 m
Diametro esterno assorbitore	42.4 mm
Diametro esterno tubo di vetro	70.0 mm
Diametro del riflettore semicilindrico	112.6 mm
Dimensione del vetro di copertura di entrambi i ricevitori	113.6 mm

2.3 Analisi ottica applicata ai due ricevitori selezionati

L'analisi ottica sui due ricevitori descritti al paragrafo precedente è stata effettuata sempre utilizzando tecniche di ray-tracing che, a partire dai dati di radiazione solare diretta (DNI) sulla parabola, hanno permesso di calcolare la distribuzione di radiazione concentrata sulla superficie esterna di ciascun ricevitore, al cui interno scorre il fluido termo-vettore (olio diatermico).

2.3.1 Risultati ottenuti

CASO 1 – Ricevitore con riflettore semicilindrico

La figura seguente mostra la distribuzione dei raggi concentrati (caso con 3000 raggi) sul tubo assorbitore contenuto all'interno del ricevitore munito di riflettore semicilindrico. La figura evidenzia come, nelle condizioni ottiche considerate, la quasi totalità dei raggi che attraversano il vetro di copertura raggiunge il tubo ricevitore senza intervento del riflettore posteriore il quale ha di fatto solo la funzione di reindirizzare i

raggi che non dovessero per qualche ragione (es. incremento degli errori ottici) raggiungere direttamente il tubo assorbitore.

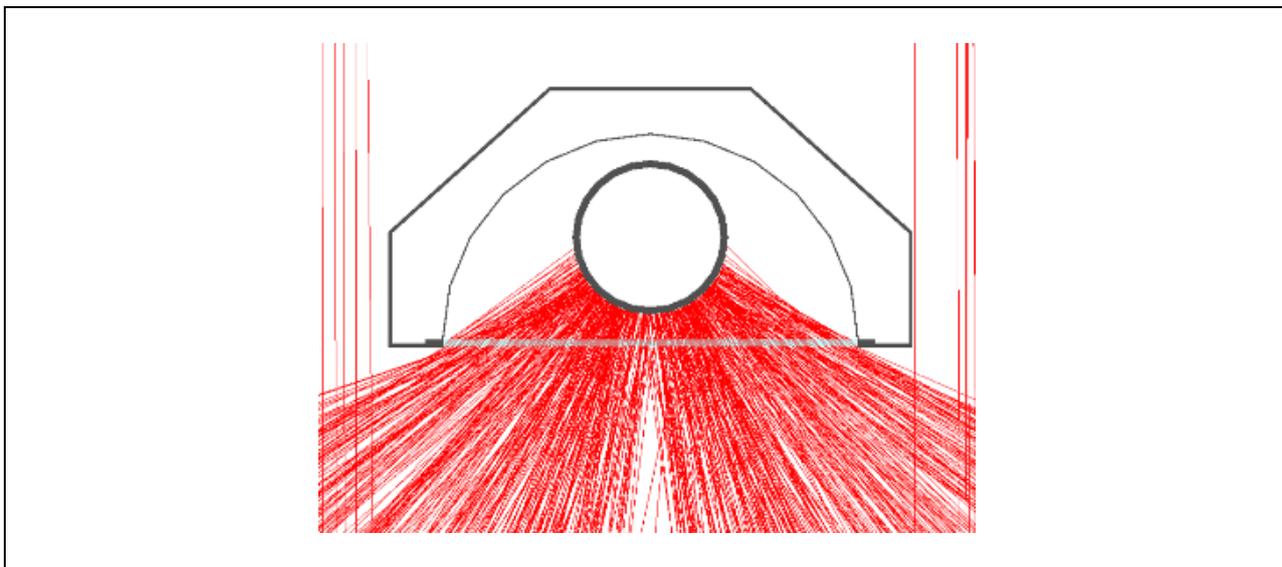


Figura 12: Dettaglio dell’analisi ottica con tecniche di ray-tracing (valutazione eseguita con 3000 raggi)

La figura seguente mostra invece la distribuzione del flusso solare concentrato su una porzione di tubo ricevitore di 1 m di lunghezza, ottenuta considerando un errore ottico complessivo di 5 mrad.

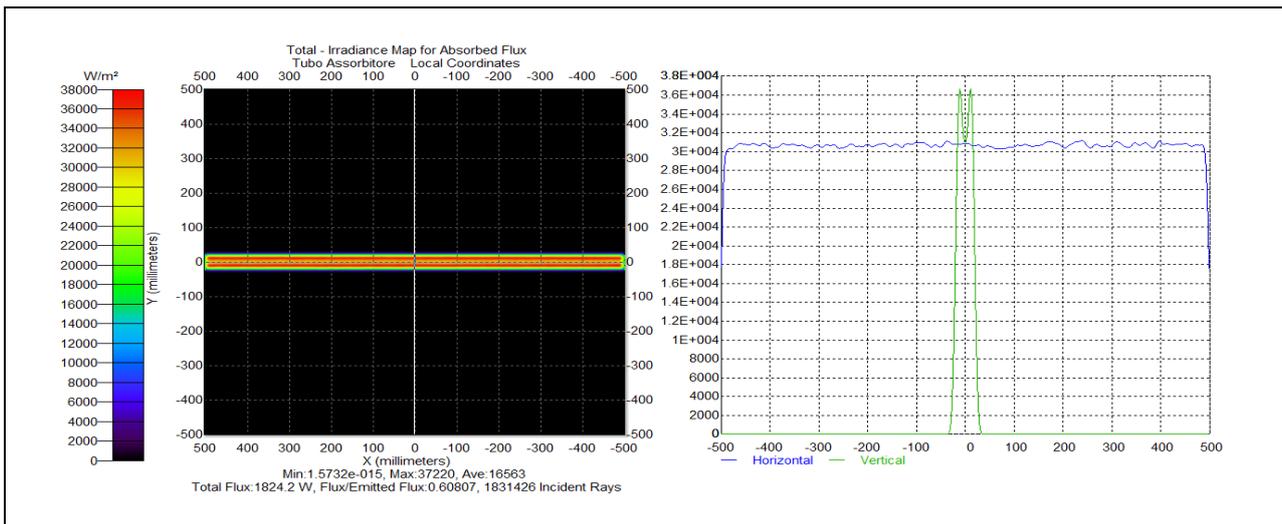


Figura 13: Distribuzione del flusso solare concentrato su una porzione di tubo ricevitore (con riflettore semicilindrico) della lunghezza di 1 m. Caso con riflettore parabolico di apertura 2.37 m

Da tale analisi si ottiene che il flusso solare assorbito dal tubo ricevitore è pari a 1467 W/m, cui corrisponde un’efficienza ottica $\eta_{opt} = 0.659$, ottenuta rapportando il flusso assorbito per unità di lunghezza al flusso captato (sempre per unità di lunghezza) dall’area di apertura del concentratore parabolico (pari a 2227 W/m). Tale risultato è giustificato dal fatto che il sistema concentratore-ricevitore non è ottimizzato in quanto una parte cospicua della radiazione concentrata non riesce a raggiungere il tubo assorbitore, venendo intercettata dal carter di protezione del ricevitore con riflettore semicilindrico.

Ripetendo la stessa analisi (vedi figura seguente) per un concentratore parabolico con identica focale e apertura pari a 1.81 m, si ottengono risultati ben diversi. In particolare, il flusso solare assorbito dal tubo

ricevitore passa a 1323 W/m, cui però corrisponde un'efficienza ottica $\eta_{opt} = 0.794$, essendo il flusso captato dall'area di apertura del concentratore parabolico pari a 1667 W/m.

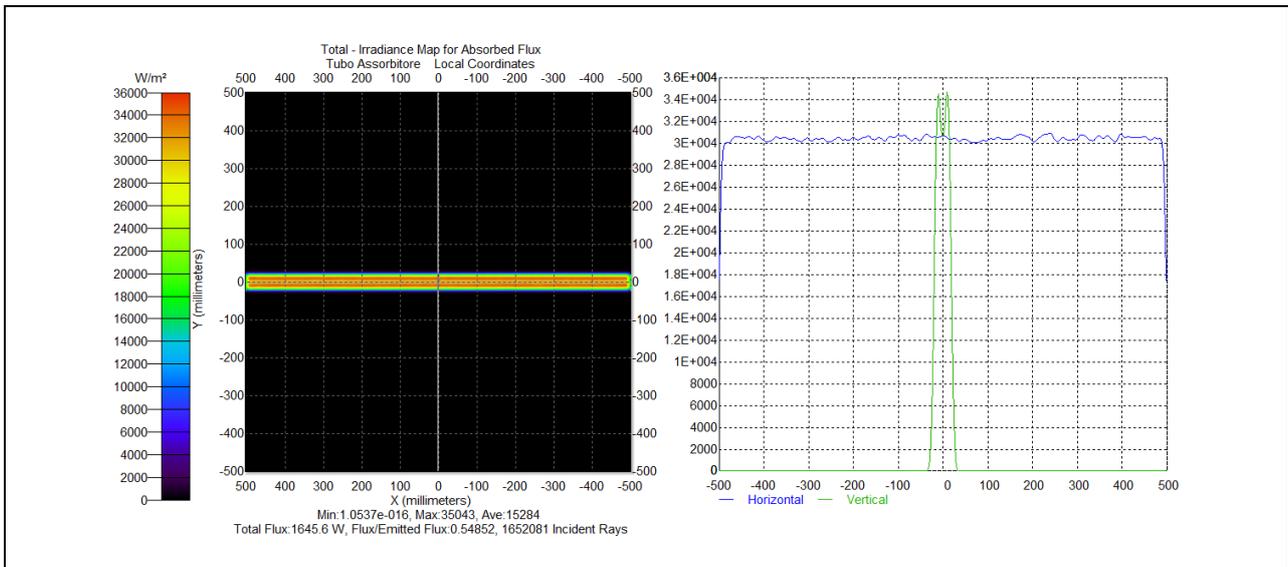


Figura 14: Distribuzione del flusso solare concentrato su una porzione di tubo ricevitore (con riflettore semicilindrico) della lunghezza di 1 m. Caso con riflettore parabolico di apertura 1.81 m

CASO 2 – Ricevitore con cavità a V rovesciata

Analogamente al caso precedente, anche per il ricevitore con cavità a V rovesciata è stata eseguita la stessa analisi ottica con tecniche di ray-tracing, di cui la figura seguente riporta gli esiti nel caso di 3000 raggi.

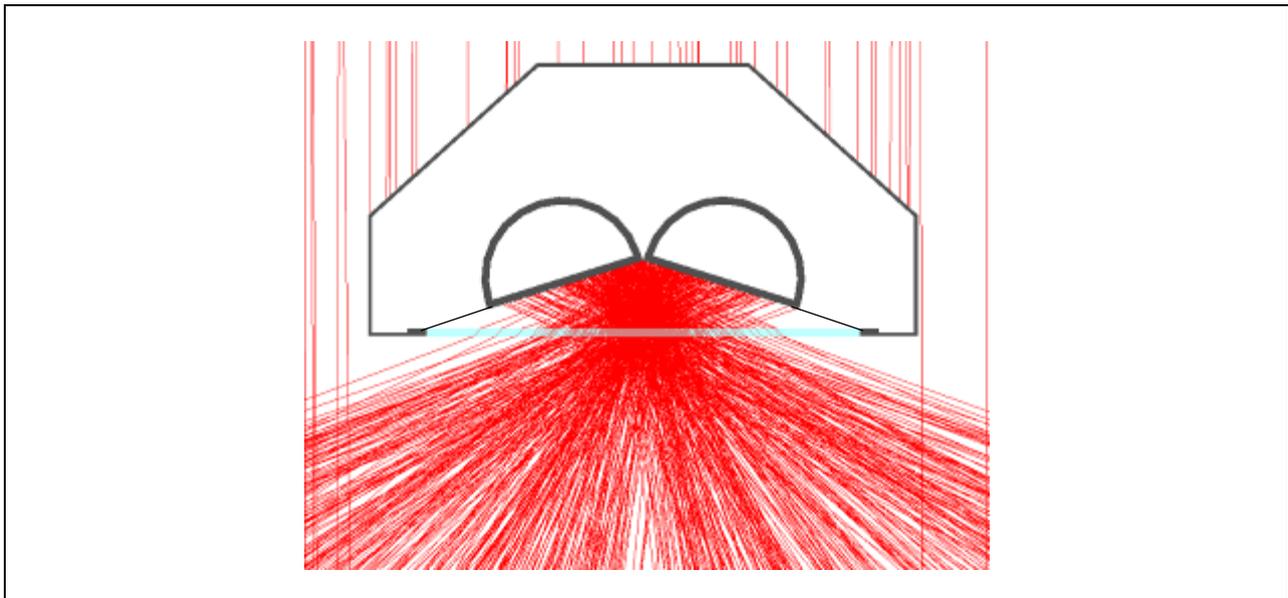


Figura 15: Dettaglio dell'analisi ottica con tecniche di ray-tracing (valutazione eseguita con 3000 raggi)

Nel caso specifico, la posizione del ricevitore rispetto al piano focale è stato oggetto di ottimizzazione per garantire una distribuzione quanto più uniforme possibile del flusso solare concentrato sulle due pareti piane che costituiscono l'assorbitore. Le due figure seguenti mostrano gli andamenti di tali distribuzioni sulla parete destra e sinistra della cavità a V rovesciata.

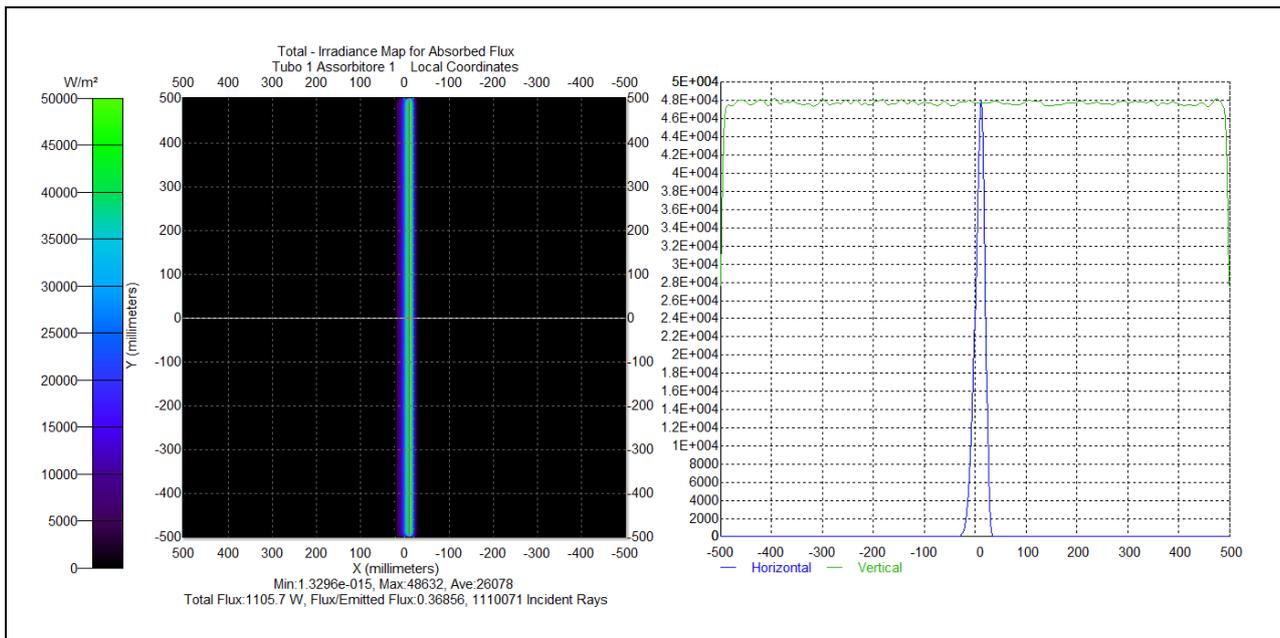


Figura 16: Distribuzione del flusso solare concentrato su una porzione di ricevitore (caso con cavità a V rovesciata) della lunghezza di 1 m. Il grafico si riferisce in particolare alla parete destra della cavità

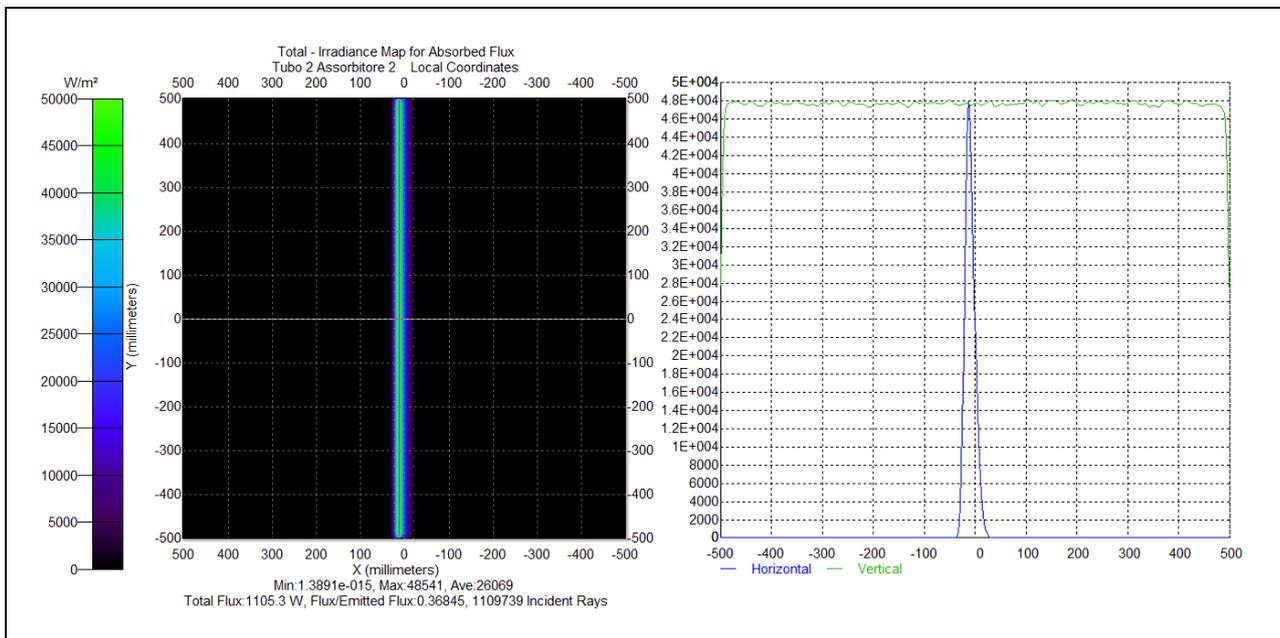


Figura 17: Distribuzione del flusso solare concentrato su una porzione di ricevitore (caso con cavità a V rovesciata) della lunghezza di 1 m. Il grafico si riferisce in particolare alla parete sinistra della cavità

Dal punto di vista dell'efficienza ottica, da tale analisi si ottiene che il flusso solare complessivamente assorbito dalle due pareti della cavità è pari a 1778 W/m, cui corrisponde un'efficienza ottica $\eta_{opt} = 0.798$ ottenuta, anche in questo caso, rapportando il flusso assorbito per unità di lunghezza al flusso captato dall'area di apertura del concentratore parabolico (pari sempre a 2227 W/m).

La tabella seguente riassume i risultati delle analisi ottiche effettuate sulle due tipologie di ricevitori esaminati, mettendole a confronto con il collettore di riferimento.

Tabella 6 – Confronto dei risultati delle simulazioni ottiche nelle condizioni ottimizzate

<i>Parametro</i>	<i>Ricevitore cilindrico di riferimento</i>	<i>Ricevitore con riflettore semicilindrico</i>	<i>Ricevitore con cavità a V rovesciata</i>
Apertura parabola	2.37 m	1.81 m	2.37 m
Flusso solare intercettato dall'apertura	2227 W/m	1667 W/m	2227 W/m
Flusso solare assorbito per unità di lunghezza	1727 W/m	1323 W/m	1778 W/m
Irradianza media sul ricevitore	12.97 kW/m ²	9.94 kW/m ²	20.97 kW/m ²
Fattore di concentrazione geometrico $C_r = A_a / A_r$	18	14	26
Fattore di concentrazione ottico $C_{opt} = I_r / I_a$	13	10	21
Efficienza ottica	0.775	0.794	0.798

2.4 Analisi termica

L'analisi termica è stata svolta in prima battuta facendo riferimento a un modello bidimensionale piano applicato ad una sezione trasversale di ciascun ricevitore e successivamente sono stati introdotti i relativi modelli tridimensionali per tener conto di tutti gli effetti che caratterizzano gli scambi termici tra ricevitore e fluido circolante.

2.4.1 Analisi bidimensionale

2.4.1.1 Condizioni adottate per l'analisi bidimensionale piana

In questo paragrafo verrà affrontato il problema dell'analisi termica dei due ricevitori: il ricevitore con riflettore semicilindrico, d'ora in avanti *ricevitore_c*, e quello con cavità a V rovesciata, d'ora in avanti *ricevitore_v*.

Per effettuare il confronto dei due ricevitori in termini di potenza utile fornita al fluido, si è considerato un flusso radiante globale (in W/m) assorbito dalla superficie esterna dei ricevitori uguale per i due ricevitori e per il ricevitore di riferimento. In tale ottica si fa presente che il ricevitore di riferimento è caratterizzato da un flusso radiante assorbito per unità di superficie di circa 12,97 kW/m² per una radianza sul piano di apertura di 1 kW/m² e quindi da un fattore di concentrazione, in termini di potenza assorbita, pari a circa 13; mentre il flusso radiante assorbito dalla superficie interna del ricevitore, ottenuto integrando il valore precedente sulla superficie interna assorbente, è risultato pari a 1727 W/m.

Per la valutazione comparativa dei flussi termici nei ricevitori il calcolo è stato effettuato con valori uguali di flusso radiante globale per i tre tipi di ricevitori pari a 1500, 1600, 1727, 1800, 1900 W/m. In base a quanto detto i valori di 1500 e 1600 W/m corrispondono a flussi sulle aperture inferiori a 1 kW/m², oppure a fattori di concentrazione inferiori a 13; i valori 1800 e 1900 W/m corrispondono invece a flussi sulle aperture superiori a 1 kW/m², come si può avere in zone desertiche, oppure a Cc superiori a 13. Ai fini dell'analisi comparativa, sono state considerate quattro temperature del fluido: 100 – 150 – 200 e 250 °C tipiche di ricevitori operanti a media temperatura.

I calcoli sono stati effettuati su modelli bidimensionali piani dei ricevitori considerati mediante il software agli elementi finiti Comsol. Il flusso termico nei solidi è stato valutato mediante l'equazione di Fourier; per l'aria si sono utilizzate l'equazione di continuità, l'equazione di bilancio della quantità di moto e l'equazione di bilancio dell'energia. Si è tenuto conto della convezione naturale nell'aria e dello scambio termico radiativo delle superfici costituenti la cavità dei ricevitori trattando tali superfici come superfici grigie. Il

moto turbolento nei tubi è stato schematizzato mediante un coefficiente di scambio termico funzione dei numeri di Reynolds, di Prandtl e del fattore di attrito di Darcy.

Di seguito vengono introdotte alcune figure che rappresentano il risultato dei calcoli effettuati relativamente alla temperatura massima di 250 °C e a un flusso radiante massimo di 1900 W/m che rappresentano le condizioni di funzionamento più severe per i ricevitori analizzati.

La prima di queste figure rappresenta i moti convettivi che si instaurano nella cavità del ricevitore_v.

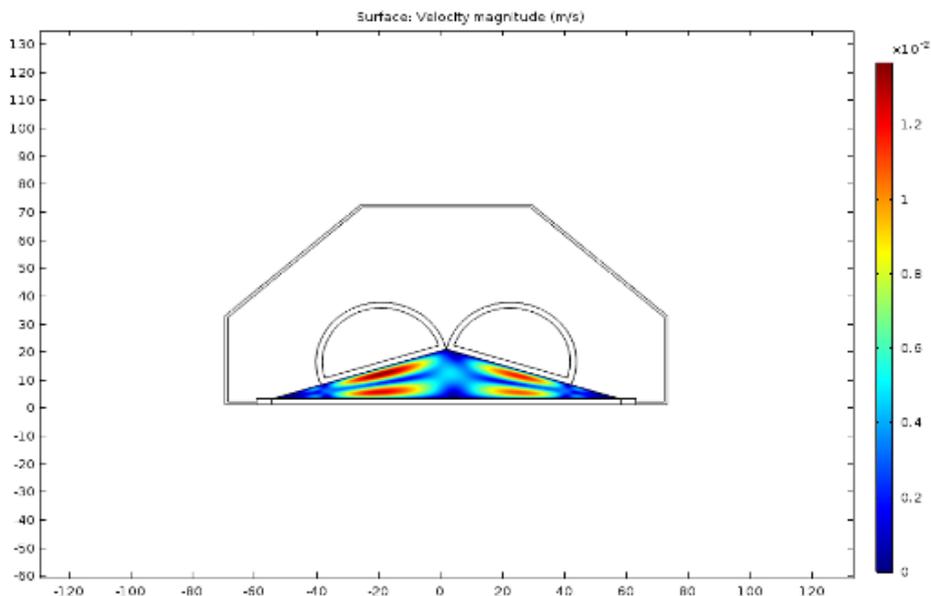


Figura 18: Distribuzione di velocità nel ricevitore con cavità a V rovesciata per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C e per un flusso radiante sulla superficie esterna del ricevitore di 1900 W/m

Dalla figura si rileva la simmetria dei moti convettivi all'interno della cavità. Nella figura seguente sono rappresentati in moti convettivi nella cavità del ricevitore_C per le stesse condizioni al contorno.

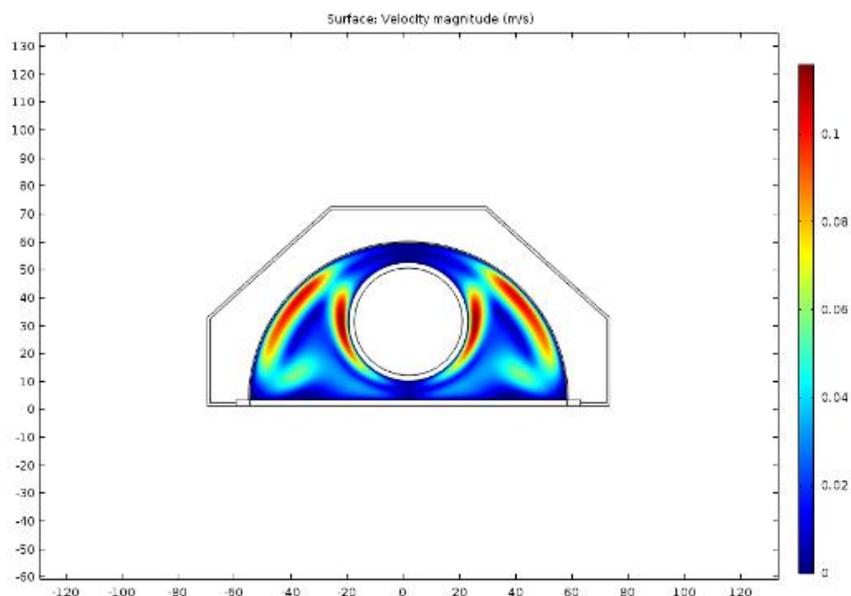


Figura 19: Distribuzione di velocità nel ricevitore con riflettore semicilindrico per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C e per un flusso radiante sulla superficie esterna del ricevitore di 1900 W/m

Anche in tale figura si nota la simmetria del moto convettivo e velocità più elevate che nel caso precedente dove il riscaldamento riguardava la parte superiore della cavità fenomeno quest'ultimo sfavorevole all'instaurarsi della convezione naturale.

La figura seguente rappresenta invece il campo termico nel ricevitore_v.

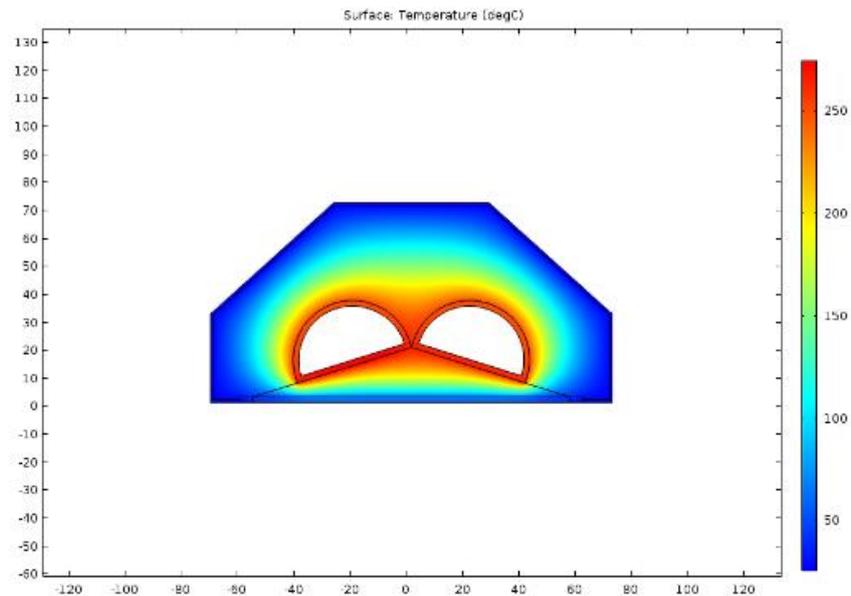


Figura 20: Distribuzione di temperatura nel ricevitore con cavità a V rovesciata per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C e per un flusso radiante sulla superficie esterna del ricevitore di 1900 W/m

Dalla figura si nota il riscaldamento della parte superiore della cavità. Infine viene riportato il campo termico nel ricevitore_c, dove si nota il maggiore riscaldamento della parte superiore del tubo.

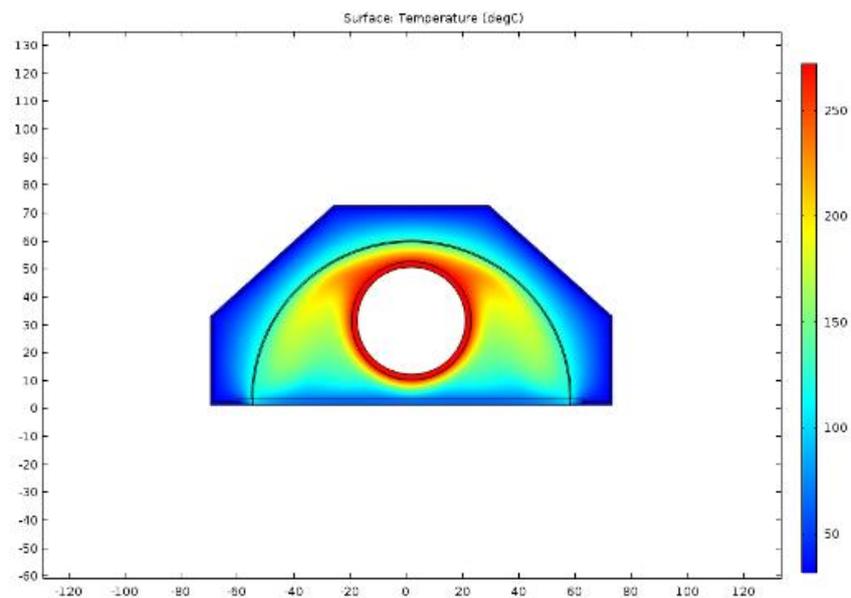


Figura 21: Distribuzione di temperatura nel ricevitore semicilindrico per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C e per un flusso radiante sulla superficie esterna del ricevitore di 1900 W/m

2.4.1.2 Risultati ottenuti con l'analisi bidimensionale piana

Di seguito vengono riportate le tabelle riassuntive dei calcoli effettuati per le quattro temperature dell'olio diatermico: 100-150-200 e 250 °C.

Per una lettura agevole delle tabelle si fa presente che i simboli utilizzati hanno il seguente significato:

- Q_b : flusso radiante totale assorbito dalla superficie esterna del ricevitore in W/m
- Q_{out} : potenza termica totale assorbita dal fluido termovettore in W/m
- Pedice_c: riferito al ricevitore_c
- Pedice_v: riferito al ricevitore_v
- Pedice_rif: riferito al ricevitore di riferimento

Tabella 7 – Andamento della potenza assorbita dal fluido termovettore in funzione del flusso assorbito dalla superficie esterna dei tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 100 °C

T = 100 °C					
Q_b (W/m)	Q_{out_rif} (W/m)	Q_{out_v} (W/m)	Q_{out_c} (W/m)	scarto_v (%)	scarto_c (%)
1500	1392.0	1443.5	1418.6	3.7	1.9
1600	1488.1	1542.5	1515.7	3.7	1.9
1727	1610.5	1668.5	1639.2	3.6	1.8
1800	1680.3	1740.4	1709.8	3.6	1.8
1900	1776.3	1839.4	1806.7	3.6	1.7

Tabella 8 – Andamento della potenza assorbita dal fluido termovettore in funzione del flusso assorbito dalla superficie esterna dei tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 150 °C

T = 150 °C					
Q_b (W/m)	Q_{out_rif} (W/m)	Q_{out_v} (W/m)	Q_{out_c} (W/m)	scarto_v (%)	scarto_c (%)
1500	1364.9	1403.6	1398.6	2.8	2.5
1600	1462.5	1502.6	1496.7	2.7	2.3
1727	1586.7	1628.7	1621.7	2.7	2.2
1800	1657.5	1700.6	1693.0	2.6	2.1
1900	1755.0	1799.6	1791.1	2.5	2.1

Tabella 9 – Andamento della potenza assorbita dal fluido termovettore in funzione del flusso assorbito dalla superficie esterna dei tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 200 °C

T = 200 °C					
Q_b (W/m)	Q_{out_rif} (W/m)	Q_{out_v} (W/m)	Q_{out_c} (W/m)	scarto_v (%)	scarto_c (%)
1500	1319.4	1364.4	1364.3	3.4	3.4
1600	1417.4	1463.4	1462.8	3.3	3.2
1727	1542.2	1589.5	1588.1	3.1	3.0
1800	1613.4	1661.5	1659.7	3.0	2.9
1900	1711.3	1760.5	1758.1	2.9	2.7

Tabella 10 – Andamento della potenza assorbita dal fluido termovettore in funzione del flusso assorbito dalla superficie esterna dei tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C

$T = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$					
Q_b (W/m)	Q_{out_rif} (W/m)	Q_{out_v} (W/m)	Q_{out_c} (W/m)	$scarto_v$ (%)	$scarto_c$ (%)
1500	1263.1	1338.7	1321.3	6.0	4.6
1600	1361.3	1437.8	1419.8	5.6	4.3
1727	1486.3	1564.0	1545.3	5.2	4.0
1800	1557.6	1636.0	1617.0	5.0	3.8
1900	1665.8	1735.2	1715.5	4.2	3.0

Per una visualizzazione dei risultati, i dati delle tabelle precedenti sono stati riportati in forma grafica nelle figure seguenti.

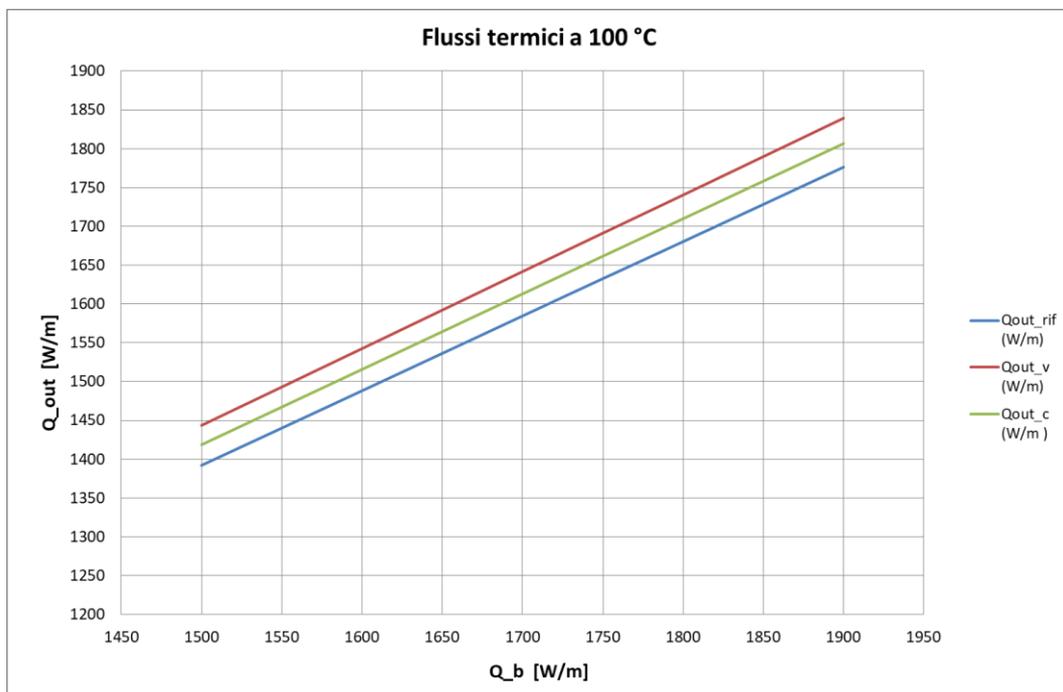


Figura 22: Andamento di Q_{out} in funzione di Q_b per i tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 100 °C

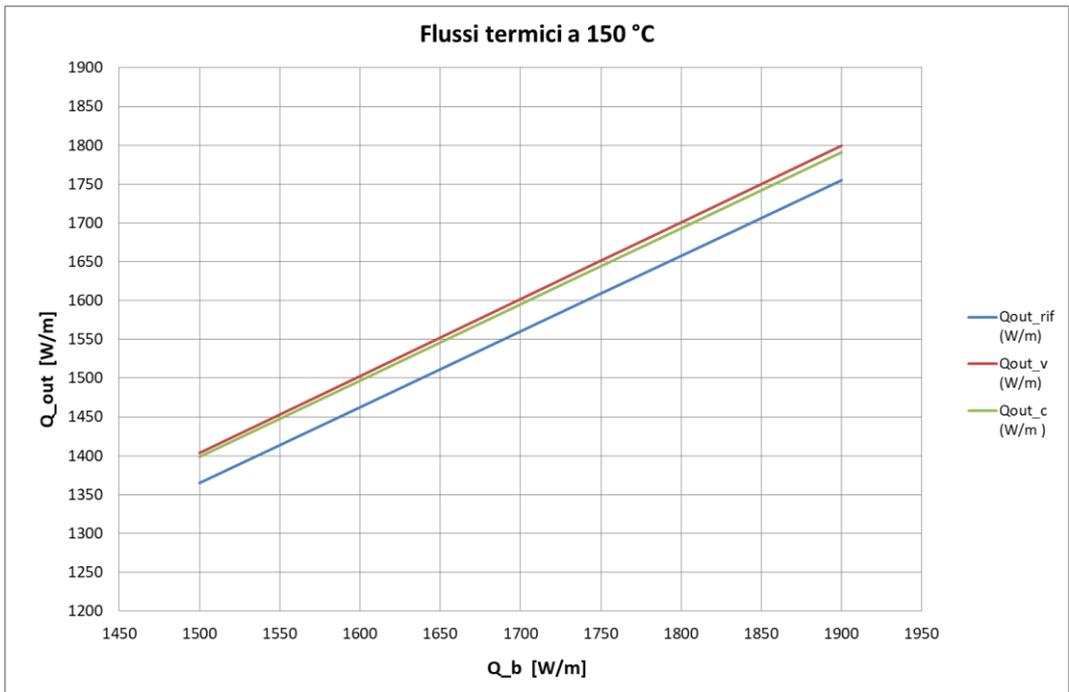


Figura 23: Andamento di Q_{out} in funzione di Q_b per i tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 150 °C

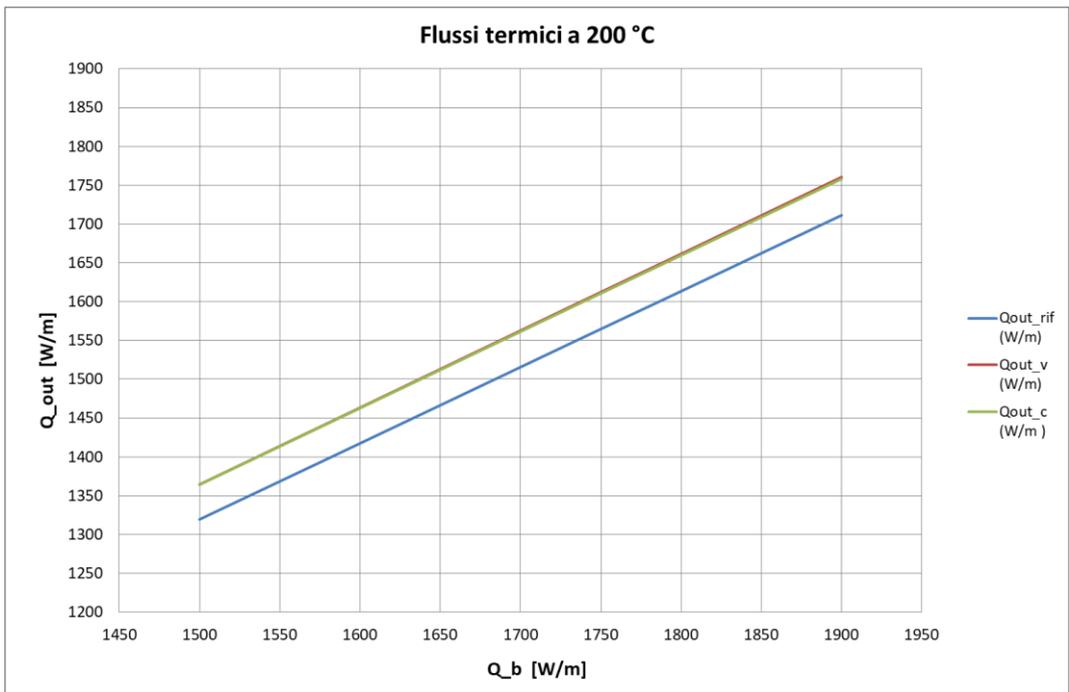


Figura 24: Andamento di Q_{out} in funzione di Q_b per i tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 200 °C

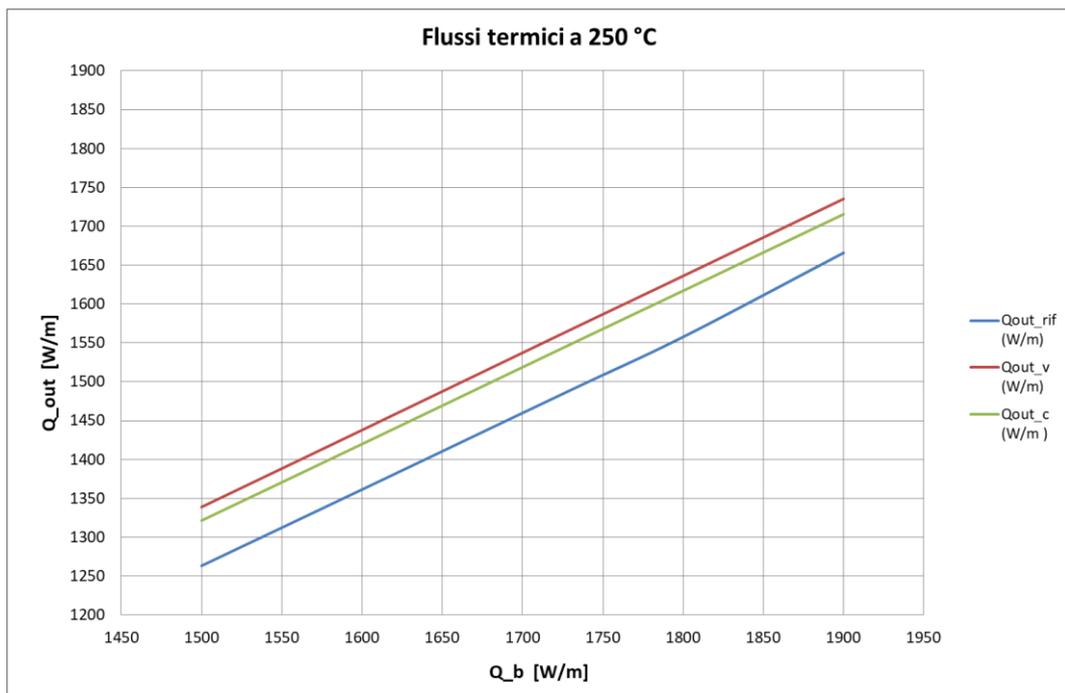


Figura 25: Andamento di Q_{out} in funzione di Q_b per i tre ricevitori analizzati per una temperatura media del fluido termovettore di 250 °C

Dai dati delle tabelle e dei grafici è possibile trarre le seguenti conclusioni:

- Il flusso termico per unità di lunghezza (in W/m) ricevuto dal fluido termovettore è più elevato di alcuni punti percentuali per i due ricevitori considerati rispetto a quello di riferimento. Lo scarto più elevato è risultato di poco più del 5% per una temperatura di 250 °C e compete al ricevitore_v. Per la stessa temperatura lo scarto del ricevitore_c è risultato del 4%.
- Per una temperatura di 100 °C lo scarto massimo del ricevitore_v è risultato del 3.6 % contro l'1.8 % del ricevitore_c.
- Per le temperature intermedie di 150 °C e 200 °C, i risultati ottenuti per i due ricevitori considerati sono sostanzialmente confrontabili.

In definitiva dai risultati si evince che i ricevitori considerati nella presente analisi hanno performance migliori rispetto al ricevitore di riferimento con una leggera predominanza del ricevitore_v alle temperature estreme.

2.4.1.3 Confronto dei risultati ottenuti in termini delle curve di efficienza

L'analisi delle varie configurazioni è stata completata determinando le rispettive rette di efficienza. Per la descrizione del metodo messo a punto per il calcolo della retta di efficienza, che utilizza il software Matlab a partire dai flussi termici determinati mediante il software agli elementi finiti Comsol, si rinvia ai rapporti delle precedenti annualità.

Il calcolo è stato svolto per un flusso radiante complessivo di 1727 W/m cui corrisponde per il ricevitore di riferimento una radianza sul piano di apertura di 1000 W/m². Di seguito vengono riportate le relative curve di efficienza:

- Ricevitore di riferimento: $\eta = 0.748 - 0.385 T^*$
- Ricevitore_v: $\eta = 0.761 - 0.311 T^*$

▪ Ricevitore_c: $\eta = 0.752 - 0.285 T^*$

In cui si è posto $T^*=(T_m-T_{amb})/G$, essendo T_m la temperatura media del fluido termovettore, T_{amb} la temperatura ambiente e G la radiazione solare diretta (DNI) sul piano di apertura.

Nei grafici seguenti sono riportate tali rette nonché il confronto tra ricevitore_c e ricevitore_v. Sulle ascisse compare la temperatura media del fluido. I grafici si riferiscono a una temperatura ambiente di 20 °C e una radianza sul piano di apertura di 1000 W/m².

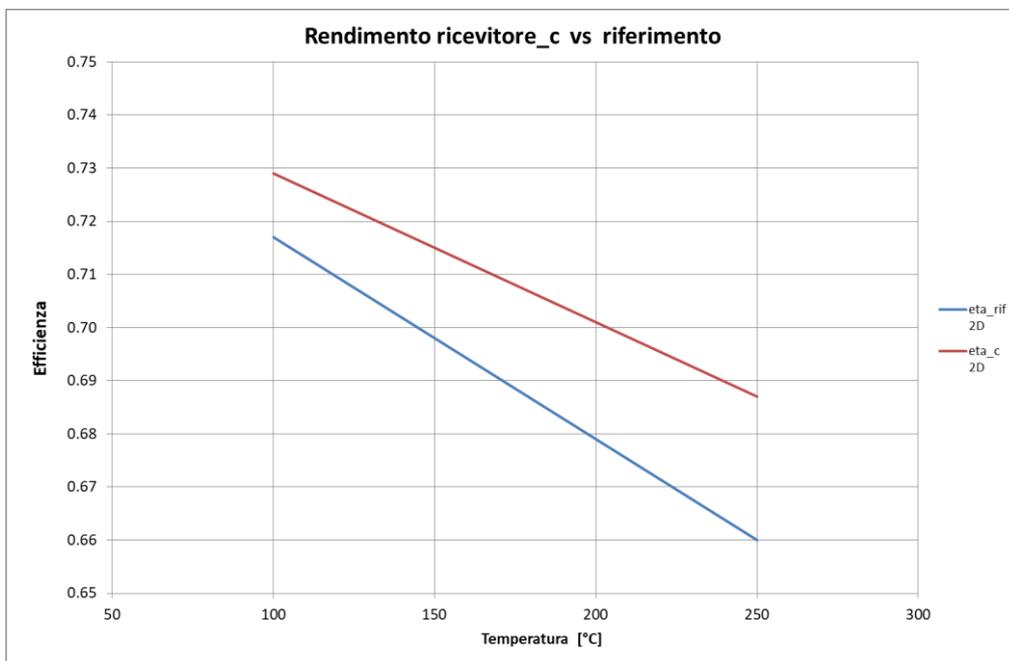


Figura 26: Andamento con la temperatura media del fluido termovettore delle rette di efficienza del ricevitore di riferimento e di quello con semitubi con cavità a V rovesciata

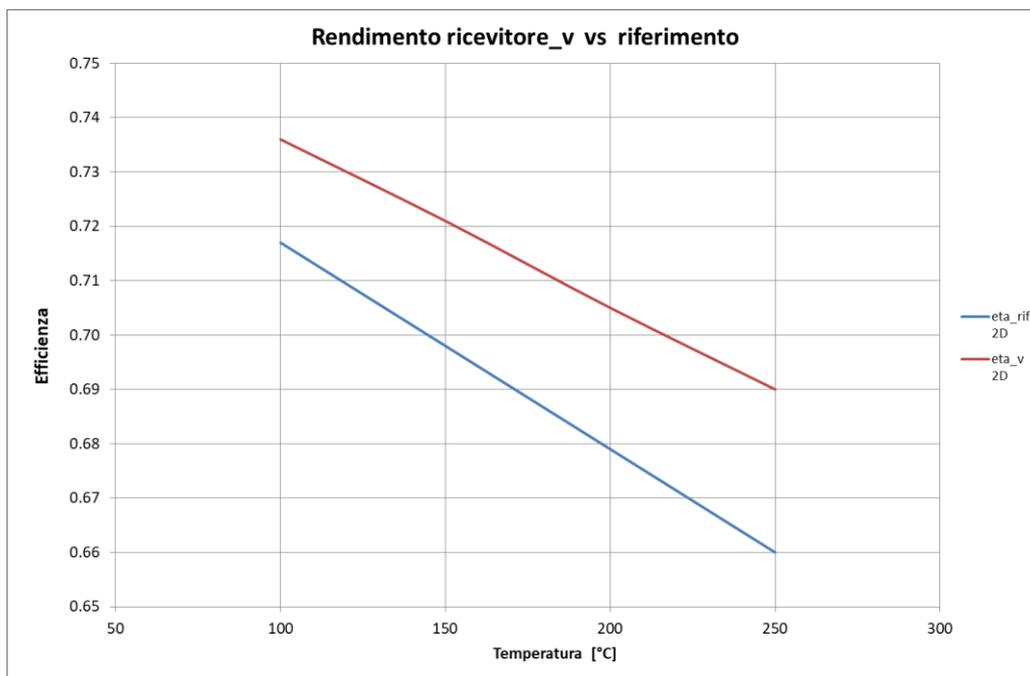


Figura 27: Andamento con la temperatura media del fluido termovettore delle rette di efficienza del ricevitore di riferimento e di quello con riflettore semicilindrico

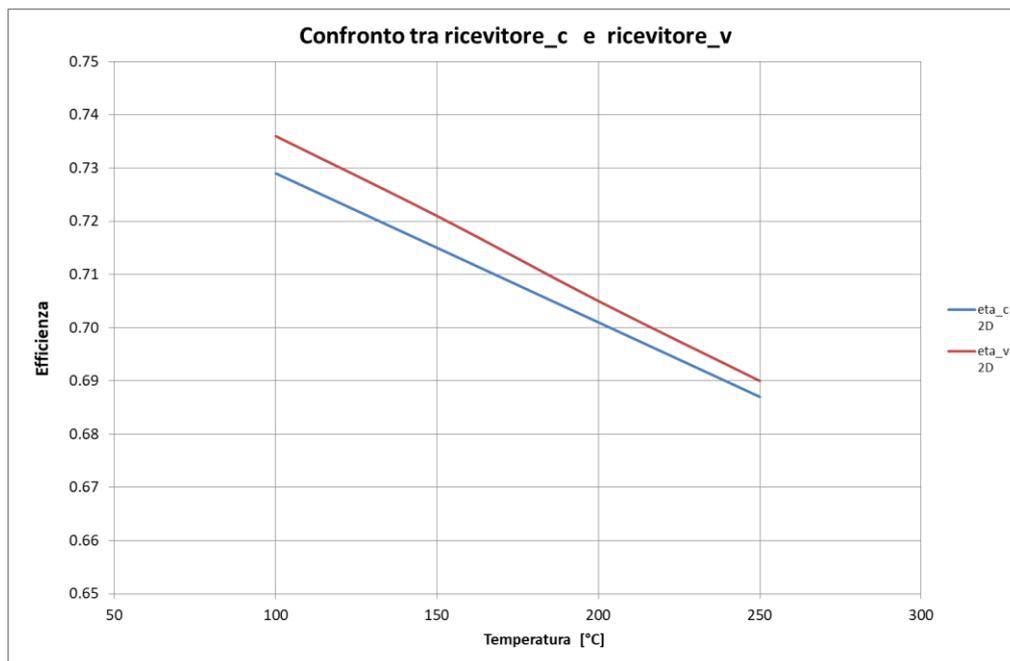


Figura 28: Confronto tra le rette di efficienza dei ricevitori con riflettore semicilindrico e con cavità a V rovesciata.

Le rette di efficienza sono calcolate e riportate in grafico per vari valori della temperatura media del fluido con G e T_{amb} fissate e pari rispettivamente a 1000 W/m^2 e 20 °C , in modo da avere direttamente l'influenza della temperatura del fluido sull'efficienza.

Nella tabella seguente sono riassunti i valori di efficienza e gli scarti rispetto al ricevitore di riferimento dei due ricevitori innovativi.

Tabella 11 – Valori tabellari dell'efficienza dei tre ricevitori in funzione della temperatura media del fluido termovettore e scarti percentuali alle varie temperature delle efficienze dei ricevitori di tipo innovativo rispetto a quello di riferimento

T (°C)	eta_{rif} 2D	eta_c 2D	eta_v 2D	scarto_c (%)	scarto_v (%)
100	0.717	0.729	0.736	1.7	2.6
150	0.698	0.715	0.721	2.4	3.3
200	0.679	0.701	0.705	3.2	3.8
250	0.660	0.687	0.690	4.1	4.5

Come c'era da aspettarsi le performance dei due ricevitori proposti sono migliori di qualche punto percentuale rispetto al ricevitore di riferimento: gli scarti crescono con la temperatura da un valore a 100 °C di 1.7% e 2.6% (rispettivamente per il ricevitore_c e il ricevitore_v) a valori di 4.1% e 4.5% a 250 °C . Tra i due ricevitori considerati quello che mostra performance leggermente più alte è il ricevitore_v.

2.4.2 Analisi tridimensionale

L’analisi bidimensionale effettuata nei paragrafi precedenti, sebbene con meno carico computazionale, ha ovviamente alcuni limiti. Innanzitutto il moto turbolento del fluido termovettore è semplicemente schematizzato con un coefficiente di scambio termico funzione dei numeri di Reynolds e di Prandtl. Nel modello tridimensionale il fenomeno turbolento è stato modellato mediante complesse equazioni differenziali alle derivate parziali che costituiscono a tutt’oggi la schematizzazione più completa, anche se ancora non del tutto soddisfacente, del fenomeno turbolento. Tra i vari modelli disponibili si è scelto quello che va sotto il nome di “Low Reynolds k-ε” in quanto è il modello che schematizza in modo più completo il moto in vicinanza della parete dove esiste uno strato limite laminare a basso numero di Reynolds.

Nel modello bidimensionale gli effetti dovuti alla gravità sono stati trattati assumendo nelle intercapedini una pressione pari a quella atmosferica. In realtà in generale tali cavità sono chiuse per cui la pressione aumenta con l’aumentare della temperatura. Si tratta di una trasformazione isocora e a massa costante descritta dall’equazione:

$$p = \rho_{ref} R_a T$$

dove p è la pressione, T la temperatura, R_a la costante dell’aria e ρ_{ref} la densità alla condizione di riferimento assunta pari a pressione atmosferica e temperatura di 25 °C. Tale situazione verrà tenuta in conto nei modelli tridimensionali.

Infine nei modelli bidimensionali l’emissività della superficie del tubo ricevitore era considerata costante mentre nei modelli tridimensionali sarà assunta come funzione della temperatura di funzionamento.

Di seguito vengono riportate alcune figure che mostrano i risultati dei calcoli tridimensionali.

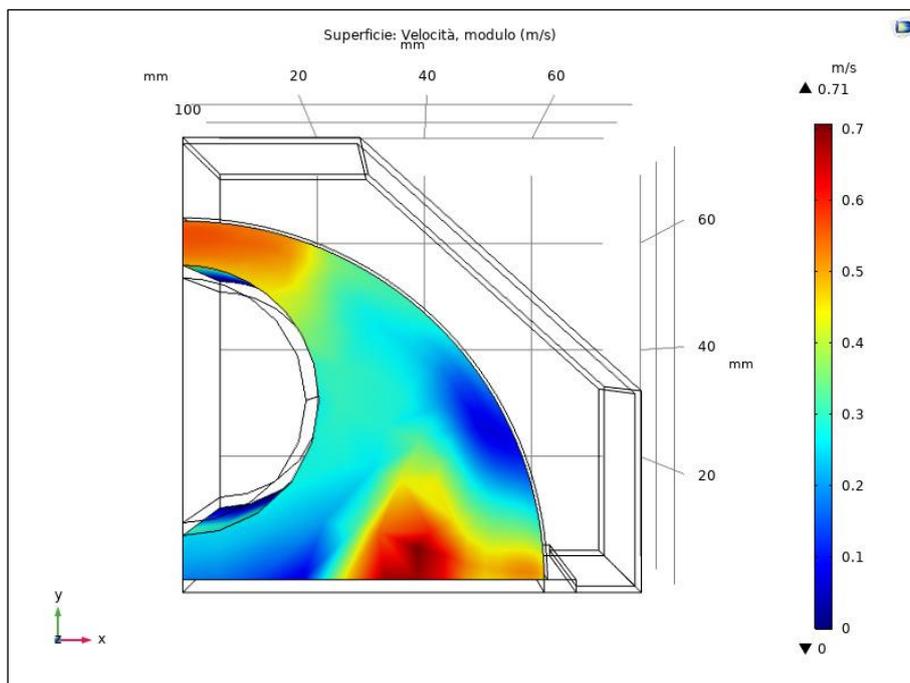


Figura 29: Campo di velocità dell’aria nell’intercapedine del ricevitore con riflettore secondario

Questa immagine mostra il campo di velocità nell’intercapedine per il ricevitore_c. La velocità è più elevata in basso a destra e in alto a sinistra; il suo massimo è di 0.71 m/s.

La figura seguente mostra il campo di velocità del ricevitore_v.

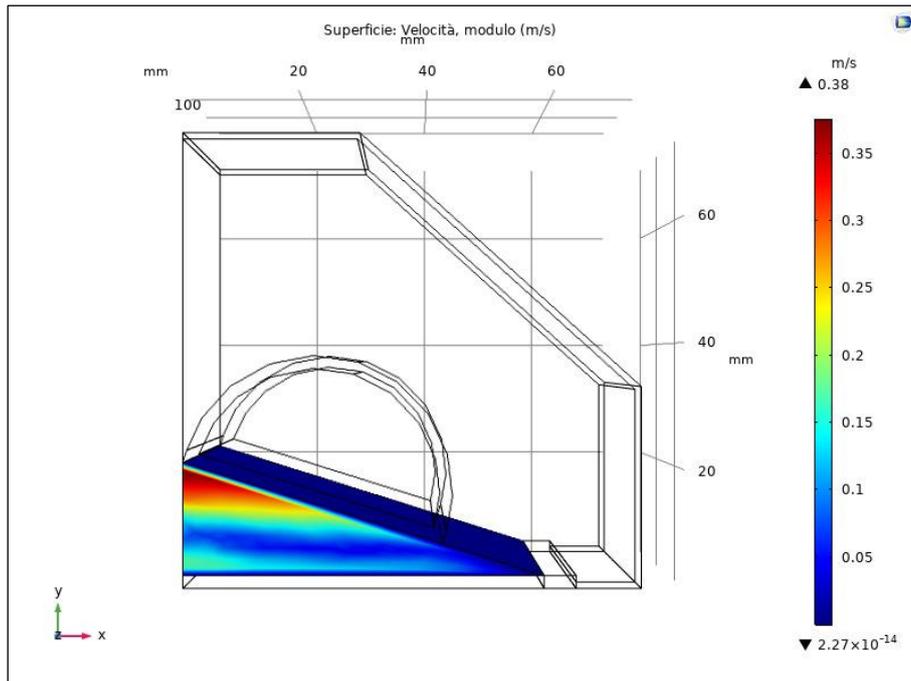


Figura 30: Campo di velocità dell'aria nell'intercapedine del ricevitore a V rovesciata

La figura mostra le velocità più elevate nell'intercapedine in alto a sinistra; la velocità più elevata è di 0.38 m/s, circa la metà di quella del ricevitore_c.

Infine viene riportato il campo di velocità nel ricevitore di riferimento.

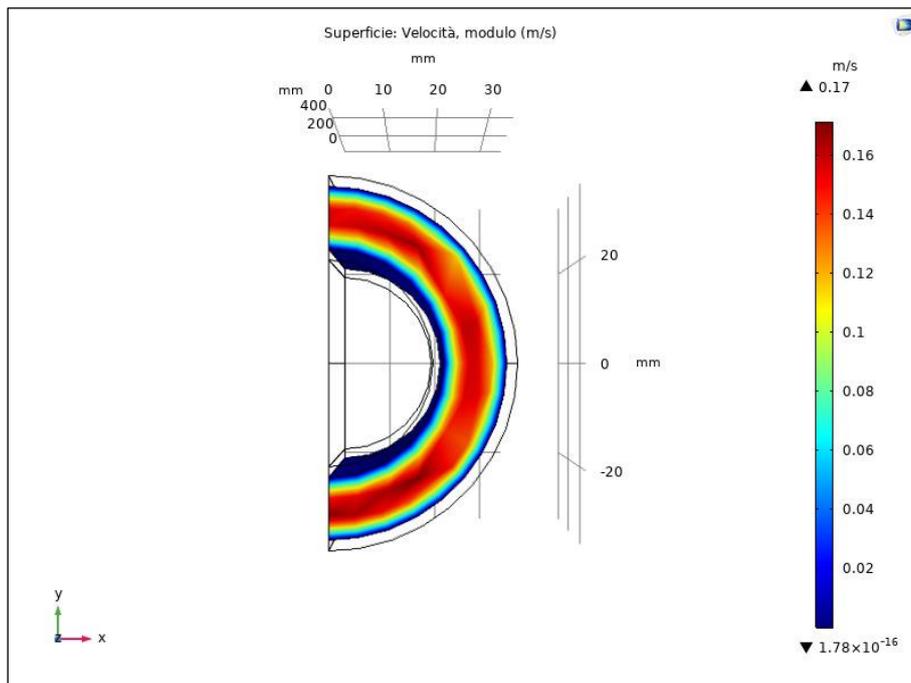


Figura 31: Campo di velocità dell'aria nell'intercapedine del ricevitore di riferimento

Dalla figura si evince una velocità massima inferiore a quella dei due casi precedenti.

La figura seguente mostra il campo di temperatura del ricevitore_c

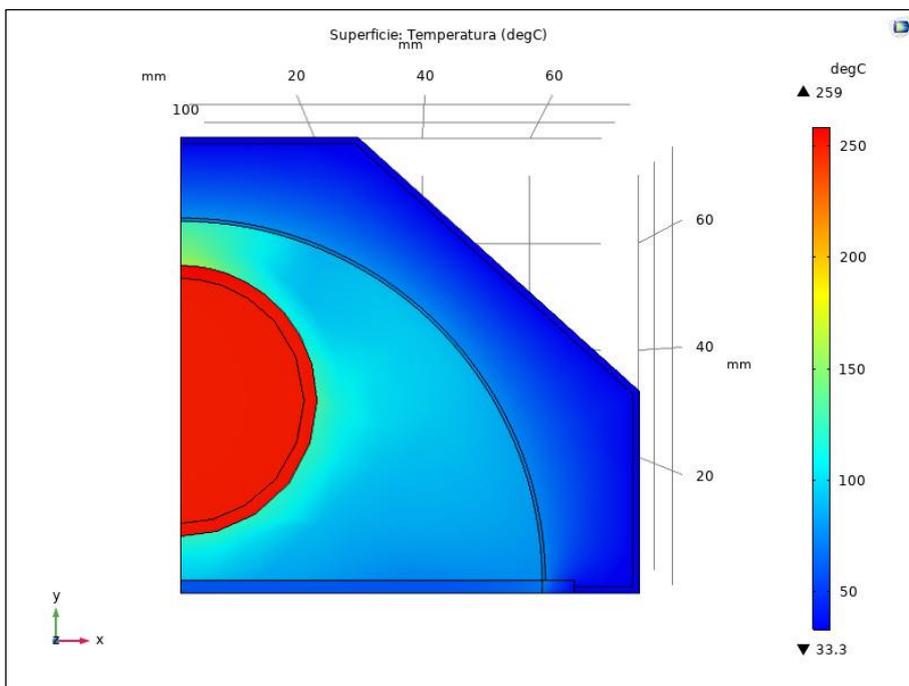


Figura 32: Campo termico nel ricevitore_c per una temperatura del fluido vettore di 250°C

La figura si riferisce alla temperatura di calcolo di 250 °C: il massimo della temperatura è di 259°C e il minimo di 33.3 °C.

La figura seguente mostra il campo di temperatura del ricevitore_v sempre per una T di calcolo di 250 °C.

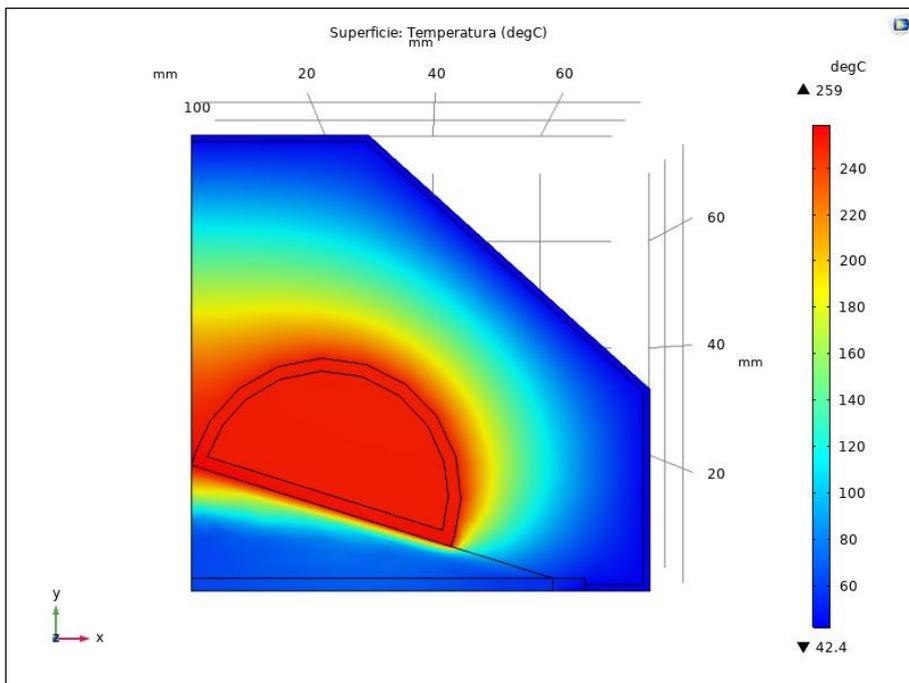


Figura 33: Campo termico nel ricevitore_v per una temperatura del fluido vettore di 250°C

Anche qui il massimo di temperatura è di 259 °C mentre il minimo è di 42.4 gradi centigradi superiore al valore della figura precedente. Infine viene riportato il campo di temperature nel ricevitore di riferimento

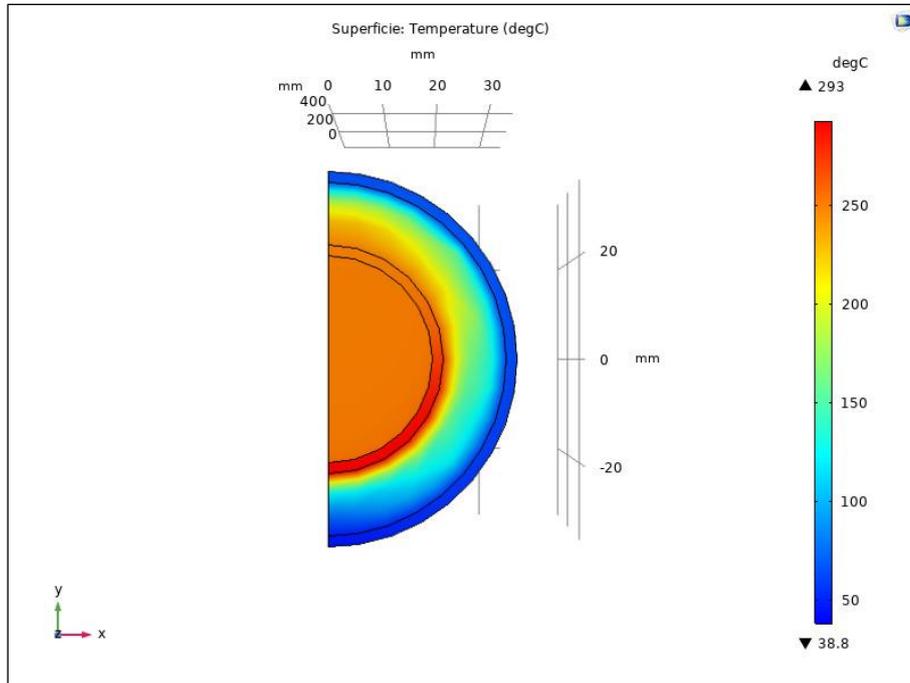


Figura 34: Campo termico nel ricevitore di riferimento per una temperatura del fluido vettore di 250°C

Si nota una temperatura massima molto superiore a quella degli altri due casi ; indice questo di maggiori perdite.

2.4.2.1 Risultati analisi termica 3D

Il parametro essenziale che caratterizza la performance termica di un ricevitore è il flusso termico al fluido termovettore per unità di lunghezza; tale parametro è poi essenziale per il calcolo della efficienza. La tabella seguente mostra tali rese in funzione della temperatura di funzionamento e il loro scarto rispetto alla resa del ricevitore di riferimento.

Tabella 12 – Valori tabellari del flusso di calore ceduto al fluido circolante in funzione delle diverse temperatura d’ingresso dell’olio diatermico, per le tre configurazioni di ricevitore considerate.

T (°C)	<i>Riferimento</i>	<i>Ricevitore_c</i>		<i>Ricevitore_v</i>	
	<i>Flusso (W/m)</i>	<i>Flusso (W/m)</i>	<i>Scarto (%)</i>	<i>Flusso (W/m)</i>	<i>Scarto(%)</i>
100	1581.7	1661.7	5.1	1646.4	4.1
125	1571.1	1638.4	4.3	1623.7	3.4
150	1548.8	1615.6	4.3	1602.8	3.5
175	1520.2	1592.0	4.7	1580.8	4.0
200	1480.3	1565.1	5.7	1555.9	5.1
225	1433.5	1532.7	6.9	1529.2	6.7
250	1378.6	1488.1	7.9	1503.4	9.1

Dalla tabella si vede che il ricevitore_c e il ricevitore_v hanno flussi superiori a quelli del modello di riferimento: gli scarti variano da un minimo del 3.4 % a un massimo del 9.1 %. Il ricevitore_c mostra rese leggermente superiori a quelle del ricevitore_v tranne che per il punto a 250 °C. Gli scarti sono crescenti con la temperatura tranne che per le prime due temperature a 100 e 125 °C.

I dati della tabella sono illustrati nel grafico seguente:

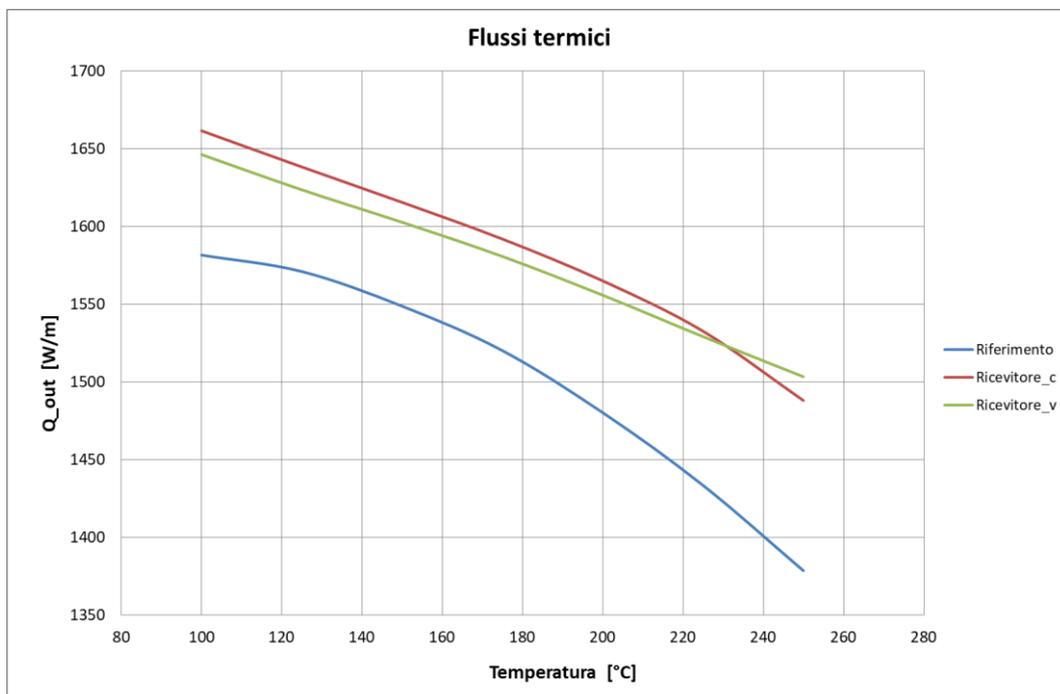


Figura 35: Andamenti della potenza termica ceduta al fluido termo-vettore in funzione della temperatura d’ingresso dell’olio diatermico, per le tre configurazioni di ricevitore considerate

2.4.2.2 Analisi dei risultati in termini delle curve di efficienza per il caso tridimensionale

Note le rese termiche alle varie temperature le si può interpolare con il metodo dei minimi quadrati ottenendo la funzione che esprime la resa in funzione della temperatura. Tale funzione viene introdotta nello script di Matlab precedentemente illustrato che fornisce in uscita i coefficienti della curva di efficienza. Si è considerata sia l’efficienza lineare sia quella multilineare. I risultati sono riportati per la curva lineare nella seguente tabella:

Tabella 13 – Parametri delle curve di efficienza lineare ottenuti a seguito delle simulazioni tridimensionali

	Riferimento	Ricevitore_c	Ricevitore_v	Unità di misura
η_0	0.764	0.780	0.764	-
a_1	-0.668	-0.513	-0.431	W/(m ² K)

Il grafico è riportato nella figura seguente:

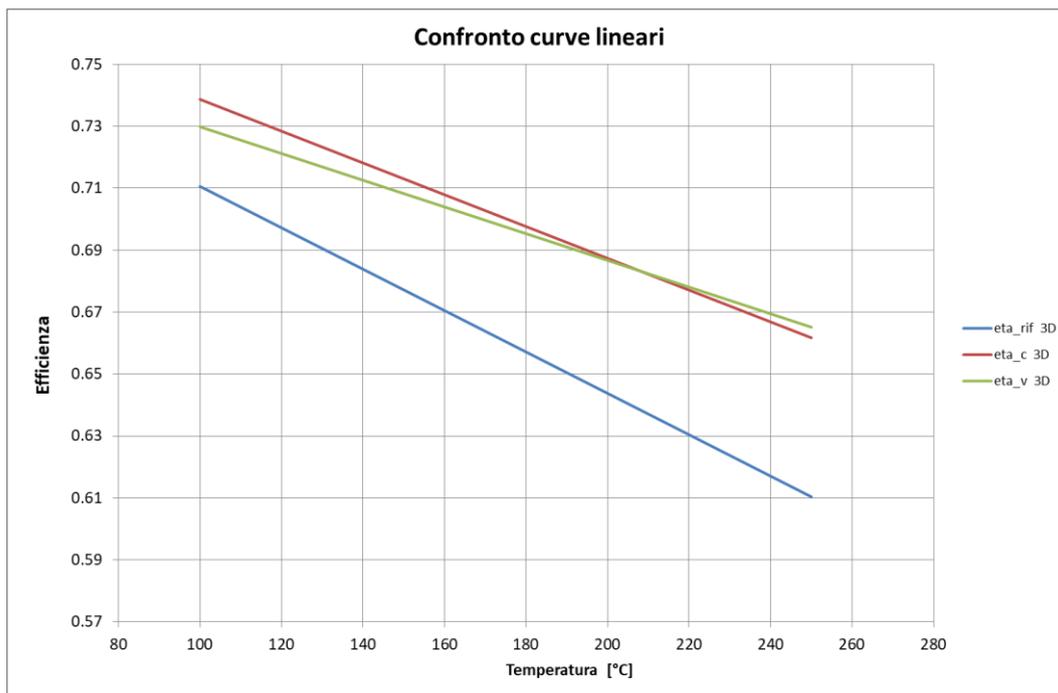


Figura 36: Rette di efficienza per le tre tipologie di ricevitori

Dalla tabella e dal grafico si nota la differenza fra la retta del riferimento e quella dei due ricevitori innovativi ; differenza che cresce al crescere della temperatura. Il ricevitore_c e il ricevitore_v hanno curve di efficienza pressoché sovrapposte con una leggera prevalenza del ricevitore_c per temperature fino a 200 °C mentre per temperature più elevate prevale leggermente il ricevitore_v.

Di seguito sono presentati i risultati dell’analisi multi-lineare:

Tabella 14 – Parametri delle curve di efficienza multi-lineare ottenuti a seguito delle simulazioni tridimensionali

	<i>Riferimento</i>	<i>Ricevitore_c</i>	<i>Ricevitore_v</i>	<i>Unità di misura</i>
η_0	0.6912	0.7487	0.7541	-
a_1	0.0727	-0.0737	-0.2895	W/(m ² K)
a_2	-0.0020	-0.0014	-0.0004	W/(m ² K ²)

Dalla tabella si nota che il coefficiente a_1 relativo al modello di riferimento risulta positivo. Ciò nonostante è stata mantenuta la correlazione multi-lineare anche per questa configurazione ai fini di una più chiara confrontabilità con le altre tipologie di ricevitori.

Il grafico seguente conferma i risultati dell’analisi lineare.

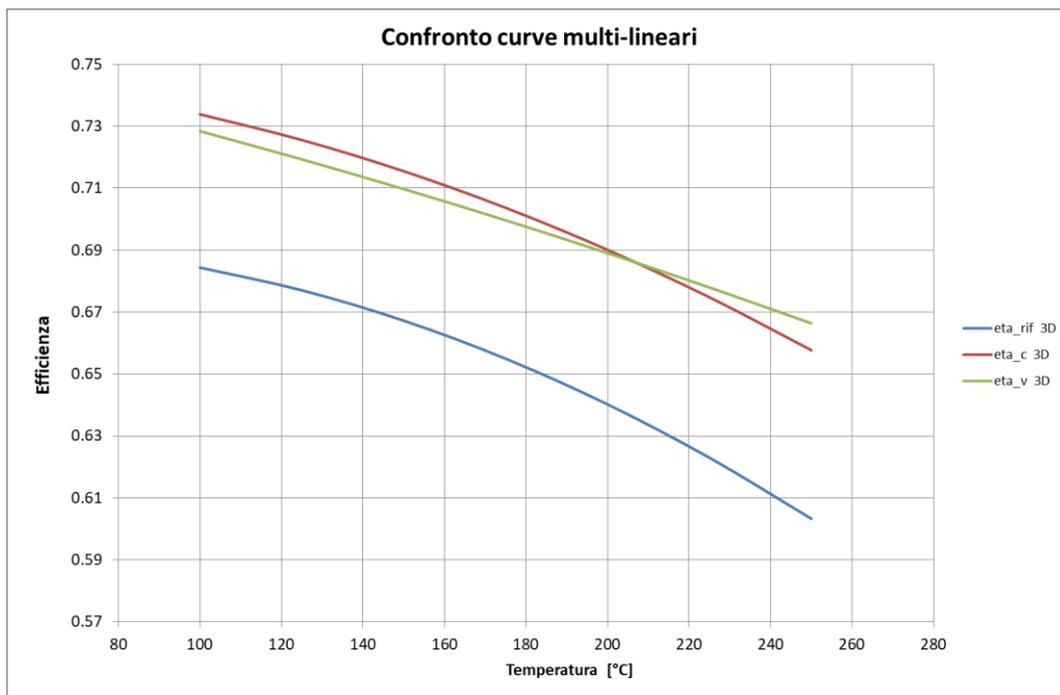


Figura 37: Curve di efficienza multi-lineari (valutate per una DNI = 1000 W/m²) per le tre tipologie di ricevitori

I risultati ottenuti sono riassunti nella seguente tabella dove sono riportati anche gli scarti-

Tabella 15 – Valori tabellari dell’efficienza dei tre ricevitori in funzione della temperatura media del fluido termovettore e relativi scarti percentuali rispetto al ricevitore di riferimento

<i>T</i> (°C)	<i>eta_rif</i> 3D	<i>eta_c</i> 3D	<i>eta_v</i> 3D	<i>scarto_c</i> (%)	<i>scarto_v</i> (%)
100	0.684	0.734	0.728	7.2	6.4
125	0.677	0.726	0.719	7.2	6.2
150	0.667	0.715	0.710	7.2	6.4
175	0.655	0.704	0.700	7.4	6.8
200	0.640	0.690	0.689	7.8	7.6
225	0.623	0.675	0.678	8.3	8.8
250	0.603	0.658	0.666	9.0	10.5

Gli scarti maggiori competono al ricevitore_c tranne che per le temperature di 225 e 250 °C. Gli scarti vanno da un minimo del 6.2 % a un massimo del 10.5 % e sono allineati con quelli delle rese.

2.4.3 Confronto tra simulazione 3D e simulazione 2D

I risultati complessivi delle simulazioni 3D e per confronto quelli della simulazione 2D sono riportati nella seguente tabella:

Tabella 16 – Confronto tra i valori delle potenze termiche cedute al fluido termo-vettore per diverse temperature di lavoro, così come ottenute nelle simulazioni 2D e 3D, per ciascun ricevitore considerato

T (°C)	Riferimento (W/m)		Ricevitore_c (W/m)		Ricevitore_v (W/m)	
	2D	3D	2D	3D	2D	3D
100	1610.5	1581.7	1639.2	1661.7	1668.5	1646.4
150	1586.7	1548.8	1621.7	1615.6	1628.7	1602.8
200	1542.2	1480.3	1588.1	1565.1	1589.5	1555.9
250	1486.3	1378.6	1545.3	1488.1	1564.0	1503.4

La tabella mostra che i valori della simulazione 3D sono più bassi di quelli della simulazione 2D tranne che per i valori a 100 °C relativi al ricevitore_c, La differenza tra i valori cresce al crescere della temperatura in accordo con il fatto che all'aumentare della temperatura crescono le perdite dovute alla gravità e cresce l'emissività, Il componente che mostra la performance più bassa è il ricevitore di riferimento i cui dati 3D si trovano in ottimo accordo con quelli rilevati sperimentalmente, A 250 °C la resa del ricevitore di riferimento è di 1378 W/m contro i 1488 del ricevitore_c e i 1503 del ricevitore_v. Per quanto riguarda la simulazione 3D per T = 100, 150 e 200 °C le prestazioni del ricevitore_c sono leggermente più elevate di quelle del ricevitore_v mentre per T = 250°C avviene il contrario, Si può concludere dicendo che i due ricevitori innovativi mostrano prestazioni termiche notevolmente più elevate nella simulazione 3D rispetto a quelle esibite dal ricevitore di riferimento,

3 Conclusioni

Ai fini dell'Analisi modellistica di ricevitori ottimizzati per applicazioni solari termiche di piccola taglia a media temperatura è stata introdotta, attraverso una modellazione bidimensionale e tridimensionale dei ricevitori analizzati, una metodica per la loro ottimizzazione e la determinazione teorica delle curve di efficienza.

L'obiettivo finale è stato la realizzazione di uno strumento di calcolo che, da una parte, fosse sufficientemente accurato e dall'altra richiedesse risorse di calcolo contenute entro limiti ragionevoli. L'idea alla base di tale metodica è stata il confronto delle curve di efficienza di due ricevitori alternativi a quello di riferimento, scelti in base ad informazioni desunte da un'opportuna analisi bibliografica.

I metodi di calcolo utilizzati hanno prodotto una grande mole di risultati a partire dai quali è stato possibile ottenere indicazioni utili per l'ottimizzazione dal punto di vista ottico e termo-fluidodinamico dei ricevitori selezionati, da utilizzare nell'analisi di collettori a concentrazione operanti a media temperatura.

Per quanto riguarda i modelli bidimensionali, come si evince dai risultati ottenuti sia in termini di analisi termo-fluidodinamica che in termini di efficienze termiche, le performance dei componenti alternativi considerati risultano migliori di qualche punto percentuale rispetto al ricevitore di riferimento: gli scarti relativi alla curva di efficienza crescono con la temperatura. Tra i due ricevitori innovativi considerati quello che mostra performance leggermente più alte è il ricevitore con cavità assorbente a V rovesciata.

I modelli tridimensionali mostrano, sia per quanto riguarda le rese sia per quanto riguarda le efficienze, scarti rispetto al modello di riferimento più elevati e compresi tra il 6 % e l'11 %. Tali scarti crescono con la temperatura. Le prestazioni migliori sia pure di poco spettano al ricevitore_c per temperature fino a 200 °C e al ricevitore_v per temperature superiori ai 200 °C.

4 Riferimenti bibliografici

- [1] Z, D, Cheng, Y, L, He, F, Q, Cui, R, J, Xu, Y, B, Tao, *Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with non uniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method*, Solar Energy 86 1770 – 1784, 2012
- [2] F, Chen, M, Li, P, Zhang, X, Luo, *Thermal performance of a novel linear cavity absorber for parabolic trough solar concentrator*, Energy Conversion and Management 90 (2015) 292-299
- [3] X, Xiao, P, Zhang, D, D, Shao, M, Li, *Experimental and numerical heat transfer analysis of a V-cavity absorber for a linear parabolic trough solar collector*, Energy Conversion and Management 86 (2014) 49-59
- [4] International Standard, *ISO 9806 - Solar energy — Solar thermal collectors — Test methods*, 2017
- [5] J.A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, J, Wiley & Sons,, 2006
- [6] Ebolese A, Marano D, Canneto G, Sabatelli V (ENEA), *Caratterizzazione teorico-sperimentazione di ricevitori ottimizzati per applicazioni solari termiche a media temperatura*, Report RdS/PAR2014/232
- [7] Sabatelli V, Marano D, Ebolese A, Bruno A, Copeta C (ENEA), *Sviluppo e validazione sperimentale di metodiche per la caratterizzazione ottica e termica di concentratori a media temperatura*, Report RdS/PAR2013/162
- [8] COMSOL Multiphysics – Ver. 5.5 – 2019
- [9] The MathWorks Inc, MatLab software
- [10] TRACEPRO – Lambda Research – Ver. 7.4 – 2015