



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività, applicati a tubi ricevitori non evacuati operanti a temperature non superiori a 500°C

M. Cagnoli, M. Shokrnia, R. Zanino

Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività, applicati a tubi ricevitori non evacuati operanti a temperature non superiori a 500°C

M. Cagnoli, M. Shokrnia, R. Zanino (Politecnico di Torino)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 3^a annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.21 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: analisi prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività in aria*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile del Work package: Alberto Giaconia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 MODELLO CFD	7
2.1 DESCRIZIONE DEL MODELLO	7
2.2 CORRELAZIONI PER LE PERDITE CONVETTIVE	9
2.2.1 <i>Presenza del vento</i>	9
2.2.2 <i>Assenza di vento</i>	10
3 MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI.....	11
4 ANALISI TERMICA: RENDIMENTO TERMICO E FOTO-TERMICO.....	13
5 ANALISI TERMO-ECONOMICA PRELIMINARE	17
6 CONCLUSIONI	18
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	20

Sommario

In questa attività di ricerca, che segue la linea di attività LA 1.20, si intende valutare numericamente il rendimento termico e foto-termico considerando sia la tecnologia del tubo evacuato per collettori parabolici sia la tecnologia del tubo non evacuato per collettori lineari di tipo Fresnel con concentratore secondario. Per le due tecnologie si considerano rivestimenti selettivi diversi, essendo necessario applicare un coating stabile in aria nel caso del tubo non evacuato, mentre nel caso del tubo evacuato si prendono in esame due rivestimenti selettivi, uno performante alle alte temperature e uno alle basse temperature. Per entrambe le tecnologie, si considera come fluido termovettore una miscela di sali fusi operante nell'intervallo di temperature 290 – 500 °C. La velocità del vento e la temperatura ambiente vengono variate parametricamente, mentre si considera una portata di riferimento per i sali fusi.

Al fine di condurre l'attività di ricerca, vengono sviluppati dei modelli numerici. In primis, si sviluppa un modello CFD 2D (sezione trasversale all'asse del ricevitore) per il caso dei collettori Fresnel; questo modello simula il solo flusso esterno, considerando la presenza del collettore secondario, per una temperatura imposta della superficie esterna del tubo di vetro. Scopo del modello è quello di ricavare delle correlazioni per le perdite convettive dal tubo di vetro all'ambiente esterno, le quali non possono essere accuratamente stimate dalle correlazioni disponibili in letteratura a causa della presenza del concentratore secondario che altera il campo di velocità del flusso esterno.

Le correlazioni così sviluppate vengono implementate in un modello a parametri concentrati che, per una data temperatura del fluido termovettore, calcola gli scambi termici radiali determinando le perdite termiche e quindi il rendimento termico e foto-termico della sezione di ricevitore considerata. Tale modello è stato sviluppato nel corso dell'attività LA 1.20 per i collettori parabolici e viene qui adattato anche al caso dei collettori lineari di tipo Fresnel. La forzante termica da applicare al modello viene fornita dall'ENEA e corrisponde alla distribuzione azimutale della potenza termica incidente sul tubo assorbitore e della potenza termica assorbita dal tubo di vetro. Le due tecnologie vengono anche confrontate al variare della forzante termica, a partire dalla condizione ideale di Sole allo Zenith in assenza di errori di inclinazione degli specchi.

I risultati dell'analisi delle prestazioni termiche viene presentata e discussa nel presente documento; come atteso, la tecnologia del tubo evacuato presenta rendimenti più elevati. Sulla base dei risultati ottenuti si implementa una analisi termo-economica finalizzata a determinare se il maggiore rendimento del tubo evacuato sia sufficiente a compensare il maggiore costo di investimento. Si ottiene che, sebbene il tubo evacuato risulti più conveniente, il costo di investimento delle due tecnologie è comparabile per alti flussi termici. Nel documento vengono presentati i dettagli dell'analisi condotta.

1 Introduzione

La presente attività di ricerca rappresenta la prosecuzione della linea di attività LA 1.20 in cui si è sviluppato un modello numerico per la stima delle perdite termiche del tubo ricevitore al variare del rivestimento selettivo adottato. Tale modello è stato impiegato per ottimizzare il rendimento foto-termico della linea di collettori del campo solare di un impianto di tipo parabolic trough con temperature di esercizio fino a 550 °C. In questa nuova attività di ricerca si intende invece valutare numericamente il rendimento termico e foto-termico di un tubo ricevitore non evacuato, rivestito con un coating selettivo ed installato in un impianto a concentrazione solare di tipo di tipo Fresnel, il quale opera nell'intervallo di temperature 290 – 500 °C utilizzando come fluido termovettore una miscela di sali.

Gli impianti di tipo Fresnel rappresentano una alternativa ai più diffusi collettori parabolici in grado, potenzialmente, di ridurre il costo dell'energia prodotta in virtù della maggiore semplicità costruttiva [1], [2]. Un collettore lineare di tipo Fresnel consiste di una serie di stringhe parallele di specchi piani o leggermente curvati che concentrano la radiazione solare sul tubo ricevitore. Rispetto ad un collettore parabolico, il rendimento ottico del collettore Fresnel è inferiore, per questo motivo risulta necessario installare un concentratore secondario sopra il ricevitore. Il concentratore secondario è tipicamente un compound parabolic concentrator (CPC), in questo studio si considera quello adottato nel progetto ORC-Plus [3].

Il ricevitore consiste di un tubo assorbitore in materiale metallico incapsulato in un tubo di vetro; il tubo assorbitore ha la funzione di assorbire la radiazione solare concentrata e trasferirla al fluido termovettore, mentre il tubo in vetro ha lo scopo di ridurre le perdite termiche, sia convettive che per irraggiamento, dal tubo assorbitore verso l'ambiente esterno. L'intercapedine tra il tubo assorbitore e il tubo in vetro si considera riempita con aria a pressione atmosferica; si parla in questi casi di ricevitore non evacuato. Si parla invece di ricevitore evacuato nel caso in cui l'intercapedine sia portata in condizioni di vuoto per ridurre ulteriormente le perdite termiche convettive; tale soluzione tecnologica comporta un costo aggiuntivo ed è quindi necessario valutare se le temperature di esercizio dell'impianto siano sufficientemente alte per giustificare il costo di questa misura. Uno schema del tubo ricevitore oggetto di questo studio, completo dell'indicazione dei materiali e delle dimensioni considerate, è riportato in Figura 1.

Il rivestimento selettivo si applica sulla superficie esterna del tubo assorbitore e ha la funzione di garantire una elevata assorbanza della radiazione solare unitamente ad una bassa emissività nell'infrarosso, al fine di ridurre le perdite termiche per irraggiamento. Il tipo di intercapedine (evacuata o non evacuata) influisce sulla scelta del rivestimento selettivo. Infatti, mentre i rivestimenti selettivi per tubo evacuato possono ormai considerarsi una tecnologia matura che raggiunge elevate prestazioni, la stabilità dei rivestimenti selettivi in aria ad alte temperature rappresenta ancora una sfida aperta [4]. L'ENEA lavora da anni nell'ambito dello sviluppo di rivestimenti selettivi stabili ad alte temperature in condizioni di vuoto per applicazioni CSP [5], [6]. In particolare, l'attività di ENEA si è concentrata sui rivestimenti multi-strato composti da uno strato metallico avente una elevata riflettività nell'infrarosso (bassa emissività), da uno strato di Cermet, un materiale composito formato da particelle ceramiche e metalliche che garantisce un elevato assorbimento della radiazione visibile, e infine da uno strato esterno anti-riflesso (Figura 2). Per quanto riguarda i rivestimenti selettivi in aria, la recente letteratura scientifica testimonia importanti progressi nella stabilità di tali rivestimenti a medio-alte temperature e dopo numerose ore di utilizzo [7], [8]. Su questo fronte è attiva anche l'ENEA con la linea di attività LA 1.18 dedicata allo sviluppo di coating stabili in aria ad alte temperature e con prestazioni foto-termiche paragonabili a quelle dei coating in vuoto.

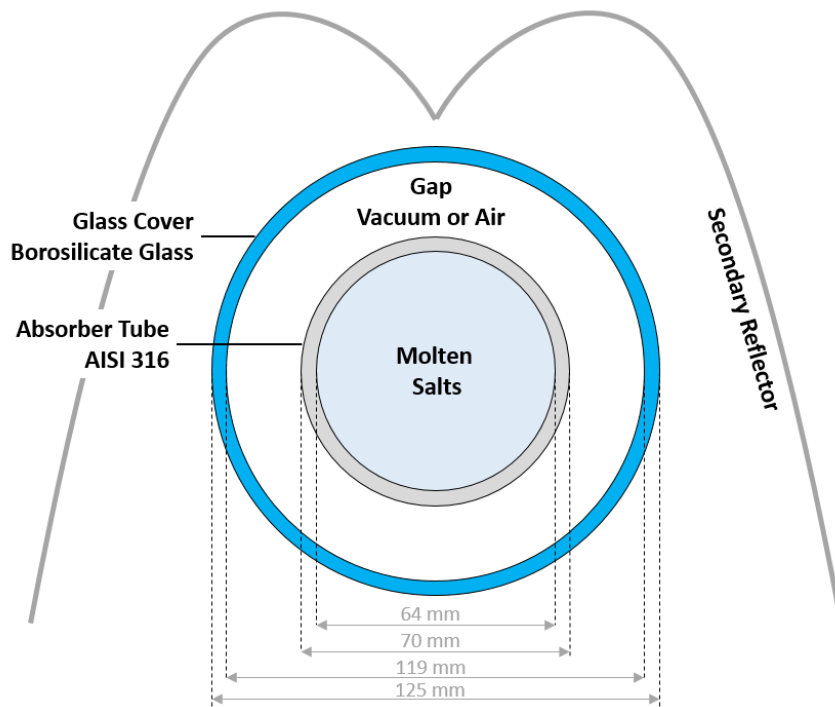


Figura 1. Sezione del tubo ricevitore con le quote geometriche e i materiali considerati

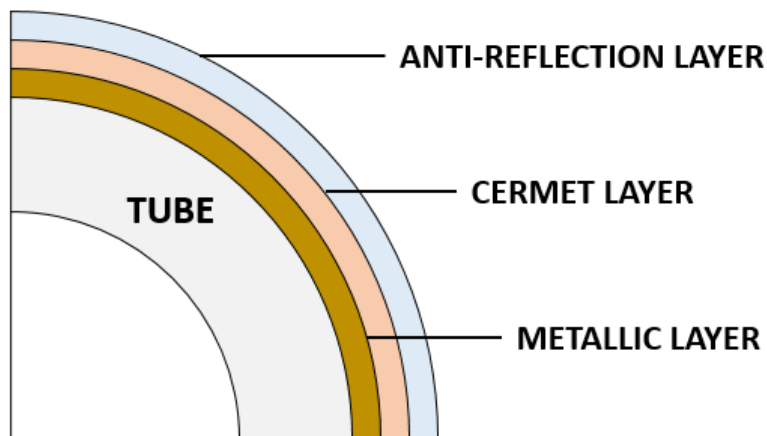


Figura 2. Schema del rivestimento multi-strato di un tubo assorbitore

Scopo della presente attività di ricerca è quello di valutare numericamente le perdite termiche convettive e per irraggiamento dal tubo ricevitore e, conseguentemente, il rendimento termico e foto-termico del ricevitore. A tal fine, si è sviluppato un modello CFD 2D (vedi sezione 2) capace di determinare le perdite termiche convettive dalla superficie esterna del tubo di vetro all’ambiente esterno, considerando anche la presenza del concentratore secondario che altera significativamente il campo di velocità del flusso esterno. Per mezzo del modello CFD, si è ricavato un coefficiente di scambio termico convettivo, relativo allo scambio termico tra vetro e ambiente esterno, che è stato poi implementato all’interno del modello a parametri concentrati (sezione 3) già sviluppato nel corso della linea di attività LA 1.20 e qui riadattato al caso della tecnologia Fresnel con tubo ricevitore non evacuato. Il modello a parametri concentrati consente di stimare le prestazioni termiche e foto-termiche del ricevitore con tubo sia evacuato che non evacuato (sezione 4). Infine, si è confrontato il tubo ricevitore non evacuato con quello evacuato (sezione 5) per mezzo di una analisi termo-economica.

2 Modello CFD

2.1 Descrizione del modello

In questa sezione viene descritto il modello CFD (Computational Fluid Dynamics) sviluppato con il software Star-CCM+ per determinare le dissipazioni termiche convettive che si verificano dalla superficie esterna del tubo di vetro verso l'ambiente esterno, sia in presenza di vento che in sua assenza. Lo scambio termico convettivo tra il tubo di vetro e l'ambiente esterno non può essere stimato con ragionevole accuratezza dalle correlazioni empiriche a causa della presenza del concentratore secondario che altera il flusso esterno. Per questa ragione si rende necessario sviluppare un modello CFD ad-hoc. In particolare, il modello è finalizzato a determinare il numero di Nusselt, e quindi il coefficiente di scambio termico convettivo, al variare del numero di Reynolds (convezione forzata) o Rayleigh (convezione naturale) imponendo una temperatura uniforme della superficie esterna del tubo di vetro.

Il dominio di calcolo considerato è bidimensionale e corrisponde alla sezione del tubo ricevitore perpendicolare all'asse del tubo. Tale dominio include la regione di aria intorno al tubo ricevitore, la quale è delimitata dai bordi esterni del dominio e dalla superficie esterna del tubo di vetro, e il concentratore secondario, che all'interno contiene aria a pressione atmosferica (vedi Figura 3). Le condizioni al contorno applicate sono elencate qui sotto e riportate in Figura 3.

- *Bordo sinistro della regione dell'aria esterna:* si impone la velocità del vento (vento trasversale) e la temperatura ambiente
- *Bordo destro della regione dell'aria esterna:* si impone la pressione atmosferica
- *Bordo superiore/inferiore della regione dell'aria esterna:* condizione di simmetria
- *Superficie esterna del tubo in vetro:* temperatura imposta (uniforme)

Guardando Figura 3, si osserva che il tubo ricevitore non è posto al centro della regione di aria esterna, ma è spostato verso la sezione di ingresso del vento, in questo modo si garantisce che i vortici rilasciati in coda siano risolti all'interno del dominio computazionale.

Nel caso di assenza di vento (convezione naturale), il dominio di calcolo rimane lo stesso, ma su tutti i bordi esterni si impone la pressione atmosferica.

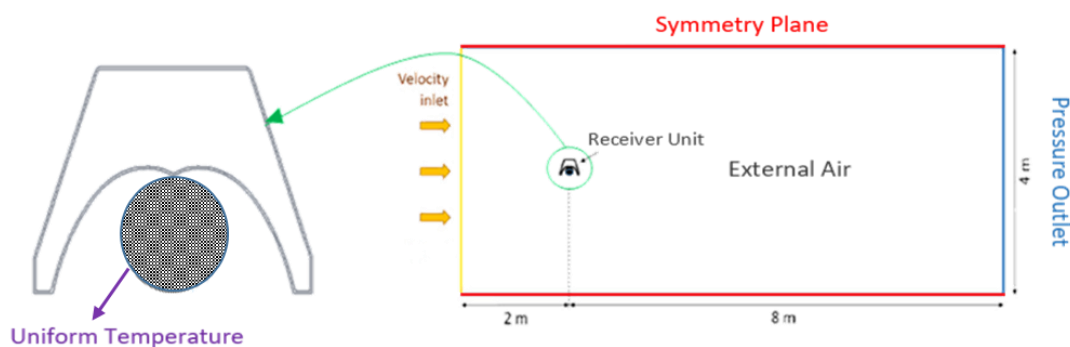


Figura 3. Dominio computazionale e condizioni al contorno applicate

La griglia di calcolo è mostrata in Figura 4, essa è costituita da circa 1.9×10^4 celle ed è più raffinata presso il ricevitore al fine di assicurare una adeguata soluzione dei gradienti a parete. L'indipendenza della soluzione dal numero di celle è stata verificata.

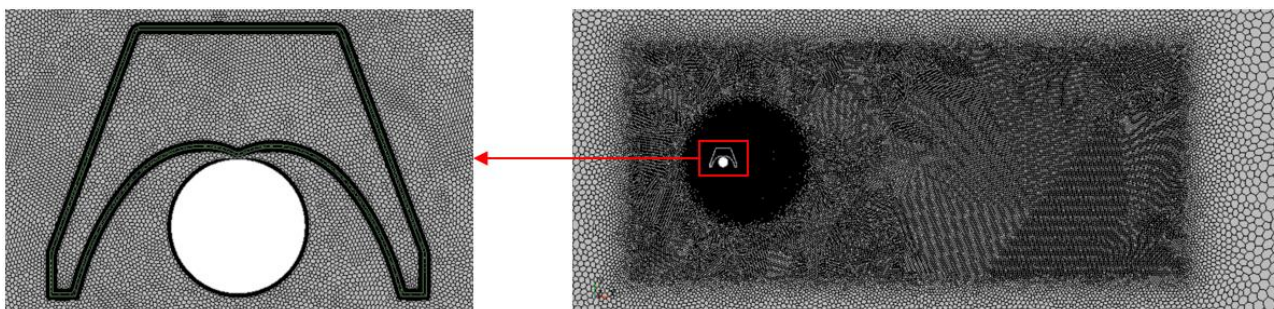


Figura 4. Griglia di calcolo adottata nel modello CFD, con il dettaglio della zona del ricevitore

In Figura 5 viene riportato un esempio dei risultati ottenuti con il modello CFD; in particolare viene mostrato il campo di velocità e temperatura dell'aria nel dominio di calcolo, con il dettaglio della zona intorno al ricevitore, nel caso in cui la velocità del vento sia pari a 6 m/s, la temperatura ambiente sia 15 °C e la temperatura del tubo di vetro sia imposta pari a 97 °C. Si osserva che il concentratore secondario è molto efficace nello schermare il ricevitore dal vento, la velocità dell'aria è molto bassa in prossimità del ricevitore e ciò dovrebbe comportare una riduzione delle perdite termiche per convezione. Nella zona inferiore del tubo di vetro, meno riparata dal concentratore secondario, si ha un maggiore ricambio di aria calda nelle vicinanze del tubo di vetro con aria a temperatura ambiente, mentre nella parte superiore, la presenza del concentratore secondario impedisce all'aria calda di lasciare la zona del ricevitore (vedi Figura 5b).

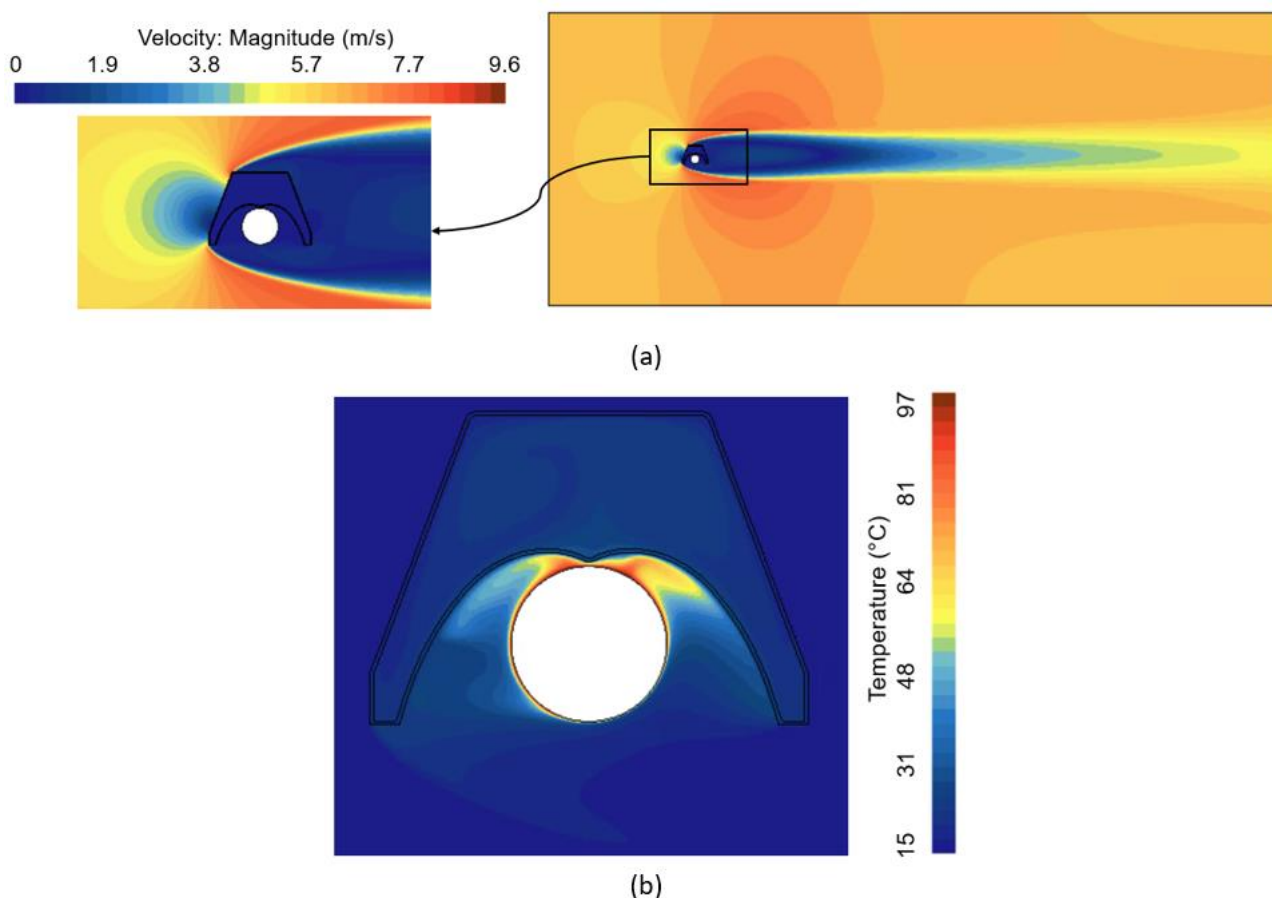


Figura 5. Risultati del modello CFD nel caso di velocità del vento pari a 6 m/s, temperatura ambiente pari a 15 °C a temperatura del vetro uguale a 97 °C: (a) mappa di velocità con il particolare della zona intorno al tubo ricevitore e (b) mappa di temperatura nella regione intorno al tubo ricevitore

2.2 Correlazioni per le perdite convettive

Come già anticipato, lo scopo del modello CFD è quello di ricavare delle correlazioni in termini di numero di Nusselt, per il caso di convezione forzata e naturale, adatte alla geometria considerata che include il concentratore secondario. Noto il numero di Nusselt (Nu), il coefficiente di scambio termico convettivo (h) si ottiene come

$$h = \frac{k}{D} Nu \quad (1)$$

Dove k è la conducibilità termica alla temperatura di film e D è il diametro esterno del tubo. Nel seguito di questo paragrafo verrà presentato lo sviluppo delle correlazioni dividendo tra il caso in cui sia presente vento (convezione forzata) e il caso di assenza di vento (pura convezione naturale).

2.2.1 Presenza del vento

Nello sviluppare la correlazione, si considera la correlazione empirica di Zhukauskas [9], [10], valida per un cilindro isoterma in flusso trasverso e in regime di moto turbolento (Eq. 2), i cui coefficienti C , m ed n vengono modificati sulla base dei risultati del modello CFD.

$$Nu = C \times Re^m \times Pr^n \times \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (2)$$

Per questa analisi, si considera un intervallo di numeri di Reynolds (Re) compreso tra 7.30×10^3 e 8.44×10^4 , sufficiente a coprire tutte le condizioni di esercizio ragionevolmente possibili. Il numero di Prandtl viene valutato sia alla temperatura ambiente (Pr) che alla temperatura di parete (Pr_w). Lo spazio dei parametri considerato in questa analisi è riportato in Tabella 1.

Tabella 1. Spazio dei parametri considerato per la valutazione del numero di Nusselt con il modello CFD

Parametro	Valore minimo	Valore massimo
Velocità del vento [m/s]	1	10
Temperatura ambiente [°C]	0	40
Temperatura vetro [°C]	27	177

Per prima cosa, si convalida il modello CFD contro la correlazione di Zhukauskas eliminando il concentratore secondario in modo da ricondurci al caso di cilindro in corrente trasversale. Il modello riproduce bene i valori del numero di Nusselt stimati dalla correlazione, vedi

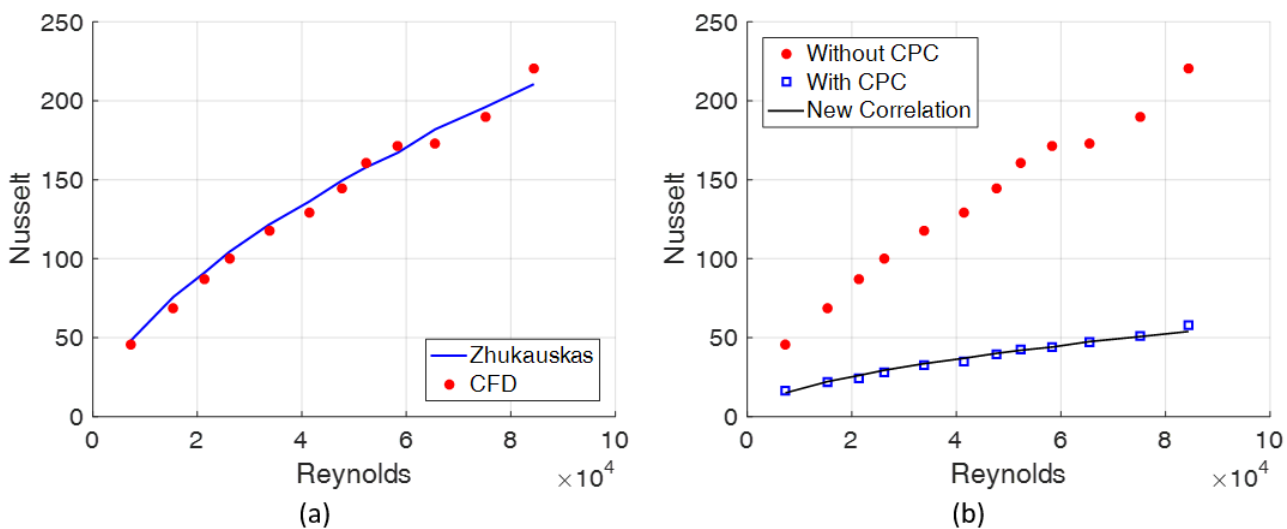


Figura 6a. A questo punto, si ripristina il concentratore secondario e si ripetono le simulazioni ottenendo il risultato di

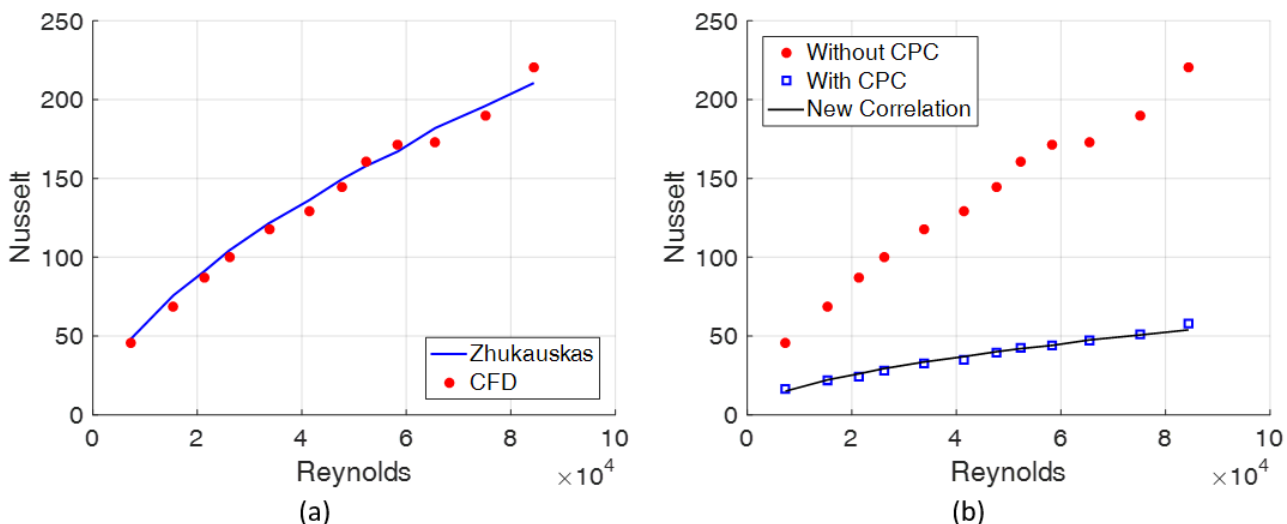


Figura 6b. Si osserva come l'azione di schermo rispetto al vento offerta dal concentratore secondario sia efficace nel ridurre lo scambio termico convettivo. I coefficienti C , m ed n che determinano la miglior interpolazione dei risultati calcolati dalla CFD sono rispettivamente 0.165, 0.52 e 0.37; il coefficiente di determinazione (R^2) è di circa 0.99, per cui i dati vengono riprodotti con ottima accuratezza.

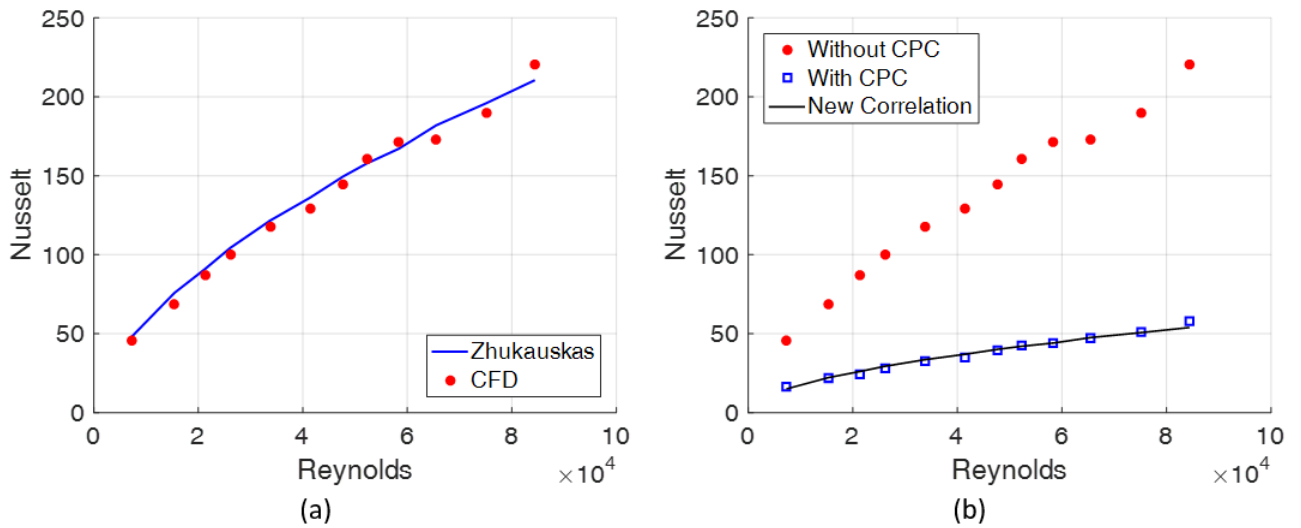


Figura 6. Risultati del modello CFD in presenza di vento: (a) confronto con la correlazione di Zhukauskas in assenza del concentratore secondario e (b) confronto tra il numero di Nusselt ottenuto con o senza il concentratore secondario (CPC) e nuova correlazione

2.2.2 Assenza di vento

Nel caso di convezione naturale si considera un intervallo di numeri di Rayleigh compreso tra 4.49×10^6 e 1.06×10^7 , ottenuto variando la temperatura ambiente e quella del vetro nello spazio dei parametri di Tabella 1. Ai fini della convalida del modello CFD in assenza del concentratore secondario, si considerano le correlazioni di Churchill & Chu [9], [10] e Morgan [9]; i risultati della convalida sono soddisfacenti, come si evince da

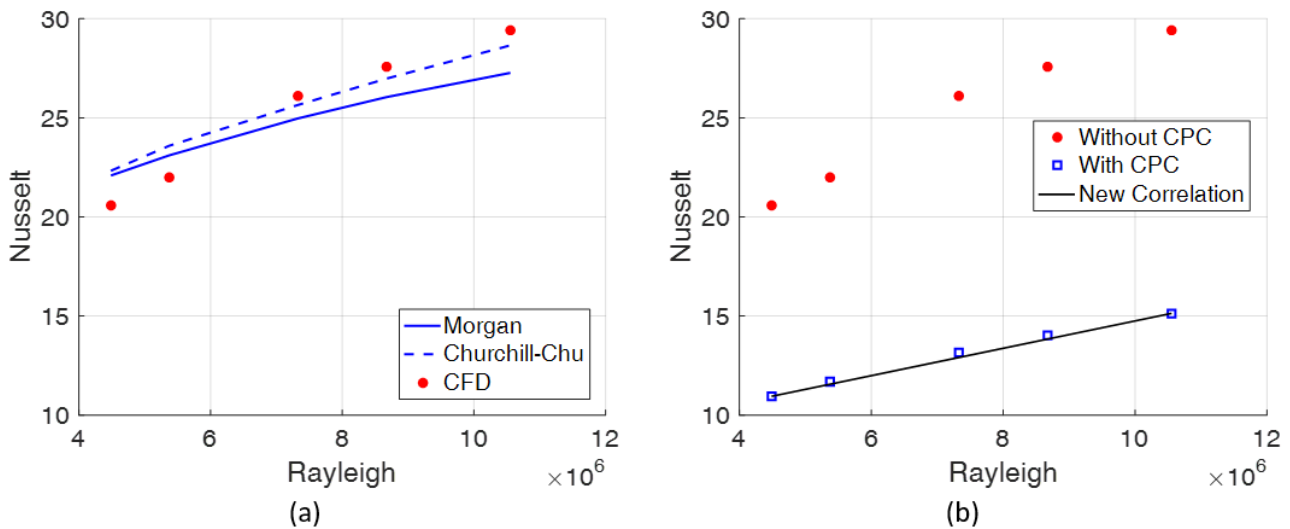


Figura 7a. Si prosegue quindi a ripristinare il concentratore secondario nel modello CFD e a ripetere le simulazioni i cui risultati sono mostrati in

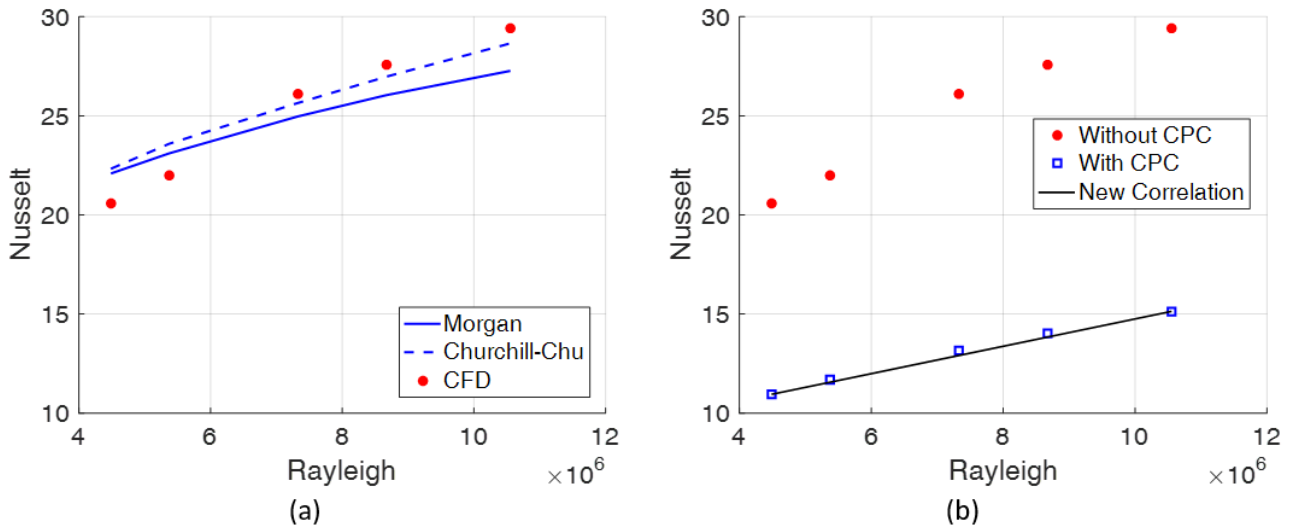


Figura 7b. La presenza del concentratore secondario ostacola il moto dell'aria che, una volta riscaldatasi a contatto con la superficie del vetro, tende a muoversi verso l'alto per gradiente di densità. In questo modo si riduce l'afflusso di nuova aria, a temperatura ambiente, presso il ricevitore determinando un minor scambio termico convettivo. La nuova correlazione in questo caso si ottiene da una interpolazione lineare dei dati calcolati dalla CFD (Eq. 3) con R2 circa 0.99.

$$Nu = 6.90 \times Ra + 7.853 \tag{3}$$

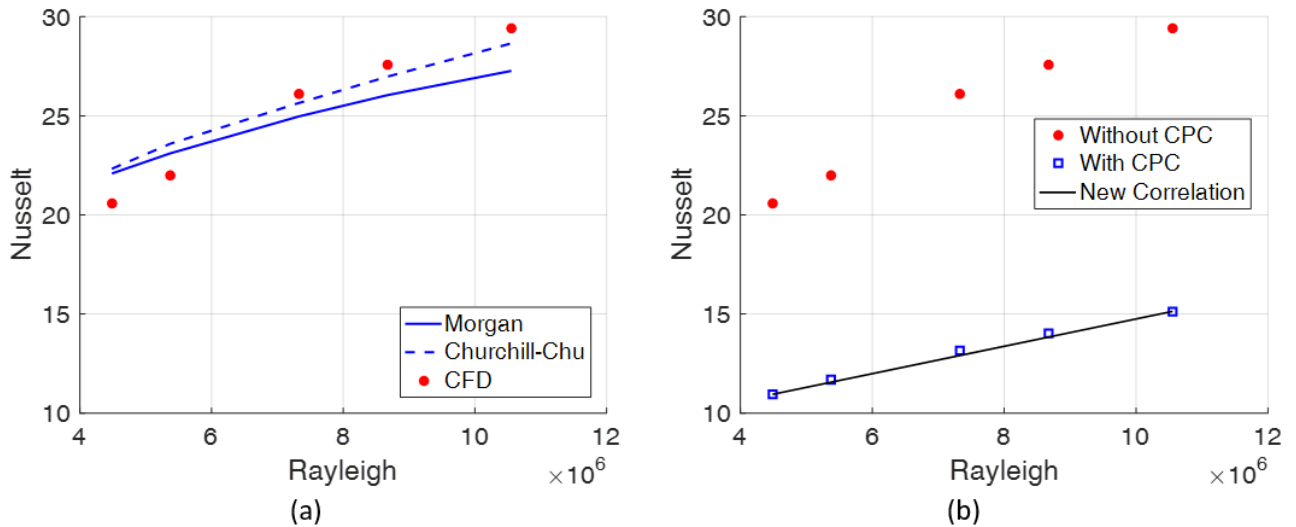


Figura 7. Risultati del modello CFD in assenza di vento: (a) confronto con la correlazione di Zhukauskas in assenza del concentratore secondario e (b) confronto tra il numero di Nusselt ottenuto con o senza il concentratore secondario (CPC) e nuova correlazione

3 Modello a parametri concentrati

Il modello di sistema a parametri concentrati del ricevitore solare è stato sviluppato nel corso della linea di attività LA 1.20 relativa a concentratori parabolici con tubo ricevitore evacuato. In questo capitolo si riassumono le caratteristiche del modello e si evidenziano le modifiche apportate per rendere il modello compatibile anche con il caso di concentratori lineari di tipo Fresnel con tubo ricevitore non evacuato.

Il modello di sistema è stato sviluppato in linguaggio Modelica e si basa su modelli già presentati in letteratura [3], [10]. Esso considera una sezione del tubo ricevitore caratterizzata da una data temperatura del fluido termovettore (sali fusi) e calcola gli scambi termici che avvengono lungo la direzione radiale a

partire dal fluido termovettore fino all'ambiente esterno, vedi Figura 8. La parete del tubo assorbitore e del tubo in vetro sono discretizzate lungo la direzione azimutale, 20 elementi sono sufficienti a garantire una soluzione indipendente dalla discretizzazione.

Le condizioni al contorno da applicare al modello corrispondono a:

- Condizioni esterne: temperatura ambiente e velocità del vento.
- Condizione di Robin per lo scambio termico tra sali fusi e parete interna del tubo assorbitore. Si deve quindi fornire la temperatura del fluido termovettore ed il coefficiente di scambio termico convettivo, il quale si determina, data la portata dei sali, con la correlazione di Gnielinski [9], [10].
- La forzante termica corrisponde alla distribuzione azimutale del (1) flusso termico incidente sul tubo assorbitore e (2) del flusso termico assorbito dal tubo di vetro.

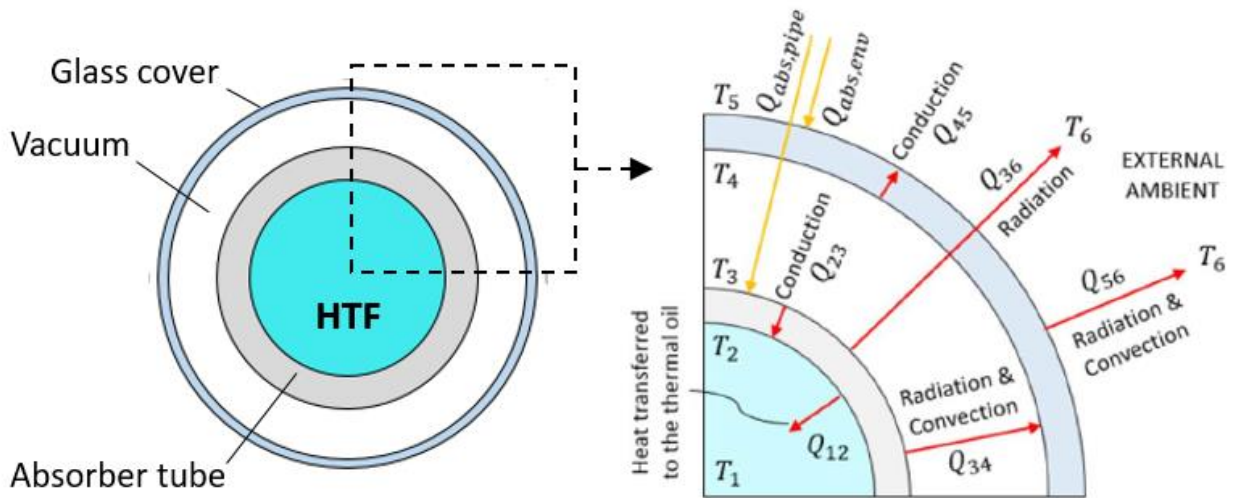


Figura 8. Schema degli scambi termici radiali considerati nel modello a parametri concentrati

Il vetro si considera parzialmente trasparente alla radiazione termica (Q_{36} in Figura 8), la trasmittività si ricava noto il coefficiente di assorbimento, che si assume pari all'emissività sulla base della legge di Kirchhoff, e posto uguale a zero il coefficiente di riflessione. La temperatura di pozzo freddo per gli scambi termici per irraggiamento con l'ambiente esterno può essere, a discrezione dell'utente, sia la temperatura ambiente (T_{amb}) che la temperatura del cielo (T_{sky}), la quale si assume pari a: $T_{amb} - 8^\circ\text{C}$.

A differenza del modello di Forristall [10], il modello sviluppato in questo studio trascura le perdite termiche per conduzione dovute alle strutture di supporto del ricevitore, le quali sono di scarsa entità [11]. La conduzione azimutale nella parete del tubo assorbitore e del tubo di vetro viene trascurata in accordo con la letteratura [12], [13], mentre la conduzione radiale si calcola come

$$Q_{cond} = Q_{23} = Q_{45} = 2\pi \frac{(T_{out} - T_{int})}{\ln(D_{out}/D_{int})} \quad (4)$$

Dove Q_{cond} è la potenza per unità di lunghezza (W/m) trasferita per conduzione, T_{out} e T_{int} corrispondono rispettivamente alla temperatura della parete sulla superficie esterna ed interna, mentre D_{out} e D_{int} sono il diametro esterno ed interno della parete del tubo.

Lo scambio termico tra il tubo assorbitore e il tubo in vetro avviene sia per irraggiamento (Eq. 5) che per convezione (Eq. 6). In quest'ultimo caso si rende necessario introdurre un coefficiente di scambio termico convettivo (h_{34}) che dipende dal tipo di intercapedine; se l'intercapedine è evacuata h_{34} si impone pari a $.115 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2\text{K}$ [10], altrimenti si calcola per mezzo di Eq. 7 [10].

$$Q_{34,rad} = (1 - \tau) \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4) D_3 / (\varepsilon_4 D_4)} \quad (5)$$

$$Q_{34,conv} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4) \quad (6)$$

$$h_{34(pressure)} = \frac{2.425 k_{34}}{\pi D_3 (1 + (D_3/D_4)^{3/5})^{5/4}} \left(\frac{Pr Ra}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} \quad (7)$$

Dove τ è la trasmissività del vetro nell'infrarosso, σ è la costante di Stephan-Boltzmann, ε_3 e ε_4 sono le emissività del tubo assorbitore (data dal rivestimento selettivo) e del vetro, T_3 e T_4 sono le temperature della superficie esterna del tubo assorbitore e della superficie interna del tubo in vetro, mentre D_3 e D_4 sono il diametro esterno del tubo assorbitore e quello interno del tubo in vetro. Con k_{34} si indica la conducibilità termica alla temperatura di film, Pr è il numero di Prandtl, mentre Ra è il numero di Rayleigh valutato a D_3 .

Il tubo assorbitore scambia calore per irraggiamento anche direttamente con l'ambiente esterno a causa della parziale trasmissività del vetro nell'infrarosso, questo contributo si calcola come

$$Q_{36} = \tau \times \sigma \varepsilon_3 \pi D_3 (T_3^4 - T_{amb}^4) \quad (8)$$

Si ricorda che la temperatura ambiente può essere sostituita nel modello con la temperatura del cielo (T_{sky}) per gli scambi termici per irraggiamento. Le dissipazioni termiche dalla superficie esterna del vetro all'ambiente esterno si verificano per irraggiamento (Eq. 9) e convezione (Eq. 10). Nel caso dei collettori parabolici, il coefficiente di scambio termico convettivo (h_5) si ricava da correlazioni disponibili in letteratura [9], [10]; in particolare si adotta la correlazione di Zukauskas se è presente vento, mentre si adotta la correlazione di Churchill & Chu in assenza di vento. Nel caso dei collettori Fresnel, si adottano le correlazioni derivate dallo studio CFD e presentate nel capitolo 2.2.

$$Q_{56,rad} = \sigma \varepsilon_4 \pi D_5 (T_5^4 - T_{amb}^4) \quad (9)$$

$$Q_{56,conv} = \pi D_5 h_5 (T_5 - T_{amb}) \quad (10)$$

Dove D_5 e T_5 sono rispettivamente il diametro esterno e la temperatura della superficie esterna del tubo di vetro. Anche in Eq. 9 la temperatura ambiente può essere sostituita dalla temperatura del cielo.

Il modello di sistema a parametri concentrati consente di valutare le perdite termiche per una data sezione del tubo ricevitore, ovvero per una data temperatura del fluido termovettore; permette quindi di ricavare una relazione tra la temperatura del fluido termovettore e le perdite termiche. Quest'ultima può essere implementata in un semplice modello stazionario 1D (lungo la direzione assiale) che risolve l'equazione di conservazione dell'energia nota la portata e la temperatura dei sali in ingresso e la potenza termica assorbita per unità di lunghezza dal tubo assorbitore. Dal modello 1D si ricava

- La lunghezza del tubo ricevitore necessaria ad ottenere la temperatura di uscita dei sali desiderata
- Il rendimento termico complessivo della linea dei collettori

4 Analisi termica: Rendimento termico e foto-termico

In questo capito, il modello di sistema a parametri concentrati verrà impiegato per determinare il rendimento termico (Eq. 11) e foto-termico (Eq. 12) considerando sia i collettori parabolici che di tipo Fresnel. Le due tecnologie verranno quindi confrontate per quantificare la differenza di prestazioni al variare anche del rivestimento selettivo applicato sulla superficie esterna del tubo assorbitore.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{loss}}{Q_{abs}} \quad (11)$$

$$\eta_{pth} = \alpha - \varepsilon \left(\frac{\sigma T^4}{CI} \right) \quad (12)$$

In Eq. 11, Q_{loss} e Q_{abs} sono rispettivamente la potenza per unità di lunghezza persa e assorbita dal tubo assorbitore. In Eq. 12, α e ε sono l'assorbanza e l'emissività del rivestimento selettivo, σ è la costante di Stephan-Boltzmann, T è la temperatura della superficie esterna del tubo, I è l'irraggiamento solare ed infine C è il fattore geometrico di emittanza dato dal rapporto tra l'aria dell'apertura del collettore solare e l'aria del tubo assorbitore.

Lo spazio dei parametri considerato in questa analisi è riportato in Tabella 2. Si noti che, al fine di rendere il confronto tra le due tecnologie il più equo possibile, si impone la stessa temperatura di esercizio dei sali fusi (290 – 500 °C), sebbene i collettori parabolici con tubo evacuato possano raggiungere temperature maggiori. L'analisi viene condotta al variare delle condizioni del vento, da pura convezione naturale fino ad un vento relativamente forte (10 m/s); si considerano anche due temperature ambiente, ma i risultati ottenuti indicano che le prestazioni sono scarsamente influenzate da tale parametro, per questo motivo vengono qui riportati solo i risultati per una temperatura ambiente di 30 °C. Per la portata in massa dei sali fusi e per il valore del DNI (Direct Normal Irradiance) si considerano i valori di riferimento del progetto ORC-Plus.

Tabella 2. Spazio dei parametri considerato nell'analisi delle prestazioni termiche

Parametro	Valori
Temperatura ambiente	10, 30 °C
Velocità del vento trasversale	0, 4, 10 m/s
Temperatura del fluido termovettore (sali fusi)	290, 350, 420, 500 °C
Porta massica dei sali fusi	2.2 kg/s [3]
DNI (Direct Normal Irradiance)	850 W/m ² [3]

Per quanto riguarda la forzante termica, l'ENEA ha fornito le distribuzioni azimutali del flusso termico assorbito nel volume del tubo di vetro e del flusso termico incidente sul tubo assorbitore per unità di superficie

(

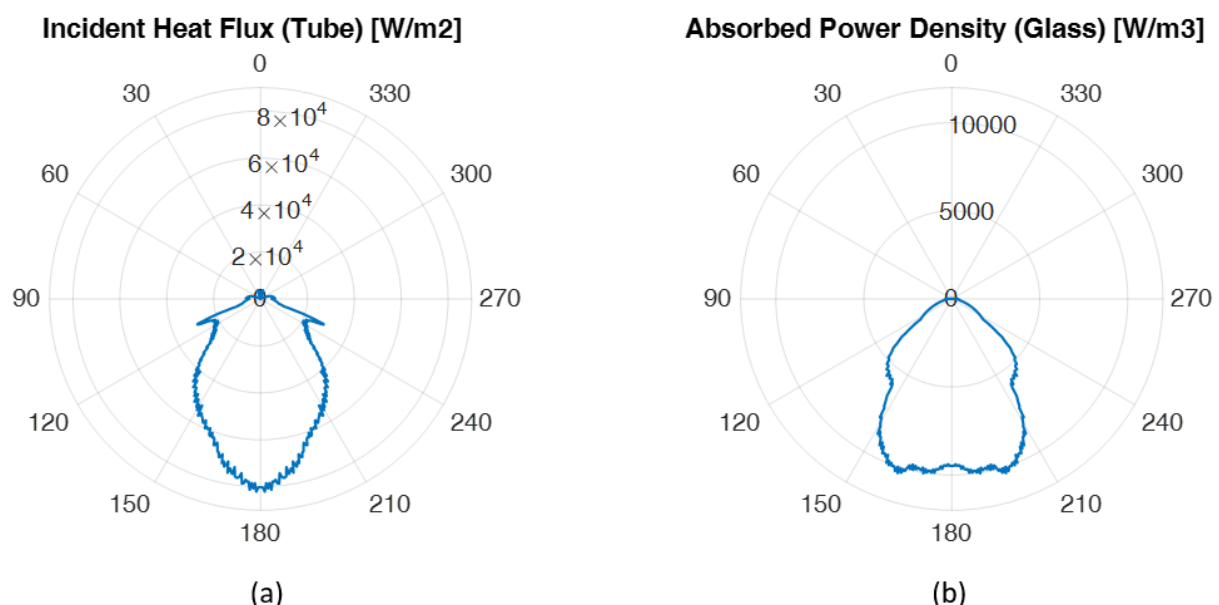


Figura 9) calcolate, sulla base dei dati in Tabella 3, per i collettori Fresnel. Tali distribuzioni sono state

adottate anche nel caso dei collettori parabolici, al fine di condurre il confronto a parità di forzante termica. La potenza termica per unità di lunghezza incidente sul tubo assorbitore è pari a circa 4500 W/m, mentre quella assorbita nel volume del vetro è molto inferiore, pari a circa 3 W/m.

Tabella 3. Parametri ottici alla base della distribuzione di flusso termico fornita dall'ENEA

Parametro	Valore
Riflettività specchi primari	0.94
Riflettività specchi secondari	0.9
Trasmissività totale vetro	0.96
Posizione del Sole	Zenith
Errore ottico specchi [mrad]	0

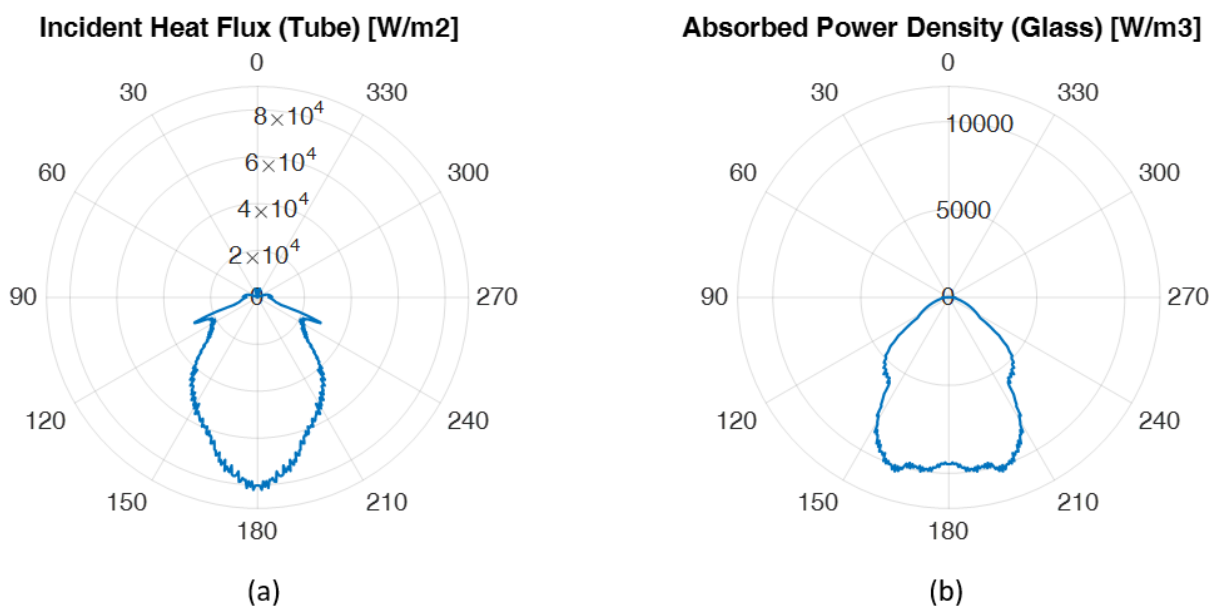


Figura 9. Distribuzione azimutale della forzante termica applicata al modello: (a) flusso termico incidente sul tubo assorbitore e (b) flusso termico assorbito nel volume del tubo di vetro

I rivestimenti selettivi considerati in questo studio sono 3, due adatti alla tecnologia del tubo evacuato ed uno stabile in aria, i dati di emissività e assorbanza sono stati forniti dall'ENEA e vengono riportati in Figura 10. I due rivestimenti selettivi per tubo evacuato sono stati già considerati nel corso della linea di attività LA 1.20 e corrispondono al coating più performante a basse temperature e a quello più performante ad alte temperature, indicati rispettivamente con le sigle LT e HT. Si osserva che il rivestimento selettivo stabile in aria ha le prestazioni peggiori sia in termini di emissività che di coefficiente di assorbimento.

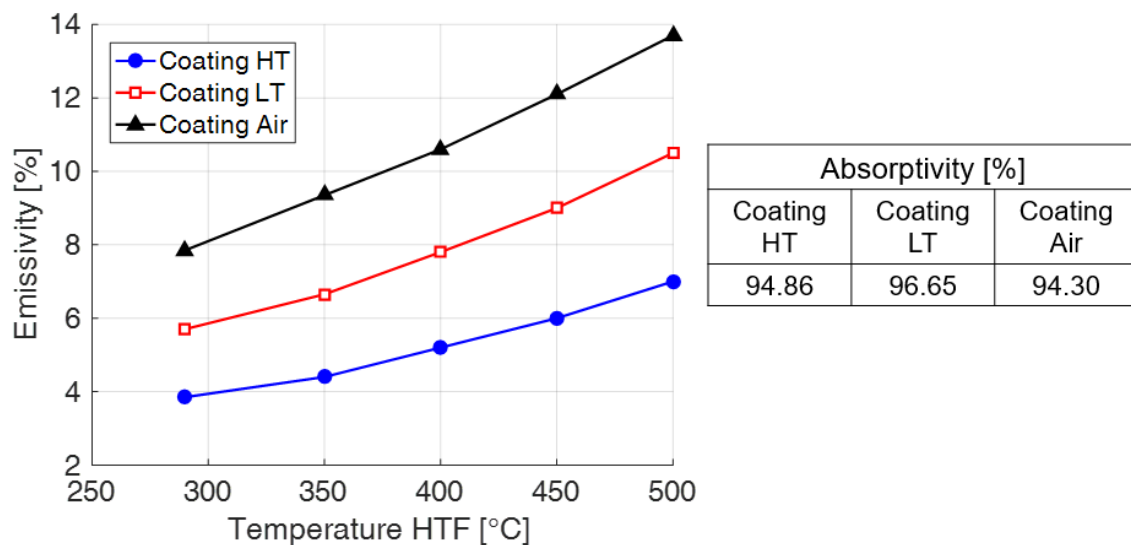


Figura 10. Emissività e coefficiente di assorbimento dei rivestimenti selettivi considerati nell'analisi

Le prestazioni dei tubi ricevitori considerati, in termini di rendimento termico e foto-termico, sono riassunte rispettivamente in Figura 11 e in Figura 12. Per motivi di sintesi, si riportano solo le curve relative alle due velocità del vento estremali (0 e 10 m/s); possiamo notare che solo il tubo non evacuato risulta sensibile ad una variazione della velocità del vento (Figura 11). Ciò si spiega osservando che, nel caso del tubo evacuato, si ha un forte disaccoppiamento termico tra il tubo assorbitore e il tubo di vetro dovuto all'isolamento offerto dal vuoto, per cui l'azione del vento sul tubo di vetro ha poco effetto sulle perdite termiche dal tubo assorbitore. Il rendimento foto-termico, sensibile alle perdite per irraggiamento, non è influenzato dalla velocità del vento. Il massimo rendimento termico si ottiene, per ogni temperatura dei sali, per il tubo evacuato con rivestimento selettivo adatto alle alte temperature (HT), mentre il massimo rendimento foto-termico si ottiene utilizzando il rivestimento selettivo LT per temperature medio-basse, in virtù del maggiore coefficiente di assorbimento che compensa la maggiore emissività.

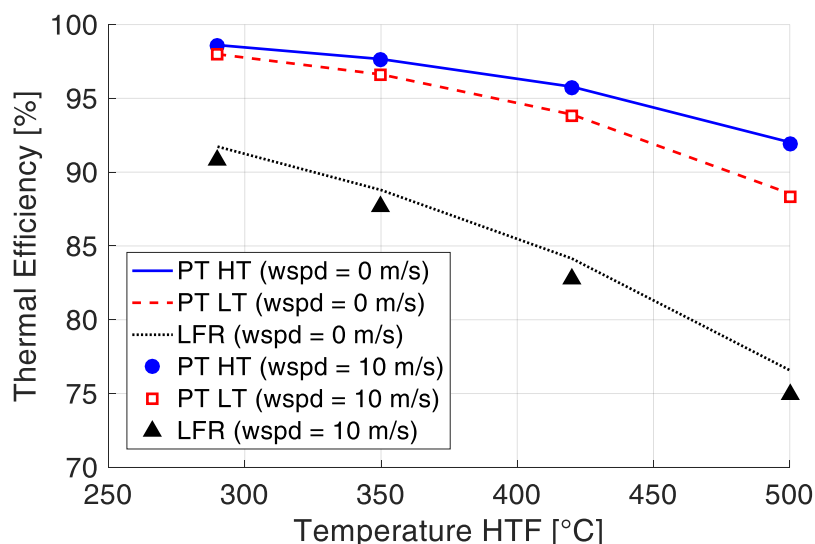


Figura 11. Rendimento termico per le configurazioni di tubo ricevitore evacuato per sistemi a collettori parabolici (PT) con coating performante a bassa (LT) e alta (HT) temperatura e di tubo ricevitore non evacuato per sistemi Fresnel (LFR) con concentratore secondario, al variare della velocità del vento (wspd)

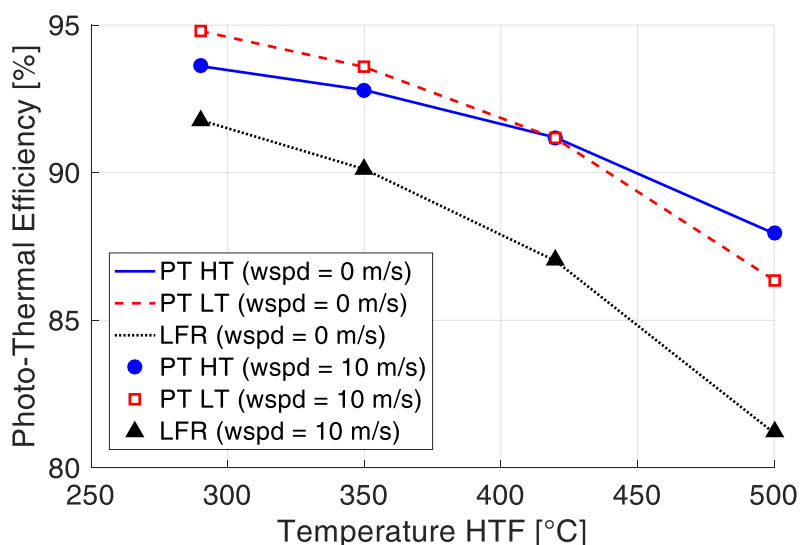


Figura 12. Rendimento foto-termico per le configurazioni di tubo ricevitore evacuato per sistemi a collettori parabolici (PT) con coating performante a bassa (LT) e alta (HT) temperatura e di tubo ricevitore non evacuato per sistemi Fresnel (LFR) con concentratore secondario, al variare della velocità del vento (wspd)

Infine, si effettua una analisi di sensitività rispetto alla potenza termica per unità di lunghezza incidente sul tubo assorbitore. A tal fine consideriamo ulteriori distribuzioni del flusso termico, corrispondenti a diverse posizioni del Sole e a diversi errori di inclinazione degli specchi primari, come riportato in Tabella 4. Questa analisi è stata condotta prendendo in esame, per il tubo evacuato, solo il rivestimento selettivo HT. La velocità del vento si considera fissa, pari a 4 m/s, e la temperatura ambiente si impone uguale a 30 °C, per gli altri parametri si faccia riferimento alla Tabella 2.

Tabella 4. Potenza incidente per unità di lunghezza considerata nell’analisi di sensitività e relativi parametri (angolo di incidenza trasversale e longitudinale ed errore di inclinazione degli specchi)

Angolo di incidenza trasversale [deg]	Angolo di incidenza longitudinale [deg]	Errore di inclinazione del dello specchio [deg]	Potenza termica incidente per unità di lunghezza [W/m]
0	0	0.0	4465
0	30	0.2	3678
60	30	0.1	2507
30	60	0.2	1949
60	60	0.2	1367

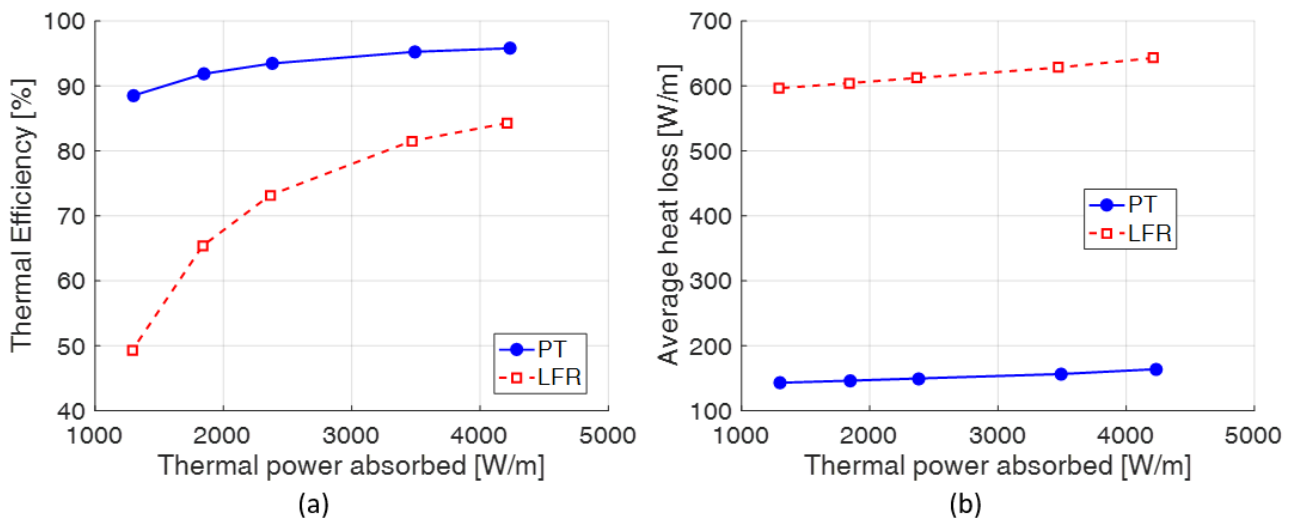


Figura 13a mostra il rendimento termico complessivo dell'intera linea di collettori al variare della potenza termica assorbita per unità di lunghezza, ovvero della potenza incidente al netto del coefficiente di assorbimento del rivestimento selettivo. Si impone che l'intervallo di temperature dei sali sia sempre lo stesso (290 – 500 °C) al variare del flusso termico, il che implica che la lunghezza della linea di collettori varia di caso in caso. Si osserva che la differenza di prestazioni tra tubo evacuato e non evacuato si riduce con l'aumentare del flusso termico. Ciò si deve al fatto che le perdite termiche sono poco influenzate dal livello del

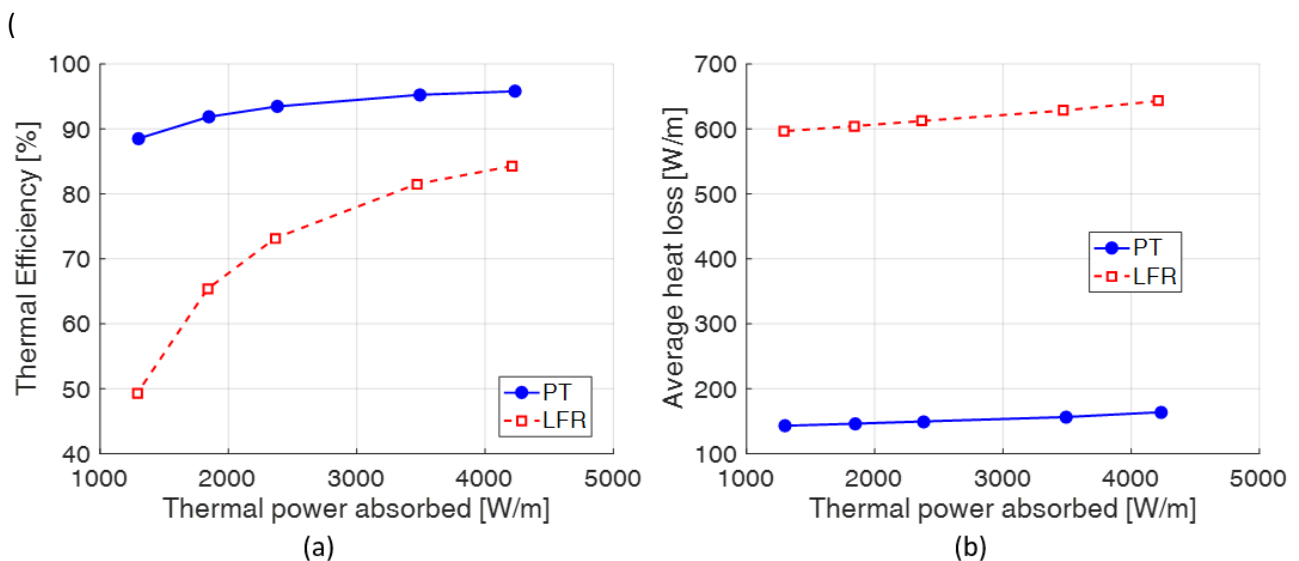


Figura 13b) in quanto esse dipendono dalla temperatura del tubo assorbitore che a sua volta è strettamente connessa alla temperatura del fluido termovettore (imposta nel modello). A bassi flussi termici le perdite termiche rappresentano una quota significativa della potenza assorbita e lo scarto tra il rendimento delle due tecnologie è più evidente.

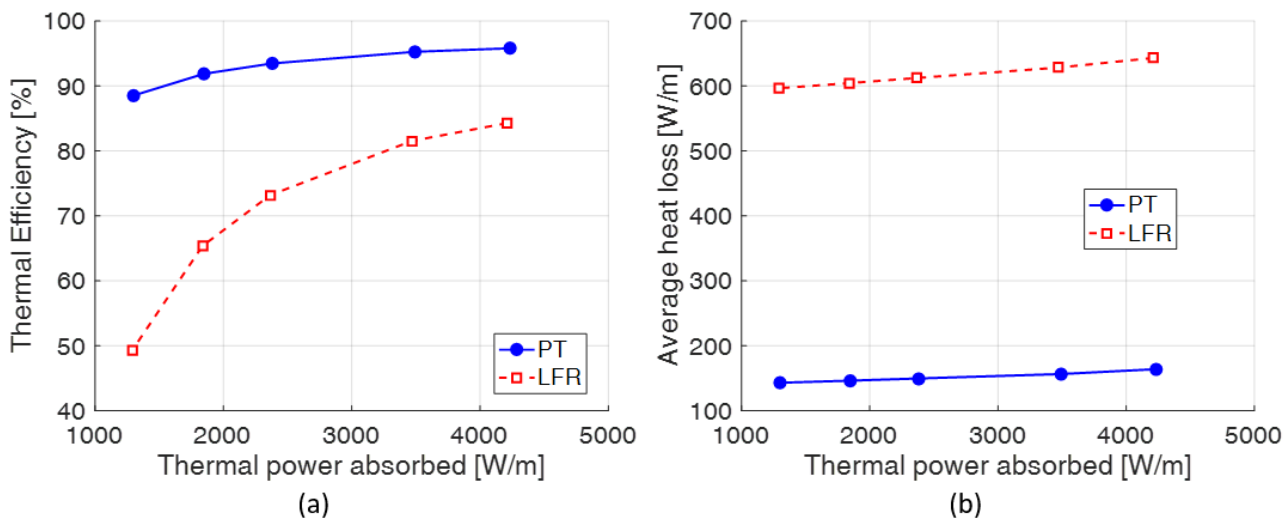


Figura 13. Analisi di sensitività: (a) rendimento termico e (b) perdite termiche medie per unità di lunghezza al variare della potenza termica assorbita per la configurazione del tubo ricevitore evacuato per impianti parabolic trough (PT) e del tubo ricevitore non evacuato per sistemi Fresnel (LFR)

5 Analisi termo-economica preliminare

Nel capitolo precedente, si è visto che la tecnologia del tubo evacuato permette di ottenere un rendimento termico e foto-termico maggiore rispetto al caso del tubo non evacuato grazie all'isolamento fornito dal vuoto che limita le perdite termiche convettive dal tubo assorbitore. Tuttavia, evacuare l'intercapedine tra tubo assorbitore e tubo in vetro ha un costo non trascurabile e non è scontato che il più alto rendimento termico sia sufficiente a compensare il maggiore costo di investimento. Per dipanare questo dubbio, in questo capitolo si procede ad un confronto termo-economico tra le due tecnologie. A tal fine, consideriamo i dati economici in Tabella 5 ricavati dalla letteratura [14] e da documenti interni all'ENEA.

Tabella 5. Parametri per l'analisi economica da letteratura [14] e da documenti interni all'ENEA

Elemento	Costo
Tubo evacuato	188 €/m
Tubo non evacuato	156 €/m
Concentratore secondario (CPC)	75 €/m
Esercizio e manutenzione	3% del costo di investimento

L'analisi economica viene implementata sullo studio di sensitività rispetto alla potenza termica incidente presentato nel capitolo precedente, considerando per ogni livello del flusso termico la rispettiva lunghezza della linea di collettori

(

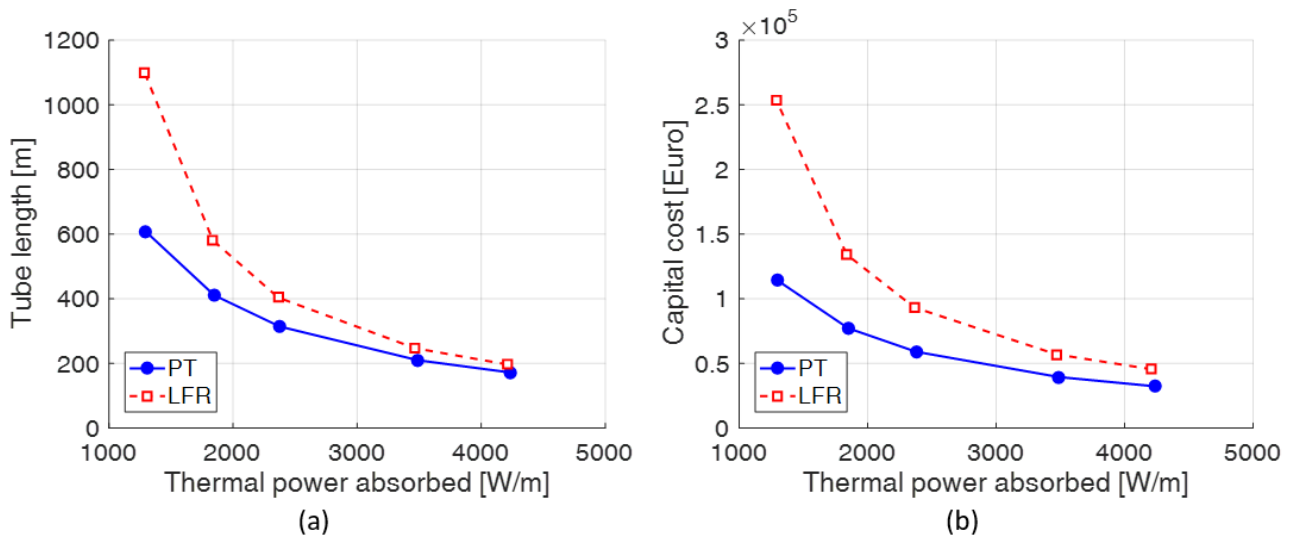


Figura 14a), da cui si evince il costo di investimento. I risultati sono mostrati in

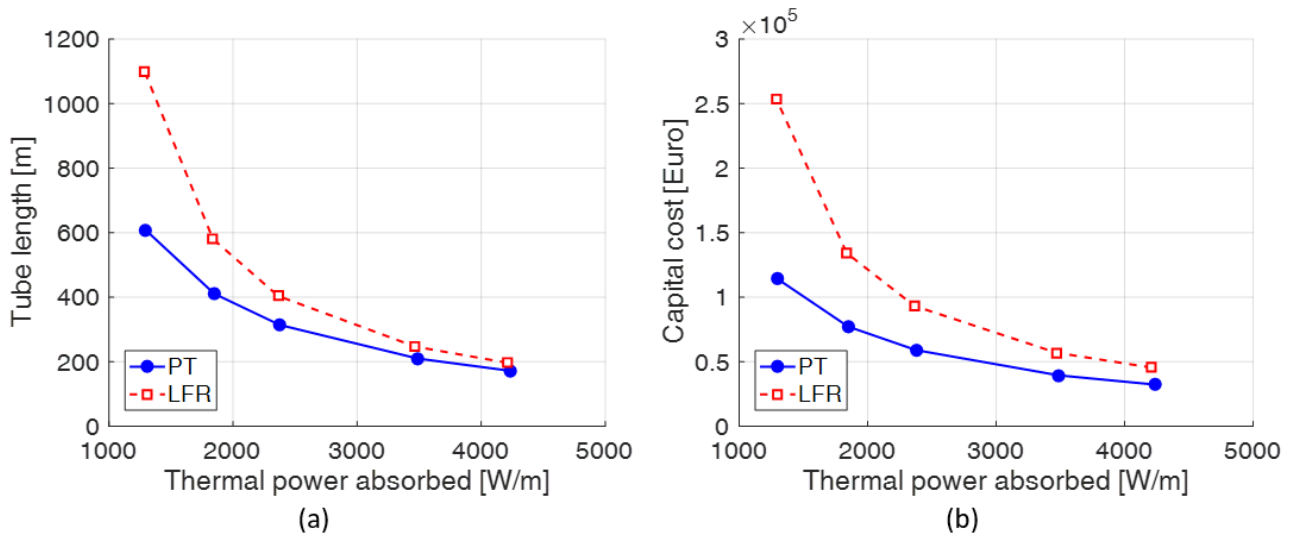


Figura 14b; si vede come il costo di investimento delle due tecnologie sia comparabile ad alti flussi termici, per via della minor differenza nel rendimento termico, mentre a bassi flussi termici conviene nettamente la tecnologia del tubo evacuato. Per il costo di esercizio e manutenzione valgono le stesse considerazioni, essendo definito come una percentuale fissa del costo di investimento.

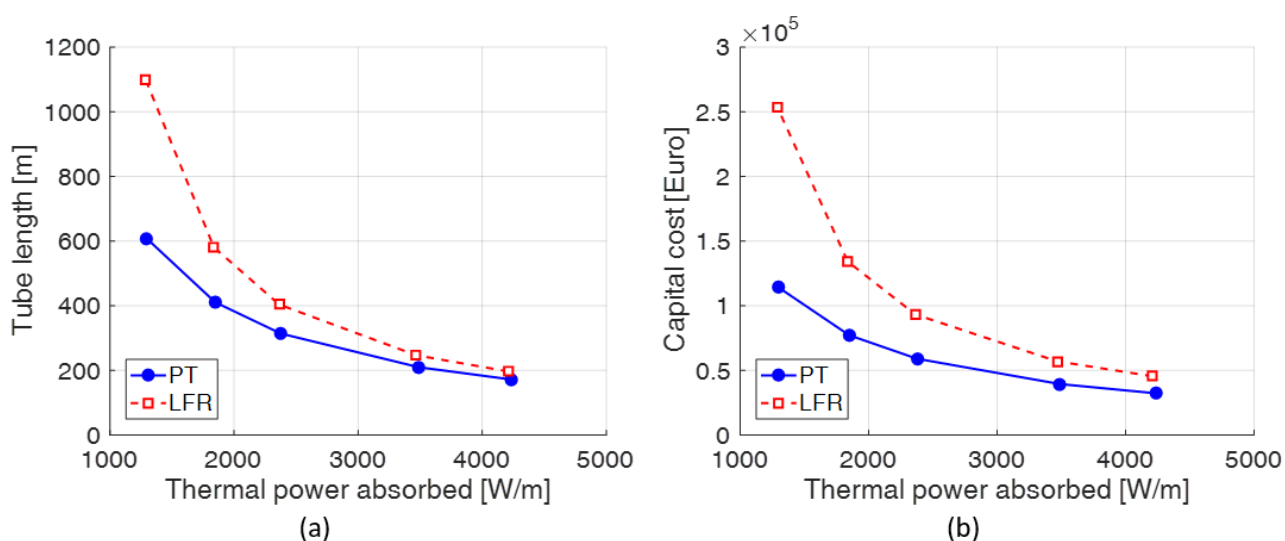


Figura 14. Analisi termo-economica: (a) lunghezza del tubo ricevitore tale che la temperatura di ingresso/uscita dei sali sia 290/500 °C e (b) costo di investimento al variare della potenza termica assorbita per unità di lunghezza per la configurazione del tubo ricevitore evacuato per impianti parabolic trough (PT) e del tubo ricevitore non evacuato per sistemi Fresnel (LFR)

6 Conclusioni

Nella presente attività di ricerca, che segue la linea di attività LA 1.20, si intende valutare numericamente il calore perso per convezione e irraggiamento dal tubo ricevitore considerando sia la tecnologia del tubo evacuato per collettori parabolici sia la tecnologia del tubo non evacuato applicata a collettori di tipo Fresnel con concentratore secondario (CPC). A tal fine, si è sviluppato un modello CFD 2D per determinare il coefficiente di scambio termico convettivo tra il tubo di vetro e l'ambiente esterno nel caso del collettore Fresnel, per il quale non si applicano le correlazioni disponibili in letteratura a causa della presenza del concentratore secondario che altera il campo di velocità del flusso esterno. Tali correlazioni sono state poi implementate in un modello a parametri concentrati che calcola gli scambi termici lungo la direzione radiale imposto il carico termico e la temperatura del fluido termovettore (sali fusi). Il modello consente di valutare le perdite termiche dal tubo assorbitore e, conseguentemente, determinare le prestazioni del ricevitore in termini di rendimento termico e foto-termico. Le prestazioni termiche del tubo evacuato vengono valutate per 2 diversi rivestimenti selettivi, uno performante alle alte temperature ed uno alle basse temperature; per il tubo non evacuato si considera un unico rivestimento selettivo, stabile in aria. Infine si sono confrontate le due tecnologie per mezzo di una analisi termo-economica.

I risultati dell'analisi numerica relativa alle dissipazioni termiche indicano che la tecnologia del tubo evacuato per collettori parabolici ha un rendimento più alto a prescindere dal rivestimento selettivo applicato. Si tratta di un risultato atteso a causa dell'isolamento termico offerto dall'intercapedine evacuata che riduce fortemente le perdite termiche convettive dal tubo assorbitore. La temperatura ambiente influenza in modo trascurabile le prestazioni termiche, mentre la velocità del vento comporta una variazione apprezzabile del rendimento termico solo nel caso del tubo non evacuato in cui si ha un debole disaccoppiamento termico tra tubo assorbitore e tubo di vetro. Il rendimento foto-termico, sensibile alle perdite per irraggiamento, non è influenzato dalla velocità del vento.

L'analisi termo-economica è stata condotta al variare della potenza termica incidente per unità di lunghezza allo scopo di verificare se il maggiore rendimento termico del tubo evacuato sia sufficiente a compensare il

maggior costo di investimento. I risultati indicano che la tecnologia del tubo evacuato è sempre più conveniente, sebbene ad alti flussi termici il costo di investimento per l'intera linea e collettori sia comparabile.

Questa linea di attività presenta delle interessanti prospettive per futuri studi, ad esempio, la convalida sperimentale delle correlazioni ottenute per lo scambio termico convettivo nel caso del collettore lineare Fresnel o l'estensione dell'analisi a rivestimenti selettivi stabili in aria attualmente in sviluppo presso l'ENEA. Inoltre, l'analisi termo-economica può essere approfondita, determinando per ciascuna configurazione il costo livellato dell'elettricità (LCOE).

7 Riferimenti bibliografici

- [1] Y. Qiu, Y. L. He, Z. D. Cheng, and K. Wang, "Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods," *Appl. Energy*, vol. 146, pp. 162–173, 2015.
- [2] H. H. Sait, J. M. Martinez-Val, R. Abbas, and J. Munoz-Anton, "Fresnel-based modular solar fields for performance/cost optimization in solar thermal power plants: A comparison with parabolic trough collectors," *Appl. Energy*, vol. 141, pp. 175–189, 2015.
- [3] M. Cagnoli, D. Mazzei, M. Procopio, V. Russo, L. Savoldi, and R. Zanino, "Analysis of the performance of linear Fresnel collectors: Encapsulated vs. evacuated tubes," *Sol. Energy*, vol. 164, pp. 119–138, 2018.
- [4] O. Raccurt, A. Disdier, D. Bourdon, S. Donnola, A. Stollo, and A. Gioconia, "Study of the Stability of a Selective Solar Absorber Coating under Air and High Temperature Conditions," in *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, pp. 1551–1557.
- [5] S. Esposito, A. Antonaia, M. L. Addonizio, and S. Aprea, "Fabrication and optimisation of highly efficient cermet-based spectrally selective coatings for high operating temperature," *Thin Solid Films*, vol. 517, no. 21, pp. 6000–6006, 2009.
- [6] S. Esposito *et al.*, "Optimization procedure and fabrication of highly efficient and thermally stable solar coating for receiver operating at high temperature," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 157, pp. 429–437, 2016.
- [7] X. Wang, E. Lee, C. Xu, and J. Liu, "High-efficiency, air-stable manganese iron-oxide nanoparticle-pigmented solar selective absorber coatings toward concentrating solar power systems operating at 750 C," *Mater. Today Energy*, vol. 19, 2021.
- [8] J. Yang, H. Shen, Z. Yang, and Q. Zhao, "Hybrid-structured air-stable solar selective absorber on flexible textured silicon," *Sol. Energy*, vol. 231, no. November 2021, pp. 837–845, 2022.
- [9] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth. 2012.
- [10] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. Technical Report, NREL/TP-550-34169," 2003.
- [11] R. Österholm and J. Pålsson, "Dynamic modelling of a parabolic trough solar power plant Parabolic trough and other concen-," *Proc. 10th Int. Model.*, p. 1057, 2014.
- [12] M. R. Rodríguez-Sánchez, A. Soria-Verdugo, J. A. Almendros-Ibáñez, A. Acosta-Iborra, and D. Santana, "Thermal design guidelines of solar power towers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 428–438, 2014.
- [13] M. Cagnoli, A. de la Calle, J. Pye, L. Savoldi, and R. Zanino, "A CFD-supported dynamic system-level model of a sodium-cooled billboardtype receiver for central tower CSP applications," *Sol. Energy*, vol. 177, pp. 576–594, 2019.
- [14] I. Bendato, L. Cassettari, M. Mosca, and R. Mosca, "Stochastic techno-economic assessment based on Monte Carlo simulation and the Response Surface Methodology: The case of an innovative linear Fresnel CSP (concentrated solar power) system," *Energy*, vol. 101, pp. 309–324, 2016.