



Ricerca di Sistema elettrico

Caratterizzazione teorico-sperimentazione di ricevitori ottimizzati per applicazioni solari termiche a media temperatura

A. Ebolese, D. Marano, V. Sabatelli, A. Bruno

CARATTERIZZAZIONE TEORICO-SPERIMENTAZIONE DI RICEVITORI OTTIMIZZATI PER APPLICAZIONI SOLARI
TERMICHE A MEDIA TEMPERATURA

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

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo: B - Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
1.1 OBIETTIVI GENERALI	5
1.2 OBIETTIVI SPECIFICI RELATIVI ALLA LINEA DI ATTIVITÀ B: FACILITY PER LA CARATTERIZZAZIONE DI COMPONENTI SOLARI PER APPLICAZIONI A MEDIA ED ALTA TEMPERATURA	6
1.3 OBIETTIVI E ARTICOLAZIONE DEL DOCUMENTO	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 MODELLAZIONE OTTICA E TERMO-FLUIDODINAMICA IN 3D SU RICEVITORI A GEOMETRIA CILINDRICA	7
2.2 ANALISI E PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE	24
2.3 CONFRONTO TRA DATI MODELLATI E DATI SPERIMENTALI	25
3 CONCLUSIONI.....	28
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	29

Sommario

Il presente documento riporta gli esiti delle attività di ricerca e sperimentazione condotte su componenti solari a concentrazione in vista della loro ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura destinati sia alla climatizzazione degli ambienti in ambito residenziale, commerciale e terziario, sia alla produzione di freddo in ambito industriale. Per il raggiungimento di tale obiettivo sono state condotte le seguenti attività:

1. Modellazione ottica e termo-fluidodinamica su diverse tipologie di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche
2. Analisi e previsioni delle prestazioni energetiche
3. Confronto tra dati modellati e dati sperimentali.

Relativamente alle attività di *modellazione ottica e termo-fluidodinamica di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche* è stata validata, attraverso una modellazione tridimensionale dei ricevitori, una metodica, sviluppata durante la scorsa annualità mediante simulazioni essenzialmente in 2D, per la determinazione teorica della curva di efficienza di concentratori parabolici lineari e concentratori a specchi lineari di Fresnel, operanti a media temperatura. Tale metodica permette la determinazione teorica della curva di efficienza per collettori operanti a media temperatura (da 100 a 250°C), utilizzando risorse di calcolo non troppo onerose, e che può essere estesa a tutti i concentratori aventi ricevitore a geometria cilindrica.

Relativamente invece all'*analisi e previsioni delle prestazioni energetiche* è stato elaborato un modello monodimensionale che, partendo dai dati relativi al flusso termico ceduto al fluido termovettore per unità di lunghezza, attraverso un opportuno script di Matlab (che suddivide la lunghezza del ricevitore in spezzoni di uguale dimensione) permette di calcolare l'andamento della temperatura lungo l'asse del ricevitore e la potenza totale assorbita da cui è possibile dedurre la curva di efficienza dei collettori a concentrazione sopra descritti.

Relativamente, infine, al *confronto tra dati modellati e dati sperimentali*, sono confrontati i valori del flusso termico per unità di lunghezza ceduto all'olio diatermico e dell'efficienza dei concentratori ottenuti sperimentalmente rispetto a quelli simulati nella scorsa annualità utilizzando il modello "Low-Reynolds k-ε" in 2D insieme a quelli ottenuti nella presente annualità utilizzando lo stesso modello di calcolo ma in 3D.

La simulazione 3D del ricevitore si è resa necessaria, come si è già anticipato, per validare i modelli bidimensionali semplificati sviluppati nella precedente annualità, che permettono, peraltro, di determinare il campo termico e fluidodinamico nel ricevitore, utilizzando risorse di memoria e CPU non eccessivamente elevate. Infatti, l'utilizzo di una simulazione 3D permette di eliminare le ipotesi semplificatrici adottate in tali modelli e quindi di testarne la validità, come riportato nel paragrafo del seguente rapporto dedicato alla descrizione delle attività svolte e dei risultati ottenuti.

1 Introduzione

Obiettivo del progetto a cui afferisce la presente attività (Progetto C.3: "UTILIZZO DEL CALORE SOLARE E AMBIENTALE PER LA CLIMATIZZAZIONE") è quello di mostrare come un utilizzo appropriato delle fonti di energia rinnovabile disponibili e l'adozione di sistemi produttivi integrati, in grado quindi di sfruttare in maniera ottimale tutti i flussi termici prodotti, possa consentire di ottenere risultati interessanti in termini di risparmio, efficienza energetica e salvaguardia ambientale.

Diverse attività di ricerca e sviluppo tecnologico sono attualmente focalizzate sullo studio di sistemi per la climatizzazione in ambito residenziale basati su tecnologie innovative che utilizzano fonti di energia alternative ed in particolare l'energia solare (sistemi di *solar heating & cooling*). L'impiego dell'energia solare nella stagione estiva per il condizionamento dell'aria costituisce infatti una soluzione tecnica molto interessante dal punto di vista energetico, vista la coincidenza della domanda di climatizzazione con la disponibilità di energia solare. Inoltre, lo sviluppo di tecnologie innovative di *solar heating & cooling*, caratterizzate da elevati livelli di produttività ed affidabilità, può consentire l'impiego di tali sistemi non solo in ambito residenziale ma anche in ambito industriale, dove è elevata la richiesta di produzione di calore e/o freddo a bassa e media temperatura eventualmente abbinata alla produzione di energia elettrica.

Ne consegue che oltre alla climatizzazione elio-assistita in ambito residenziale, le tecnologie solari termiche a bassa e media temperatura rappresentano un settore che può contribuire in maniera sostanziale allo sviluppo e diffusione di sistemi combinati per la produzione di calore ed elettricità (CHP-Combined Heat Power). In quest'ambito, una delle soluzioni tecnologiche più promettenti da indagare e sviluppare è rappresentata da sistemi integrati co- e tri-generativi di piccola taglia alimentati da fonti rinnovabili ed in particolare da energia solare, mediante collettori a concentrazione da abbinare a micro-turbine per la produzione congiunta di calore e/o freddo ed elettricità. La scelta della tecnologia solare a concentrazione più idonea per tale tipologia di applicazione, si baserà sul livello di temperatura di progetto dell'impianto, per cui potranno essere presi in considerazione diverse soluzioni tra quelle disponibili, che spaziano da sistemi basati su ottiche "non-imaging" del tipo a CPC, per impianti a più bassa temperatura, o da sistemi che utilizzano ottiche del tipo parabolico lineare e/o a specchi lineari di Fresnel, per applicazioni a medio-alta temperatura.

In quest'ambito, per valutare e rendere più performanti tali tecnologie emergenti sono state realizzate presso il Centro Ricerche ENEA di Trisaia alcune facility di prova che consentono di studiare, sperimentare e qualificare tali tipologie di componenti.

1.1 Obiettivi generali

In generale l'attività sulla climatizzazione innovativa si sviluppa su due linee di attività fondamentali, concentrando gli sforzi e le risorse verso la realizzazione di laboratori e lo sviluppo di componenti innovativi:

- la prima linea è quella dello sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento della componente rinnovabile per il condizionamento estivo. In particolare vengono studiate pompe di calore ad assorbimento, pompe elettriche elio-assistite, heat pipe, pompe di calore a CO₂, sistemi desiccant, pompe di calore geotermiche. A questo scopo si realizzano impianti prototipali, laboratori di qualificazione e si assicura la partecipazione a network di ricerca internazionali (IEA);
- la seconda linea di attività riguarda l'integrazione del sistema di climatizzazione, cioè la costruzione di sistemi integrati che possano essere robusti e competitivi assolvendo l'intero compito della climatizzazione sia estiva che invernale e della produzione di acqua calda sanitaria. In questo contesto si sviluppano: sistemi integrati pilota e dimostratori dove tali sistemi sono integrati nell'edificio; sistemi di controllo ed ottimizzazione in linea della integrazione tra sistema di climatizzazione ed edificio e tele-diagnostica con sistemi di monitoraggio remoto.

Nell'ambito delle attività finalizzate allo sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento delle energie rinnovabili per il condizionamento estivo, rientra anche la **linea di attività B** dal titolo "Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura".

1.2 Obiettivi specifici relativi alla linea di attività B: Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura

Le attività afferenti alla linea B prevedono l'analisi, la sperimentazione e la qualificazione di componenti solari a concentrazione ottimizzati per applicazioni a media temperatura da destinarsi ai settori della climatizzazione residenziale, commerciale e terziaria, alla produzione di freddo in ambito industriale e alla produzione di calore per alimentare processi co-generativi ad uso industriale.

Le attività proposte nella presente annualità riguardano:

- B1. Attività di caratterizzazione e sperimentazione di ricevitori ottimizzati per applicazioni solari termiche a media temperatura.** Nella passata 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 buona accuratezza il comportamento energetico delle diverse tipologie di concentratori solari termici in tutte le condizioni possibili di funzionamento. Dato l'elevato grado di accuratezza riscontrato, tali strumenti software potranno essere utilizzati a supporto della progettazione ottimizzata di componenti innovativi sia per quanto riguarda la parte ottica sia per quanto riguarda la parte termo-fluidodinamica. Più in dettaglio, sia per ricevitori da utilizzare in collettori parabolici lineari sia per ricevitori da utilizzare in sistemi Linear-Fresnel, potranno essere esaminate diverse geometrie innovative con l'obiettivo, rispetto allo stato attuale dell'arte, sia di ottenere rese ottiche migliorative sia di massimizzare i flussi termici lato fluido-termovettore e nel contempo minimizzare le perdite termiche.
- B2. Attività di sviluppo e sperimentazione di dispositivi per la misura diretta del flusso solare concentrato in collettori a media temperatura.** Come già evidenziato nella passata annualità, la stima delle performance termiche di un collettore a concentrazione passa attraverso la soluzione delle equazioni di bilancio termico e di massa del tubo ricevitore che necessitano per essere risolte della conoscenza della densità e della distribuzione angolare di potenza radiante sul tubo ricevitore. Tale dato, non essendo noto a priori come risultato di misure sperimentali, lo si deve stimare attraverso l'utilizzo di software di analisi ottica che consentono in prevedere la distribuzione e l'intensità della radiazione solare concentrata, note che siano le caratteristiche ottiche e fisiche dei materiali che compongono sia il sistema di concentrazione che il ricevitore. Nonostante l'elevata precisione ed attendibilità di tali strumenti di analisi ottica, la possibilità di poter misurare direttamente il flusso solare concentrato sul ricevitore rappresenta un obiettivo di importanza rilevante nella messa a punto di metodiche per la stima e l'ottimizzazione delle performance ottiche e termiche di un collettore a concentrazione. Ciò premesso, in continuità con quanto già fatto nella precedente annualità, nel corso della presente annualità sono state completate le attività di sviluppo, progettazione e realizzazione di dispositivi prototipali per la mappatura sperimentalmente del flusso solare concentrato in collettori a media temperatura, caratterizzati sia da ricevitori a geometria cilindrica sia da ricevitori a geometria piana.

1.3 Obiettivi e articolazione del documento

Con riferimento all'**obiettivo B1** il presente documento riporta gli esiti delle attività di caratterizzazione teorico-sperimentale applicate ai ricevitori di sistemi solari a concentrazione in vista della loro

ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura destinati sia alla climatizzazione degli ambienti in ambito residenziale, commerciale e terziario, sia alla produzione di freddo in ambito industriale.

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

1. Modellazione ottica e termo-fluidodinamica in 3D su ricevitori a geometria cilindrica
2. Analisi e previsione delle prestazioni energetiche
3. Confronto tra dati modellati e dati sperimentali

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Obiettivo della attività descritta è la validazione, attraverso una modellazione tridimensionale dei ricevitori, di una metodica, sviluppata durante la scorsa annualità mediante simulazioni essenzialmente in 2D, per la determinazione teorica della curva di efficienza di concentratori parabolici lineari e concentratori a specchi lineari di Fresnel, operanti a media temperatura. Tale attività è stata complementare alla determinazione sperimentale della curva di efficienza mediante il circuito di prova ad olio diatermico realizzato presso il laboratorio del CR ENEA Trisaia.

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 che sta alla base dell'esposizione seguente è quella di utilizzare i risultati di modelli complessi 3D (molto più realistici e, pertanto, più accurati dei modelli 2D utilizzati nella scorsa annualità) come base per dedurre, a partire dai risultati ottenuti, un modello monodimensionale del ricevitore assai più semplice dei modelli di partenza ma al contempo sufficientemente flessibile ed accurato.

I risultati complessivi delle simulazioni effettuate sono poi stati confrontati con i risultati sperimentali relativi a un concentratore parabolico lineare testato presso il laboratorio. E' bene precisare che il metodo può essere generalizzato ad altre tipologie di collettori a concentrazione purché la geometria del relativo ricevitore sia di tipo cilindrico. 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 termo-fluidodinamico dei collettori a concentrazione operanti a media temperatura.

2.1 Modellazione ottica e termo-fluidodinamica in 3D su ricevitori a geometria cilindrica

La modellazione termo-fluidodinamica è stata sviluppata per un concentratore parabolico lineare dotato di un ricevitore tubolare non evacuato.

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 assonometrica di una porzione del concentratore sia la vista in sezione del ricevitore.

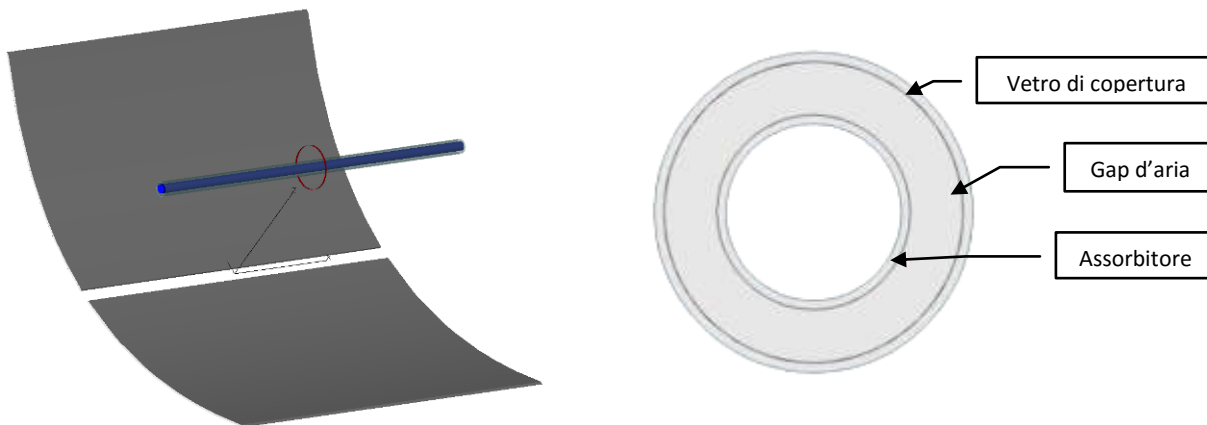


Figura 1: Vista assonometrica di una porzione del concentratore parabolico lineare e dettaglio del ricevitore visto in sezione

Nella seguente tabella sono riassunte le principali caratteristiche geometriche del concentratore

Tabella 1 – Principali caratteristiche geometriche del concentratore

Apertura sistema ottico primario	2.37 m
Lunghezza specchi	6 m
Diametro esterno assorbitore	42.4 mm
Diametro esterno tubo di vetro	70 mm

Nella scorsa annualità sono stati sviluppati modelli bidimensionali semplificati (bidimensionale piano e bidimensionale assial-simmetrico) allo scopo di effettuare calcoli abbastanza accurati del campo termico e fluidodinamico all'interno dei ricevitori a geometria cilindrica utilizzati nei collettori a concentrazione sopra citati.

Le principali ipotesi semplificative, adottate in tali modelli bidimensionali, sono state le seguenti:

- Effetti trascurabili della gravità sul campo delle velocità di flusso e sul campo termico dell'olio nel tubo ricevitore e dell'aria nell'intercapedine tra tubo e vetro di copertura;
- Flusso termico complessivo ceduto al fluido termo-vettore dipendente soltanto dal valore complessivo di irraggiamento sul tubo in acciaio, assumendo trascurabili le disuniformità di tale grandezza sulla superficie esterna del tubo ricevitore;
- Effetti di bordo all'ingresso e all'uscita trascurabili rispetto al campo di moto e termico asintotici;
- Assial-simmetria del campo termo-fluidodinamico.

La verifica della validità delle suddette ipotesi ha richiesto una serie di simulazioni 3D che è stata effettuata rimuovendo le condizioni semplificative esposte. A tal fine, nella precedente annualità, tale verifica era stata preliminarmente effettuata utilizzando il programma FLUENT che si basa sul metodo di discretizzazione del continuo, detto dei volumi finiti, diverso dal metodo degli elementi finiti su cui è basato il COMSOL. Tutto ciò in modo da poter confrontare i risultati ottenibili con metodi numerici differenti. Si è però riscontrato che con tale programma di analisi è molto complicato imporre la continuità del flusso termico tra il fluido termovettore ed il tubo ricevitore, soprattutto se si vogliono considerare nei calcoli gli effetti radiativi, per altro rilevanti alle alte temperature. Inoltre, a differenza del programma FLUENT che tratta il moto turbolento nei fluidi ricorrendo soltanto al modello $k-\epsilon$ standard, il programma COMSOL permette di utilizzare il modello "Low-Reynolds $k-\epsilon$ ", le cui equazioni rimangono valide anche negli strati laminari a ridosso della parete interna del tubo ricevitore e nelle eventuali zone di transizione, senza la

necessità dell'uso delle funzioni di parete che producono, invece, delle discontinuità nei campi termo-fluidodinamici in quanto i calcoli, in tale caso, sono svolti solo nel nocciolo turbolento, mentre le grandezze termo-fluidodinamiche sono raccordate tra inizio dello strato laminare e parete del tubo mediante tali funzioni.

Ciò premesso, in figura 1 sono riportati alcuni dei risultati ottenuti utilizzando il modello *Low Reynolds k-ε* in 3D e relativi ad una temperatura di ingresso dell'olio diatermico di 250°C.

In particolare, le tre immagini raffigurate sotto rappresentano, rispettivamente:

1. il campo termico relativo a una sezione ortogonale all'asse del tubo;
2. il campo termico riferito ad una vista 3D relativa ad una porzione di tubo di lunghezza significativa;
3. il campo termico relativo a un piano meridiano disposto orizzontalmente.

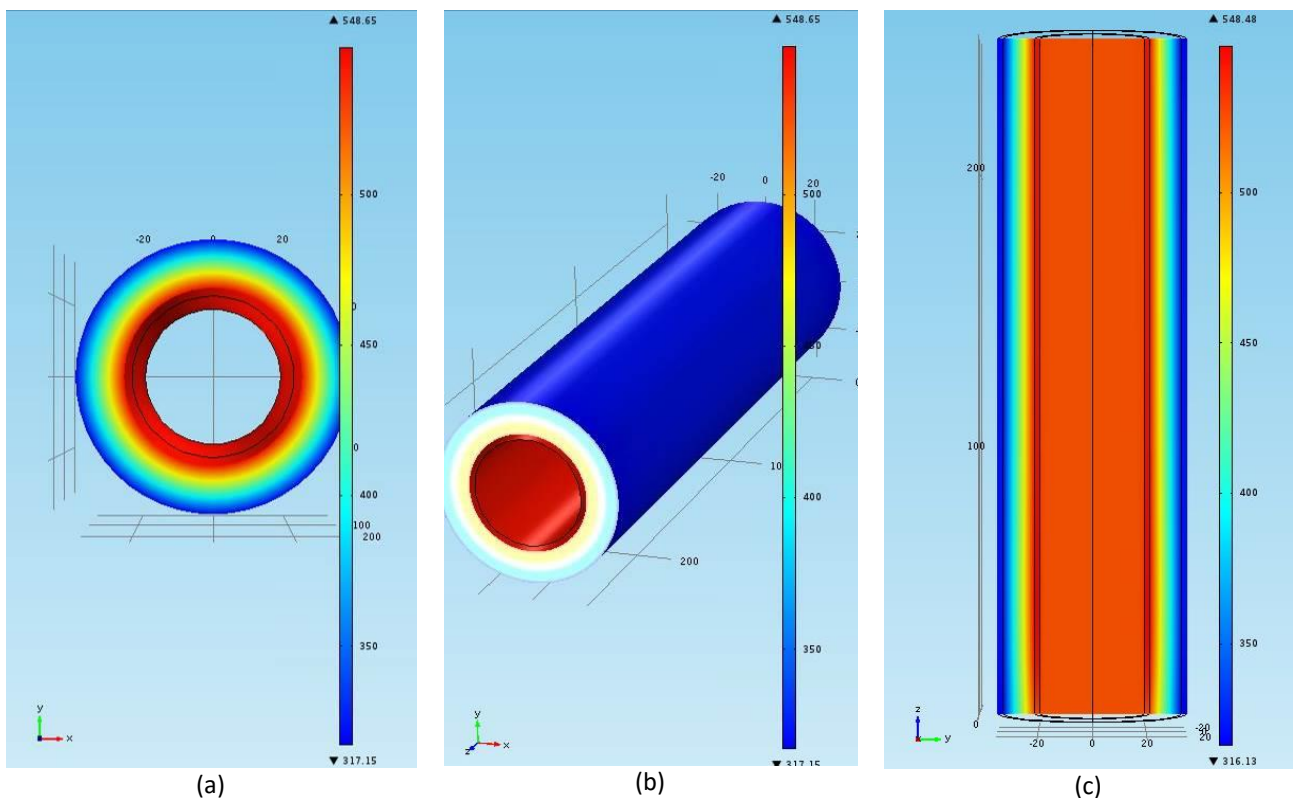


Figura 1: Risultati simulazioni 3D - a) Campo termico relativo ad una sezione ortogonale all'asse del tubo ricevitore; b) Campo termico nel tubo ricevitore; c) Campo termico relativo ad un piano meridiano disposto lungo l'asse z (asse del ricevitore).

Le due figure seguenti mostrano invece le distribuzioni della temperatura e della velocità nella sezione di uscita del tubo ricevitore, da cui si nota l'appiattimento della velocità in vicinanza del centro del tubo, come era già stato evidenziato dalle simulazioni assial-simmetriche in 2D.

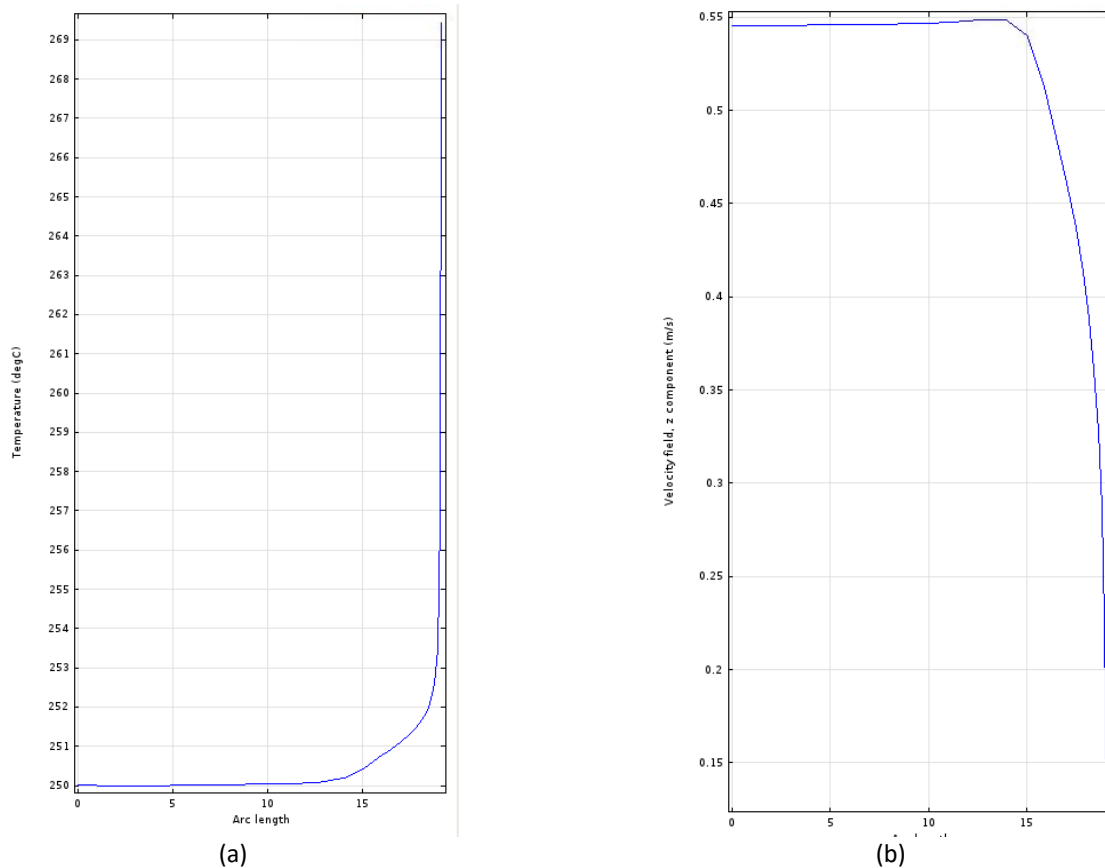


Figura 2: Risultati simulazioni 3D - a) Distribuzione della temperatura nella sezione di uscita del tubo ricevitore; b) Distribuzione di velocità all'uscita del tubo ricevitore

Le simulazioni 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 propedeutiche alla determinazione teorica della curva di efficienza che sperimentalmente è effettuata con il collettore in stato stazionario.

Le condizioni al contorno utilizzate (uguali per tutte le simulazioni) sono state le seguenti:

- Temperatura ambiente: 20 °C
- Radianza sul piano di apertura con sole allo zenit: 1000 W/m²
- 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
- Temperatura apparente del cielo: 10 °C

Con tecniche di ray-tracing, a partire dalla radianza sul piano di apertura, si è calcolata la potenza radiante incidente sul tubo ricevitore il cui valor medio è risultato pari a 12.97 kW/m².

I grafici seguenti mostrano gli esiti delle analisi ottiche eseguite con il software TRACEPRO, i cui risultati sono stati successivamente rielaborati mediante un apposito script di Matlab per estrapolare i dati di interesse per le successive analisi termo-fluidodinamiche.

In particolare, le figure seguenti mostrano la distribuzione della radiazione solare concentrata (espressa in W/m²) su una sezione del tubo ricevitore e l'andamento della stessa lungo un tratto di tubo della lunghezza di qualche cm. Dai tre grafici riportati in figura appare evidente la disuniformità del flusso solare concentrato sul tubo ricevitore. Sempre nella stessa figura è riportata anche la distribuzione angolare del flusso solare concentrato assorbito dal tubo ricevitore per unità di lunghezza. Dall'analisi del diagramma polare risulta evidente come la totalità della radiazione assorbita sia concentrata sulla faccia inferiore del tubo ricevitore, lasciando la parte superiore esposta alla sola radiazione diretta (DNI) proveniente dal disco solare.

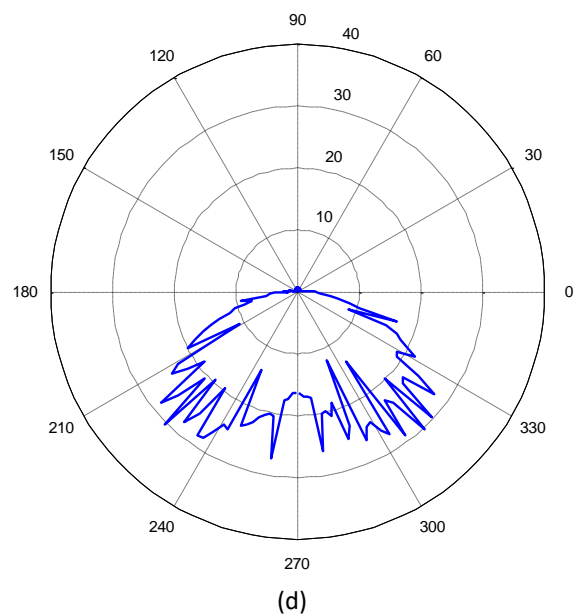
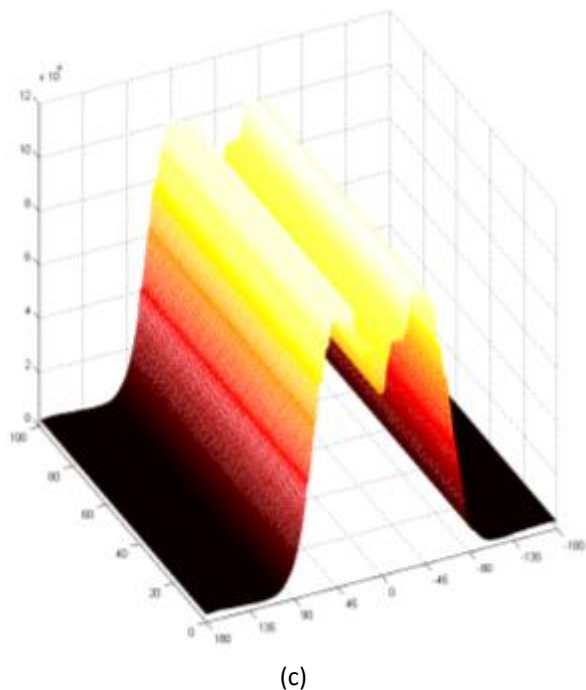
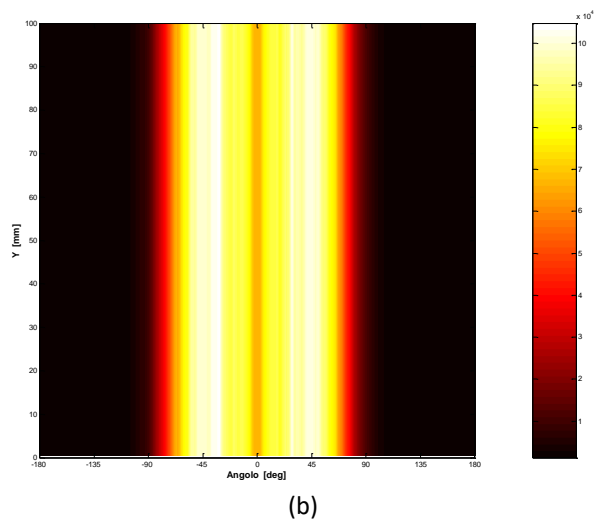
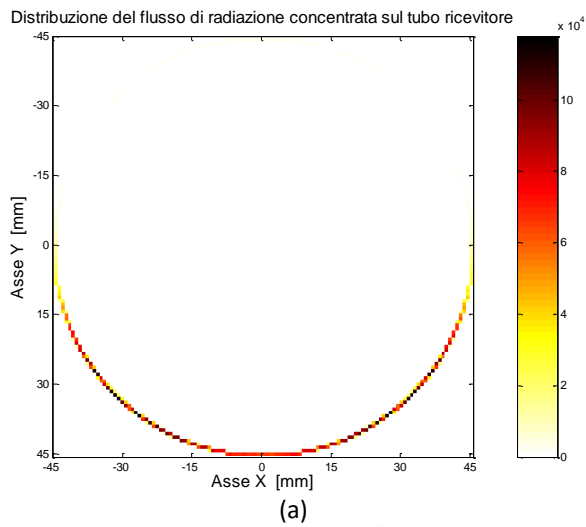


Figura 3: Distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore

I dati principali introdotti nella simulazione sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 2 – Parametri della simulazione

Parametro	Valore
Tipologia di fluido	Olio diatermico – Therminol® 66
Portata del fluido termo-vettore	0.441kg/s
Temperatura del fluido termo-vettore	Variabile tra 100 e 250°C
Temperatura ambiente	20°C
Velocità del vento in prossimità del ricevitore	2.5 m/s
Emissività teorica del coating selettivo	$\varepsilon = 0.15$
Emissività vetro	$\varepsilon = 0.89$
Conducibilità tubo assorbitore	$k = 14.8 + 0.0153 T_{\text{abs}} \text{ W/m}^\circ\text{K}$
Conducibilità vetro	$k = 1.38 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

Il dato più importante delle simulazioni, in vista della determinazione della curva di efficienza è la potenza termica ceduta all'olio diatermico per unità di lunghezza del tubo ricevitore q' . Essa, fissate le condizioni al contorno, dipende solo dalla temperatura media massica T_f del fluido. In riferimento a ciò, i dati relativi alle simulazioni 3D effettuate sono riportati nella tabella 4. In essa sono anche riportate le perdite per unità di lunghezza q'_p (W/m), e il valore medio per unità di lunghezza della potenza radiante incidente sul tubo ricevitore.

Nella tabella seguente è, inoltre, riportato il flusso termico che arriva al fluido termovettore per unità di lunghezza al variare della temperatura media del fluido (simulazione 3D). L'andamento di q' , calcolato con il software COMSOL in 3D è stato fittato con un polinomio di secondo grado, ottenendo la curva riportata in figura 3.

Tabella 3 – Flusso termico per unità di lunghezza in funzione della temperatura del fluido termo-vettore

T [°C]	q' 3D [W/m]
100	1554,6
125	1534,3
150	1516,0
175	1495,0
200	1439,57
225	1416,06
250	1397,76

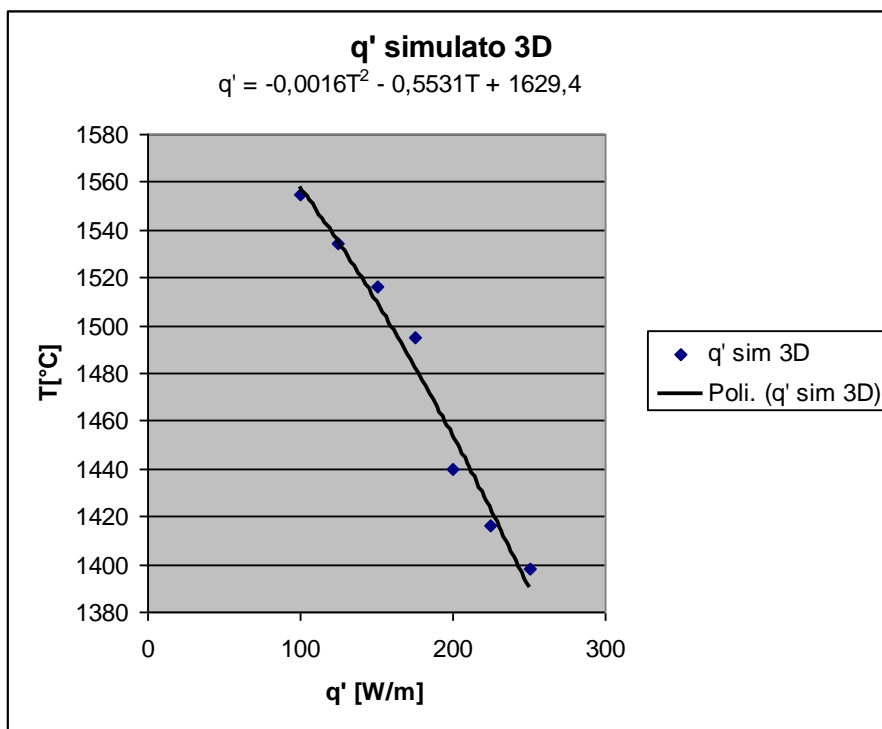


Figura 3: Andamento di q' in funzione di T

Nella tabella 4 sono anche riportate, come anticipato, per quattro temperature equi-spaziate, a passi di 50 °C, nell'intervallo tra 100 e 250 °C, le perdite q'_p (W/m), e il valore medio per unità di lunghezza della potenza radiante incidente sul ricevitore.

Tabella 4 – Risultati della simulazione tridimensionale con il metodo degli elementi finiti

T_f (°C)	q' (W/m) 3D	q'_p (W/m)	G'_{inc} (W/m)
100	1554.60	172.73	1727.33
150	1516.00	211.33	1727.33
200	1439.57	287.76	1727.33
250	1397.76	329.57	1727.33

Nella tabella sottostante è, inoltre, riportato un confronto, per quel che concerne il calcolo di q' , tra le simulazioni effettuate con il modello 2D assial-simmetrico e quelle 3D, utilizzando sempre il modello “Low Reynolds $k-\epsilon$ ” di COMSOL insieme al numero di Reynolds dell'olio diatermico alla corrispondente temperatura.

I risultati ottenuti dai due gruppi di simulazione sono i seguenti:

Tabella 5 – Risultati della simulazione utilizzando il modello Low-Reynolds $k-\epsilon$

T_f (°C)	q' (W/m) 3D	q' (W/m) 2D	Numero di Reynolds
100	1554,60	1613,09	4150
150	1516,00	1588,41	9323
200	1439,57	1547,10	16556
250	1397,76	1494,21	25846

Come vedremo nel paragrafo relativo al confronto tra dati 3D simulati e dati sperimentali, i dati di q' nel caso 3D, più bassi a tutte le temperature, rispetto ai corrispondenti valori del modello 2D, sono molto più vicini ai dati sperimentali, cosa che conferma la maggiore accuratezza del modello tridimensionale.

Per ciò che riguarda il confronto tra i due modelli “Low-Reynolds $k-\epsilon$ ” 2D e 3D, nella seguente tabella è fatto il raffronto tra le conducibilità turbolente medie nella sezione di uscita:

Tabella 6 – Confronto tra le conducibilità termiche turbolente medie nei modelli 2D e 3D

T_f (°C)	$k_{t,m}$ (W/m°C)	$k_{t,m}$ (W/m°C)	Numero di Reynolds
	modello Low Reynolds $k-\epsilon$ 2D	modello Low Reynolds $k-\epsilon$ 3D	
100	15	2.82	4150
150	43	4.04	9323
200	51	5.11	16556
250	56	11.9	25846

Dalla tabella si evince che il modello tridimensionale predice valori di conducibilità turbolenta più piccoli rispetto al modello bidimensionale. D'altra parte entrambi i modelli forniscono valori di q' a 100°C molto vicini e questo (tenuto conto che la conducibilità termica turbolenta predetta dal modello bidimensionale è più elevata rispetto al valore predetto dal modello 3D) significa che il campo termico e in particolare il gradiente di temperatura nel nocciolo turbolento deve essere diverso per i due modelli. Infatti ciò è riconoscibile immediatamente dai due grafici seguenti che mostrano il gradiente termico lungo il raggio, nella direzione orizzontale, dal centro del tubo sino al suo bordo.

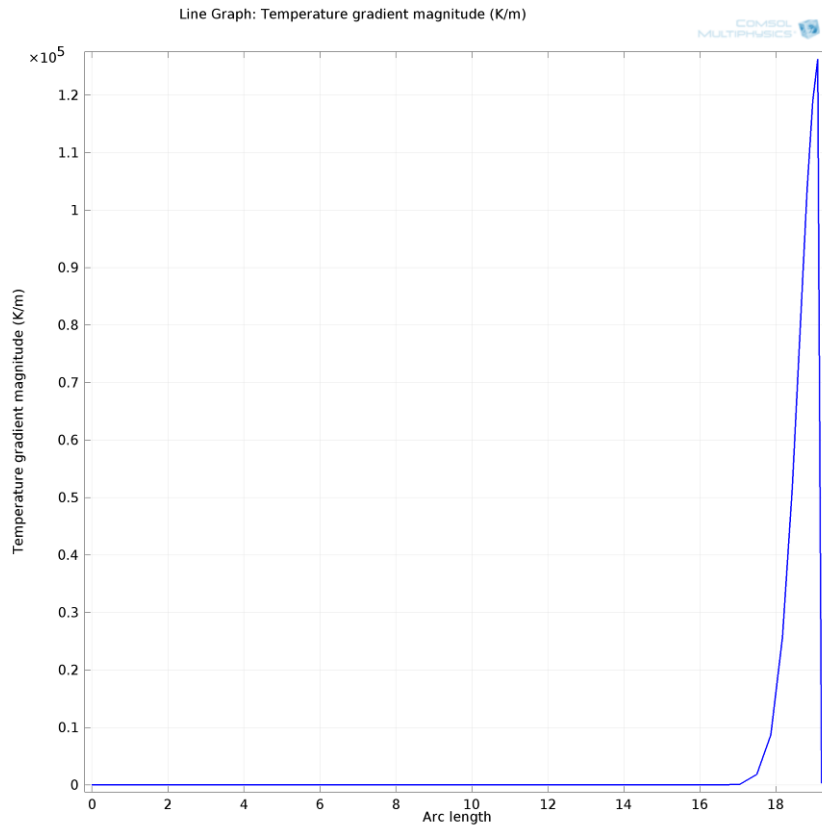


Figura 4: Gradiente di temperatura nel nocciolo turbolento secondo il modello Low Reynolds $k \epsilon$ 3D

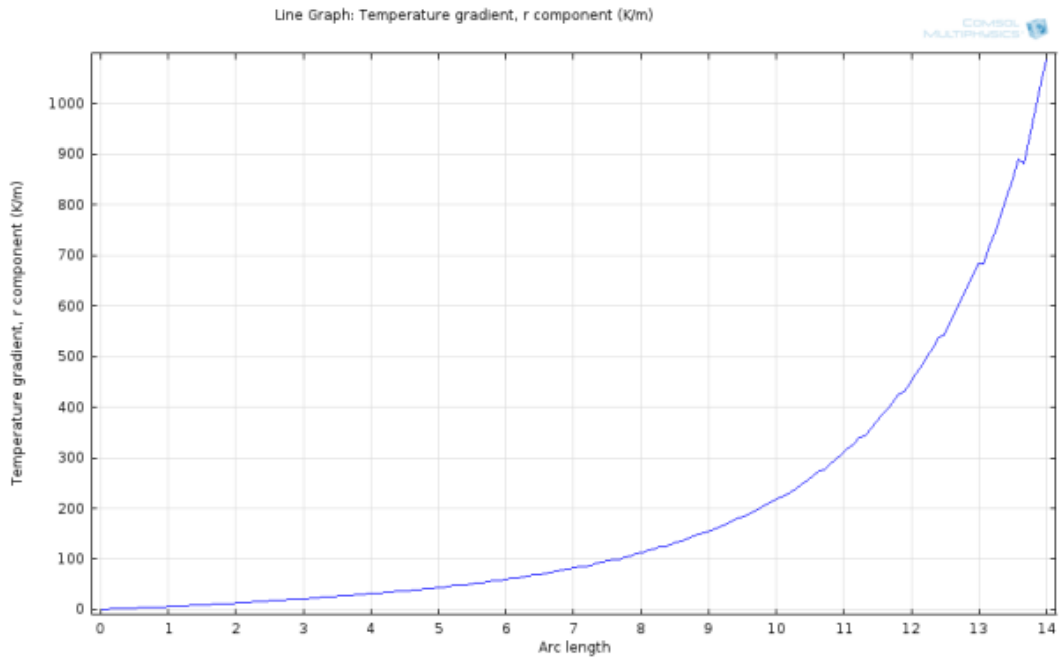


Figura 5: Gradiente di temperatura nel nocciolo turbolento secondo il modello Low Reynolds $k \epsilon$ 2D

Dalle due precedenti figure si evince che il modello bidimensionale è quello che indica un gradiente medio di temperatura nel nocciolo turbolento meno ripido rispetto all'altro modello in accordo con il fatto che essendo praticamente uguale il flusso termico lineare predetto dai due modelli, il modello cui compete la conducibilità turbolenta più bassa deve necessariamente predire un gradiente termico più elevato nel nocciolo turbolento.

Continuando ora con il confronto tra il modello assial-simmetrico 2D e quello 3D relativamente ad una temperatura di ingresso dell'olio diatermico di 100 °C, nella figura seguente è rappresentata la conducibilità termica turbolenta dell'olio diatermico nella sezione di uscita del tubo (simulazione 2D).

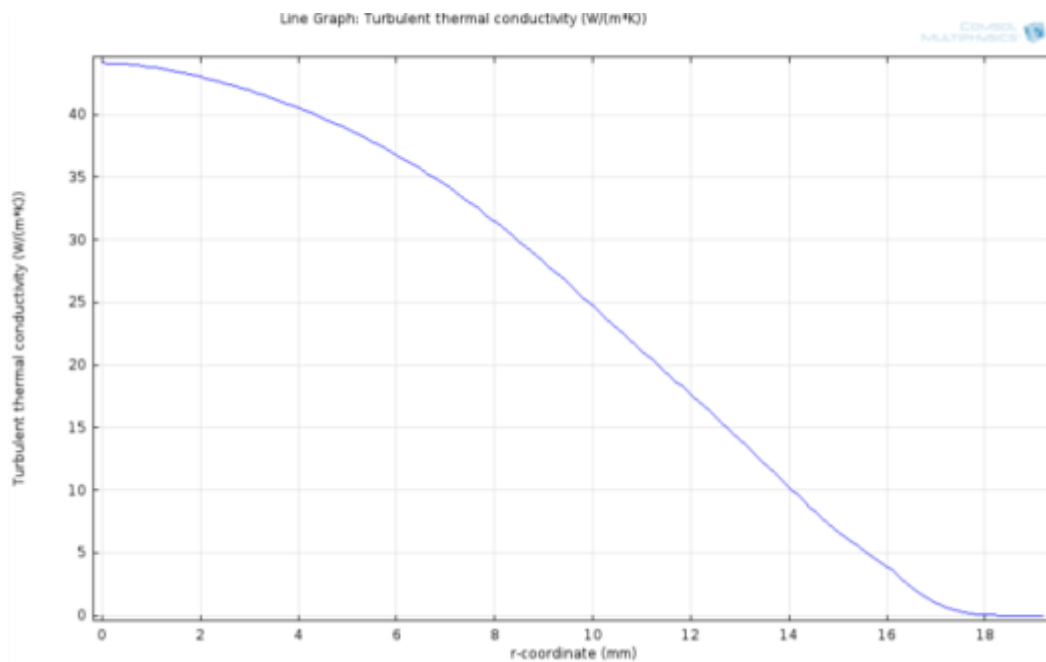


Figura 6: Grafico dell'andamento della conducibilità termica turbolenta (simulazione 2D)

Da tale grafico si evince che la conducibilità termica turbolenta è nulla alla parete e massima sull'asse , dove raggiunge il valore di circa 45 W/m K (si tenga presente che la conducibilità laminare ha un valore intorno a soli 0.1 W/m K). Il corrispondente grafico relativo al modello 3D è il seguente:

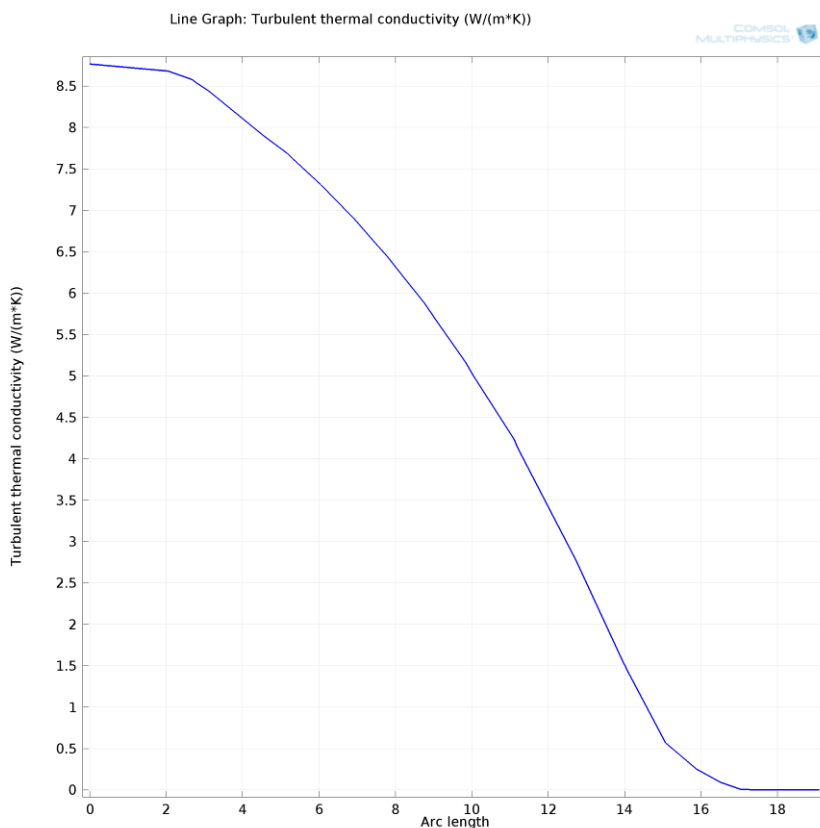


Figura 7: Grafico dell’andamento della conducibilità termica turbolenta (simulazione 3D)

Nella figura seguente è, invece, rappresentato l’andamento, in funzione della coordinata radiale del tubo, della velocità d’uscita in direzione dell’asse, nel caso 2D. Dalla figura si nota immediatamente l’appiattimento del grafico della velocità nelle vicinanze dell’asse di simmetria, tipica del moto turbolento.

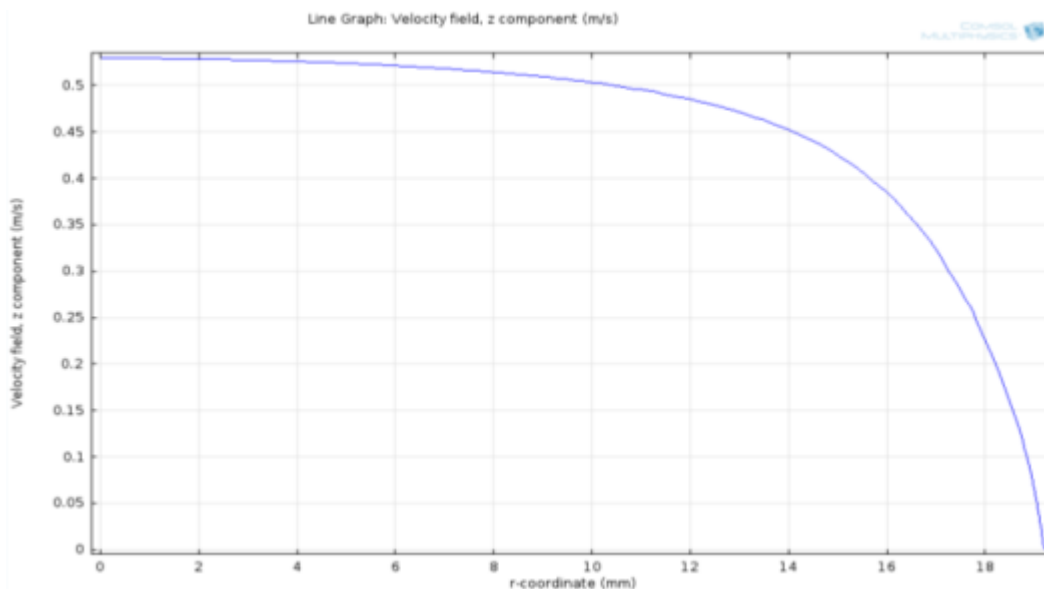


Figura 8: Grafico dell’andamento della velocità dell’olio diatermico nella sezione di uscita (simulazione 2D)

Il corrispondente grafico relativo al modello 3D è riportato nella figura sottostante.

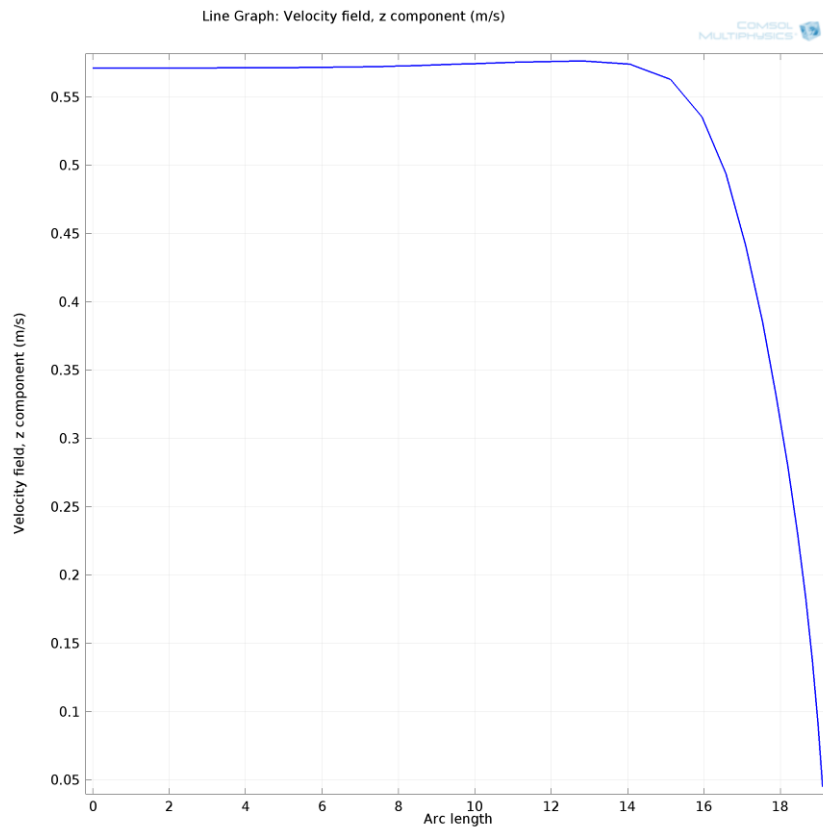


Figura 9: Grafico dell'andamento della velocità dell'olio diatermico nella sezione di uscita (simulazione 3D)

Come si nota dal confronto di questi due ultimi grafici, nel modello 3D è ancora più evidente, rispetto al modello bidimensionale, l'appiattimento del grafico della velocità dell'olio spostandosi dalla parete del tubo di acciaio verso il centro, come è tipico per il moto turbolento.

Nella figura seguente è riportato l'andamento della temperatura dell'olio diatermico lungo il raggio sempre nella sezione di uscita nel caso 2D.

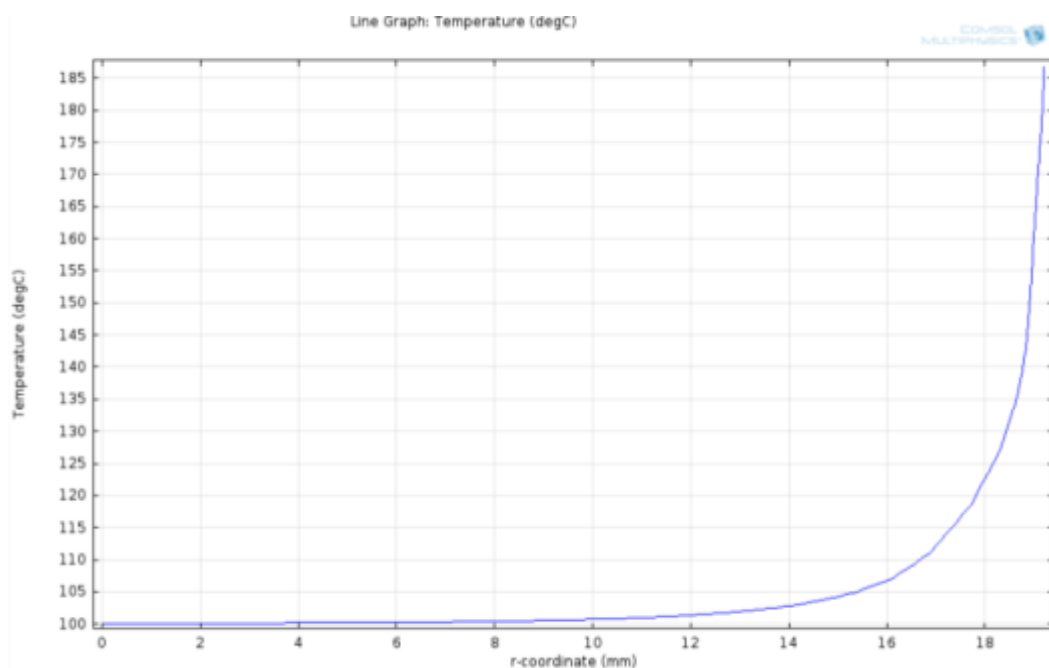


Figura 10: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 100 °C (simulazione 2D)

Dalla figura si nota l'appiattimento delle temperature nel nocciolo turbolento e il forte gradiente di temperatura, pressoché lineare, nello strato laminare a ridosso della parete dovuto alla bassa conducibilità molecolare dell'olio diatermico (circa 0.1 W/m K) e al basso numero di Reynolds (intorno a 4000).

E' utile confrontare tale grafico, che si riferisce al caso di moto nella zona di transizione, essendo il numero di Reynolds a 100°C intorno a 4000, con la distribuzione di temperatura lungo il raggio a 250°C , cui corrisponde un numero di Reynolds intorno a 25000, indice di moto turbolento completamente sviluppato. Il grafico della distribuzione di temperatura a 250°C è il seguente.

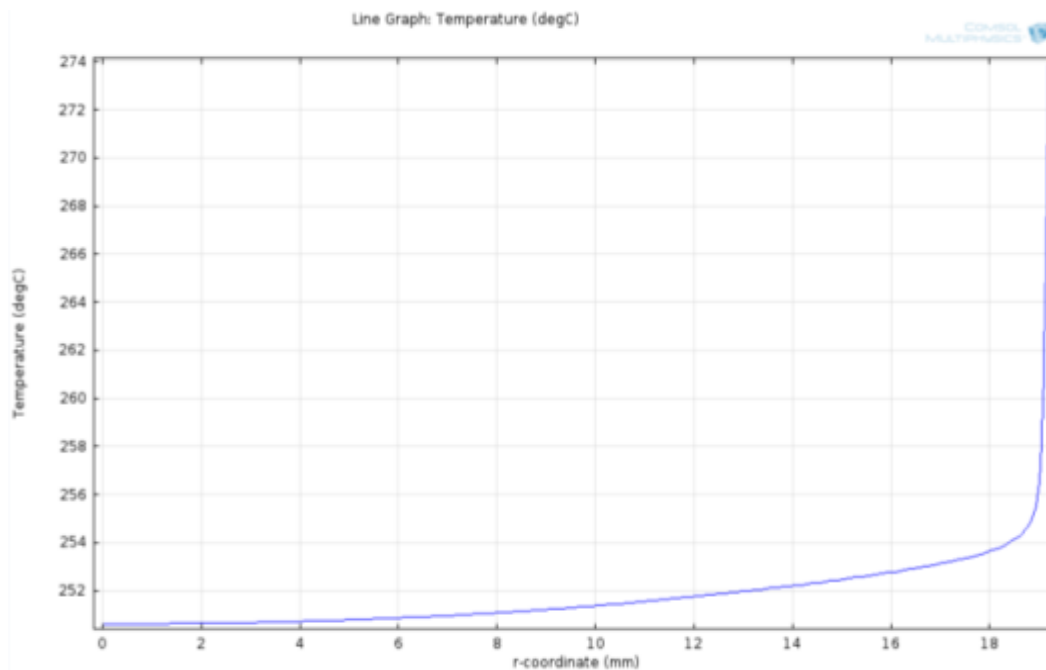


Figura 11: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 250°C nella sezione d'uscita (simulazione 2D)

Dal grafico si nota come la differenza di temperatura tra parete e asse del tubo sia pari a circa 22°C , contro i quasi 100°C a 100°C , indice questo del fatto che all'aumentare dell'intensità della turbolenza il gradiente termico nello strato laminare a ridosso della parete aumenta drasticamente.

Nella figura sottostante è riportato il grafico della temperatura dell'olio diatermico a 100°C ed a 250°C nella sezione di uscita nel caso relativo al modello tridimensionale.

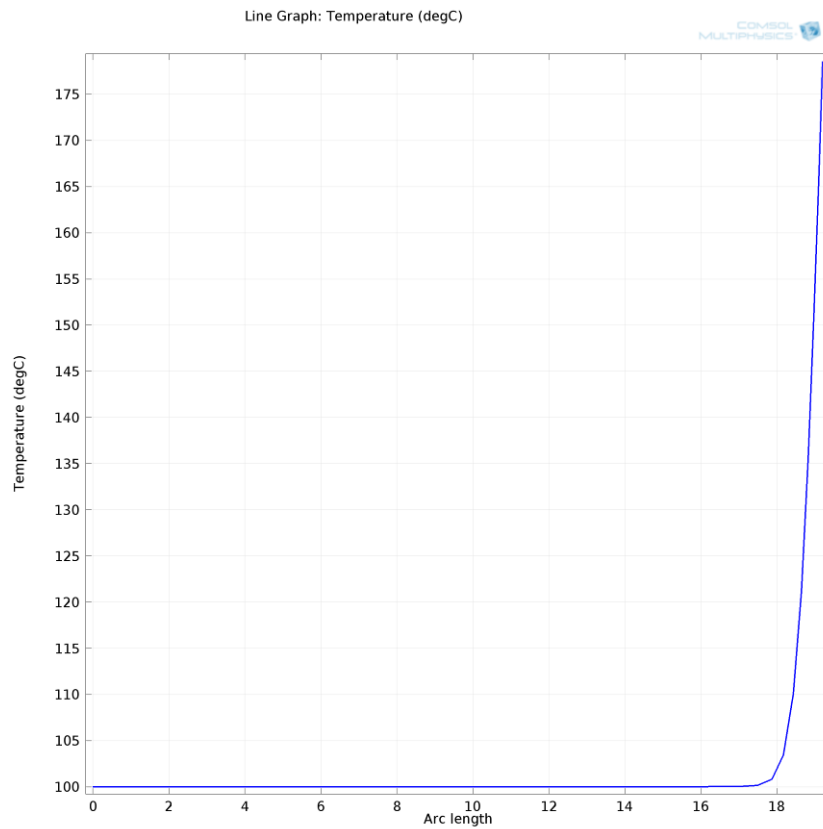


Figura 12: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 100 °C nella sezione d'uscita (simulazione 3D)

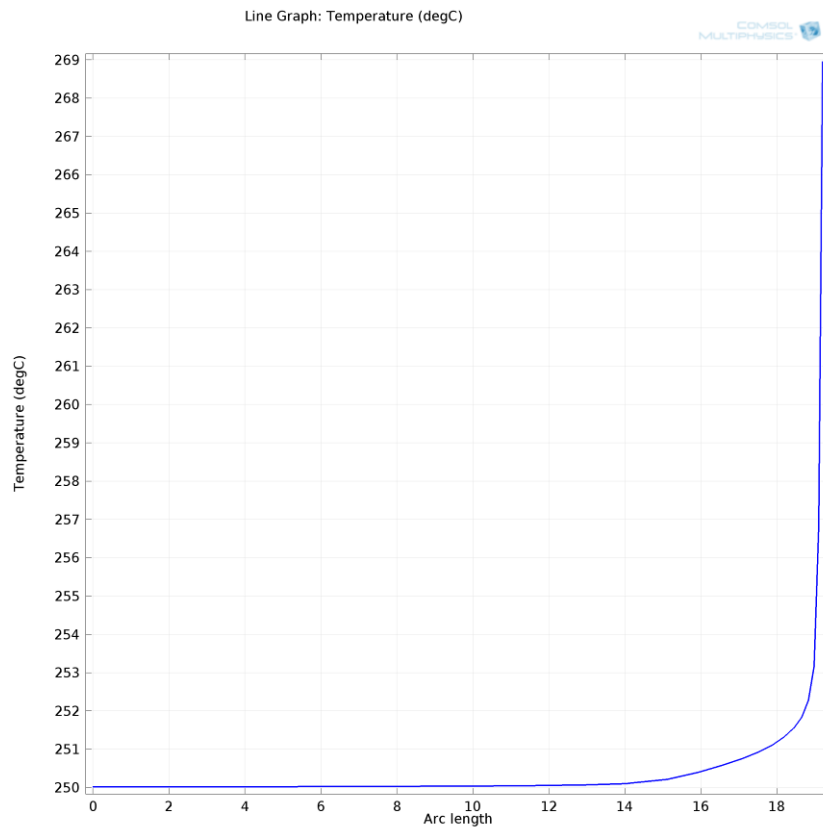


Figura 13: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 250 °C nella sezione d'uscita (simulazione 3D)

Le osservazioni relative alla differenza di temperatura tra centro del tubo e parete a 100 e 250 °C, effettuate a proposito della simulazione in 2D, restano del tutto valide anche nel caso del modello tridimensionale. Infine nel grafico seguente si riporta sempre per una temperatura di 100°C il campo termico nell'intercapedine nel caso 2D

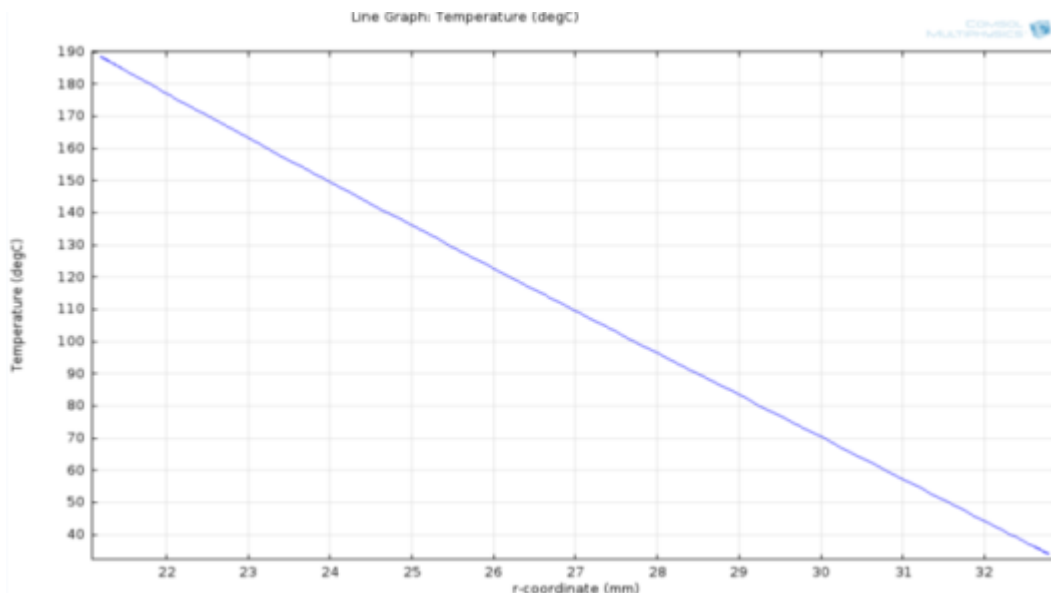


Figura 14: Grafico dell'andamento della temperatura dell'aria nell'intercapedine (modello 2D)

Nell'intercapedine l'aria è pressoché stagnante e ciò, insieme alla bassa conducibilità termica molecolare dell'aria, si riflette nell'elevato gradiente termico lungo il raggio. Si tenga conto che la temperatura sulla faccia interna del vetro rilevabile dal grafico è intorno ai 32°C a fronte di una temperatura ambiente di 20°C. Il corrispondente grafico, relativo al modello tridimensionale, è del tutto in accordo con il modello 2D come si evince dalla seguente figura.

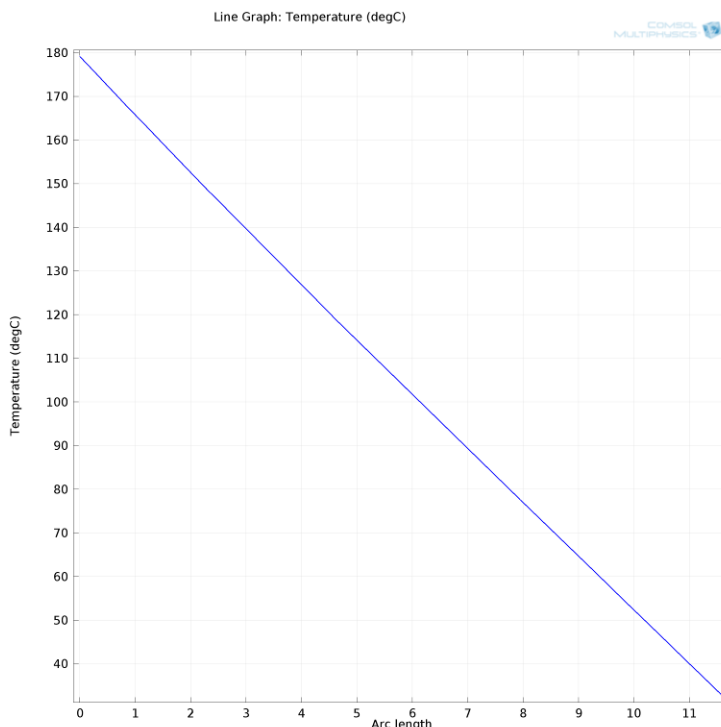


Figura 15: Grafico dell'andamento della temperatura dell'aria nell'intercapedine (modello 3D)

Nei due grafici seguenti è data la mappa termica della sezione di uscita per temperature di ingresso rispettivamente di 100 e 250 °C, relativamente al modello bidimensionale.

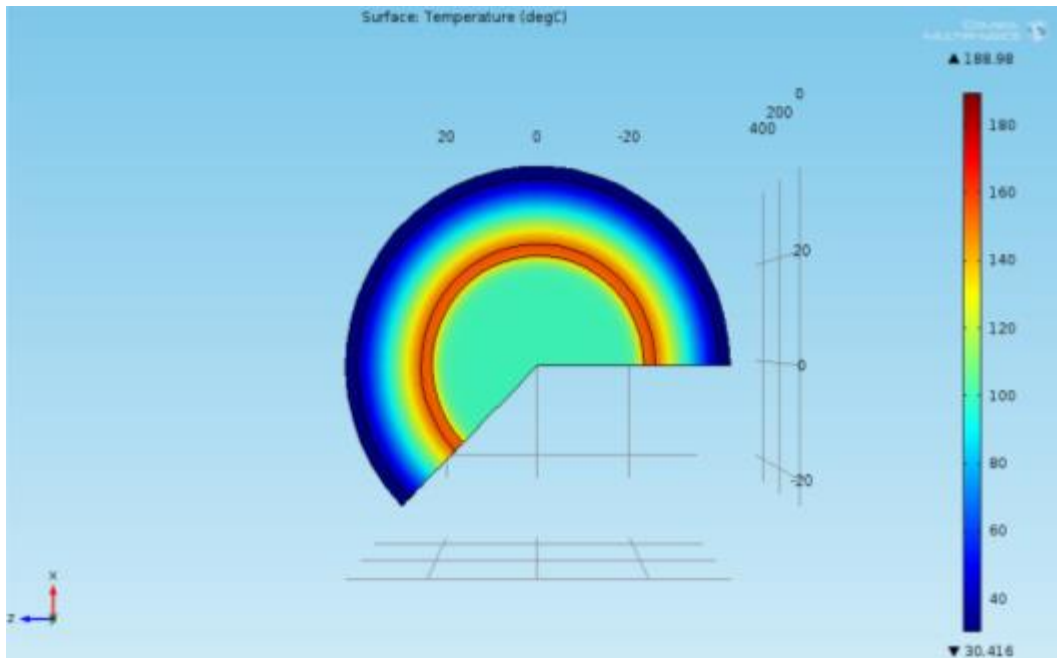


Figura 16: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica con temperatura del fluido in ingresso a 100°C)

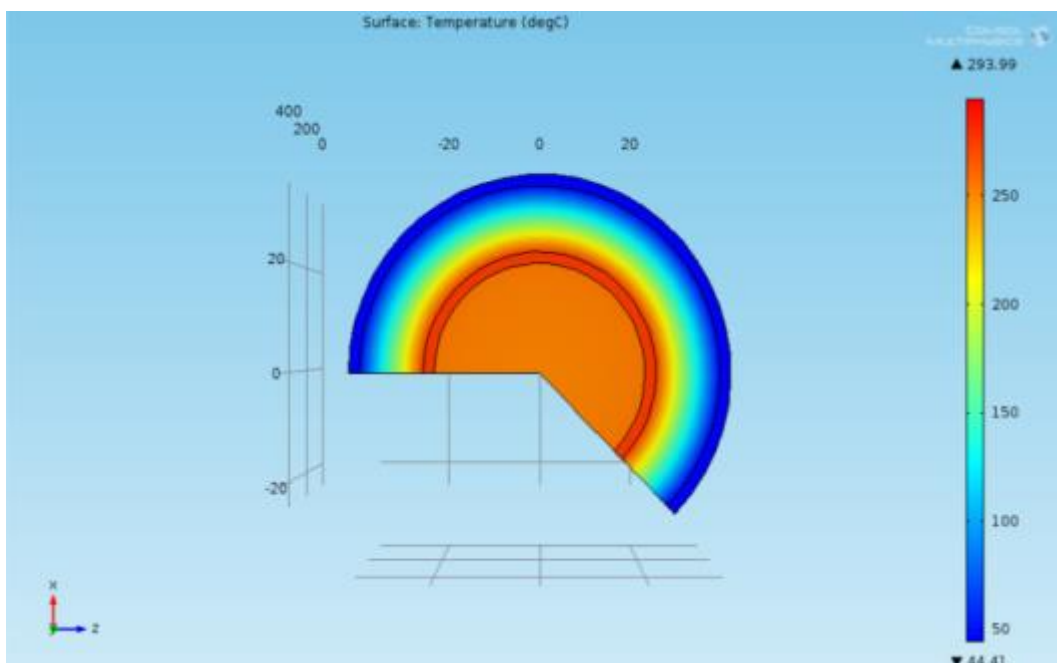


Figura 17: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica con temperatura del fluido in ingresso a 250°C)

Dalle figure si nota che passando da 100 a 250 °C il salto termico massimo tra olio e tubo in acciaio si riduce drasticamente mentre la temperatura esterna del tubo in vetro differisce all'incirca di soli 14 °C.

La figura seguente riporta invece la distribuzione delle velocità nella sezione di uscita del tubo, sempre relativamente al modello 2D.

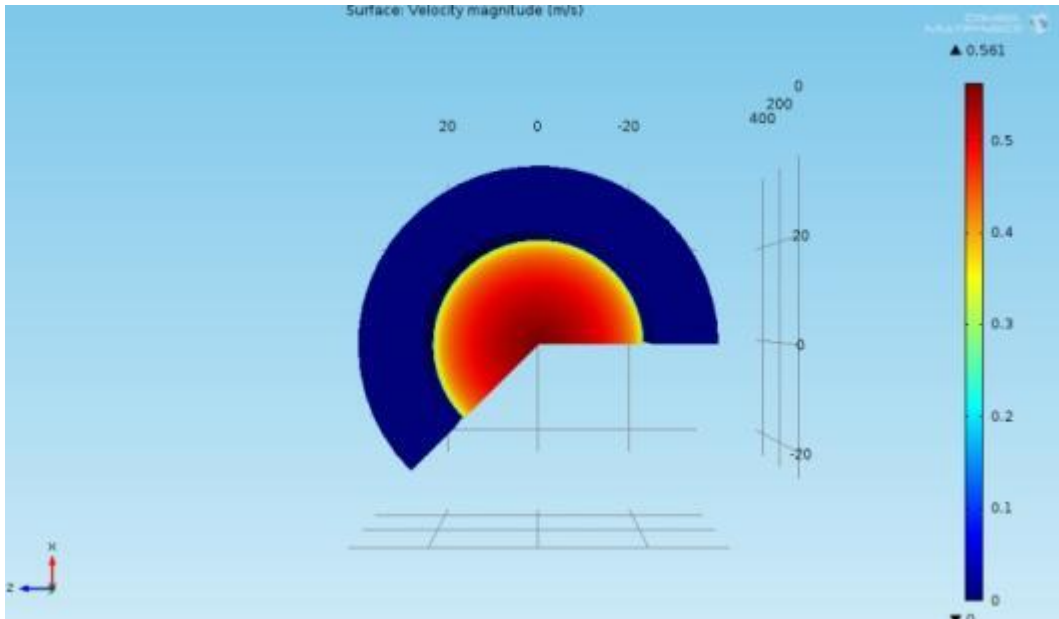


Figura 18: Campo delle velocità dell'olio nella sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica)

I corrispondenti grafici relativi alla simulazione in 3D sono riportati nelle tre figure seguenti.

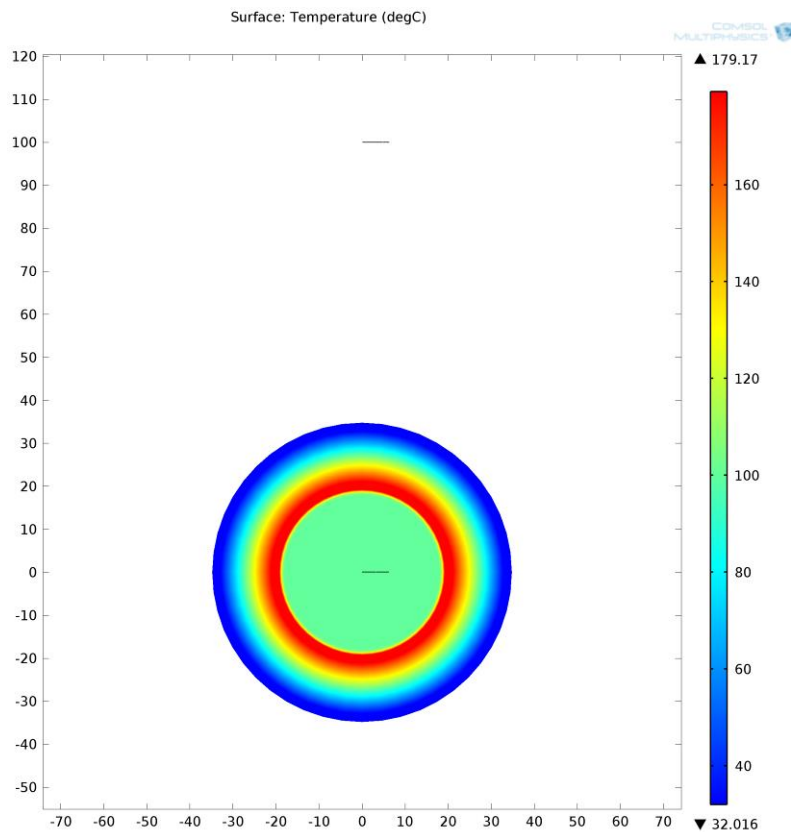


Figura 19: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione 3D con temperatura del fluido in ingresso a 100°C)

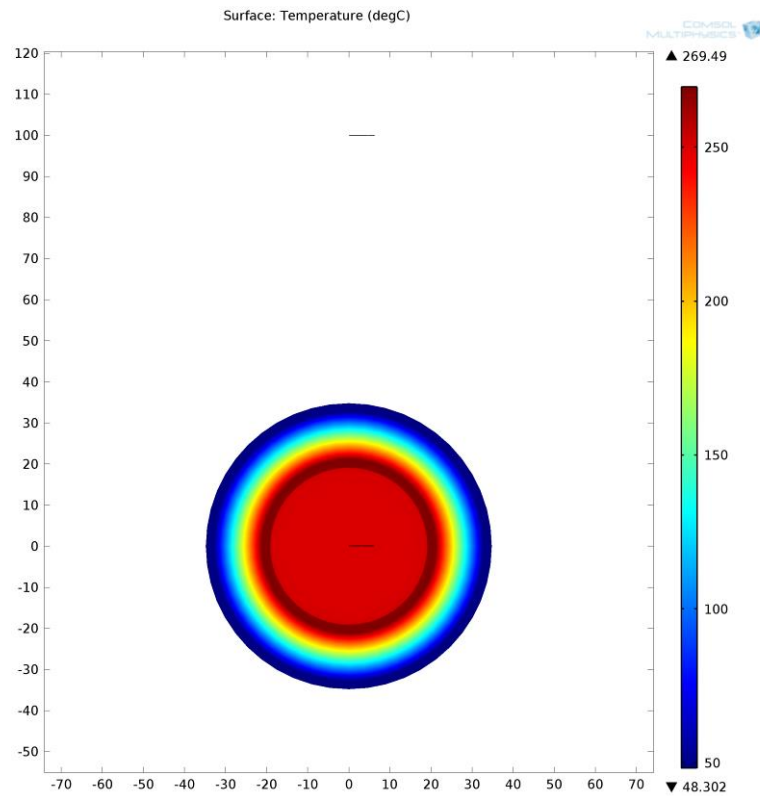


Figura 20: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione 3D con temperatura del fluido in ingresso a 250°C)

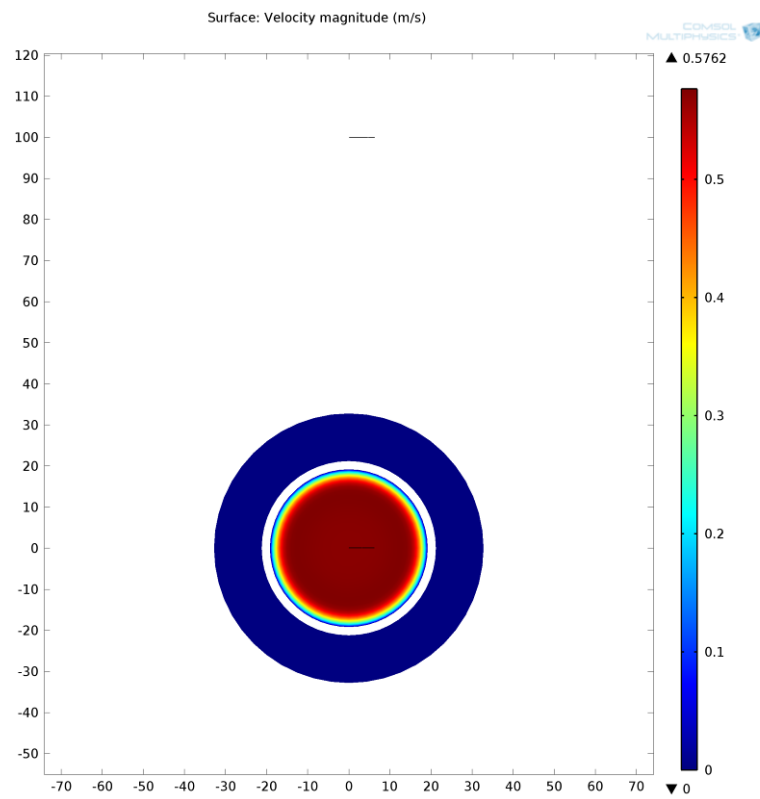


Figura 21: Campo delle velocità dell'olio nella sezione di uscita del tubo (simulazione 3D con temperatura del fluido in ingresso a 100°C)

Come si evince dai grafici precedenti, c'è un sostanziale accordo tra simulazione 2D e 3D anche per quel che concerne i campi di temperatura e velocità all'uscita del tubo ricevitore.

Pertanto il raffronto, sinora effettuato tra il modello "Low_Reynolds k-ε" 2D e 3D sembra mostrare che le ipotesi semplificatrici adottate nei modelli 2D per adattarli alla situazione reale possano essere utilizzate senza alcun problema, almeno per quanto riguarda il campo termico e fluidodinamico nel ricevitore.

2.2 Analisi e previsione delle prestazioni energetiche

Per potere effettuare l'analisi delle prestazioni energetiche dei collettori sopraccitati nonché la previsione di tali prestazioni in condizioni meteo-climatiche diverse, è stato elaborato un modello monodimensionale che, partendo dai dati relativi al flusso termico ceduto all'olio diatermico per unità di lunghezza, attraverso un opportuno script di Matlab (che suddivide la lunghezza del ricevitore in spezzoni di uguale dimensione) permette di calcolare l'andamento della temperatura lungo l'asse del tubo e la potenza totale assorbita discretizzando l'equazione differenziale alle derivate parziali che definisce il gradiente di temperatura lungo l'asse del ricevitore (asse z), 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 all'ingresso del tubo ricevitore $T_{f,0}$ e la funzione $q'(T_{f,i})$, permette di calcolare le temperature per ogni tratto Δz_i e quindi anche la temperatura media massica in uscita $T_{f,u}$.

Per calcolare in modo appropriato il flusso termico per unità di lunghezza $q'(T_{f,i})$ sono state utilizzate le seguenti condizioni al contorno:

- Intensità della turbolenza in ingresso al ricevitore $I_{T0} = 5\%$.
- Scala caratteristica della turbolenza in ingresso data dalla seguente espressione $L_{T0} = 0.07D$, dove D è il diametro interno del tubo
- Temperatura nominale dell'olio diatermico in ingresso al tubo T_o variabile tra 100 e 250 °C a passi di 25°C.
- Pressione dell'olio diatermico in uscita: 1.5 bar
- Gradienti di k e ϵ nella sezione di uscita per l'olio diatermico, in direzione z: nulli
- Flusso termico per conduzione dell'olio nella sezione di uscita in direzione z: nullo
- Flusso radiante sulla superficie esterna del tubo in acciaio: $G_0 = 12967.57 \frac{W}{m^2}$, come emerso dall'analisi ottica ottenuta con metodi di ray-tracing illustrati prima
- 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 di uscita dell'aria dall'intercapedine: 1 bar
- Flusso termico dalla parete esterna del vetro all'ambiente valutato sommando i termini relativi allo scambio radiativo con il cielo e lo scambio convettivo con l'aria ambiente

Il calcolo è stato ripetuto per sette temperature di ingresso $T_{f,0}$ variabili tra 100 e 250 °C con passo di 25 °C. Per ognuna delle temperature in ingresso si è calcolata iterativamente la relativa efficienza:

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

dove il calore specifico del fluido termo-vettore è stato valutato come segue:

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

Parametrizzando la curva di efficienza in funzione della temperatura ridotta T^* e fittando i dati alle relative temperature ridotte con una retta, si sono ottenuti, posto $\eta = \eta_0 - a_1 T^*$, i seguenti valori per l'efficienza ottica e per il coefficiente di perdita: $\eta_0 = 0.7322$, $a_1 = 0.4992$.

Nella tabella e nella figura seguenti sono riportati sia i valori tabellari dell'efficienza termica in funzione della temperatura ridotta sia il relativo grafico.

Tabella 7 – Valori dell'efficienza termica in funzione delle temperatura ridotta (smulazione 3D)

T^* [°C/(W/m ²)]	η [-]
0,080	0,693156
0,105	0,683111
0,130	0,673066
0,155	0,663021
0,180	0,652976
0,205	0,642931
0,230	0,632886

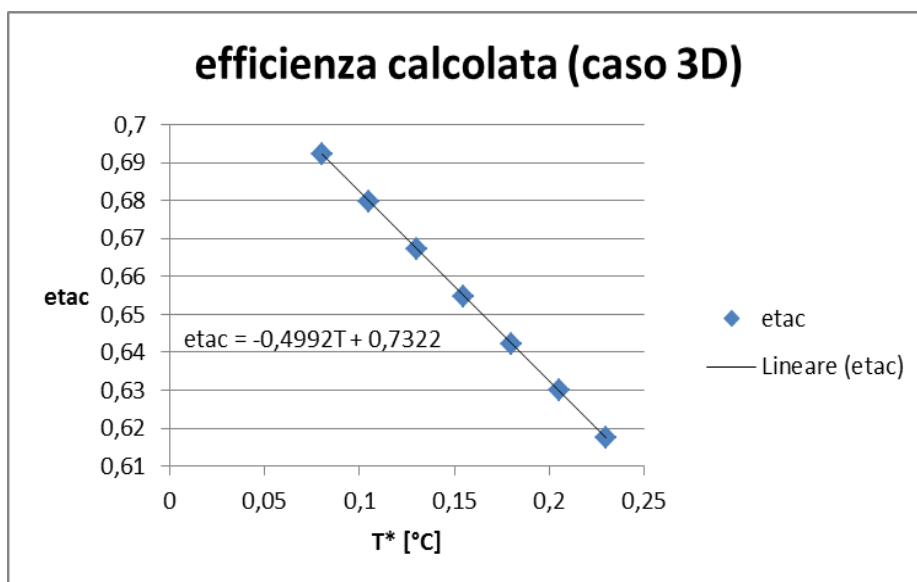


Figura 22: Curva di efficienza stimata con le simulazioni 3D

2.3 Confronto tra dati modellati e dati sperimentali

In questo paragrafo vengono riassunti e confrontati i risultati delle simulazioni e dell'attività sperimentale. Di seguito vengono riportati la tabella e il relativo grafico che riportano i valori di $q'(Tf)$ determinati con i modelli teorici e con l'analisi sperimentale.

Tabella 8 – $q'(T_f)$ [W/m] secondo i vari modelli

T_f (°C)	Low-Reynolds $k-\epsilon$ Simulazione 3D $q'(T_f)$	Low- Reynolds $k-\epsilon$ Assial-simmetrico $q'(T_f)$	Sperimentale $q'(T_f)$
100	1554,60	1603.68	1574.59
125	1534,30	1593.29	1538.37
150	1516,00	1580.27	1502.15
175	1495,00	1564.63	1465.94
200	1439,57	1546.36	1429.72
225	1416,06	1525.47	1393.50
250	1397,76	1501.95	1357.29

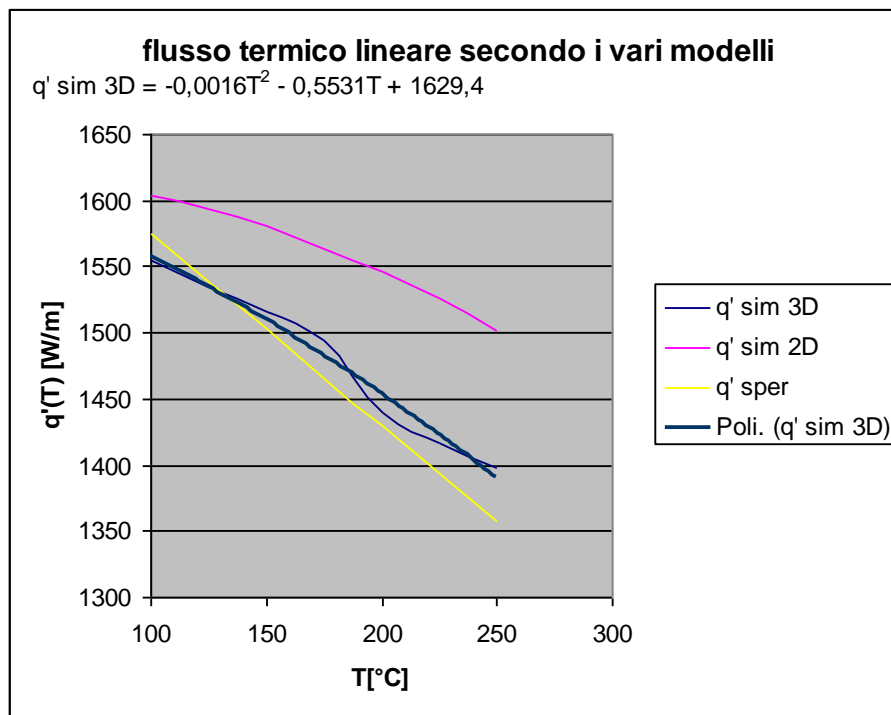


Figura 23: Flusso termico lineare secondo i vari modelli

Per quanto riguarda il raffronto tra efficienza determinata sperimentalmente e quella dedotta dai modelli teorici, i risultati sono riportati nella tabella e nel grafico seguenti:

Tabella 9 – Efficienza η secondo i vari modelli per DNI pari a 1000 W/m^2 e $T_{\text{amb}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

T_f (°C)	T^* [°C]	Simulazione 3D Low Reynolds $k-\epsilon$ η	Assial-simmetrico Low Reynolds $k-\epsilon$ η	Sperimentale η
100	0,080	0,69226	0,713	0,697
125	0,105	0,67978	0,705	0,681
150	0,130	0,66730	0,697	0,665
175	0,155	0,65482	0,690	0,649
200	0,180	0,64234	0,682	0,633
225	0,205	0,62986	0,674	0,617
250	0,230	0,61738	0,666	0,601

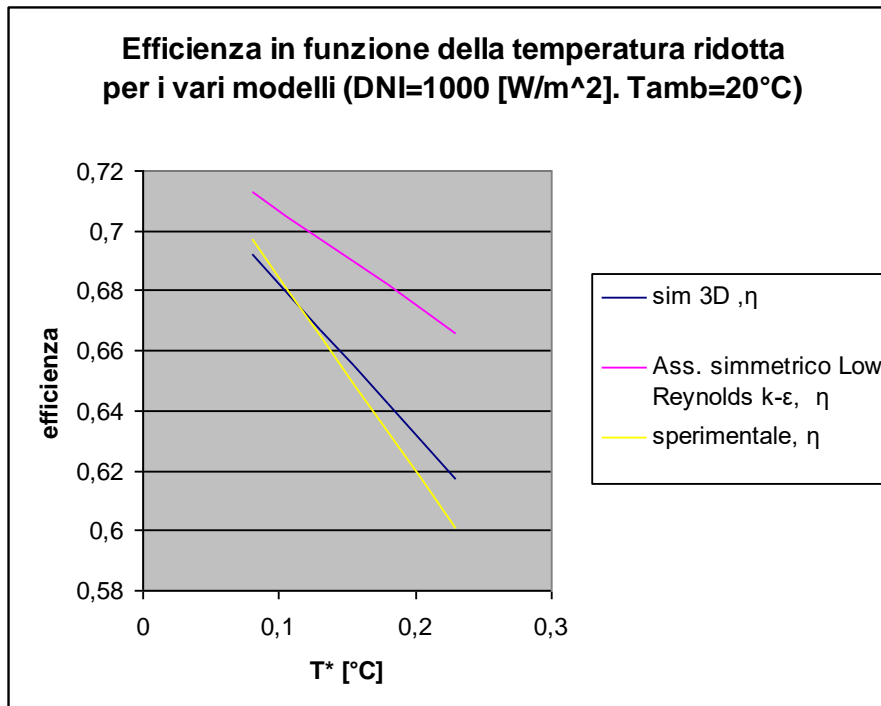


Figura 24: Efficienza secondo i vari modelli, con DNI=1000 W/m² e Tamb=20 °C

Si sono inoltre riportati nella seguente tabella i valori di η_0 e a_1 ottenuti dai vari metodi.

Tabella 10 – Valori di η_0 e a_1 secondo i vari metodi

	Low-Reynolds k-ε 3D	Low-Reynolds k-ε 2D	Sperimentale
η_0	0,7322	0.7374	0.748
a_1	0,4992	0.3090	0.641

Come si evince dalla tabella sopra riportata i valori di η_0 dei due modelli sono pressoché identici ed in sostanziale accordo con il valore sperimentale. Mentre per quel che concerne il coefficiente di perdita a_1 , il modello bidimensionale fornisce un valore pari all'incirca alla metà del dato sperimentale, mentre il modello 3D fornisce un valore più vicino a quello sperimentale ma comunque differente da esso di circa il 22%. La risposta al perché di tale discrepanza non è agevole. Un motivo potrebbe risiedere nel fatto che in mancanza di dati specifici per l'emissività del tubo, nei calcoli in 2D si è utilizzato il valore medio tra 100 e 250 °C dichiarato dal costruttore e pari a 0.15. Tenuto conto che il tubo è a contatto con aria, non si può escludere che la vernice selettiva si possa essere parzialmente ossidata e che quindi il valore di emissività effettiva sia notevolmente superiore a quello utilizzato nei calcoli; cosa che ovviamente comporta un aumento delle perdite e contemporaneamente una diminuzione di $q'(Tf)$, sempre più accentuata al crescere della temperatura. Nel calcolo in 3D si è cercato di ovviare a tale inconveniente, almeno per le temperature più elevate, dove gli effetti radiativi sono più intensi e pertanto la conoscenza del valore reale di emissività del coating selettivo è più rilevante, utilizzando un valore di emissività variabile linearmente con la temperatura tra 100 e 250 °C. Ora mentre il valore dell'emissività a 100 °C si può assumere pari a quello indicato dal costruttore, per il valore all'altro estremo (250 °C) bisogna andare avanti per tentativi, cercando di ridurre la discrepanza rispetto ai valori sperimentali del flusso termico lineare ceduto al fluido termovettore.

In relazione a questo aspetto, attualmente sono in corso determinazioni sperimentali dell'emissività per la verifica di tale ipotesi. Un altro motivo è che per rendere possibili i calcoli, anche nel modello 3D (in cui già per l'effetto della presenza di un'ulteriore dimensione spaziale, il numero di gradi di libertà del sistema aumenta in modo esorbitante) è stato necessario effettuare il calcolo termo-fluidodinamico relativo ad uno spezzone di tubo pari a 25 cm. e poi estenderlo ad un metro utilizzando lo script di Matlab citato nel precedente paragrafo. Di conseguenza non si è tenuto conto degli effetti di bordo che potrebbero non essere del tutto trascurabili. Un ultimo motivo è che, per semplicità, si è assunto costante l'irraggiamento sul tubo in acciaio assumendo trascurabili, per quanto riguarda i soli valori globali del flusso termico ceduto al fluido termovettore, le disuniformità di tale grandezza sulla superficie esterna del tubo. La validità di quest'ultima ipotesi è tuttora in corso di svolgimento, effettuando un calcolo in 3D in cui si assume irraggiata solo la semisuperficie inferiore esterna del tubo.

3 Conclusioni

Relativamente alle attività di *modellazione ottica e termo-fluidodinamica di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche* è stata validata, attraverso una modellazione tridimensionale dei ricevitori, una metodica, sviluppata durante la scorsa annualità mediante simulazioni essenzialmente in 2D, per la determinazione teorica della curva di efficienza di concentratori parabolici lineari e concentratori a specchi lineari di Fresnel, operanti a media temperatura. Tale metodica permette la determinazione teorica della curva di efficienza per collettori operanti a media temperatura (da 100 a 250°C), utilizzando risorse di calcolo non troppo onerose, e che può essere estesa a tutti i concentratori aventi ricevitore a geometria cilindrica.

Come si evince dai risultati ottenuti, il calcolo delle grandezze termo-fluidodinamiche mediante un'analisi in 3D permette di ottenere risultati molto accurati perché elimina le ipotesi semplificative che sono alla base dei modelli bidimensionali precedentemente utilizzati. Tale calcolo permette, pertanto, di validare appropriatamente un modello monodimensionale che, partendo dai dati relativi al flusso termico per unità di lunghezza ceduto al fluido termovettore, attraverso un opportuno script di Matlab (che suddivide la lunghezza del ricevitore in spezzoni di uguale dimensione) permette di calcolare l'andamento della temperatura lungo l'asse del tubo e la potenza totale assorbita da cui si deduce l'efficienza del collettore. Inoltre, l'analisi con il software COMSOL agli elementi finiti è risultata migliore di quella ottenuta con il software FLUENT, in quanto COMSOL dispone di un metodo di calcolo ("Low Reynolds $k-\epsilon$ ") che permette di eliminare i problemi di discontinuità, dovuti all'introduzione delle funzioni di parete, delle grandezze termo-fluidodinamiche in corrispondenza delle pareti di separazione tra fluido e solido. Il prezzo da pagare per l'utilizzo della simulazione in 3D rispetto a quella 2D è l'aumento esorbitante dei gradi di libertà del sistema e quindi delle risorse, sia in termini di CPU che di memoria, necessarie.

Questo ostacolo è stato superato grazie alla possibilità di utilizzare sulla piattaforma di calcolo remota CRESCO dell'ENEA il programma COMSOL in modalità parallela ed inoltre in background (per evitare di dovere lasciare aperta la sessione di calcolo, qualora fosse stata interattiva, e svincolarsi dal problema del notevole tempo di elaborazione dati, che resta comunque dell'ordine di 24-48 ore per ciascun file, sebbene in modalità parallela).

4 Riferimenti bibliografici

- [1] A.A. Hachicha, I. Rodriguez, R. Capdevila, A. Oliva, *Heat transfer Analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector*, Applied Energy 11 581-592, 2013
- [2] ANSYS Fluent – Ver. 14
- [3] COMSOL Multiphysics – Ver. 4.3b – 2013
- [4] D. A. Anderson, J. C. Tannehill, R. H. Pletcher, *Computational Fluid mechanics And Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, ed., 1999
- [5] European Standard, *EN 12975 - Thermal solar systems and components - Solar collectors – Part2: Test methods*, 2006
- [6] F. P. Foraboschi, *Principi Di Ingegneria Chimica*, UTET ed., 1973
- [7] F. Cesari, *Il Metodo Degli Elementi Finiti Applicato Al Moto Dei Fluidi*, Pitagora ed., 1986
- [8] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, J. Wiley & Sons., 2006
- [9] J. C. Heinrich, J. W. Pepper, *Intermediate Finite Element Method: Fluid Flow And Heat Transfer Applications*, Taylor & Francis ed., 1999
- [10] M. Eck, J.F. Feldhoff, R. Uhlig, *Thermal modelling and simulation of parabolic trough receiver tubes, Proceedings of the ASME 2010 International Conference of Energy Sustainability* , ES2010-90402, 2010
- [11] M. Ciofalo, *Modelli Di Turbolenza*, <http://www.din.unipa.it>, 2005
- [12] R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, J. Wiley & Sons., 2007
- [13] R.V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, M. M. Rahman, *Heat Transfer analysis of parabolic trough solar receiver*, Applied Energy 88 5097-5110, 2011
- [14] 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
- [15] S.A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, Energy 48 298-306, 2012
- [16] The MathWorks Inc., MatLab software
- [17] V. Comincioli, *Analisi Numerica, Metodi Modelli Applicazioni*, Mc Graw-Hill Libri Italia srl, 1990
- [18] 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
- [19] Z. D. Cheng, Y. L.He, J. Xiao, Y.B. Tao, R.J. Xu, *Three - dimensional Numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37 782 – 787, 2010
- [20] Z. D. Cheng, Y. L.He, F.Q. Cui, *A new modelling method and unified code with MCRT for concentrating solar collectors and its applications* , Applied Energy 101 686-698, 2013
- [21] Z. Wu, Y. S.Li, G. Yuan, D. Lei, Z. Wang, *Three - dimensional Numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver*, Applied Energy 113 902-911, 2014