



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori
con coating selettivi a bassa emissività applicati
a tubi ricevitori evacuati operanti fino a 550°C

M. Cagnoli, M. Shokrnia, R. Zanino

Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività applicati a tubi ricevitori evacuati operanti fino a 550°C

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

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 2ª annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.20 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: analisi prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività in vuoto*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile del Work package: Alberto Giaconia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 MODELLO CFD.....	6
3 MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI.....	9
4 CONFRONTO TRA MODELLO CFD E MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI.....	11
5 CONVALIDA CONTRO I DATI SPERIMENTALI.....	13
6 OTTIMIZZAZIONE DEL RENDIMENTO FOTO-TERMICO.....	16
7 CONCLUSIONI.....	18
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	19

Sommario

La presente attività di ricerca è inerente lo sviluppo di rivestimenti selettivi (coating) per tubi ricevitori incapsulati ed evacuati, ovvero in cui il tubo assorbitore è inserito all'interno di un tubo di vetro e l'intercapedine tra i due viene portata in condizioni di vuoto ($\approx 10^{-2}$ Pa). Il rivestimento selettivo garantisce un elevato coefficiente di assorbimento nello spettro della radiazione visibile e, al contempo, una bassa emissività nell'infrarosso. Tale tecnologia è comunemente impiegata negli impianti CSP (solare a concentrazione) basati su concentratori parabolici lineari. Il fluido termovettore di interesse per applicazioni a medio-alta temperatura corrisponde tipicamente ai sali fusi, che in questi impianti lavorano nell'intervallo di temperature 290-550 °C. Questa attività si propone di valutare numericamente le perdite termiche dalla superficie esterna del tubo ricevitore, ovvero dalla superficie rivestita con il rivestimento selettivo, e di ottimizzare il rendimento foto-termico del ricevitore lungo la sua intera lunghezza. A tal fine sono sviluppati due modelli numerici:

- Un modello CFD bidimensionale (sezione del tubo)
- Un modello di sistema a parametri concentrati basato su correlazioni

Entrambi i modelli determinano, a partire da una temperatura imposta del fluido termovettore, le perdite termiche convettive e per irraggiamento dal tubo ricevitore all'ambiente esterno, considerando anche il contributo dato dalla radiazione termica emessa dal tubo assorbitore e diretta verso l'ambiente esterno (vetro parzialmente trasparente nell'infrarosso). Le perdite per irraggiamento dipendono dall'emissività del rivestimento selettivo che varia con la temperatura della superficie esterna del tubo assorbitore. Dal confronto tra i due modelli emerge che il modello a parametri concentrati è in grado di riprodurre i risultati del modello CFD in modo soddisfacente, ma con un tempo di calcolo nettamente inferiore. Per questa ragione si adotta il modello a parametri concentrati nel resto di questa attività di ricerca.

Il modello a parametri concentrati viene convalidato contro i dati sperimentali forniti dall'ENEA, relativi a test di laboratorio eseguiti su due diversi tubi ricevitori (SCHOTT e a tecnologia ENEA). A seguito della convalida, il modello viene impiegato per ottimizzare il rendimento foto-termico della linea di collettori di un campo solare. L'idea è quella di adottare rivestimenti selettivi diversi lungo la direzione assiale del campo solare, utilizzando ciascun rivestimento nell'intervallo di temperature in cui assicura il massimo rendimento fototermico. I risultati dell'ottimizzazione vengono discussi e si individua la configurazione della linea di collettori di un campo solare che massimizza il rendimento foto-termico.

1 Introduzione

A partire dal 2001 ENEA è attiva nella ricerca scientifica per lo sviluppo di sistemi solari a concentrazione (CSP) capaci di generare energia termica ad alta temperatura per mezzo della tecnologia dei concentratori parabolici lineari, noti come parabolic trough [1]. Il fluido termovettore di interesse per applicazioni a medio-alta temperatura sono i sali fusi, che tipicamente in questi impianti lavorano nell'intervallo di temperature 290-550 °C.

Il ricevitore solare utilizzato in impianti con concentratori parabolici lineari è un tubo di metallo (tubo assorbitore) incapsulato in un tubo di vetro che ha la funzione di ridurre le perdite termiche sia convettive (effetto del vento) che per irraggiamento (il vetro è perlopiù opaco nell'infrarosso). Per garantire un elevato isolamento termico del ricevitore, l'intercapedine anulare tra il tubo assorbitore e il tubo in vetro viene portata in condizioni di vuoto (10^{-2} Pa), si parla allora di tubo ricevitore incapsulato ed evacuato.

Sulla superficie del tubo assorbitore viene depositato un rivestimento selettivo caratterizzato da un elevato coefficiente di assorbimento nello spettro della radiazione visibile e da una bassa emissività nell'infrarosso (radiazione termica emessa dal tubo assorbitore). Tale rivestimento permette di incrementare sensibilmente il rendimento foto-termico del ricevitore. L'ENEA lavora da anni nell'ambito dello sviluppo di rivestimenti selettivi stabili ad alte temperature in condizioni di vuoto per applicazioni CSP. 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 1). Nei rivestimenti selettivi progettati dall'ENEA si adotta il molibdeno o il tungsteno per lo strato metallico [2], anche se più recentemente è stato proposto l'argento per la sua maggiore efficacia nel riflettere l'infrarosso [1].

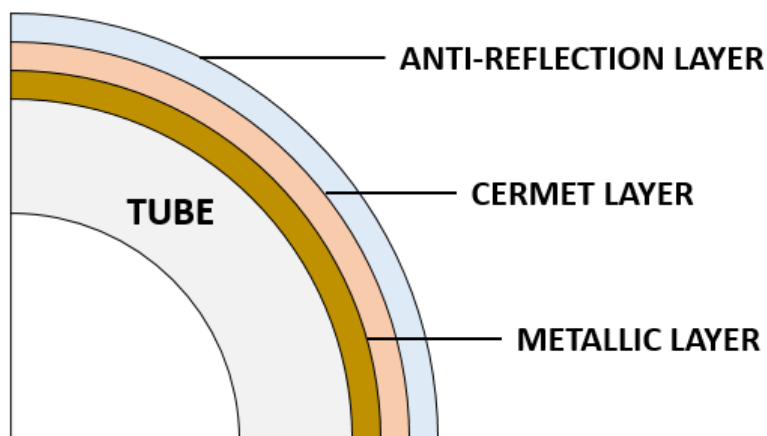


Figura 1. Schema del rivestimento multi-strato di un tubo assorbitore

Questa attività di ricerca si propone di valutare numericamente le perdite termiche del tubo assorbitore al variare del rivestimento selettivo adottato allo scopo di ottimizzare il rendimento foto-termico della linea di collettori del campo solare di un impianto di tipo parabolic trough. Infatti, le prestazioni dei rivestimenti selettivi cambiano considerevolmente in funzione della temperatura di esercizio, per cui ci si aspetta che un rivestimento selettivo che assicura il massimo rendimento foto-termico a temperature di circa 290 °C (ingresso del campo solare) non sia quello da preferire ad alte temperature (uscita del campo solare). In questa linea di attività si propone di ottimizzare il rendimento foto-termico della linea di collettori del campo solare variando il rivestimento selettivo applicato ai tubi ricevitori lungo la lunghezza del campo solare sulla base della temperatura di esercizio attesa. Le caratteristiche del tubo ricevitore considerato in questo studio sono riassunte in Figura 2.

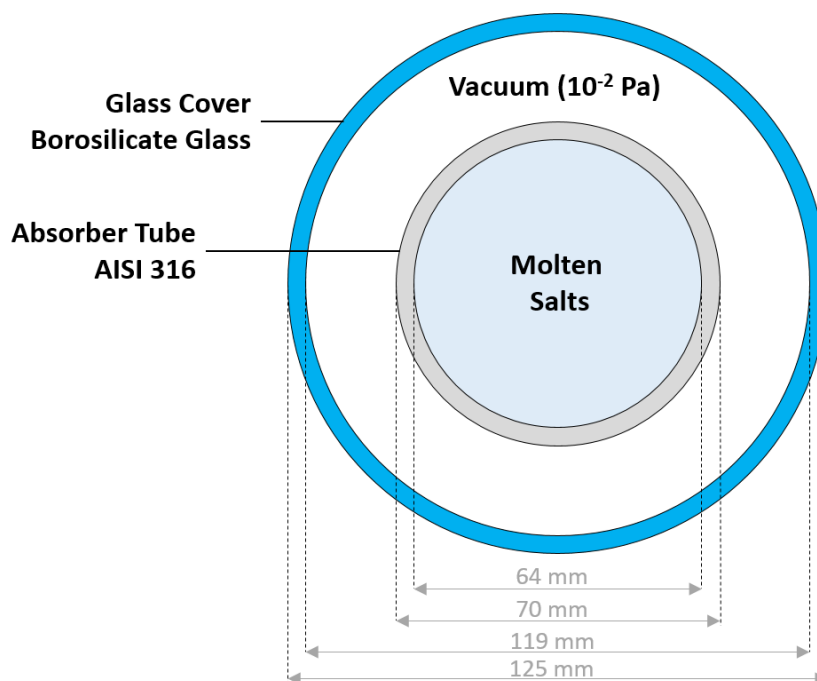


Figura 2. Sezione del tubo ricevitore con le quote geometriche e i materiali considerati

Al fine di studiare numericamente il tubo ricevitore sono stati sviluppati due modelli, uno dettagliato di tipo CFD (Computational Fluid Dynamics), caratterizzato da un elevato costo computazionale, vedi capitolo **Error! Reference source not found.**, ed uno di sistema a parametri concentrati sviluppato in linguaggio Modelica, che, sebbene meno sofisticato rispetto ad un modello CFD, si caratterizza per un basso costo computazionale, vedi capitolo **Error! Reference source not found.**. I due modelli vengono confrontati nel capitolo **Error! Reference source not found.** per scegliere il modello con il miglior compromesso tra accuratezza dei risultati e costo computazionale. Il modello selezionato viene convalidato contro i dati sperimentali nel capitolo **Error! Reference source not found.** e infine viene utilizzato per ottimizzare il rendimento foto-termico del ricevitore, vedi capitolo **Error! Reference source not found.**.

2 Modello CFD

In questa sezione viene descritto il modello CFD (Computational Fluid Dynamics) sviluppato con il software Star-CCM+ per determinare le dissipazioni termiche dal tubo assorbitore. Si considera un dominio di calcolo bidimensionale, corrispondente alla sezione del tubo ricevitore perpendicolare all'asse del tubo (Figura 3). Tale dominio include una regione di aria intorno al tubo ricevitore, il tubo di vetro, l'intercapedine anulare tra il tubo assorbitore e il tubo di vetro e il tubo assorbitore; non si considera invece il fluido termovettore (sali fusi) che viene sostituito da una opportuna condizione al contorno di tipo Robin.

Le condizioni al contorno applicate sono elencate di seguito (vedi anche 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 interna del tubo assorbitore:* si impone una condizione di tipo Robin che tenga conto dello scambio termico convettivo tra la parete del tubo e il fluido termovettore (sali fusi) in funzione della temperatura del fluido termovettore e del coefficiente di scambio termico convettivo.

La temperatura del fluido termovettore è imposta dall'utente, mentre il coefficiente di scambio termico convettivo viene calcolato dal modello sulla base della correlazione di Gnielinski [3] data la porta dei sali. La correlazione di Gnielinski è valida per flussi interni completamente sviluppati e turbolenti.

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.

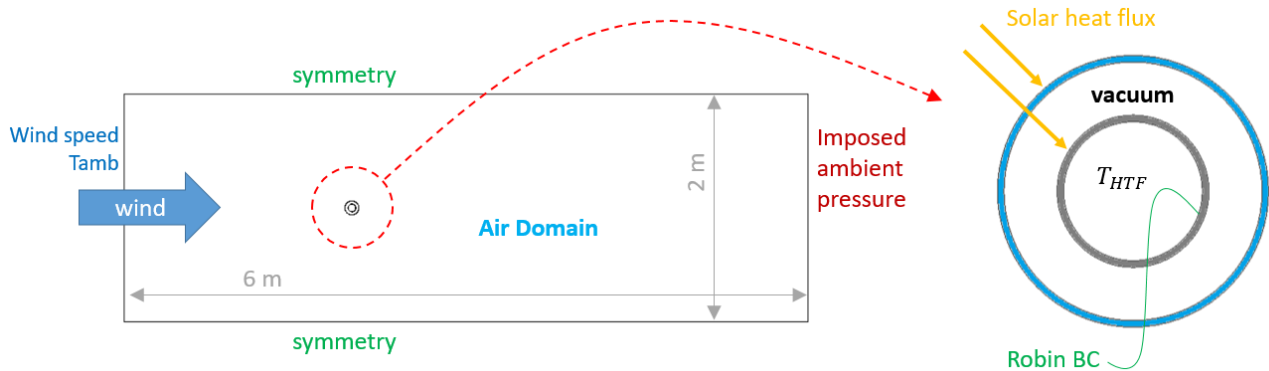


Figura 3. Dominio computazionale e condizioni al contorno applicate

La forzante termica corrisponde alla distribuzione della potenza incidente (in W/m^2) lungo la direzione azimutale del tubo assorbitore e alla distribuzione azimutale della potenza assorbita nel volume (in W/m^3) del tubo di vetro a causa della non perfetta trasparenza del vetro nello spettro della radiazione visibile. I dati relativi a queste distribuzioni sono stati forniti da ENEA e vengono presentati in Figura 4 per il caso di riferimento corrispondente ad un angolo di incidenza pari a 0° , un errore di tracking e di inclinazione di 0° e un DNI di 800 W/m^2 . Si osserva che la potenza assorbita è trascurabile rispetto a quella incidente sul tubo ricevitore ($\ll 1\%$).

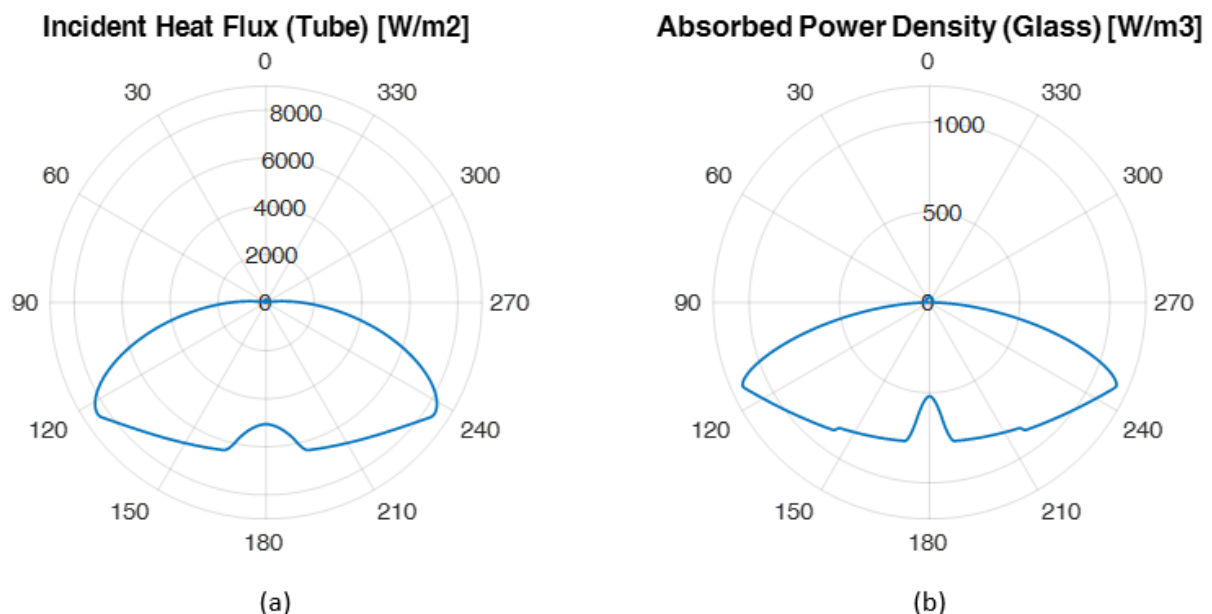


Figura 4. Forzante termica applicata al modello: (a) flusso termico incidente sul tubo assorbitore e (b) flusso termico assorbito nel volume del tubo di vetro

La regione dell'intercapedine evacuata è stata modellizzata come aria a pressione ambiente, ma avente una conducibilità termica molto bassa, pari a 10^{-6} W/m , come già proposto in letteratura per simulare regioni ad alto grado di vuoto [4]. Il modello di turbolenza implementato è il $k-\omega$ SST [5], che risulta idoneo anche in

caso di distacco della vena fluida [6]. Si considera inoltre l'effetto della gravità (convezione naturale) e l'irraggiamento tra le superfici presenti nel dominio computazionale in funzione dell'emissività delle diverse superfici e assumendo che l'aria sia trasparente alla radiazione termica. Il vetro si considera parzialmente trasparente nell'infrarosso, il valore di trasmissività si calcola a partire dal valore di assorbanza, che per la legge di Kirchhoff si assume pari all'emissività, considerando un coefficiente di riflessione pari a zero. Il rivestimento selettivo applicato sulla superficie esterna del tubo assorbitore determina i valori di assorbanza ed emissività imposti nel modello sulla superficie esterna del tubo assorbitore. La griglia di calcolo è mostrata in Figura 5, essa è costituita da circa 1.6×10^4 celle ed è più raffinata presso le pareti del ricevitore al fine di assicurare una adeguata soluzione dei gradienti a parete. L'indipendenza della soluzione dal numero di celle è stata verificata.

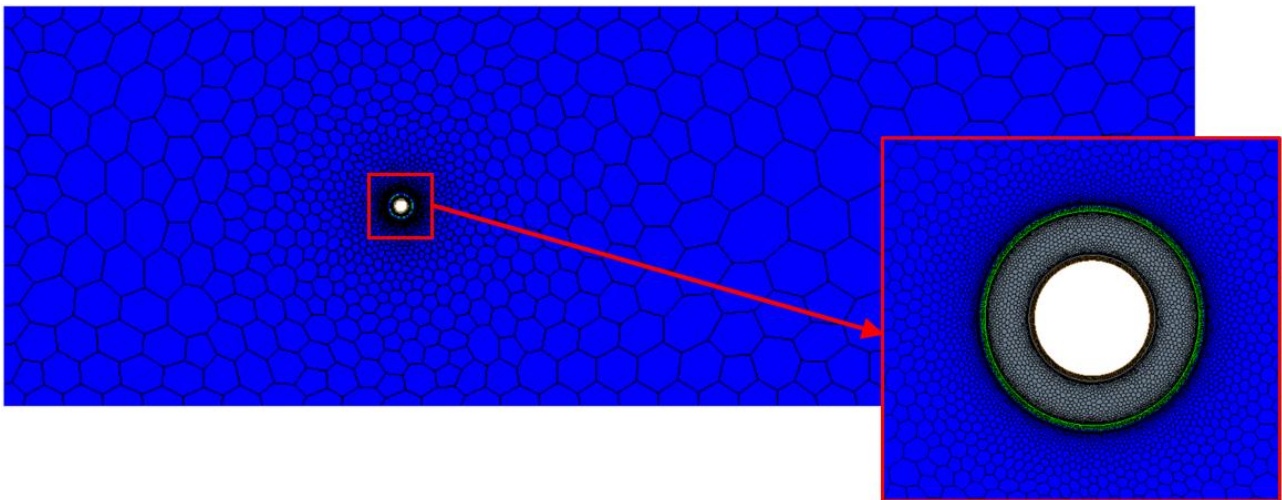


Figura 5. Griglia di calcolo adottata nel modello CFD

La posizione lungo l'asse del ricevitore della sezione di tubo simulata dipende dalla temperatura del fluido termovettore, che varia da 290 °C in ingresso a 550 °C in uscita. In Figura 6 si riportano le mappe della velocità e della temperatura calcolate dal modello CFD considerando una temperatura dei sali di 420 °C (media tra ingresso e uscita). La portata dei sali si assume di 1 kg/s sufficiente a garantire un regime di moto turbolento per il flusso interno. La temperatura ambiente si ipotizza pari a 20 °C e la velocità del vento è di 4 m/s. Il rivestimento selettivo applicato in questo caso è di tipo CERMET commerciale e si caratterizza per un coefficiente di assorbimento (α) di 0.95 e per una emissività (ε) funzione della temperatura come riportato in Eq. 1 [7].

$$\varepsilon = 2.2 \times 10^{-7} T [^{\circ}C]^2 + 0.07513 \quad (1)$$

In Figura 6a si osserva il punto di stagnazione in corrispondenza del bordo di attacco e la separazione della corrente di aria esterna che avviene a $\approx 90^{\circ}$ rispetto al bordo di attacco, come ci si attende essendo $Re \approx 3 \times 10^4$ [3]. In accordo con la Figura 6b, la temperatura del tubo assorbitore è abbastanza uniforme lungo la direzione azimutale, nonostante la forzante termica sia fortemente non uniforme (Figura 4), in quanto la temperatura del tubo è principalmente determinata dalla temperatura dei sali (imposta). La temperatura del tubo di vetro è invece prossima a quella ambiente come conseguenza dell'ottimo isolamento termico offerto dall'intercapedine evacuata.

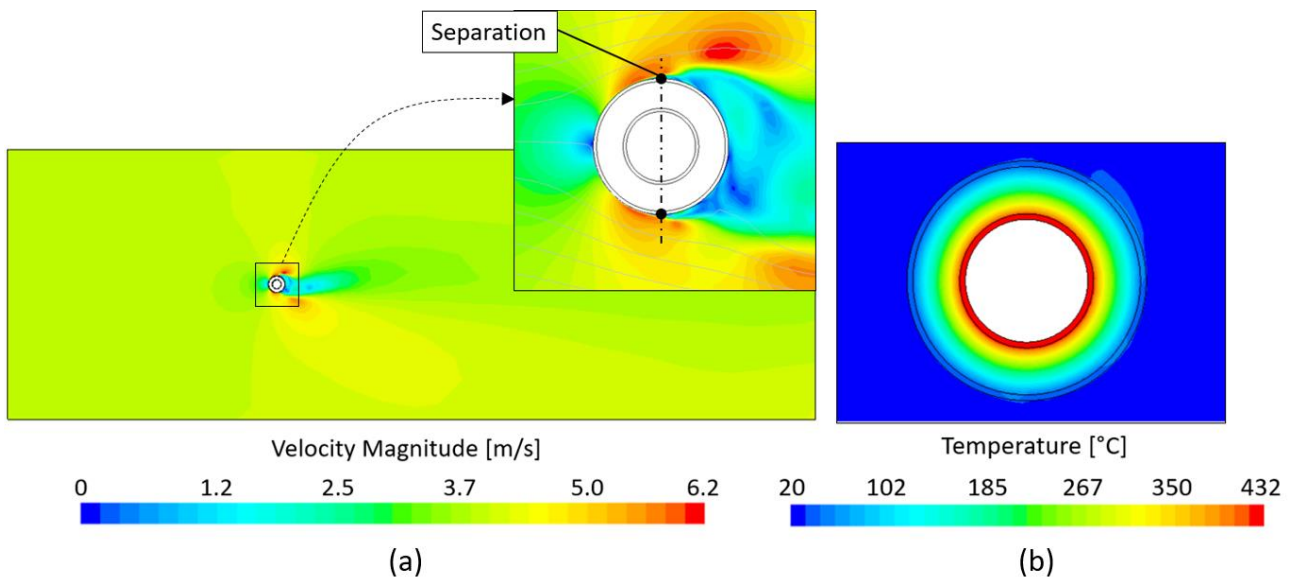


Figura 6. Risultati del modello CFD per una temperatura dei sali di 420 °C: (a) mappa di velocità calcolata dal modello nella regione dell'aria esterna con il particolare della zona intorno al tubo ricevitore e (b) mappa di temperatura calcolata nel tubo ricevitore

3 Modello a parametri concentrati

Il modello di sistema a parametri concentrati del ricevitore solare è stato sviluppato in linguaggio Modelica e si basa su modelli già presentati in letteratura [7], [8]. Il modello 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 7. 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.
- Temperatura e portata del fluido termovettore. Analogamente al modello CFD, la portata serve a determinare il coefficiente di scambio termico convettivo con la parete del tubo assorbitore tramite la correlazione di Gnielinski [3], [8].
- La forzante termica è la stessa impiegata nel modello CFD, vedi Figura 4.

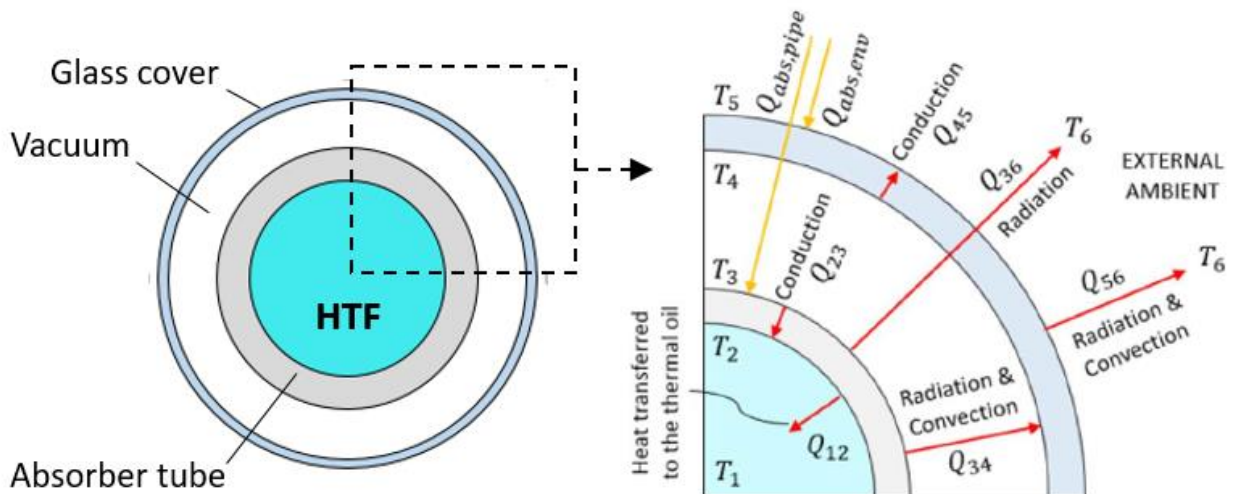


Figura 7. Schema degli scambi termici radiali considerati nel modello a parametri concentrati

Allo stesso modo del modello CFD, il vetro si considera parzialmente trasparente alla radiazione termica (Q_{36} in Figura 7), la trasmittività si ricava noto il coefficiente di assorbimento, che si assume pari all'emissività sulla base della legge di Kirchoff, 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 [8], 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 [9]. La conduzione azimutale nella parete del tubo assorbitore e del tubo di vetro viene trascurata in accordo con la letteratura [10], [11], mentre la conduzione radiale si calcola come

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

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. 3) che per convezione (Eq. 4); in quest'ultimo caso si tiene conto della estrema rarefazione dell'aria all'interno dell'intercapedine (10^{-2} Pa) per mezzo di un opportuno coefficiente di scambio termico convettivo (h_{34}) pari a 1.115×10^{-4} W/m²K [8].

$$Q_{34,rad} = (1 - \tau) \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4) D_3 / (\varepsilon_4 D_4)} \quad (3)$$

$$Q_{34,conv} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4) \quad (4)$$

Dove τ è la trasmittività 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.

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

$$Q_{36} = \tau \times \sigma \varepsilon_3 \pi D_3 (T_3^4 - T_{amb}^4) \quad (5)$$

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. 6) e convezione (Eq. 7). In caso di vento abbiamo convezione forzata e, in accordo con la letteratura [3], [8], il coefficiente di scambio termico convettivo (h_5) si ricava dalla correlazione di Zukauskas, mentre in assenza di vento si ha convezione naturale e si adotta la correlazione di Churchill & Chu.

$$Q_{56,rad} = \sigma \varepsilon_4 \pi D_5 (T_5^4 - T_{amb}^4) \quad (6)$$

$$Q_{56,conv} = \pi D_5 h_5 (T_5 - T_{amb}) \quad (7)$$

Dove D_5 e T_5 sono rispettivamente il diametro esterno e la temperatura della superficie esterna del tubo di vetro. Anche in Eq. 6 la temperatura ambiente può essere sostituita dalla temperatura del cielo.

A titolo di esempio, si riportano in Figura 8 i profili azimutali di temperatura del tubo assorbitore e del vetro ottenuti con il modello a parametri concentrati nel caso studio già presentato nel capitolo precedente, imponendo una temperatura dei sali di 420°C ed una portata di 1.00 kg/s. Si osserva che la temperatura

del vetro è praticamente uniforme, infatti il carico termico (non uniforme) su di esso è molto basso, mentre la temperatura del tubo assorbitore è maggiore nella parte inferiore a causa del maggiore carico termico (vedi Figura 4), ma comunque si discosta poco dalla temperatura dei sali.

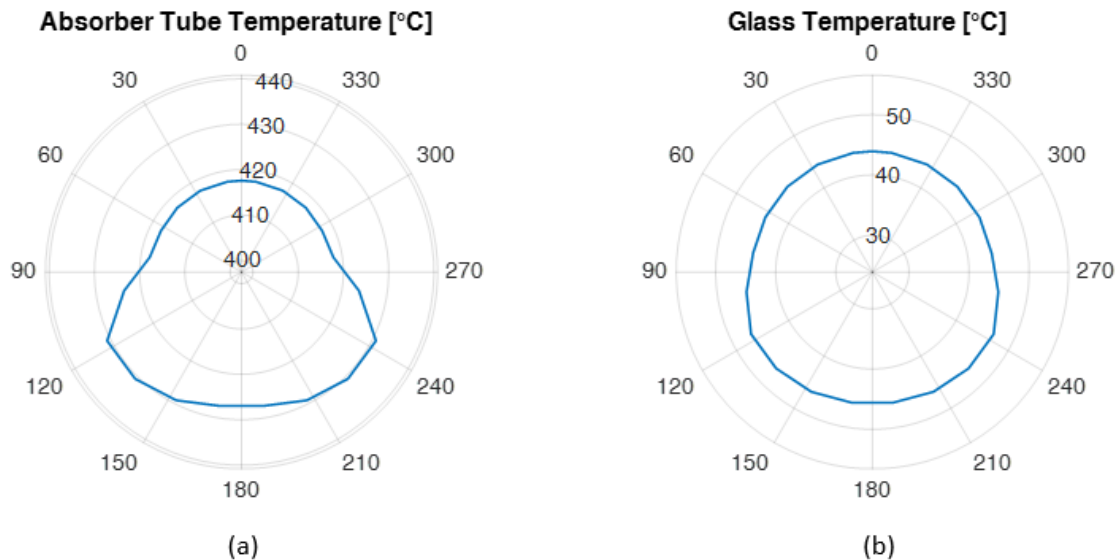


Figura 8. Esempi di risultati ottenuti dal modello a parametri concentrati per una temperatura dei sali di 420 °C: profilo di temperatura azimutale del (a) tubo assorbitore e (b) del tubo di vetro

4 Confronto tra modello CFD e modello a parametri concentrati

In questa sezione si confrontano i risultati ottenuti dai due modelli numerici; lo scopo di questo confronto è quello di valutare quale modello offre il miglior compromesso tra accuratezza dei risultati e costo computazionale. Infatti il modello CFD permette di raggiungere un maggiore dettaglio, ma il tempo di calcolo è dell'ordine dell'ora con due processori (2.80 GHz), mentre il modello a parametri concentrati è maggiormente semplificato, ma ha un costo computazionale molto contenuto, richiedendo un tempo di calcolo nell'ordine del minuto con un solo processore.

Allo scopo di confrontare i due modelli, si eseguono tre simulazioni in cui si fa variare la temperatura dei sali tra il valore di ingresso (290 °C) e quello di uscita (550 °C), considerando in aggiunta un punto alla temperatura intermedia (420 °C), mentre il resto dei parametri viene mantenuto costante. La Tabella 1 riassume i valori adottati per i principali parametri nelle simulazioni.

Tabella 1. Valore dei parametri nelle simulazioni per il confronto dei modelli numerici

Parametro	Valore
Temperatura sali	290 – 420 – 550 °C
Portata dei sali	1.00 kg/s
Temperatura ambiente	20 °C
Velocità del vento	4 m/s
Emissività termica del vetro	0.89
Trasmissività termica del vetro	$1 - 0.89 = 0.11$
Assorbanza del rivestimento selettivo (CERMET)	0.95
Emissività del rivestimento selettivo (CERMET)	Eq. 1
Carico termico	Figura 4

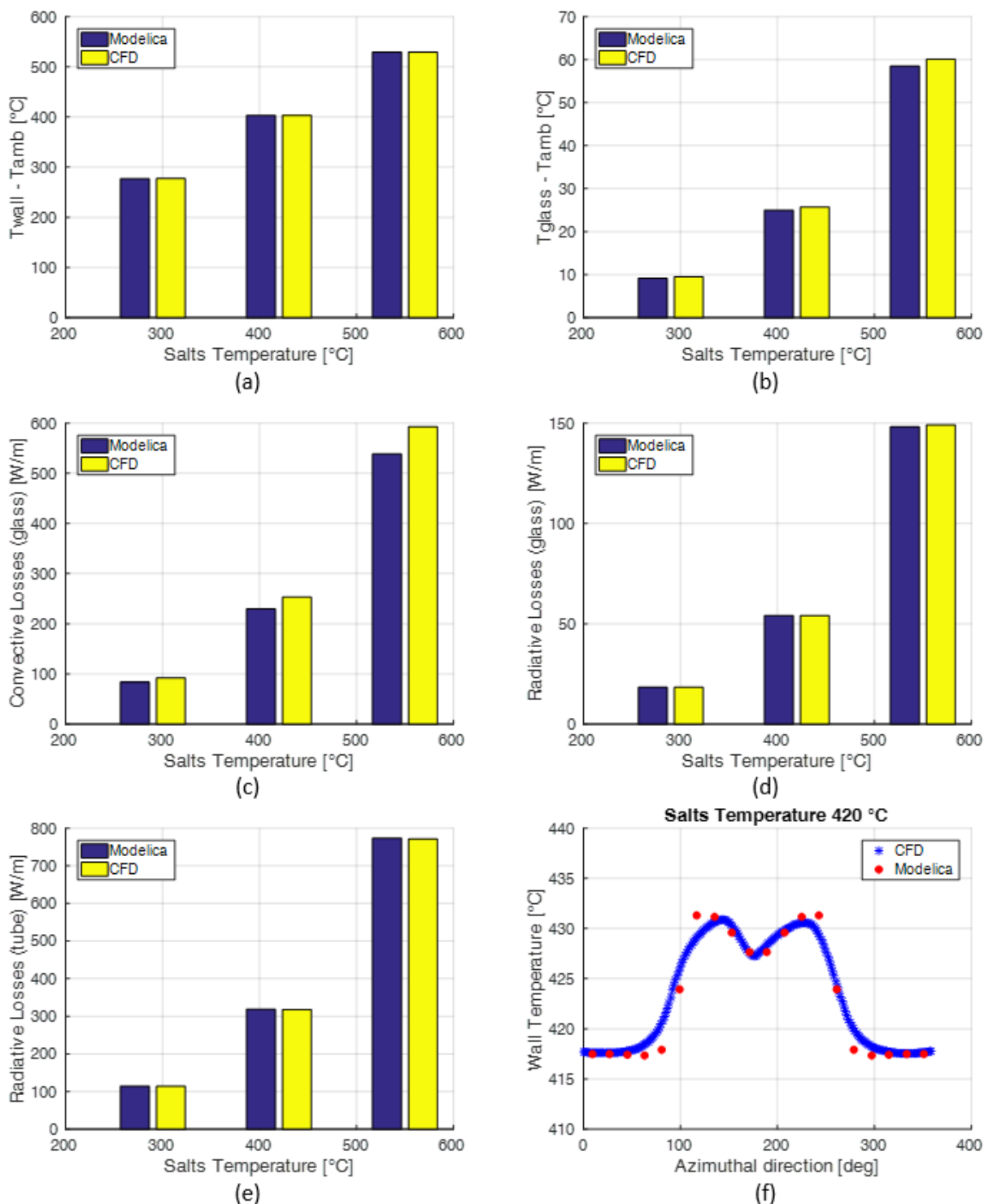


Figura 9. Confronto tra modello CFD e a parametri concentrati (Modelica): (a) temperatura del tubo assorbitore e (b) del tubo in vetro al netto della temperatura ambiente al variare della temperatura dei sali. Perdite termiche al variare della temperatura dei sali per (c) convezione e (d) irraggiamento dalla superficie esterna del vetro e (e) perdite termiche per irraggiamento dalla superficie esterna del tubo assorbitore all'ambiente esterno. (f) Confronto del profilo di temperatura azimutale del tubo assorbitore (0° è l'apice)

I risultati del confronto sono mostrati in

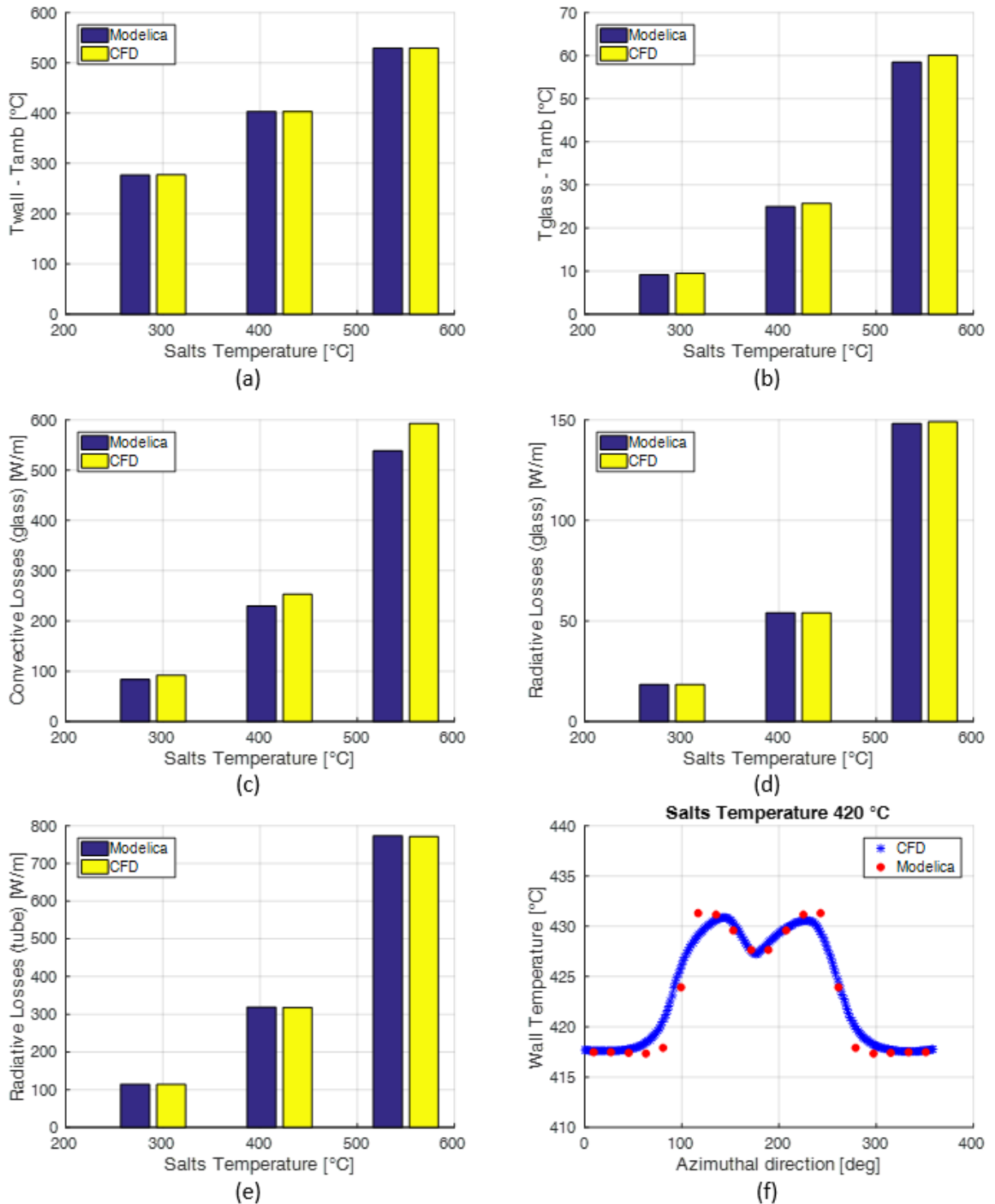
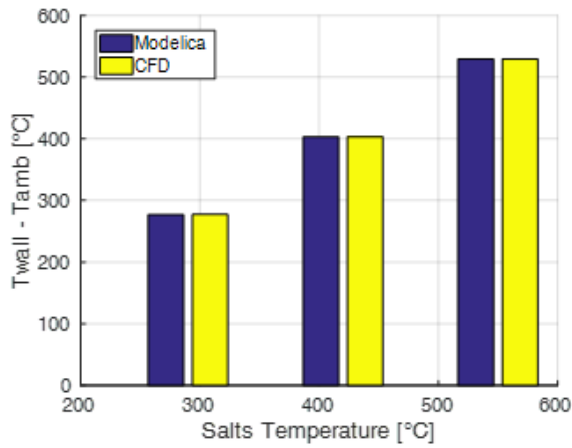
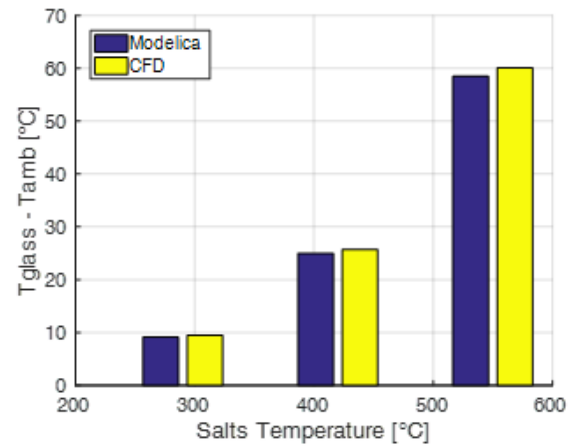


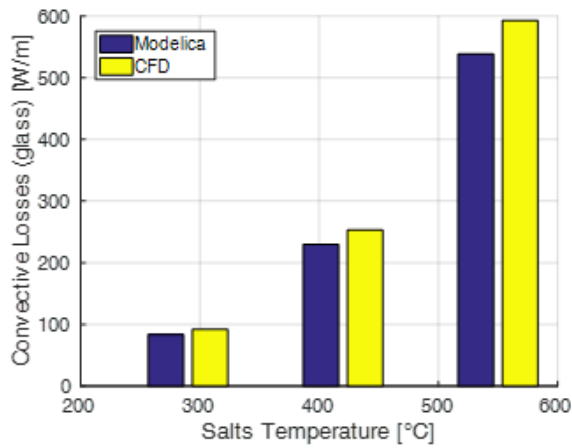
Figura 9. Appare evidente che il modello a parametri concentrati riesce a garantire pressoché' la stessa accuratezza del modello CFD; lo scostamento maggiore si ha nel valore calcolato delle perdite convettive



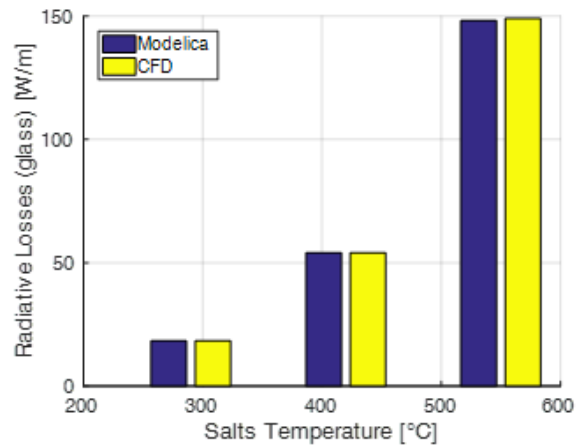
(a)



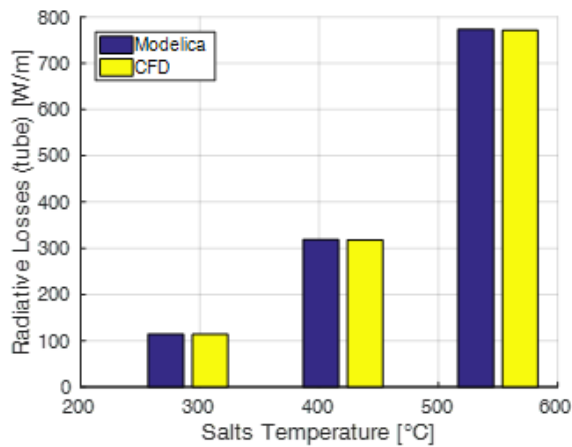
(b)



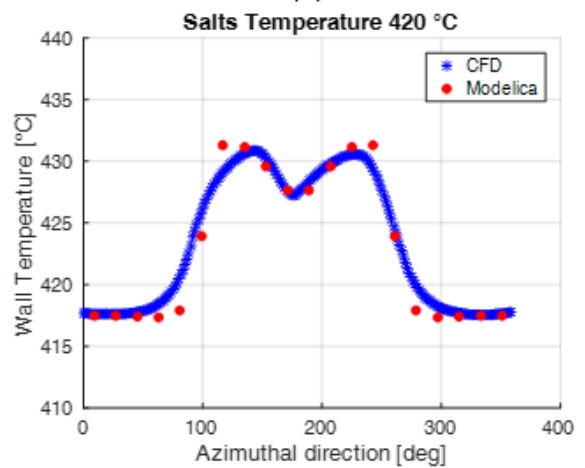
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 9c) in cui si registra una differenza tra i risultati di circa il 9%, comunque all'interno della banda di errore di una comune correlazione per scambi termici convettivi (15-20%). L'accordo tra i due modelli è molto buono anche in termini di distribuzione azimutale della temperatura del tubo assorbitore, di cui è

riportato un esempio in

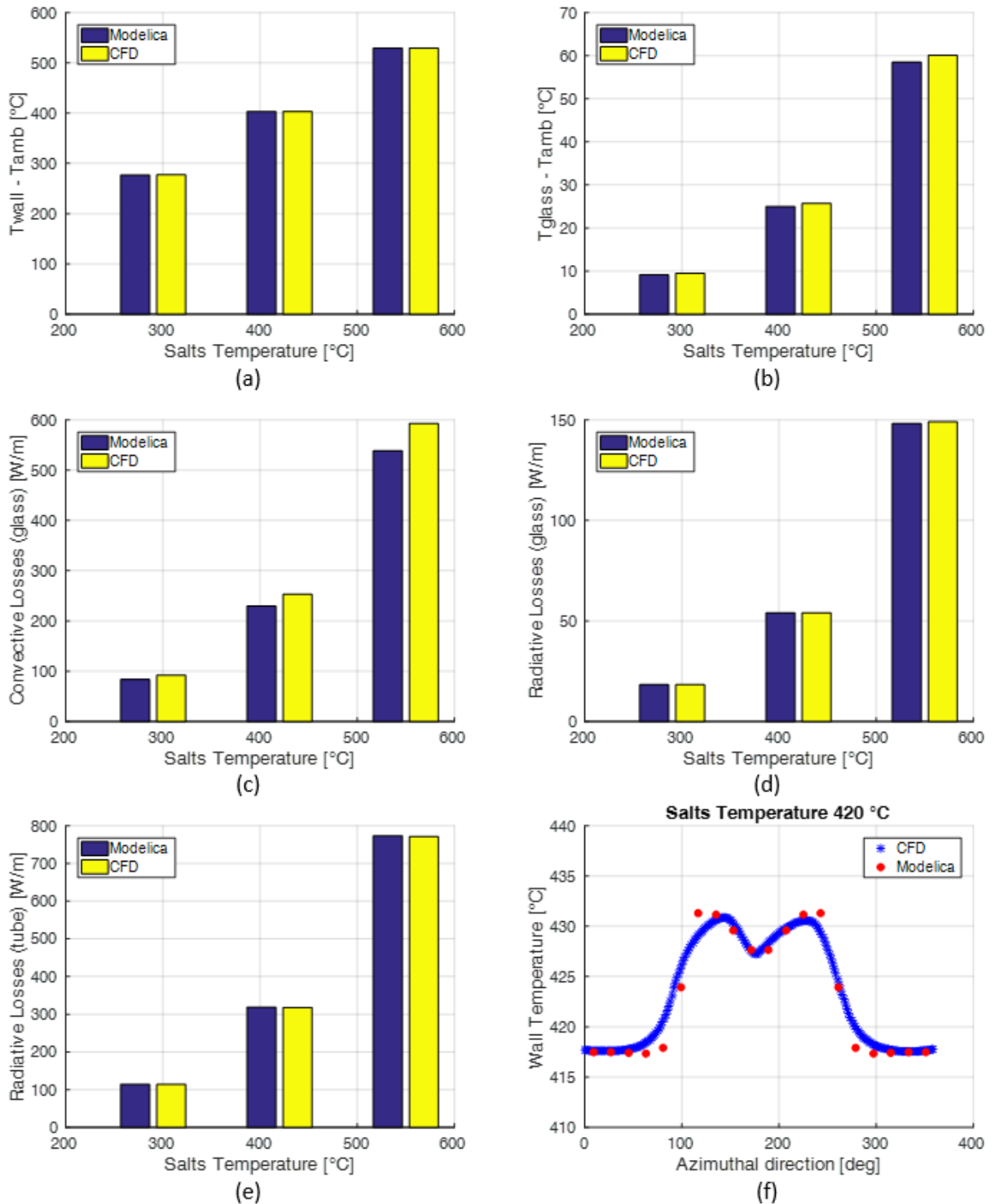


Figura 9f. Si conclude quindi che il modello a parametri concentrati permette di ottenere il miglior compromesso tra accuratezza dei risultati (paragonabile al modello CFD) e costo computazionale (molto inferiore rispetto al modello CFD); per cui si proseguirà l'attività di ricerca usando il modello di sistema a parametri concentrati.

5 Convalida contro i dati sperimentali

L'ENEA, nell'ambito di questa attività di ricerca, ha messo a disposizione per la convalida del modello a parametri concentrati i dati raccolti nel corso di due campagne sperimentali eseguite in laboratorio su due diversi tubi ricevitori, rispettivamente

1. SCHOTT PTR®70 prima generazione (2005)
2. Tubo a tecnologia ENEA

Entrambe le campagne sperimentali sono state eseguite presso i laboratori del centro ENEA della Casaccia. La geometria dei tubi e i materiali utilizzati corrispondono alla configurazione di Figura 2. Il rivestimento selettivo adottato nei due casi si caratterizza per una emissività funzione della temperatura (vedi Figura 10) e un coefficiente di assorbimento pari a 0.95 per il tubo SCHOTT e 0.9487 per il tubo a tecnologia ENEA. I dati relativi ai risultati dei test sperimentali sul tubo SCHOTT sono stati ricavati da un rapporto interno ENEA [12], mentre quelli sul tubo a tecnologia ENEA sono stati ricavati da un rapporto interno ENEA riservato. In **Error! Reference source not found.** sono riportati i dati sperimentali dei due test.

Entrambi i test sono stati condotti riscaldando il tubo assorbitore per effetto Joule fino ad ottenere una temperatura del tubo praticamente uniforme in direzione assiale. La temperatura del tubo assorbitore si misura per mezzo di termocoppie posizionate sul lato interno. Il test si protrae fin tanto che non viene raggiunta la condizione di stazionarietà, in cui la potenza elettrica fornita al tubo assorbitore deve corrispondere alla potenza dissipata dallo stesso verso l'ambiente esterno.

Nel test del ricevitore SCHOTT l'interno del tubo assorbitore è ben isolato termicamente (adiabatico), mentre nel caso del ricevitore a tecnologia ENEA le estremità del tubo sono chiuse da piastre di metallo, all'interno del tubo è presente aria stagnante. Ciò implica che si verificano delle perdite termiche anche dalla superficie interna del tubo, sebbene queste siano di lieve entità.

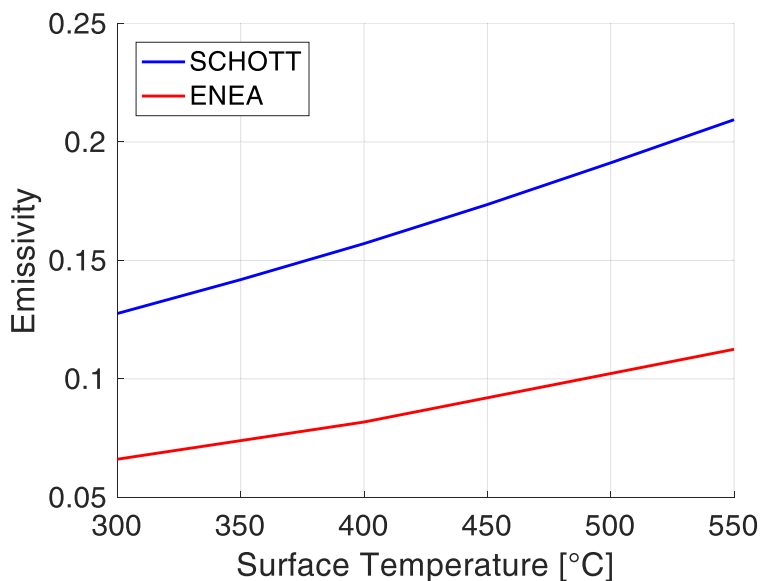


Figura 10. Emissività dei rivestimenti selettivi applicati sul tubo ricevitore SCHOTT e a tecnologia ENEA

Tabella 2. CASO 1: Dati sperimentali dei test effettuati sul tubo ricevitore SCHOTT PTR70

Tubo assorbitore [°C]	Tubo vetro [°C]	Ambiente [°C]	Perdite termiche [W/m]
301.22	56.64	26.36	162.75
350.73	67.08	26.47	261.32
400.17	81.57	26.71	388.83
449.43	97.46	27.04	570.06
498.34	113.71	24.72	795.88
545.65	133.55	25.43	1108.25

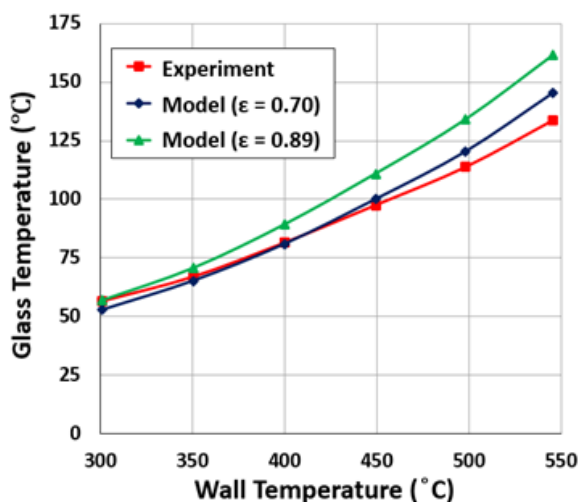
Tabella 3. CASO 2: Dati sperimentali dei test effettuati sul tubo a tecnologia ENEA

Tubo assorbitore [°C]	Tubo vetro [°C]	Ambiente [°C]	Perdite termiche [W/m]
300	44	23.2	110
400	63	23.8	255
550	109	24.7	762

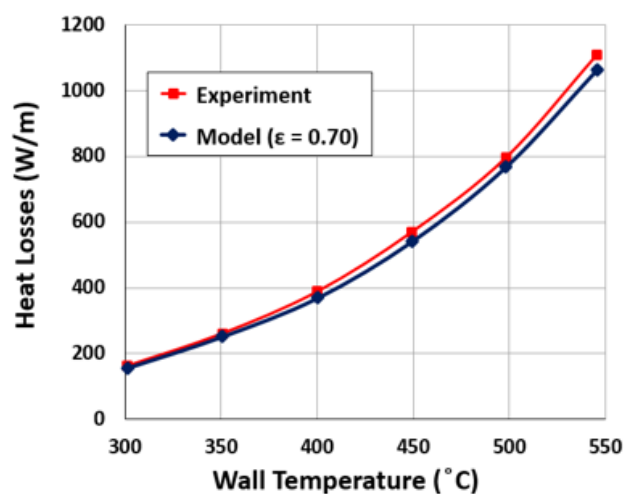
Per riprodurre i risultati dei test, il modello a parametri concentrati viene impostato come segue

- La velocità del vento si pone pari a zero (convezione naturale) in quanto i test sono condotti all'interno dei laboratori, ovvero di un ambiente chiuso.
- La temperatura ambiente si impone pari a quella misurata nei test (**Error! Reference source not found.**, Tabella 3)
- La temperatura di pozzo freddo per gli scambi termici per irraggiamento con l'ambiente esterno si assume pari alla temperatura ambiente poiché i test sono condotti all'interno dei laboratori, ovvero di un ambiente chiuso (il tubo non vede il cielo)
- Le curve di emissività (Figura 10) e i valori di assorbanza dei rivestimenti selettivi vengono implementati nel modello
- Si impone la temperatura della superficie interna del tubo assorbitore in accordo con i dati degli esperimenti (**Error! Reference source not found.**, Tabella 3); non si considera quindi lo scambio termico convettivo con i sali. Nel caso del ricevitore a tecnologia ENEA si considerano anche le perdite termiche per convezione naturale tra la superficie interna del tubo e l'aria stagnante all'interno di esso, calcolate per mezzo della correlazione di Martynenko & Khramtsov [13]. Si osserva che l'aria intrappolata all'interno del tubo in condizioni stazionarie ha una temperatura di gran lunga maggiore di quella ambiente, prossima a quella del tubo assorbitore.

Partendo dal primo caso (ricevitore SCHOTT), si è calibrata l'emissività del vetro utilizzando i dati relativi alla temperatura del vetro. Infatti, l'emissività del vetro, che determina anche il valore della trasmissività del vetro nell'infrarosso, è un parametro di cui non si conosce il reale valore, soprattutto nel caso del tubo SCHOTT che risale alla prima generazione (2005). Nella calibrazione dell'emissività del vetro (Figura 11a) confluiscono anche le altre incertezze legate ai dati di input, il risultato finale corrisponde ad una emissività del 70%. I risultati del modello calibrato, in termini di perdite termiche verso l'ambiente esterno, sono stati poi confrontati con i dati sperimentali ottenendo un buon accordo, in particolare la massima deviazione è minore del 6% (vedi Figura 11b).



(a)



(b)

Figura 11. Confronto tra dati sperimentali del tubo SCHOTT e risultati del modello: (a) calibrazione rispetto alla temperatura del vetro e (b) convalida contro i dati delle perdite termiche

Nel secondo caso (tubo a tecnologia ENEA), la calibrazione dell'emissività del vetro mostra che il valore di default pari a 0.89, già proposto in letteratura [7], riproduce correttamente la temperatura del vetro, come si vede in Figura 12a. Si è quindi proceduto a confrontare le perdite termiche calcolate dal modello con quelle misurate durante i test ottenendo un buon accordo (vedi Figura 12b), con una deviazione massima pari a circa il 6.5% .

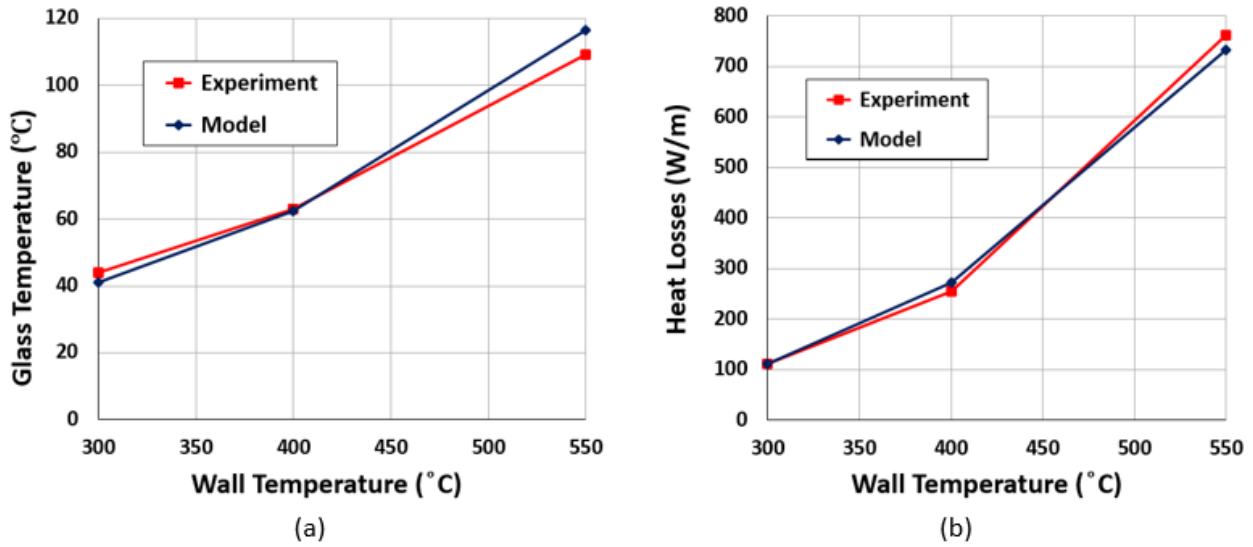


Figura 12. Confronto tra dati sperimentali del tubo a tecnologia ENEA e risultati del modello: (a) calibrazione rispetto alla temperatura del vetro e (b) convalida contro i dati delle perdite termiche

6 Ottimizzazione del rendimento foto-termico

In questa sezione si intende utilizzare il modello convalidato per ottimizzare il rendimento foto-termico dei tubi ricevitori lungo l'intera linea dei collettori di un campo solare. Il rendimento foto-termico è definito come

$$\eta = \alpha - \varepsilon \left(\frac{\sigma T^4}{CI} \right) \quad (8)$$

dove 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, pari a 900 W/m^2 sulla base dello spettro solare ASTM G173-03 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 ($C = 26$).

Le proprietà dei rivestimenti selettivi, in particolare l'emissività, dipendono dalla temperatura che cambia considerevolmente tra l'ingresso e l'uscita del tubo ricevitore (i sali entrano a 290 °C ed escono a 550 °C).

L'idea è quella di utilizzare, in base alla temperatura, rivestimenti diversi lungo la lunghezza del ricevitore, adottando per ogni sezione quello che ha il maggiore rendimento foto-termico. A tal fine si procede adottando la seguente procedura numerica

1. Il modello a parametri concentrati calcola il rendimento foto-termico di un dato set di rivestimenti selettivi al variare della temperatura, determinando per ogni intervallo di temperatura il rivestimento con le migliori prestazioni.
2. Si sviluppa un semplice modello 1D lungo l'asse del ricevitore (Figura 13) che calcola la lunghezza ipotetica di un singolo tubo ricevitore necessaria per raggiungere una data temperatura dei sali in uscita assegnata la temperatura di ingresso, la portata, la potenza solare assorbita e le perdite termiche.
3. Tramite il modello 1D si calcola la lunghezza del tubo ricevitore negli intervalli di temperatura individuati al primo punto e, di conseguenza, la lunghezza totale del tubo ricevitore ottimizzato.

Il modello 1D risolve l'equazione di bilancio dell'energia nella forma

$$(Q'_{abs} - Q'_{loss}(T))\Delta x = \dot{m} \int_{T_i}^{T_o} c_p(T)dT \quad (9)$$

Dove Q'_{abs} è la potenza solare assorbita dal tubo in (W/m), Q'_{loss} è la potenza dispersa verso l'ambiente esterno per convezione e irraggiamento, la quale si ricava come funzione della temperatura dei sali dal modello a parametri concentrati, Δx è la lunghezza del volume di controllo i -esimo di tubo dato dalla discretizzazione spaziale, \dot{m} è la portata imposta dei sali, c_p è il calore specifico funzione della temperatura dei sali, mentre T_i e T_o sono rispettivamente la temperatura dei sali fusi in ingresso e in uscita dal volume di controllo.

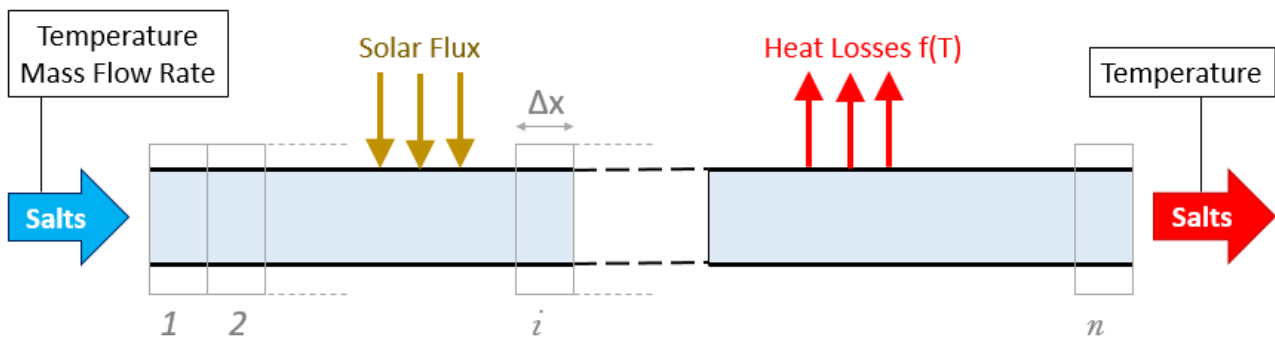


Figura 13. Schema del modello 1D nella direzione dell'asse del ricevitore

La procedura numerica descritta sopra viene applicata dato un set di 6 rivestimenti selettivi, i cui dati di emissività ed assorbanza sono stati forniti da ENEA (Figura 14) [1].

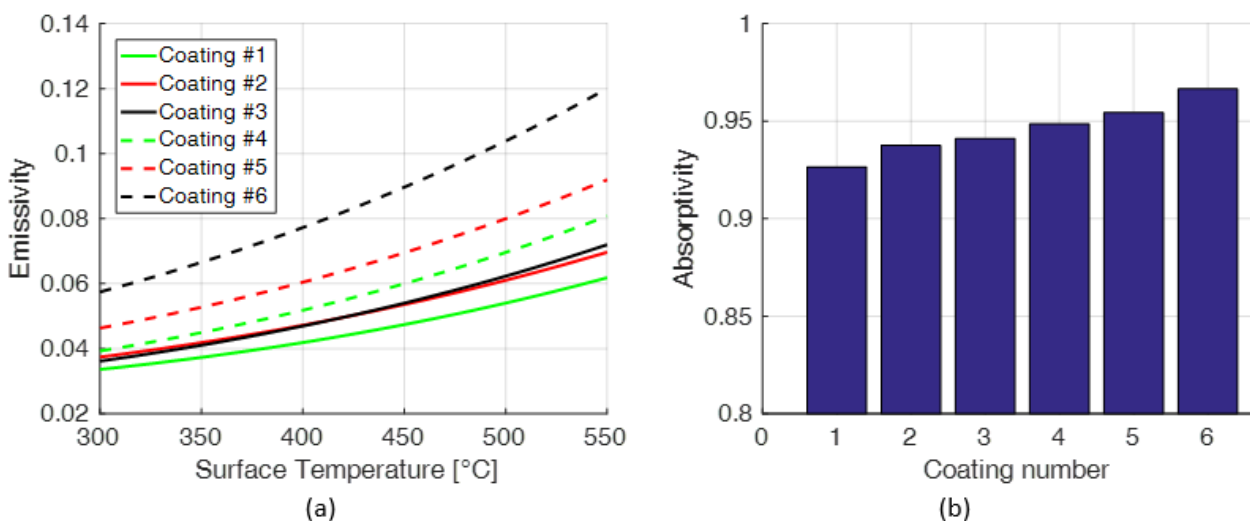


Figura 14. (a) Emissività e (b) coefficiente di assorbimento per i 6 rivestimenti selettivi considerati nell’ottimizzazione

Per mezzo del modello a parametri concentrati si calcola il rendimento foto-termico del ricevitore con i diversi rivestimenti selettivi al variare della temperatura dei sali, vedi Figura 15. Le simulazioni sono state condotte considerando una temperatura ambiente di 20 °C, l’assenza di vento (0 m/s) ed una portata di sali pari a 2.2 kg/s, prendendo come riferimento arbitrario il valore adottato in Cagnoli et al. (2018). Sulla base di Figura 15, si individuano tre intervalli di temperatura caratterizzati da un diverso rivestimento selettivo che assicura il massimo del rendimento foto-termico.

- 290 – 436 °C → Coating #6
- 436 – 517 °C → Coating #4
- 517 – 550 °C → Coating #3

Si procede quindi, per mezzo del modello 1D, a calcolare la lunghezza relativa ai tre tratti di tubo caratterizzati da un diverso rivestimento selettivo e dal corrispondente intervallo di temperatura, vedi Tabella 4. La lunghezza totale del tubo ricevitore ottimizzato è di 1641 m ed il rendimento foto-termico complessivo è pari a 91.6 %, superiore di 0.5-1.9 % rispetto a quello che si otterrebbe utilizzando solo un rivestimento selettivo per tutto il tubo. Si deve poi considerare che la configurazione ottimizzata permette anche di ridurre i costi, visto che i tubi ricevitori che lavorano bene ad alte temperature (tipicamente più costosi) sono utilizzati solo nella parte finale del tubo ricevitore.

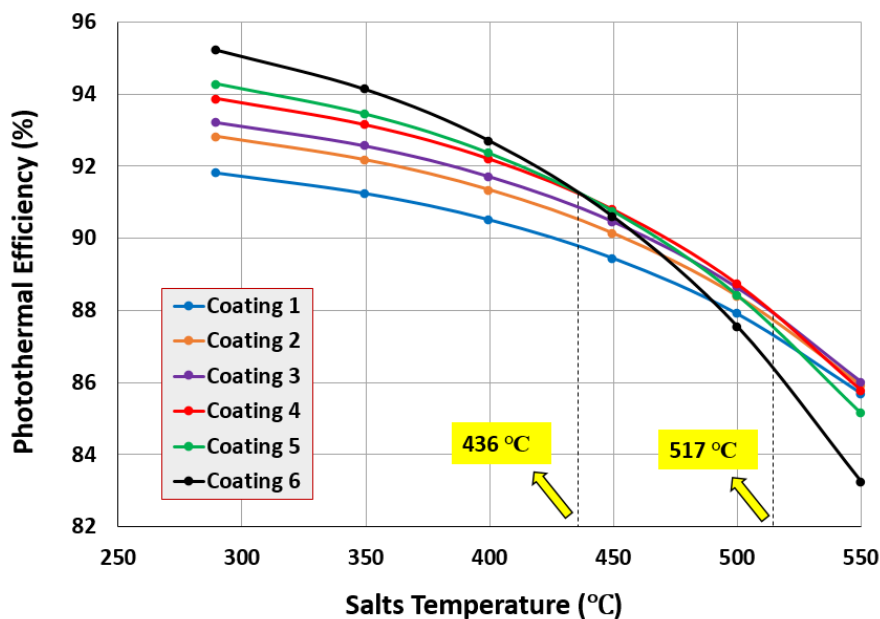


Figura 15. Rendimento foto-termico al variare della temperatura del fluido termovettore per i 6 rivestimenti selettivi considerati nello studio di ottimizzazione

Tabella 4. Riepilogo dell’analisi condotta con il modello a parametri concentrati e il modello 1D per determinare la configurazione del tubo ricevitore ottimizzata, ovvero per individuare gli intervalli di temperatura caratterizzati da un diverso rivestimento selettivo che ne massimizza il rendimento foto-termico e la rispettiva lunghezza dei tratti di tubo

ΔT [°C]	Rivestimento selettivo	Lunghezza [m]
290 – 436	#6	788
436 – 517	#4	563
517 – 550	#3	290

Al fine di verificare l’impatto del vento sulla soluzione ottenuta, si è ripetuta la procedura numerica descritta sopra considerando una velocità del vento di 15 m/s. La lunghezza finale del tubo ricevitore risulta in questo caso di 1654 metri, ovvero meno dell’1% in più rispetto al caso senza vento.

7 Conclusioni

La presente attività di ricerca intende valutare numericamente le perdite convettive e per irraggiamento che riducono le prestazioni termiche del ricevitore solare nel contesto di impianti di tipo parabolic trough operanti a medio-alte temperature (290 – 550 °C), ovvero che adottano sali fusi come fluido termovettore. L’obiettivo finale è l’ottimizzazione foto-termica del tubo ricevitore lungo la sua intera lunghezza, la quale dipende grandemente dal rivestimento selettivo applicato sulla superficie esterna del tubo assorbitore. A tal fine, si sono sviluppati due modelli numerici per la valutazione delle perdite termiche: un modello CFD bidimensionale (sezione del tubo) ed un modello di sistema a parametri concentrati sviluppato in linguaggio Modelica. I due modelli vengono dettagliatamente descritti nel corpo di questo report insieme ai risultati da essi ottenuti. Dal confronto tra i due modelli emerge che il modello a parametri concentrati è in grado di riprodurre i risultati del modello CFD in modo soddisfacente, ma con un tempo di calcolo nettamente inferiore. Per questa ragione si adotta il modello a parametri concentrati nel resto di questa attività di ricerca.

Il modello a parametri concentrati viene convalidato con successo contro i dati sperimentali forniti dall’ENEA e relativi ai test condotti su due ricevitori (SCHOTT e a tecnologia ENEA). Una volta convalidato, il modello è stato impiegato per ottimizzare il rendimento foto-termico del ricevitore, ovvero per selezionare

il rivestimento selettivo più prestante in base alla temperatura raggiunta dal tubo in una data sezione e per determinare le lunghezze dei tratti di tubo caratterizzati da rivestimenti selettivi diversi. I rivestimenti selettivi considerati si differenziano per le curve di emissività e i valori di assorbanza; minore è l'emissività, minore risulta anche l'assorbanza. A tal fine si sviluppa un semplice modello 1D (lungo l'asse del tubo ricevitore) che risolve l'equazione di bilancio dell'energia note le perdite termiche in funzione della temperatura dei sali, quest'ultime si ricavano dal modello a parametri concentrati. Si conclude che il massimo rendimento foto-termico si ottiene adottando tre rivestimenti selettivi diversi per le sezioni di tubo rispettivamente a bassa, media e alta temperatura. La lunghezza complessiva del tubo ricevitore ottimizzato è di 1641-1654 metri, in funzione della velocità del vento considerata.

In prospettiva futura, si considera di applicare la stessa procedura numerica per la valutazione delle perdite termiche e del rendimento foto-termico di ricevitori solari operanti a medio-basse temperature nel contesto di impianti CSP del tipo Linear Fresnel.

8 Riferimenti bibliografici

1. 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 (2016) pp. 429–437.
2. 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 (2009) pp. 6000–6006.
3. F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition. 2012.
4. R. Weerasinghe and T. P. Hughes, "CFD Modelling of Thermo-electric Devices for Thermal Management in Downhole Tools," in *21st INTERNATIONAL WORKSHOP on Thermal Investigations of ICs and Systems (THERMINIC)*, 2015, pp. 1–4.
5. F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA J.*, vol. 32, no. 8 (1994) pp. 1598–1605.
6. CD-ADAPCO, "STAR CCM+ User Guide, version 9.02." 2014.
7. 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 (2018) pp. 119-138.
8. 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.
9. R. Österholm and J. Pålsson, "Dynamic modelling of a parabolic trough solar power plant Parabolic trough and other concen-," *Proc. 10th Int. Model.*, (2014) p. 1057.
10. 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 (2014) pp. 428–438.
11. M. Cagnoli, A. de la Calle, J. Pye, L. Savoldi, and R. Zanino, "A CFD-supported dynamic system-level model of a sodium-cooled billboard-type receiver for central tower CSP applications," *Sol. Energy*, vol. 177 (2019) pp. 576–594, 2019.
12. T. Crescenzi and D. Mazzei, "Caratterizzazione termica tubi ricevitori SCHOTT, Rapporto tecnico ENEA ENEA/SOL/RS/2005/15," 2005.
13. O. G. Martynenko and P. Khramtsov, *Free-Convection Heat Transfer*. New York: Springer, 2005.