



**Politecnico  
di Torino**

# Politecnico di Torino

Tesi Magistrale

Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

A.A. 2025/2026

**Modello numerico termomeccanico di un ricevitore solare cilindrico:  
analisi delle prestazioni e confronto tra Allumina e Carburo di Silicio**

**Relatore:**

Prof. Davide Papurello

**Candidata:**

Vanessa Carmela Casaccio, 323390



## Abstract

La necessità di promuovere una sempre più rapida transizione verso sistemi energetici a basse emissioni, basati sull'impiego di fonti rinnovabili, richiede lo sviluppo di tecnologie che siano competitive rispetto a quelle che sfruttano combustibili fossili e che riescano dunque a fornire calore ad alta temperatura. Attività industriali energivore, quali ad esempio processi termo-chimici e produzione di combustibile tramite l'utilizzo di sistemi di chemical looping, sono attualmente alla ricerca di soluzioni finalizzate a ottimizzare la spesa energetica. Proprio in tale contesto si collocano i sistemi a concentrazione (*Concentrated Solar Power, CSP*), soluzione strategica tramite la quale è possibile convertire la radiazione solare in energia termica ad elevata temperatura. Tuttavia, l'innalzamento delle temperature operative oltre i limiti delle tecnologie commerciali attuali (che si assestano intorno ai 550-600 °C) impone una revisione critica dei materiali impiegati nei ricevitori solari, i quali risultano essere il componente più sollecitato dell'impianto. Per questo motivo, negli ultimi anni, ha preso sempre più piede il filone di ricerca dedicato allo sviluppo e alla validazione di materiali avanzati per ricevitori solari ad alta temperatura, con l'obiettivo di valutarne le prestazioni e l'idoneità strutturale in condizioni di esercizio critiche, caratterizzate da temperature anche superiori a 1000 °C.

La presente tesi mira ad approfondire questa problematica, prendendo in esame, come caso studio reale, un ricevitore tubolare in allumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) testato sperimentalmente presso il paraboloide solare dell'Energy Center di Torino. L'analisi è stata condotta tramite l'implementazione di un modello numerico in Matlab, finalizzato a simulare il comportamento termomeccanico del sistema. Il codice sviluppato comprende l'analisi termofluidodinamica transitoria 1D lungo il dominio assiale del sistema accoppiato solido-fluido, la ricostruzione del campo termico radiale nella sezione critica del ricevitore (selezionata grazie alla precedente analisi termica assiale), la valutazione dello stato tensionale nella medesima sezione tramite la teoria dei mantelli cilindrici spessi ed utilizzando come input il gradiente termico radiale valutato con il modello termico in coordinate cilindriche e, infine, la verifica strutturale del materiale ceramico. I risultati ottenuti evidenziano come, partendo da ipotesi conservative di progetto, il ricevitore in allumina può raggiungere temperature prossime a 1200 °C, con un gradiente termico radiale contenuto ma comunque sufficiente a generare nel materiale tensioni termoelastiche non trascurabili. Dall'analisi meccanica emerge inoltre che le componenti di tensione assiale e circonferenziale sono dominanti rispetto a quella radiale, confermando dunque la necessità di considerare uno stato tensionale triassiale per una corretta valutazione dell'integrità strutturale. Infine, il modello utilizzato per simulare il comportamento del ricevitore in allumina è stato adattato al caso in cui il componente sia realizzato in carburo di silicio (SiC), materiale largamente impiegato nelle applicazioni CSP di terza generazione. L'obiettivo è quello di attuare un confronto tra questi due materiali ceramici al fine di individuare il materiale più idoneo in termini di prestazioni, resistenza termomeccanica e compatibilità con applicazioni industriali ad elevato fabbisogno termico.

## Sommario

Lista delle figure .....	1
Lista delle tabelle .....	2
1. Introduzione.....	4
1.1. Contesto energetico .....	4
1.2. Principio di funzionamento dei sistemi CSP e tipologie.....	5
2. Classificazione dei ricevitori in base al fluido termovettore .....	8
2.1. Ricevitori a gas .....	8
2.1.1. Ricevitori volumetrici a gas .....	8
2.1.2. Ricevitori a gas tubolari.....	11
2.2. Ricevitori a liquido.....	13
2.2.1. Ricevitori tubolari a liquido .....	13
2.2.2. Ricevitori a film cadente.....	14
2.3. Ricevitori a particelle solide .....	16
3. Materiali impiegati nei ricevitori dei sistemi solari a concentrazione .....	21
3.1. Materiali tradizionali nei ricevitori commerciali .....	21
3.1.1. Materiali per ricevitori lineari .....	21
3.1.2. Materiali per ricevitori puntuali .....	25
3.2. Materiali avanzati per i ricevitori CSP di terza generazione .....	26
3.2.1. Superleghe metalliche.....	26
3.2.2. Ceramiche refrattari .....	28
3.2.3. Materiali porosi per ricevitori volumetrici .....	30
3.2.4. Materiali granulari e particelle solide .....	30
4. Applicazioni ad alta temperatura per sistemi CSP .....	32
4.1. Integrazione con sistemi di accumulo .....	32
4.1.1. Accumulo termochimico .....	33
4.2. Chemical looping per sistemi CSP .....	35
4.2.1. Calcium Looping .....	35

4.2.2.	Cicli redox a ossidi metallici (Metal-Oxide Redox Cycles) .....	37
4.3.	Processi termochimici solari per la produzione di combustibili .....	39
5.	Modellazione termomeccanica del ricevitore solare in allumina .....	40
5.1.	Analisi termo-fluidodinamica del ricevitore in allumina .....	43
5.1.1.	Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi termica .....	43
5.1.2.	Modello termico del ricevitore lungo il dominio assiale .....	43
5.1.3.	Modello termico del ricevitore lungo il dominio radiale .....	56
5.2.	Analisi termo-meccanica del ricevitore in allumina .....	60
5.2.1.	Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi meccanica .....	60
5.2.2.	Calcolo del campo di tensioni nella sezione critica .....	60
6.	Modellazione termomeccanica del ricevitore solare in carburo di silicio .....	74
6.1.	Analisi termo-fluidodinamica del ricevitore in carburo di silicio .....	76
6.1.1.	Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi termica .....	76
6.1.2.	Modello termico del ricevitore lungo il dominio assiale .....	76
6.1.3.	Modello termico del ricevitore lungo il dominio radiale .....	82
6.2.	Analisi termo-meccanica del ricevitore in carburo di silicio .....	84
7.	Verifica strutturale e confronto tra allumina e carburo di silicio .....	87
7.1.	Introduzione .....	87
7.2.	Criterio di Galileo .....	88
7.3.	Determinazione della tensione limite del materiale .....	89
7.4.	Calcolo del coefficiente di sicurezza .....	91
8.	Analisi di sensitività: variazione dei risultati inerenti al caso del ricevitore in allumina in funzione della radiazione solare diretta .....	94
8.1.	Introduzione .....	94
8.2.	Procedura .....	94
8.3.	Discussione dei risultati .....	95
9.	Conclusioni .....	100

## Lista delle figure

Figura 1: Ricevitore tubolare multistrato [6].....	12
Figura 2: Ricevitore tubolare di un concentratore di tipo Parabolic trough [11].....	22
Figura 3: Spettro solare (AM1.5D) e di emissione di un corpo nero a 700K, con emissività spettrale di una superficie selettiva assorbente ideale [11] .....	22
Figura 4: Tipiche strutture di un coating selettivo in materiale composito [11].....	23
Figura 5: Schema del rivestimento multistrato di un tubo assorbitore [12].....	24
Figura 6: Principi di base per ricevitori indirettamente e direttamente irradiati [1] .....	28
Figura 7: Schema di un sistema TCES integrato con tecnologia CSP [2] .....	33
Figura 8: Impianto CSP integrato con sistema TCES basato su calcium looping [15].....	36
Figura 9: Schema di funzionamento dei cicli redox solare a due stadi [14].....	38
Figura 10: Andamento relativo dei contributi fononico, diffusonico e radiativo in funzione della temperatura [18].....	49
Figura 11: Andamento di $k(T)$ secondo diversi approcci [18] .....	50
Figura 12: Andamento della conducibilità termica e del calore specifico dell'allumina in funzione della temperatura lungo il dominio assiale.....	51
Figura 13: Profilo spaziale della temperatura dell'aria e della temperatura dell'allumina lungo l'asse del ricevitore a diversi istanti di tempo.....	53
Figura 14: Andamento temporale della temperatura massima del ricevitore in allumina.....	54
Figura 15: Confronto dell'energia complessivamente persa (in mega Joule) durante il transitorio di 24 ore, per convezione e per irraggiamento.....	55
Figura 16: Distribuzione percentuale delle perdite energetiche, confronto tra perdite per convezione e perdite per irraggiamento.....	55
Figura 17: Distribuzione radiale della temperatura lungo la sezione critica del ricevitore in allumina .....	59
Figura 18: Distribuzione della tensione radiale in funzione della coordinata radiale.....	68
Figura 19: Distribuzione della tensione circonferenziale in funzione della coordinata radiale .....	70
Figura 20: Distribuzione della tensione assiale in funzione della coordinata radiale .....	72
Figura 21: Grafico di confronto tra tensione radiale, tensione circonferenziale e tensione assiale ( $Al_2O_3$ ).....	73

Figura 22: Conducibilità termica del SiC in funzione della temperatura [27] .....	79
Figura 23: Profilo spaziale della temperatura dell'aria e della temperatura del carburo di silicio lungo l'asse del ricevitore a diversi istanti di tempo .....	80
Figura 24: Distribuzione radiale della temperatura lungo la sezione critica del ricevitore in carburo di silicio.....	83
Figura 25: Grafico di confronto tra tensione radiale, tensione circonferenziale e tensione assiale (SiC) .....	85
Figura 26: Rappresentazione grafica del criterio di cedimento di Galileo tramite i cerchi di Mohr [30] .....	88
Figura 27: Profili finali del ricevitore cilindrico in allumina per diversi valori di radiazione solare diretta .....	96
Figura 28: Profili finali del fluido termovettore per diversi valori di radiazione solare diretta.....	96
Figura 29: Variazione della temperatura massima del ricevitore in allumina e della temperatura massima dell'aria al variare del dato di radiazione solare diretta .....	97
Figura 30: Variazione dell'energia persa per convezione e irraggiamento e dell'efficienza termica al variare del dato di radiazione solare diretta .....	98

## Lista delle tabelle

Tabella 1: Test sperimentali su ricevitori volumetrici ad aria [1], [6] .....	10
Tabella 2: Riassunto stato dell'arte dei materiali per ricevitori .....	31
Tabella 3: Dati di input per la modellazione del caso studio inerente al ricevitore in $Al_2O_3$ .....	42
Tabella 4: Correlazioni delle proprietà termiche dell'allumina in funzione della temperatura .....	44
Tabella 5: Metodi numerici utilizzati per le discretizzazioni delle equazioni analitiche di partenza .....	47
Tabella 6: Dati di input principali per l'analisi termica radiale della sezione critica del ricevitore in allumina.....	57
Tabella 7: Proprietà meccaniche dell'allumina in funzione della temperatura media della sezione critica del ricevitore.....	62
Tabella 8: Dati di input per la modellazione del caso studio inerente al ricevitore in SiC .....	75
Tabella 9: Analisi di sensitività sulla temperatura massima del materiale al variare delle proprietà termiche .....	77

Tabella 10: Confronto dei risultati tra SiC e Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> inerenti all'analisi termica assiale .....	81
Tabella 11: Dati di input principali per l'analisi termica radiale della sezione critica del ricevitore in carburo di silicio .....	83
Tabella 12: Proprietà meccaniche del carburo di silicio in funzione della temperatura media della sezione critica del ricevitore .....	85
Tabella 13: Salto termico radiale nella sezione critica e valori di picco delle componenti di tensione radiale, tangenziale e assiale (confronto tra Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> e SiC).....	86
Tabella 14: Confronto tra SiC e Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> dei risultati inerenti alla verifica strutturale .....	93
Tabella 15: Risultati termici dell'analisi di sensitività alla radiazione solare .....	99
Tabella 16: Risultati termo-meccanici dell'analisi di sensitività .....	99
Tabella 17: Variazioni percentuali delle grandezze termiche per incremento di I <sub>0</sub> .....	99
Tabella 18: Variazioni percentuali delle grandezze termo-meccaniche per incremento di I <sub>0</sub> .....	99

# 1. Introduzione

## 1.1. Contesto energetico

Negli ultimi decenni l'attenzione e le risorse impiegate nelle ricerche volte a ideare ed affinare tecnologie basate sullo sfruttamento di fonti energetiche sostenibili hanno rivestito un ruolo fondamentale. Innanzitutto, ciò risulta necessario per far fronte al rapido aumento di emissioni di anidride carbonica e di altri gas serra, che rappresentano una delle principali cause del riscaldamento globale e della crisi climatica, e per contribuire alla riduzione delle emissioni di ulteriori sostanze nocive e tossiche. Una quota rilevante di emissioni di gas serra è legata al settore energetico, nel quale è stato raggiunto il valore record di 36,3 Gt nel 2021 [1]. Un'ulteriore criticità, invece, è legata al sempre più evidente divario tra domanda e offerta di energia, destinato ad aumentare per via della rapida crescita della domanda energetica globale. Tale fenomeno implica degli effetti non solo a livello ambientale, ma anche economico e sociale: da un lato, il prezzo dei combustibili fossili in via di esaurimento tende ad aumentare progressivamente; dall'altro la carenza energetica dei paesi più poveri si aggrava ulteriormente, rendendo più evidente lo squilibrio rispetto ai paesi più ricchi e sviluppati [2].

In tale contesto acquisisce un ruolo sempre più rilevante la prospettiva di poter sfruttare le fonti rinnovabili disponibili sul pianeta. Tra queste, una delle più promettenti è rappresentata dall'energia solare, risorsa abbondante, pulita e praticamente inesauribile. Tuttavia, l'utilizzo su larga scala di questa fonte energetica è limitato dalla sua natura intermittente, che richiede lo sviluppo di tecnologie in grado di garantire una fornitura energetica affidabile e continua. Una possibile soluzione a tal proposito è fornita dai sistemi a concentrazione solare (*Concentrated Solar Power, CSP*), la cui capacità installata ha mostrato negli ultimi anni un trend di crescita promettente, soprattutto in paesi come Spagna, Stati Uniti, Cina, Sudafrica e Marocco [1], [3]. Secondo il Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21), la capacità installata totale di CSP nel 2016 era 4,81 GW, rispetto ai 600 MW del 2009 [3].

Le tecnologie CSP rappresentano infatti una valida alternativa ai combustibili fossili in quanto permettono di soddisfare la domanda energetica di processi sia a bassa che ad alta temperatura. Inoltre, possono essere integrate con sistemi di accumulo termico, che consentono di fornire energia anche durante la notte o in condizioni di cielo coperto, permettendo così di superare i problemi legati all'intermittenza della radiazione solare. Attualmente le tecnologie CSP più mature commercialmente sono quelle adibite alla produzione di energia elettrica e che lavorano in range termici operativi che non superano i 600 °C [1]. Tuttavia, vi è un crescente interesse nello sviluppo di tecnologie solari termiche in grado di operare a temperature più elevate per applicazioni industriali che richiedono temperature dell'ordine di 1000 °C. Per tale motivo un aspetto di primaria importanza risulta dunque essere la scelta di configurazioni e di materiali adatti a sopportare condizioni termiche e meccaniche particolarmente severe.

## 1.2. Principio di funzionamento dei sistemi CSP e tipologie

I sistemi CSP si basano sull'uso di un sistema ottico per concentrare l'energia solare raccolta su un'ampia superficie di apertura in un'area ricevente più piccola. Nel ricevitore, l'energia viene trasferita a un fluido termovettore oppure direttamente a un ciclo termodinamico. L'energia solare concentrata presenta come grosso vantaggio rispetto alle altre fonti rinnovabili la possibilità di essere facilmente integrata con sistemi di accumulo di energia termica (TES), rendendo la produzione energetica programmabile e resiliente rispetto ai picchi di domanda, alla variabilità della radiazione solare e alle carenze di approvvigionamento [4]. Ulteriori benefici che si possono ottenere dall'impiego di impianti basati su energia solare a concentrazione sono la possibilità di costruire impianti da decine di MW, la capacità di controllare la potenza erogata e la facilità di installazione favorita dal fatto che gli impianti sono modulari [5].

In generale i sistemi a concentrazione possono essere di tipo lineare, nel caso in cui il target focale della concentrazione è una retta, oppure puntuali, se invece consiste in un punto. Per quanto riguarda la prima categoria, essa presenta il vantaggio di essere più semplice da un punto di vista strutturale a fronte però di un campo operativo di temperature inferiore rispetto alla seconda categoria. È inoltre possibile eseguire una classificazione più dettagliata delle tipologie di impianto sulla base di caratteristiche quali la geometria e la posizione del concentratore rispetto al ricevitore:

- **Impianti con collettori parabolici lineari (*Parabolic trough*):** è la tecnologia più matura e che attualmente domina il mercato CSP sia per numero di impianti sia per capacità installata totale (pari a circa l'85% nel 2018) [3]. Tale tipo di sistema fa uso di collettori parabolici lineari: il concentratore, di forma parabolica, è costituito da un materiale riflettente mentre il ricevitore è generalmente caratterizzato da una struttura tubolare multistrato (i cui materiali coinvolti saranno trattati più nel dettaglio nel capitolo 3) e posizionato lungo la linea focale. Il collocamento dei vari componenti è scelto in modo da massimizzare la temperatura in uscita del fluido termovettore: serie di collettori sono disposte su due file parallele, formando una stringa che rappresenta il modulo unitario dell'impianto e distanziate tra loro per evitare fenomeni di ombreggiamento reciproco. La posizione del sole è individuata da un sensore in modo da movimentare ogni collettore tramite un apposito attuatore in funzione di quest'ultima. I collettori sono montati su strutture di supporto in acciaio, sostenute da piloni che consentono la rotazione del sistema per l'inseguimento del moto apparente del sole e che garantiscono al contempo adeguata resistenza alle sollecitazioni meccaniche, in particolare quelle dovute al vento.

Il ricevitore, collocato lungo la linea focale del concentratore, è costituito da una serie di tubi metallici collegati tra loro e mantenuti in posizione mediante supporti che ne permettono la dilatazione termica durante il funzionamento. In tale componente avviene la conversione della radiazione solare concentrata in energia termica, che viene trasferita al fluido termovettore cercando di limitare il più possibile le perdite verso l'ambiente.

Il fluido termovettore, riscaldato nel ricevitore, viene successivamente convogliato alla centrale di potenza, dove, mediante scambiatori di calore, trasferisce energia al fluido di lavoro che alimenta un ciclo termodinamico, generalmente di tipo Rankine. Le temperature

operative raggiungibili con questa tecnologia sono dell'ordine di 565 °C e i fluidi più comunemente impiegati sono oli diatermici e sali fusi [3], [5].

- **Impianti con collettori a disco parabolico (*Dish-Engine-Systems*):** si tratta di una tecnologia CSP di tipo puntuale, in cui la superficie riflettente è caratterizzata da una forma a disco finalizzata a concentrare la radiazione solare su un ricevitore localizzato nel punto focale del disco stesso. Il disco solare è un collettore a forma di paraboloide costituito da più moduli rivestiti a loro volta da uno strato di pannelli riflettenti, analoghi a quelli impiegati per i collettori parabolici lineari. In questo caso l'inseguimento del moto apparente del sole avviene tramite l'utilizzo di due assi, al fine di garantire che l'intera componente diretta della radiazione solare emessa durante l'arco della giornata sia raccolta. Tale meccanismo può avvenire secondo due differenti modalità: nella prima, detta inseguimento azimutale, il disco ruota su un piano parallelo alla terra e su un piano ad esso perpendicolare; nella seconda, indicata come inseguimento polare, il disco ruota attorno ad un asse parallelo all'asse polare terrestre con un'angolazione di 15 °/h (ovvero pari alla rotazione compiuta dalla Terra) e attorno ad un asse perpendicolare a quest'ultimo (asse d'inclinazione) con un'angolazione di 0,016 °/h. Come nel caso dei sistemi CSP lineari, anche negli impianti con collettore a disco il movimento del paraboloide è regolato mediante una logica di controllo automatico, che consente l'inseguimento del moto apparente del sole tramite un sistema di attuatori comandati sulla base dei segnali forniti da appositi sensori. Per quanto riguarda la struttura di supporto che sorregge il paraboloide, esistono diverse soluzioni impiantistiche, tra cui la modalità a traliccio centrale, a sospensione nel baricentro del sistema paraboloide-motore oppure a piattaforma rotante. Il ricevitore è caratterizzato da una struttura a cavità con un'apertura di dimensioni ridotte in cui è posizionato il fascio di tubi all'interno dei quali scorre il fluido termovettore da riscaldare. Quest'ultimo è generalmente un gas, come idrogeno o elio, ed è utilizzato per alimentare direttamente il sistema di conversione dell'energia, tipicamente basato su motori Stirling o cicli termodinamici ad alta efficienza. In funzione della configurazione del ricevitore, è possibile distinguere tra sistemi a scambio diretto, nei quali il fluido di lavoro è direttamente riscaldato dalla radiazione solare, e sistemi a fluido intermedio, nei quali il calore viene trasferito attraverso un ulteriore mezzo termovettore [5].
- **Impianti a torre centrale (*Central Receiver System, CRS*):** è un tipo di impianto in cui il ricevitore è posizionato sulla sommità di una torre attorno alla quale è disposto un campo di pannelli riflettenti piani, detti eliostati, che riflettono la radiazione solare verso il ricevitore e che devono essere opportunamente distanziati tra loro per evitare fenomeni di ombreggiamento. Generalmente il fluido termovettore che circola nel ricevitore può essere vapore, sali fusi, aria o olio combustibile. Anche in questo caso la struttura degli eliostati è modulare e ricoperta da pannelli riflettenti, generalmente in vetro o in altri materiali alternativi, quali membrane riflettenti o fogli metallici. Tali pannelli sono assemblati su una struttura metallica, sorretta a sua volta da un albero, anch'esso in metallo, fissato a terra. Come per gli impianti a disco parabolico, il meccanismo di inseguimento si basa sull'utilizzo

di due assi. La movimentazione degli eliostati viene solitamente effettuata tramite due attuatori, rispettivamente per la rotazione azimutale e per l'elevazione lineare, in funzione del percorso solare individuato da un apposito sensore. Gli azionatori, controllati elettronicamente, sono la parte più costosa del sistema. Rispetto ai sistemi CSP a disco parabolico, gli impianti a torre centrale presentano alcuni vantaggi, tra i quali la possibilità di essere integrati con sistemi di accumulo e la rapidità di risposta del ricevitore nel ripristinare la temperatura del fluido termovettore a seguito di un periodo di ombreggiamento. Si tratta però di una tecnologia meno matura, nonostante si stia sviluppando sempre di più negli ultimi anni [5].

Dall'analisi dei principali componenti che costituiscono un impianto CSP emerge come il ricevitore solare rappresenti il componente chiave del sistema, in quanto responsabile della conversione della radiazione solare concentrata in energia termica utilizzabile. Le sue prestazioni influenzano in modo determinante l'efficienza complessiva dell'impianto, rendendo fondamentale una corretta classificazione e comprensione delle diverse configurazioni disponibili.

## 2. Classificazione dei ricevitori in base al fluido termovettore

Una possibile classificazione dei ricevitori nei sistemi CSP può essere eseguita sulla base del tipo di fluido termovettore utilizzato e della configurazione geometrica del ricevitore stesso. Secondo quanto emerge dallo studio condotto da C.K. Ho e B.D. Iverson [6], i ricevitori centrali solari ad alta temperatura possono essere distinti secondo tre principali categorie:

- Ricevitori a gas;
- Ricevitori a liquido;
- Ricevitori a particelle solide.

### 2.1. Ricevitori a gas

#### 2.1.1. Ricevitori volumetrici a gas

Per quanto riguarda i ricevitori a gas, in base alla loro configurazione geometrica si distinguono a loro volta in ricevitori volumetrici e ricevitori tubolari. La scelta è principalmente dettata dall'intervallo di temperatura che si intende raggiungere e da altri fattori quali l'efficienza del sistema e la manutenzione [1], [6].

I ricevitori volumetrici si sono sviluppati a partire dagli anni '80 e sono caratterizzati dall'utilizzo di strutture porose, organizzate in canali a nido d'ape, irradiate dalla luce solare concentrata. Essi sfruttano una cavità per l'assorbimento diretto della radiazione solare, garantendo un'elevata efficienza termica e una distribuzione uniforme della temperatura. Utilizzando come fluido di lavoro l'aria, questa raggiunge temperature differenti in base al tipo di materiale che costituisce il ricevitore volumetrico: materiali ceramici permettono il raggiungimento di temperature fino a 1200 °C, mentre per i metalli le temperature massime raggiunte sono inferiori (tra gli 800 °C e i 1000 °C). Utilizzando il carburo di silicio (SiC) è possibile incrementare notevolmente la temperatura dell'aria, toccando valori prossimi ai 1500 °C. L'aria così riscaldata può essere utilizzata per diversi tipi di applicazione, ad esempio per riscaldare un altro fluido di lavoro, caricare un mezzo di accumulo termico oppure come fluido di lavoro all'interno di una turbina a gas. Alcuni studi condotti a partire dagli anni '90 hanno messo alla luce come la scelta accurata del design di questo tipo di ricevitori e dei materiali impiegati consentano di incrementare notevolmente l'efficienza del sistema. In particolare, i test effettuati da Chavez e Chaza nel 1991 su un assorbitore poroso ceramico situato presso la Plataforma Solar de Almería (Spagna), hanno messo in evidenza come un sistema di questo tipo, irradiato da un flusso superiore agli 800 kW/m<sup>2</sup>, raggiungesse efficienze non molto elevate e che diminuivano notevolmente all'aumentare della temperatura media di uscita dell'aria (circa 65% per una temperatura di uscita di 550 °C e 54% se l'aria raggiungeva 730 °C). Tale fenomeno era principalmente dovuto alle notevoli perdite radiative che si verificavano a causa dell'elevata temperatura raggiunta dal materiale, il cui valore massimo registrato era pari a 1350 °C. Una possibile soluzione per ridurre le perdite radiative fu proposta e studiata tra il 1991 e il 1994 da Menigault et al. e Variot et al. L'idea era quella di adottare un ricevitore volumetrico selettivo a due strati in cui lo strato anteriore, ovvero quello interessato dalla radiazione, è costituito da sfere di vetro trasparenti o da una struttura a nido d'ape in silice mentre lo strato posteriore è costituito da particelle di carburo di silicio (SiC). A differenza dei ricevitori volumetrici tradizionali, in cui la radiazione solare concentrata che colpisce la superficie esterna del materiale è quasi

completamente assorbita nei primi millimetri (provocando così un eccessivo surriscaldamento della superficie esterna), un ricevitore selettivo a più strati consente alla radiazione di penetrare più in profondità prima di essere assorbita. Lo strato anteriore (in vetro o in silice) lascia passare la radiazione solare a lunghezze d'onda inferiori (quella appartenente allo spettro del visibile) e riflette parzialmente l'infrarosso termico. Lo strato posteriore in carburo di silicio è invece caratterizzato da un'elevata assorbanza nel visibile ed elevata emissività nell'infrarosso, per cui assorbe la radiazione che ha penetrato il primo strato e, a sua volta, emette radiazione infrarossa. Parte di questa radiazione infrarossa viene riflessa all'indietro dallo strato anteriore mentre una parte è assorbita dallo strato stesso, e ciò fa sì che il calore resti intrappolato per più tempo all'interno del ricevitore. Tale meccanismo di funzionamento, basato sul principio ottico-termico sopra descritto, consente che la massima temperatura raggiunta dal materiale non sia più localizzata verso la superficie esterna ma in una zona più interna, riducendo così le perdite radiative e rendendo più uniforme la temperatura all'interno del volume del ricevitore. I test condotti al forno solare di Odeillo (Francia) hanno mostrato che un ricevitore di questo tipo può raggiungere un'efficienza termica prossima al 90% e temperature di uscita del gas vicine a 700 °C. Nel 1998, invece, Karni et al. descrissero un ricevitore volumetrico composto da perni ceramici, soprannominato *Porcupine* ("istrice"), capace di raggiungere temperature del gas prossime a 1000 °C. La scelta di utilizzare un materiale assorbente a bassa porosità permette di far fronte a un'altra delle principali sfide tecnologiche dei ricevitori volumetrici ad aria, ovvero la distribuzione non uniforme del calore e la stabilità del flusso, condizione che può comportare surriscaldamenti localizzati e guasti nel materiale assorbente. Queste instabilità derivano dalle variazioni delle proprietà dell'aria in funzione della temperatura (come viscosità e densità), ma possono essere mitigate utilizzando materiali assorbenti a bassa porosità, così come dimostrato dal test citato [6], [1]. Secondo quanto riportato da Rafique et al. [1], sono stati condotti ulteriori test sperimentali e studi numerici sui ricevitori volumetrici ad aria, tra cui alcuni più recenti che hanno contribuito significativamente al progredire di tale tecnologia:

- Pritzkow (1991): si tratta di uno dei primi esperimenti condotti su ricevitori volumetrici pressurizzati in ceramica, in cui sono state ottenute temperature di uscita fino a 1050 °C con un'efficienza del 71%;
- Hoffschmidt et al. (1999): presso il German Aerospace Center (DLR) è stato sviluppato e testato un innovativo ricevitore volumetrico ad aria da 200 kW, dotato di assorbitori ceramici modulari a forma esagonale. L'impianto ha raggiunto una temperatura massima in uscita di 980 °C e un'efficienza termica del 68%;
- Buck et al. (2001): nello stesso centro di ricerca (DLR), è stato testato un ricevitore volumetrico ad aria con finestra trasparente e concentratore secondario integrato, progettato per un'unità ibrida a turbina a gas. Il sistema ha raggiunto una temperatura massima di 815 °C e un'efficienza termica del 70%;
- Stadler et al. (2019): sviluppando un modello numerico tridimensionale accoppiato a dati sperimentali, gli autori hanno mostrato che i ricevitori volumetrici possono raggiungere efficienze di picco del 70,9% a una temperatura d'uscita di 650 °C;
- Patil et al. (2023): si tratta di un lavoro più recente, in cui è stato sperimentalmente testato un ricevitore volumetrico di piccola scala (5 kW), dotato di struttura ceramica porosa

reticolata. I risultati hanno evidenziato un'efficienza termica del 69% e una temperatura massima di 1133 °C, rappresentando uno dei record più elevati ottenuti per questa tipologia di ricevitore.

<b>Autore e anno</b>	<b>Caratteristiche del ricevitore</b>	<b>Temperatura massima (°C)</b>	<b>Efficienza termica (%)</b>	<b>Vantaggi principali</b>	<b>Contro principali</b>
<b>Chavez &amp; Chaza (1991)</b>	Assorbitore ceramico poroso (PSA, Spagna), flusso solare >800 kW/m <sup>2</sup>	1350 (materiale), 730 (aria in uscita)	54–65	Prima caratterizzazione sperimentale; dimostra potenziale dei materiali ceramici	Elevate perdite radiative; efficienza ridotta all'aumentare della temperatura
<b>Menigault et al. / Variot et al. (1991–1994)</b>	Ricevitore selettivo a due strati (vetro/silice + SiC)	~700	~90	Riduzione delle perdite radiative; migliore uniformità termica	Complessità costruttiva; fragilità dello strato anteriore
<b>Karni et al. (1998)</b>	Ricevitore "Porcupine" con perni ceramici	~1000	—	Alta stabilità del flusso; mitigazione dei surriscaldamenti locali	Struttura complessa
<b>Pritzkow (1991)</b>	Ricevitore volumetrico pressurizzato in ceramica	1050	71	Alta temperatura; buona efficienza in condizioni pressurizzate	Materiale fragile; costi elevati
<b>Hoffschmidt et al. (1999)</b>	Ricevitore da 200 kW con assorbitori ceramici modulari esagonali (DLR, Germania)	980	68	Buona efficienza su scala industriale; design modulare	Perdita di efficienza a potenze elevate; costi di manutenzione
<b>Buck et al. (2001)</b>	Ricevitore con finestra trasparente e concentratore secondario (DLR)	815	70	Integrazione con turbina a gas; elevata efficienza ottica	Complessità ottica; rischio di rottura della finestra
<b>Stadler et al. (2019)</b>	Modello numerico 3D validato con dati sperimentali	650	70,9	Ottima predizione CFD; analisi dettagliata delle perdite	Studio numerico, non test operativo
<b>Patil et al. (2023)</b>	Ricevitore da 5 kW con struttura ceramica porosa reticolata	1133	69	Alta temperatura raggiunta; ottima efficienza in scala ridotta	Ancora limitato a scala di laboratorio; complessità costruttiva

Tabella 1: Test sperimentali su ricevitori volumetrici ad aria [1], [6]

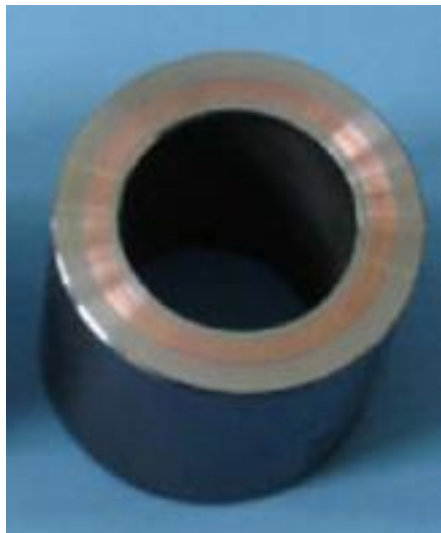
### 2.1.2. Ricevitori a gas tubolari

A partire dagli anni '70, in parallelo alle ricerche inerenti ai ricevitori con particelle fini, è stato proposto un modello alternativo per ottenere aria a temperature tali da poter sfruttare quest'ultima come fluido termovettore all'interno di un ciclo Brayton e basato sull'utilizzo di ricevitori di geometria tubolare destinati a concentratori a paraboloide. Inizialmente furono testati tubi di calore a metallo liquido, in quanto il maggiore coefficiente di scambio termico interno (dell'ordine di  $30.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ) rispetto a quello caratterizzante lo scambio diretto con gas (di soli  $300 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ) consentiva la realizzazione di ricevitori più compatti, in grado di sopportare maggiori flussi solari e caratterizzati da minori temperature raggiunte dal metallo e minori perdite di pressione a fronte però di costi più elevati. Un design di questo tipo può essere reso ulteriormente più efficiente utilizzando una struttura tubolare multistrato e applicando sul ricevitore una finestra, come dimostrato da alcune simulazioni condotte negli anni successivi dal DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt). Gli studi furono condotti per un sistema microturbina ibrido solare, funzionante con un ricevitore centrale, destinato ad applicazioni comprese tra 100 kW e 1 MW. Il ricevitore utilizzato per le simulazioni era costituito da tubi assorbitori con design "Profilato-Multistrato", costituiti da materiale Inconel con interposto uno strato di rame (al fine di migliorare lo scambio termico con il gas e uniformare la distribuzione del calore all'interno del materiale) ed era caratterizzato dalla presenza di finestre in silice segmentate per ridurre le perdite di calore convettive e radiative. Tali simulazioni prevedevano un aumento dell'efficienza fino ad un valore dell'81% rispetto all'utilizzo di un ricevitore privo di finestra (la cui efficienza si assestava su valori intorno al 68%), anche se i test sperimentali condotti presso la Plataforma Solar de Almería (PSA) hanno mostrato invece un miglioramento più contenuto (dal 40% senza finestra al 43% con finestra, discrepanza rispetto ai valori simulati attribuita a perdite di calore attraverso le pareti della cavità e a una portata massica inferiore rispetto a quella prevista) [6].

Negli anni successivi furono condotti ulteriori test su questa tipologia di ricevitori, maggiormente incentrati su un altro aspetto, ovvero la gestione dei carichi termo-meccanici transitori che possono compromettere la vita a fatica del materiale, il quale rappresenta, insieme alla questione del contenimento delle perdite convettive e radiative, uno dei fattori principali su cui agire per garantire una maggiore affidabilità del sistema nel caso di una geometria di questo tipo. A tal proposito, Uhlig (2011) ha condotto una serie di test su tubi in leghe a base di nichel sottoposti a sollecitazioni termiche transitorie, sviluppando un modello di plasticità ciclica di tipo Chaboche per stimarne la vita a fatica. Il modello di Chaboche è un approccio costitutivo che descrive il comportamento del materiale quando è soggetto a carichi variabili nel tempo, tenendo conto sia della deformazione plastica accumulata che dell'indurimento isotropo e cinetico. In pratica, permette di prevedere come il materiale si degrada progressivamente sotto cicli ripetuti di riscaldamento e raffreddamento, fornendo indicazioni utili per riprogettare i componenti in modo da ridurre le sollecitazioni e prolungarne la vita utile. Nello stesso anno, Kolb (2011) ha raccolto dati sperimentali di fatica a basso numero di cicli (Low Cycle Fatigue) per materiali come Incoloy 800HT, Inconel 625-LCF e Haynes 230, con l'obiettivo di definire i limiti di flusso solare ammissibili per tali leghe, già utilizzate nei ricevitori a sali fusi. Questi studi hanno fornito una base importante per la progettazione meccanica dei ricevitori a gas ad alta temperatura, contribuendo a migliorarne l'affidabilità strutturale [6].

Un'ulteriore prospettiva interessante è l'impiego dei ricevitori tubolari per trasferire energia termica alla  $\text{CO}_2$  supercritica ( $s\text{CO}_2$ ), in quanto il diametro contenuto dei tubi consente di sopportare le elevate pressioni necessarie per mantenere la fase supercritica [6]. Studi recenti hanno esplorato

l'utilizzo di microcanali e configurazioni tubolari ottimizzate per migliorare la distribuzione del calore e ridurre le sollecitazioni termiche sui materiali, consentendo di operare in sicurezza alle alte pressioni tipiche del regime supercritico (15–25 MPa) [7], [8]. In tale ambito, una delle principali sfide tecnologiche, ad oggi ancora aperta nonostante i progressi negli studi inerenti a tale aspetto, è la compatibilità dell'utilizzo di questo fluido termovettore con i sistemi di accumulo termico. Generalmente l'accumulo diretto di fluidi supercritici non è considerato praticabile per cui sarebbe necessario uno scambiatore di calore intermedio che trasferisca l'energia a un mezzo di accumulo separato. Le attività di ricerca attuali si concentrano quindi sull'integrazione tra ricevitore, ciclo sCO<sub>2</sub> e sistemi di accumulo indiretto, con l'obiettivo di aumentare l'efficienza complessiva e l'affidabilità dei futuri impianti CSP a torre [6].



*Figura 1:Ricevitore tubolare multistrato [6]*

## 2.2. Ricevitori a liquido

### 2.2.1. Ricevitori tubolari a liquido

Una prima alternativa ai ricevitori a gas è rappresentata dai ricevitori a liquido, caratterizzati da tassi di scambio termico e capacità termiche specifiche più elevate rispetto ai primi. Se ne distinguono due tipologie principali: ricevitori tubolari e ricevitori a film cadente. Per quanto riguarda i ricevitori tubolari a liquido, essi sono stati studiati fin dagli anni '70 e implementati in alcuni impianti dimostrativi già a partire dagli anni '80 e '90. Si tratta di ricevitori costituiti da una serie di tubi a parete sottile, in acciaio o altre leghe resistenti, in cui scorre un fluido termovettore allo stato liquido irradiato dalla luce solare attraverso più passaggi e, una volta riscaldato, inviato verso un sistema di accumulo termico o direttamente verso un sistema di generazione di potenza. L'uso di numerosi tubi agisce come meccanismo di scambio termico esteso, analogo a quello delle alette di raffreddamento: in altre parole, avere più tubi ravvicinati aumenta la superficie totale irradiata, favorendo così la trasmissione di calore al fluido termovettore. Per quanto riguarda la progettazione dei tubi, è necessario dimensionare opportunamente il diametro interno e lo spessore considerando che serve effettuare una scelta di compromesso in vista del fatto che il diametro è inversamente proporzionale al coefficiente di scambio termico (ovvero la convezione tramite cui si trasferisce calore al fluido è favorita da diametri più piccoli) e, al contempo, è direttamente proporzionale alle cadute di pressione e ai costi dei materiali che si intendono invece minimizzare [6].

Nell'ambito dei ricevitori a liquido tubolari, i fluidi di lavoro testati sono molteplici tra i quali acqua/vapore, sali nitrati fusi e sodio:

- i sistemi acqua/vapore ad alta temperatura sono stati testati in impianti pilota come il Solar One, in cui si è verificato che il massimo flusso sopportabile dal ricevitore fosse circa pari a  $300 \text{ kW/m}^2$  [6];
- i sali nitrati fusi, secondo quanto dimostrato invece dal progetto Solar Two, consentono di gestire un flusso massimo pari a circa  $850 \text{ kW/m}^2$ , quasi il triplo rispetto al precedente. I sali nitrati presentano inoltre il vantaggio di poter essere contestualmente utilizzabili come mezzo di accumulo termico, rendendo così non necessario uno scambiatore intermedio tra il ricevitore e il serbatoio, che rappresenterebbe ovviamente una fonte di perdite. Il principale problema legato a questo tipo di fluido termovettore è dovuto alla decomposizione del nitrato fuso, che si verifica in maniera significativa oltre i  $600\text{-}630 \text{ }^\circ\text{C}$ . In generale per il nitrato solare (60%  $\text{NaNO}_3$  e 40%  $\text{KNO}_3$ ) si osserva che l'intervallo operativo sicuro è limitato al range di  $220 \text{ }^\circ\text{C}\text{-}565 \text{ }^\circ\text{C}$ , in quanto al di sotto di  $220 \text{ }^\circ\text{C}$  questi sali solidificano (per cui richiedono un riscaldamento di mantenimento) mentre al di sopra dei  $565 \text{ }^\circ\text{C}$  diventano chimicamente instabili e soggetti a fenomeni di corrosione. Ciò rappresenta dunque un ostacolo a favorire l'integrazione dei sistemi CST a sali fusi in processi industriali come la produzione di acciaio, alluminio e cemento che richiedono temperature superiori a  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$  [1], [6];
- i metalli liquidi come il sodio hanno conduttività termiche più elevate, il che consente di tollerare flussi solari maggiori (superiori a  $1,5 \text{ MW/m}^2$ ) e ottenere dunque ricevitori più compatti e più efficienti (superfici minori a parità di potenza termica). Inoltre, la maggiore

conduttività riduce la differenza di temperatura tra il lato anteriore e quello posteriore del tubo, diminuendo gli stress termici. In tal caso il principale limite a cui far fronte è legato alla reattività con l'ossigeno e rischi di perdite [6].

In generale, secondo quanto riportato dallo studio condotto da Ho e Iverson [6], in un ricevitore a liquido con design tubolare la temperatura di uscita del fluido termovettore non supera i 600 °C, mentre le efficienze stimate sono comprese nel range 84-90%. Un possibile miglioramento delle prestazioni potrebbe essere ottenuto tramite l'utilizzo di fluidi termovettori alternativi, ad esempio i sali fluoruri, caratterizzati da punti di fusione più bassi e buona conduttività termica. Inoltre, un'altra soluzione è rappresentata dall'adozione di coating selettivi, che potrebbe contribuire ad aumentare significativamente l'efficienza e a ridurre le perdite del sistema grazie alla capacità di controllare l'assorbanza solare riducendo l'emissività termica.

### 2.2.2. Ricevitori a film cadente

I ricevitori a film cadente sono costituiti da una parete inclinata su cui scorre un fluido termovettore. Tale soluzione permette di ridurre la potenza di pompaggio necessaria a far circolare il fluido nel ricevitore, proprio grazie al fatto che il principio fisico sfruttato è la forza di gravità del fluido stesso. In generale questa tipologia di ricevitori si classificano in ricevitori a esposizione diretta e ricevitori a esposizione indiretta, in base se il fluido termovettore è direttamente investito dalla radiazione solare concentrata o meno. Di seguito si riporta una suddivisione nelle varie categorie più dettagliata, secondo quanto proposto dall'analisi condotta da Ho e Iverson [6].

- **Ricevitori con esposizione diretta o ricevitori ad assorbimento diretto (*Direct Absorption Receiver, DAR*)**

Nel caso dei ricevitori a film cadente con esposizione diretta, la radiazione solare colpisce direttamente il fluido, il quale scorre come un film sottile all'interno di una cavità o su una parete esterna. L'idea di base è quella di ridurre la resistenza termica eliminando la presenza di pareti intermedie. Per aumentare l'assorbimento, i sali fusi possono essere anneriti aggiungendo nanoparticelle o ossidi metallici dopanti (ad esempio l'ossido di cobalto, CoO). Tuttavia, è necessario che la quantità di additivi sia ottimizzata: un film troppo sottile non assorbe abbastanza energia, mentre uno troppo spesso aumenta le perdite radiative in quanto l'assorbimento avverrebbe principalmente vicino la superficie.

Le ricerche condotte sull'utilizzo dell'ossido di cobalto mostrano piccoli incrementi di efficienza (di circa il 4%), a fronte però di vantaggi economici poco significativi. Ricerche successive hanno sviluppato modelli analitici per stimare l'impatto sul rendimento del ricevitore di diversi parametri quali ad esempio spessore del film, concentrazione solare e dimensione delle particelle. Sono stati inoltre condotti ulteriori studi per valutare la stabilità chimica dei sali nitrati e nitriti dopati, monitorando il rilascio di biossido di azoto (NO<sub>2</sub>) come indicatore di degradazione.

- **Ricevitori esterni a film cadente con esposizione diretta (*External DAR*)**

In questi ricevitori il fluido scorre su superfici esterne inclinate. L'inclinazione serve a migliorare la stabilità del film: un'angolazione maggiore riduce la perdita di liquido ma

aumenta l'altezza del ricevitore. I test sperimentali con sali carbonati fusi hanno ottenuto efficienze termiche tra 80% e 90%, coefficienti di scambio termico appartenenti a un range tra 3000 W/m<sup>2</sup>K e 6500 W/m<sup>2</sup>K e temperatura del flusso in uscita fino a 700 °C. Un problema tecnico legato a tale tipologia di ricevitore è l'effetto del vento sul film liquido, il quale potrebbe generare zone calde localizzate, perdite di fluido e favorire l'instabilità e la contaminazione per esposizione ambientale di quest'ultimo.

- **Ricevitori interni a film cadente con esposizione diretta (*Internal DAR*)**

In questo caso la radiazione solare entra attraverso un'apertura e colpisce il film liquido che scorre lungo le pareti interne inclinate di una cavità. Rispetto ai ricevitori tubolari, i DAR interni consentono di raggiungere temperature di uscita del fluido termovettore più elevate ed efficienze che possono arrivare anche a valori del 94,5%. Per quanto riguarda l'efficienza, è interessante notare come questa sia condizionata dall'inclinazione delle pareti, la quale influisce sul bilancio tra le perdite radiative e quelle per riflessione: un'inclinazione maggiore permette di ridurre le perdite per riflessione ma, dal momento che aumenta la superficie radiante, aumentano le perdite radiative rispetto ad una parete verticale. È dunque necessario identificare un angolo intermedio che permetta di bilanciare questi due effetti e ottenere un'efficienza ottimale. Uno svantaggio dei ricevitori interni a esposizione diretta è la possibile contaminazione del fluido, l'instabilità e le perdite dovute al vento in quanto, nonostante esso scorra in una cavità interna, è comunque parzialmente esposto alle condizioni ambientali. Inoltre, alcuni studi hanno dimostrato che in tali sistemi le perdite convettive risultano essere non trascurabili rispetto alle perdite radiative.

- **Ricevitori interni a film cadente con esposizione indiretta**

Questo tipo di ricevitori rappresentano una possibile soluzione per arginare il problema di contaminazione ed instabilità del fluido che, come precedentemente spiegato, interessa i ricevitori a film cadente in cui il fluido è direttamente esposto alla radiazione solare al fine di migliorare l'efficienza ma pagando un prezzo in termini di vulnerabilità. In questo caso il film liquido scorre sul lato interno di una parete inclinata, riscaldata esternamente dalla radiazione concentrata, per cui in questo caso lo scambio di calore avviene attraverso la parete metallica. Rispetto ai ricevitori tubolari e ai ricevitori ad assorbimento diretto, tali sistemi sono caratterizzati da una buona efficienza anche a bassa insolazione e da una struttura più semplice e leggera, con conseguente riduzione dei costi e dei tempi di avviamento. Inoltre, consentono di limitare le perdite di pompaggio, avere una risposta più rapida alle variazioni di irraggiamento e non richiedono la presenza di dopanti nel fluido. Le principali problematiche sono legate alla gestione dei gradienti di temperatura, alla deformazione termica delle lamine sottili, e alla necessità di ottimizzare l'angolo dell'apertura della cavità. Una possibile soluzione è quella di adottare design ibridi (cavità/esterni), che combinano i vantaggi di entrambe le configurazioni e riducono ulteriormente le perdite termiche.

### 2.3. Ricevitori a particelle solide

I ricevitori a particelle solide (*Solid Particle Receivers*, SPRs) rappresentano una soluzione promettente per il futuro delle centrali solari a concentrazione di quarta generazione, potenzialmente in grado di superare i 1000 °C di temperatura operativa, rendendosi dunque adatti ad applicazioni quali lo sfruttamento di cicli Brayton ad aria o a sCO<sub>2</sub> e cicli termochimici per la produzione di idrogeno o combustibili solari sintetici. In essi si sfruttano particelle solide come mezzo di assorbimento e trasmissione del calore. Tale soluzione presenta diversi vantaggi rispetto ai fluidi tradizionali, tra i quali:

- elevata stabilità termica e chimica [1];
- il raggiungimento di temperature superiori ai 1000 °C senza incorrere in problemi di corrosione o decomposizione [6];
- l'adempimento della funzione di accumulo termico, evitando così l'utilizzo di uno scambiatore intermedio [6];
- la riduzione dei rischi ambientali, trattandosi di materiali a bassa tossicità e infiammabilità [6];
- la riduzione delle perdite ausiliarie, grazie al trasporto delle particelle per via meccanica o pneumatica [9];
- l'eliminazione della necessità di riscaldamento elettrico delle tubazioni, grazie all'utilizzo delle particelle come mezzo di trasferimento termico, con conseguente riduzione dei costi di capitale e di esercizio [9];
- basso costo e ampia disponibilità [1];
- adattabilità a diverse applicazioni industriali, come la calcinazione, la pirolisi, la gassificazione o la produzione di idrogeno solare [1].

Tuttavia, l'utilizzo di particelle solide presenta sfide tecniche legate alla movimentazione, alla fluidodinamica e al controllo del flusso, specialmente in sistemi di grande scala. Esistono tre categorie principali di ricevitori a particelle solide, descritte nello studio sopra citato condotto da Ho e Iverson [6]: ricevitori con caduta libera di particelle, ricevitori a letto fluido o letto a bolle e ricevitori a trasporto meccanico.

- **Ricevitori a particelle in caduta libera**

Nei ricevitori a particelle cadenti (*Falling Particle Receivers*, FPR), le particelle, a partire da un'apertura superiore, vengono lasciate cadere liberamente all'interno di una cavità irradiata dalla radiazione solare concentrata. Durante questo moto assorbono energia e si scaldano, per poi essere raccolte in un contenitore o una tramoggia. Generalmente le particelle solide utilizzate sono in materiale ceramico o si tratta di ossidi metallici. I materiali più diffusi sono l'allumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), la silice (SiO<sub>2</sub>), particelle ceramiche sinterizzate, granuli di bauxite o miscele di ossidi metallici. Il Sandia National Laboratories (USA) realizzò uno dei primi modelli di ricevitore direttamente irradiato, in cui granuli ceramici venivano fatti cadere in un condotto verticale. Durante tali test si raggiunsero temperature superiori ai 700 °C ed efficienze tra il 75% e l'85%. I principali problemi riscontrati in sistemi di questo tipo sono i seguenti:

- la dispersione e raccolta delle particelle [6];
- le elevate perdite radiative dalla cavità [6];
- la non uniformità del riscaldamento dovuta alla distribuzione del flusso solare [1];
- i rischi di erosione meccanica sui componenti esposti [1].

Furono dunque in seguito sviluppate configurazioni più avanzate tra le quali il sistema CenitSoleil (Francia), che ha impiegato particelle di bauxite in una cavità con pareti riflettenti e flusso controllato, raggiungendo efficienze termiche fino al 90% e temperature delle particelle di circa 800 °C.

- **Ricevitori a letto fluido e letto a bolle**

Per quanto riguarda i ricevitori a letto fluido, si tratta di un tipo di sistema che consente un ottimo scambio termico e una distribuzione uniforme della temperatura. Essi sfruttano infatti la trasmissione di calore dalle particelle solide, che assorbono la radiazione, al flusso di gas (aria o azoto) in cui esse sono sospese e che attraversa un letto poroso. Una variante è rappresentata dai ricevitori a letto a bolle, in cui lo scambio termico è ulteriormente favorito dal moto turbolento del gas, il quale viene iniettato dal basso. Ricevitori di tali tipologie consentono il raggiungimento di efficienze superiori all'85% con temperature operative fino a 900 °C. Tuttavia, è necessario far fronte a perdite radiative e convettive significative. Inoltre, un ulteriore limite tecnico da considerare è la gestione dei gas esausti, la quale può essere complessa [6].

- **Sistemi di trasporto meccanico**

Tale tipologia di ricevitori consiste in sistemi di trasporto meccanico chiusi, come nastri trasportatori, coclee rotanti, o elevatori a tazze e permette di far fronte ad alcune delle principali problematiche che caratterizzano i ricevitori a particelle solide, ovvero la perdita di particelle e la difficoltà a controllare il flusso. Questi sistemi consentono infatti un maggiore controllo del flusso e un accumulo termico diretto, a fronte però della necessità di utilizzare materiali meccanici ad alta resistenza per sopportare le elevate temperature e l'abrasione. In uno studio del DLR (Germania), un sistema a coclea elicoidale in ceramica ha raggiunto temperature di 950 °C con efficienze di circa 80%, dimostrando la fattibilità del concetto. Sono state proposte anche configurazioni ibride, che combinano un ricevitore a caduta libera con un successivo trasporto meccanico per l'accumulo o il recupero di calore [6].

- **Ricevitori ad aria con particelle fini**

Una soluzione alternativa rispetto ai ricevitori ad aria volumetrici è rappresentata dai ricevitori ad aria con particelle fini. Il principio di funzionamento alla base di questa tecnologia, proposta per la prima volta negli anni '70, è lo scambio di calore a sospensione solido-gas. In tale tipo di sistema, particelle submicroniche di carbonio sono sospese all'interno di un ricevitore ad aria pressurizzato e riscaldate dalla radiazione solare concentrata. Le particelle di carbonio, molto scure e opache, assorbono il calore proveniente dalla fonte solare per poi trasferirlo per conduzione e convezione all'aria pressurizzata, impiegata successivamente come fluido termovettore di un ciclo Brayton ad alta temperatura [6]. Da notare che tale tipologia di ricevitori si distingue dai ricevitori a particelle solide,

discussi precedentemente, in quanto in questo caso le particelle sono sospese nel flusso di aria per migliorare il trasferimento di calore alla fase gassosa, mentre nel secondo caso le particelle rappresentano il fluido termovettore primario. In entrambe le soluzioni, la principale differenza rispetto ai ricevitori centrali comunemente utilizzati risiede nel fatto che esse impiegano una cavità direttamente irradiata, che consente alle particelle (da sole o in sospensione) di raggiungere temperature più elevate e una migliore efficienza di conversione [1].

Per quanto riguarda il caso specifico dei ricevitori ad aria con sospensione di particelle fini, essi presentano alcuni vantaggi rilevanti. In primo luogo, grazie all'elevata superficie di scambio offerta dalle particelle, l'assorbimento della radiazione solare interessa l'intero volume di gas e ciò consente di utilizzare flussi solari molto intensi senza il rischio di danneggiare il materiale solido del ricevitore. Ciò è dovuto al fatto che in un ricevitore a sospensione, a differenza dei ricevitori tradizionali a tubo o a parete in cui la radiazione è assorbita sulla superficie del materiale per poi diffondere verso l'interno, l'assorbimento interessa tutto il volume del gas e il calore è direttamente trasferito al fluido termovettore, consentendo così di ridurre le perdite dovute alla resistenza termica del materiale. Inoltre, le particelle di carbonio vengono ossidate durante il processo, consentendo così di ottenere un flusso di aria pulito all'uscita del ricevitore.

L'efficienza di un concentratore caratterizzato dall'utilizzo di un ricevitore con particelle fini è influenzata da parametri quali la dimensione e la concentrazione delle particelle, le proprietà ottiche delle particelle, la portata massica di aria e la temperatura di esercizio. Calibrando opportunamente tali parametri, questo tipo di tecnologia potrebbe consentire il raggiungimento di efficienze pari al 90% e, secondo quanto dimostrato da alcuni test condotti su un ricevitore a particelle fini da 25 kW<sub>th</sub>, è possibile ottenere in uscita dal sistema un flusso di aria riscaldato fino a 700 °C [6]. Ulteriori studi hanno dimostrato che le sospensioni di particelle in aria (*Air-Particle Suspension, APS*) consentono il raggiungimento di temperature superiori a 1000 °C, mantenendo comunque una buona efficienza termica. Anche un sistema di questo tipo presenta però delle criticità a cui dover far fronte, quali ad esempio la progettazione di una finestra trasparente adeguata posta sul ricevitore pressurizzato e la realizzazione di un sistema di sospensione solido-gas stabile, ovvero in grado di mantenere costante la concentrazione e la temperatura delle particelle desiderate all'interno del sistema [1], [6].

- **Ricevitori a vortice espandente solare**

I ricevitori a vortice espandente (*Solar Expanding-Vortex Receiver, SEVR*) rientrano nella categoria dei ricevitori a particelle sospese e rappresentano una delle evoluzioni più recenti e innovative di quest'ultima. In questo caso è possibile migliorare ulteriormente l'assorbimento solare e ridurre le perdite termiche grazie al particolare moto indotto nella miscela aria-particelle, la quale entra tangenzialmente in una cavità cilindrica, creando un vortice toroidale che espande progressivamente il flusso. Ciò consente di ottenere una distribuzione più omogenea delle temperature e un'elevata efficienza di conversione energetica. Inoltre, tale sistema può essere sfruttato anche per l'accumulo di energia termica (successivamente utilizzabile per la generazione di vapore, la produzione di energia elettrica

o l'alimentazione di processi termo-chimici industriali), grazie alla separazione delle particelle solide riscaldate dal flusso di aria, mediante un ciclone di separazione [1].

Come precedentemente sottolineato, le ricerche negli ultimi anni si sono sempre più orientate verso i ricevitori a particelle solide, in quanto, la possibilità di arrivare a temperature molto elevate (almeno 700 °C), consente di arginare i limiti economici del CSP grazie al raggiungimento di maggiori efficienze del ciclo di potenza (più del 50%) e valori del LCOE inferiori a 0,06 \$/kWh. Le centrali solari a concentrazione con sistemi di accumulo termico integrati rappresentano infatti un'interessante alternativa a emissioni zero rispetto alle centrali elettriche convenzionali e, al contempo, consentono di superare i principali limiti di fonti rinnovabili quali il fotovoltaico e l'eolico, ovvero la loro intrinseca variabilità e imprevedibilità. Tuttavia, tale tecnologia risulta ancora non essere competitiva economicamente con altre forme di generazione elettrica presenti sul mercato (nel 2023 il LCOE medio del CSP era pari a 0,117 \$/kWh). Proprio per tale motivo i ricevitori a particelle solide si propongono come una possibile soluzione su cui puntare per arginare tale problematica e favorire lo sviluppo di questo tipo di sistemi su larga scala [9].

Un esempio concreto e attuale dell'evoluzione di questa particolare tipologia di ricevitori sono i ricevitori centrali tubolari a particelle fluidizzate (*Tubular Fluidized Particles Central Receivers*). Tale tecnologia è l'oggetto del progetto Horizon Europe POWDER2POWER (P2P), avviato nell'ottobre del 2023, che mira a dimostrare il funzionamento di ricevitori tubolari a particelle fluidizzate su scala MW, raggiungendo temperature di 750 °C, e come questi possano essere destinati sia per la produzione di energia elettrica sia in processi industriali di generazione del calore [9]. Il fluido termovettore selezionato in tale progetto è l'Olivina, un minerale silicato naturale di magnesio e ferro  $(Mg,Fe)_2SiO_4$ , molto resistente al calore e allo stesso tempo poco costoso [10], la quale funge al contempo anche da mezzo di stoccaggio. L'interesse industriale e accademico verso tali sistemi di conversione è motivato dall'elevata efficienza che li caratterizza, dalla compattezza delle turbomacchine, dalla semplicità dello schema impiantistico, dall'assenza di consumo d'acqua e dalla buona predisposizione a gestire carichi parziali e transitori rapidi. Nel 2024, un gruppo di ricerca dell'Università di Pisa (Fiaschi et al. [9]) ha presentato un'analisi tecno-economica approfondita di un impianto CSP di nuova generazione basato su ricevitori a particelle fluidizzate e ciclo Brayton a  $sCO_2$ , ispirandosi proprio al progetto europeo P2P. Tale studio si poneva come obiettivo quello di identificare le configurazioni di ciclo e le condizioni operative ottimali che minimizzano il costo specifico d'investimento dell'impianto, mantenendo elevate prestazioni energetiche. A tal fine è stato sviluppato un modello numerico completo che includeva:

- la progettazione del campo solare e del ricevitore tramite l'utilizzo combinato di SolarPILOT e SolTrace;
- lo sviluppo del modello termico del ricevitore a particelle fluidizzate basato su simulazioni bidimensionali, considerando ricevitori tubolari a pannello, condizioni stazionarie e la presenza di perdite sia radiative che convettive;
- l'analisi del blocco di potenza  $sCO_2$ , tramite l'utilizzo di un modello numerico MATLAB + REFPROP V10 per calcolare l'efficienza e dimensionare preliminarmente gli scambiatori di calore, considerando quattro diverse configurazioni:
  - RCC, ricompressione semplice;

- RCCB, ricomprensione con bypass del recuperatore ad alta temperatura;
  - RCIC, ricomprensione con intercooling;
  - PCC, raffreddamento parziale;
- un modello economico semplificato che include i costi di campo, ricevitore, accumulo e blocco di potenza.

Le simulazioni condotte in tale progetto di ricerca hanno dimostrato che oltre una temperatura del ciclo di 700 °C, l'incremento di efficienza non è tale da riuscire a compensare le perdite termiche e il costo dei materiali, pertanto, essa risulta essere la temperatura ottimale da dover raggiungere. Confrontando i risultati inerenti alle quattro configurazioni proposte, inoltre, da un punto di vista tecno-economico il ciclo di ricomprensione con bypass (RCCB) è quello caratterizzato da prestazioni più vantaggiose, quali:

- un'efficienza del ciclo di circa 50,5%;
- una minore temperatura di ritorno del fluido termovettore (circa 620 °C), che migliora l'efficienza del ricevitore e riduce i costi del TES;
- un costo specifico d'impianto pari a circa 3800 \$/kW<sub>el</sub>, inferiore rispetto alle altre configurazioni analizzate;
- il salto termico ottimale al pinch point dell'HTR compreso tra 15 °C e 20 °C, garantendo un equilibrio tra efficienza del ciclo, dimensionamento degli scambiatori e costi del sistema di accumulo.

In generale tale studio ha dimostrato che l'efficienza solare-elettrica complessiva del sistema P2P raggiunge valori fino a 20%, risultato soddisfacente in quanto risulta essere in linea con gli obiettivi tecnologici fissati per le centrali CSP di nuova generazione.

Nonostante i ricevitori a particelle solide rappresentano una frontiera promettente nell'ambito delle tecnologie CSP per quanto appena spiegato, è necessario però tenere conto delle sfide tecniche cui far fronte per poterne favorire la diffusione su larga scala, tra le quali, secondo quanto emerge dallo studio condotto da Rafique et al [1], si riportano le seguenti:

- erosione meccanica dovuta all'impatto delle particelle sulle pareti del ricevitore;
- perdite radiative che crescono all'aumentare della temperatura (>1000 °C);
- gestione del flusso bifase (gas e particelle), che richiede un controllo accurato per garantire stabilità e uniformità termica;
- sviluppo di materiali refrattari capaci di resistere a shock termici ripetuti e all'ambiente ad alta temperatura;
- ottimizzazione dell'analisi in regime transitorio, poiché l'irraggiamento solare varia rapidamente nel tempo e influisce in modo diretto sulle prestazioni termiche.

## 3. Materiali impiegati nei ricevitori dei sistemi solari a concentrazione

La scelta dei materiali utilizzati nei ricevitori dei sistemi solari a concentrazione (CSP) rappresenta un aspetto cruciale per il funzionamento e l'affidabilità degli impianti. I ricevitori, infatti, operano in condizioni ambientali estremamente severe: sono esposti a flussi termici molto intensi, che nelle torri solari possono raggiungere valori dell'ordine dei MW/m<sup>2</sup>, a temperature elevate che variano dai 400 °C delle tecnologie più consolidate fino a oltre 1200 °C nelle soluzioni di terza generazione, e sono soggetti a cicli termici ripetuti e a atmosfere potenzialmente ossidanti o corrosive [11]. È quindi evidente che la selezione dei materiali debba essere strettamente legata al tipo di ricevitore, al fluido termovettore utilizzato e alla temperatura di esercizio prevista.

Nei sistemi CSP attualmente in commercio, come i parabolic trough e le torri solari con fluidi termovettori liquidi (oli sintetici o sali fusi), i ricevitori sono realizzati principalmente con tubazioni metalliche ad alta resistenza, protette da appositi coating selettivi. Queste soluzioni permettono di raggiungere temperature moderate, inseguendo un compromesso tra prestazioni, affidabilità e costi. Tuttavia, l'evoluzione della tecnologia verso gli impianti CSP Gen3, caratterizzati da temperature operative più elevate e dalla possibilità di adottare fluidi termovettori gassosi o particellari, ha aperto la strada all'impiego di materiali più avanzati, come ceramici refrattari, matrici porose e particelle solide.

Il presente paragrafo fornisce una panoramica completa delle soluzioni materiali oggi disponibili e delle proposte più innovative, evidenziando punti di forza, limitazioni e campi applicativi.

### 3.1. Materiali tradizionali nei ricevitori commerciali

Nei ricevitori tubolari delle tecnologie CSP più mature, come i parabolic trough e alcune configurazioni a torre, i materiali tradizionalmente impiegati sono gli acciai inossidabili ad alta temperatura.

Leghe come gli acciai Cr-Ni o gli acciai stabilizzati al titanio (ad esempio AISI 316L) offrono infatti una buona resistenza al creep e all'ossidazione fino a circa 550 °C, risultano compatibili con oli sintetici e sali fusi e presentano costi relativamente contenuti e buona lavorabilità. Nonostante questi vantaggi, gli acciai iniziano a mostrare limiti evidenti oltre i 550 °C, con un rapido deterioramento delle proprietà meccaniche e un aumento dell'emissività [11]. Ciò rende difficile il loro impiego in sistemi in cui è necessario raggiungere temperature superiori, come quelli previsti dai concentratori solari di terza generazione.

#### 3.1.1. Materiali per ricevitori lineari

Negli impianti CSP di tipo lineare (*Parabolic trough / Linear Fresnel*), per migliorare le prestazioni ottiche e termiche del componente ricevitore, si adotta una struttura tubolare incapsulata ed evacuata costituita da più strati:

- un tubo interno in acciaio inossidabile, avente una elevata riflettività nell'infrarosso (bassa emissività) [11], [12];
- un coating scuro selettivo sulla superficie esterna del tubo [11];
- un tubo di vetro esterno che mantiene il vuoto attorno al tubo metallico (circa  $10^{-2}$  Pa) [11];
- un soffietto metallico alle estremità per compensare la differente dilatazione termica tra vetro e metallo [11];
- un getter (non mostrato in Figura 2) per mantenere il vuoto assorbendo i gas permeati [11].

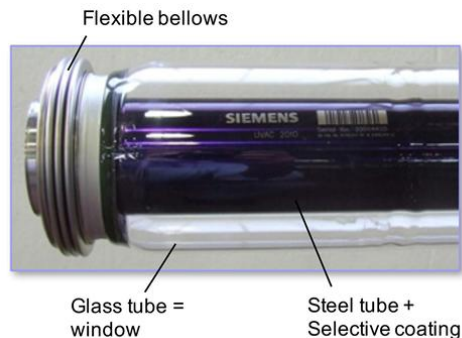


Figura 2: Ricevitore tubolare di un concentratore di tipo Parabolic trough [11]

Per quanto riguarda i coating selettivi, essi sono progettati al fine di massimizzare l'assorbimento della radiazione solare e, contemporaneamente, ridurre l'emissività termica alle alte temperature. Per tale motivo si selezionano materiali che presentano le seguenti caratteristiche:

- un elevato coefficiente di assorbimento per le lunghezze d'onda appartenenti allo spettro del visibile ( $\lambda < 2 \mu\text{m}$ ) [11];
- una bassa emissività nel medio-infrarosso ( $2\text{--}10 \mu\text{m}$ ), per minimizzare le perdite termiche [11].

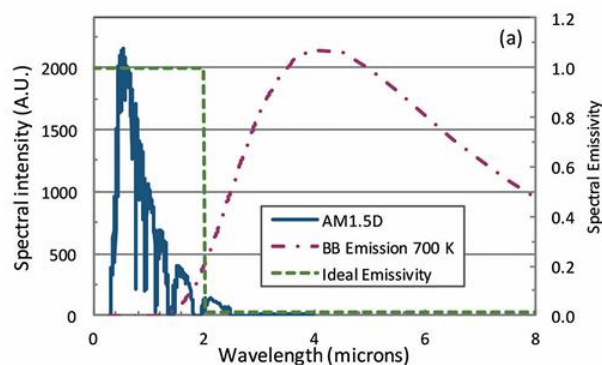


Figura 3: Spettro solare (AM1.5D) e di emissione di un corpo nero a 700K, con emissività spettrale di una superficie selettiva assorbente ideale [11]

Questi rivestimenti possono essere ottenuti tramite tecnologie di vario tipo, tra le quali:

- cermet (composito ceramica–metallo);
- multistrati sottili ceramica/metallo;
- ceramiche con nanoparticelle metalliche;
- strato riflettente nel medio-infrarosso (IR back reflector).

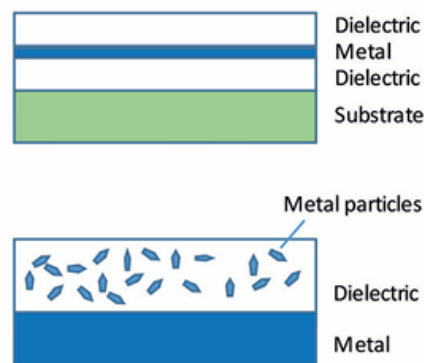


Figura 4: Tipiche strutture di un coating selettivo in materiale composito [11]

I coating selettivi raggiungono normalmente un'assorbanza compresa tra 0,93 e 0,96 e un'emissività che può scendere fino a 0,05 a temperatura ambiente. Il loro limite principale è la loro scarsa stabilità in aria: per funzionare correttamente necessitano di un ambiente in vuoto, realizzato tramite l'involucro in vetro sopraccitato che circonda il tubo metallico, tipicamente costituito da vetro borosilicato. L'intercapedine tra il vetro e l'acciaio è evacuata: l'assenza di aria consente infatti di avere un coefficiente di scambio termico convettivo pari a  $0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  eliminando così le perdite convettive. Questo elemento, oltre a isolare il ricevitore dall'ambiente eliminando le perdite per convezione, protegge il coating dall'ossidazione e riduce anche le perdite per irraggiamento (in quanto il vetro è perlopiù opaco nell'infrarosso). Tuttavia, la presenza del vetro introduce complessità tecnologiche, come la gestione delle dilatazioni termiche tramite soffiotti, e ne impedisce l'utilizzo nei ricevitori a torre point-focus, dove le sollecitazioni radiative e meccaniche sono molto maggiori [11], [12].

Un contributo particolarmente significativo per la comprensione del funzionamento e delle prestazioni dei coating selettivi è fornito dalle attività di ricerca condotte da ENEA nell'ambito dello sviluppo dei ricevitori lineari evacuati per applicazioni parabolic trough. Secondo quanto riportato dal rapporto del 2021 intitolato "Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività applicati a tubi ricevitori evacuati operanti fino a  $550 \text{ }^\circ\text{C}$ " [12], ENEA sviluppa da anni rivestimenti multistrato basati su un'architettura a tre componenti:

- uno strato metallico interno (molibdeno, tungsteno o, più recentemente, argento) che riflette la radiazione infrarossa ed abbassa l'emissività;
- uno strato intermedio composito, costituito da una matrice ceramica con particelle metalliche disperse, che consente l'assorbimento della radiazione solare;

- uno strato esterno antiriflesso, progettato per ridurre le perdite per riflessione.

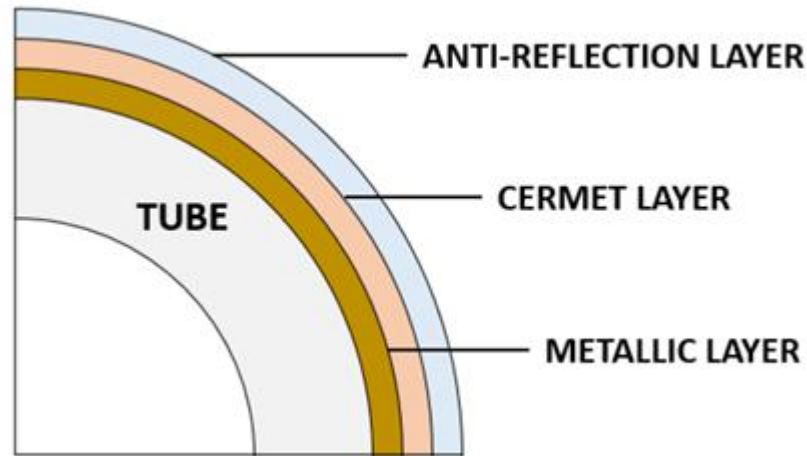


Figura 5: Schema del rivestimento multistrato di un tubo assorbitore [12]

Dallo studio condotto da ENEA, riassunto nel report sopra citato, emerge quanto segue:

- tramite l'analisi delle perdite termiche per irraggiamento e convezione, condotta utilizzando un modello CFD e un modello a parametri concentrati e verificando sperimentalmente il comportamento termico di due tubi ricevitori (uno SCHOTT PTR70 e uno sviluppato internamente da ENEA), risulta confermato che la combinazione tra coating selettivo, tubo di vetro e vuoto garantisce un isolamento termico molto efficace, con temperature del vetro sempre vicine alla temperatura ambiente e perdite termiche che crescono quasi esclusivamente in funzione dell'emissività del coating;
- i coating selettivi in materiale composito ceramico-metallico, attualmente in commercio ed utilizzati secondo la configurazione appena descritta, permettono di raggiungere un'elevata assorbanza (circa pari a 0,95) e una emissività termica moderata. Quest'ultima, però, cresce con la temperatura, alla quale è legata da una dipendenza quadratica espressa dalla seguente relazione:

$$2.1. \quad \varepsilon(T) = 2,2 \cdot 10^{-7} T [^{\circ}C]^2 + 0,07513$$

Tale aspetto evidenzia una delle principali sfide poste dai materiali tradizionali utilizzati per i rivestimenti selettivi, ovvero l'aumento delle perdite per irraggiamento alle alte temperature, limitando così l'efficienza e la massima temperatura operativa del ricevitore a circa 550 °C.

Secondo quanto appena evidenziato, è necessario considerare due aspetti: il primo è che le prestazioni del ricevitore sono notevolmente influenzate dalla scelta del coating selettivo (le cui proprietà, soprattutto in termini di emissività termica, sono funzione della temperatura) mentre il secondo consiste nel considerare che lungo il tubo la temperatura non è costante, per cui l'assorbanza e l'emissività variano nel dominio spaziale di quest'ultimo. Per questo motivo, ENEA dimostra numericamente che non esiste un singolo rivestimento ottimale lungo tutta la linea di collettori e propone una soluzione innovativa basata sull'utilizzo di coating differenziati lungo il campo solare: coating con emissività più bassa nelle sezioni ad alta temperatura e coating con assorbanza massima nelle sezioni a temperatura più bassa. Grazie all'adozione di questo criterio, la simulazione mostra un aumento del rendimento fototermico complessivo, con un miglioramento tra lo 0,5% e l'1,9% rispetto all'utilizzo di un solo coating uniforme [12]. Una seconda possibile soluzione, per far fronte all'aumento di emissività e al limite di temperatura a cui un coating tradizionale può operare, è supportare la ricerca nel campo dei materiali refrattari, che consentono di raggiungere prestazioni migliori in impianti CSP che operano a temperature compatibili con cicli di potenza avanzati (ad esempio quelli a CO<sub>2</sub> supercritica) [11].

### 3.1.2. Materiali per ricevitori puntuali

Nei concentratori a fuoco puntuale (torri solari), la configurazione tipica prevede gruppi di tubi che trasportano il fluido termo-vettore disposti in modo compatto nella regione focale secondo due tipi di configurazione:

- configurazione esterna (tubi avvolti attorno al cilindro in cima alla torre);
- configurazione a cavità (tubi all'interno di una cavità isolata).

I materiali comunemente utilizzati in tale ambito sono acciai ad alta resistenza termica e leghe a base nichel (come Inconel®). La superficie è rivestita con un coating scuro, ma senza involucro in vetro né vuoto, in quanto la geometria puntuale non lo consente [11].

## 3.2. Materiali avanzati per i ricevitori CSP di terza generazione

La possibilità di sfruttare i sistemi a concentrazione solare in applicazioni che necessitano di temperature che possono arrivare fino a 1200 °C (ad esempio per i cicli Brayton a CO<sub>2</sub> supercritica o per l'utilizzo di sali fusi a temperature superiori ai 600 °C), ha condotto a una revisione critica dei materiali tradizionalmente impiegati per i componenti chiave, quali i ricevitori e gli scambiatori. La ricerca, come evidenziato ad esempio nello studio da Rafique et al [1], si concentra sulla transizione da materiali strutturali come gli acciai inossidabili standard, verso materiali più performanti, stabili a cicli termici severi, in grado di sfruttare meccanismi di assorbimento volumetrico della radiazione e adatti, dunque, per i sistemi CSP Gen3 (ricevitori volumetrici ad aria o sCO<sub>2</sub> e ricevitori a particelle solide).

Un'ulteriore questione cui prestare attenzione è che, per i ricevitori operanti a temperature e pressioni molto elevate, la selezione del materiale non è determinata solo dalla temperatura massima, ma anche dalla gestione congiunta dello stress termico e dello stress meccanico. In particolare, è necessario considerare le seguenti caratteristiche:

- resistenza alla fatica termica, in vista del fatto che sistemi solari di questo tipo sono soggetti a cicli termici intensi dovuti all'alternanza giorno/notte, alle variazioni delle condizioni meteorologiche (ad esempio il passaggio di nubi) e alle procedure di avvio/arresto. Tali cicli generano ripetute variazioni di temperatura e quindi sollecitazioni che, nel tempo, possono portare alla rottura del componente;
- stabilità strutturale in pressione, in quanto l'utilizzo di fluidi ad alta pressione (come l'anidride carbonica supercritica) richiede materiali che mantengano un'elevata resistenza meccanica anche a temperature elevate (anche oltre 700 °C), evitando cedimenti per scorrimento viscoso (creep) sotto un carico di pressione costante;
- resistenza alla corrosione, in quanto per poter operare a temperature superiori a 600 °C in sistemi che utilizzano sali fusi è necessario passare a sali a base di cloruri o carbonati, che sono significativamente più corrosivi rispetto ai nitrati tradizionali.

### 3.2.1. Superleghe metalliche

Nel caso dei ricevitori pressurizzati per cicli a CO<sub>2</sub> supercritica, vengono adottate superleghe a base di nickel (tra cui Haynes 282 e Inconel 740H). I principali vantaggi di questa classe di materiali sono quelli di seguito elencati:

- capacità di non subire degradazione delle proprietà meccaniche anche a temperature tra gli 800 e i 1000 °C;
- resistenza a pressioni operative molto elevate;
- buona compatibilità con la CO<sub>2</sub> supercritica;
- conducibilità termica superiore rispetto ai materiali ceramici. Ciò consente di ottenere all'interno del materiale del ricevitore un profilo di temperatura più omogeneo ed evitare dunque gradienti termici eccessivamente elevati che potrebbero provocare l'innescarsi di

dilatazioni termiche con conseguente generazione di tensioni che potrebbero causarne la rottura;

- ottima resistenza allo scorrimento viscoso a temperature estremamente elevate;
- ottima resistenza alla corrosione in ambienti aggressivi (come i sali a base di cloruri o carbonati);
- tenacità e facilità di fabbricazione (saldabilità, formabilità) notevolmente superiori rispetto ai materiali ceramici che sono invece più fragili, rendendoli la scelta obbligata per i componenti in pressione.

Nonostante questa serie di vantaggi, le superleghe metalliche presentano alcuni limiti, tra i quali il costo elevato, unito talvolta alla necessità di raffreddare componenti critici, come le finestre protettive dei ricevitori pressurizzati. Inoltre, devono anche far fronte a un limite termico intrinseco, che ne impedisce l'impiego oltre i 1000–1050 °C. Questo vincolo è legato ad alcuni meccanismi metallurgici alla base delle loro prestazioni: la resistenza di tali leghe dipende infatti dalla stabilità del sistema di precipitazione  $\gamma/\gamma'$  (come  $\text{Ni}_3\text{Al}$  nelle superleghe a base nichel). A temperature troppo elevate questa microstruttura tende a degradarsi rapidamente attraverso fenomeni di coarsening o dissoluzione, determinando un drastico calo della resistenza meccanica. Parallelamente, a tali temperature la velocità di creep aumenta in modo esponenziale, rendendo il materiale non in grado di sopportare carichi anche modesti per tempi prolungati, condizione incompatibile con il funzionamento continuo richiesto dai ricevitori solari. A ciò si aggiungono l'intensificazione dei processi ossidativi e la formazione di fasi indesiderate che compromettono la duttilità e la resistenza a fatica termica [13]. Per queste ragioni, sebbene le superleghe rimangano fondamentali per applicazioni ad alta pressione come i ricevitori tubolari, esse non sono adatte per tecnologie che richiedono temperature operative superiori ai 1000 °C, come alcuni processi industriali o i ricevitori a particelle delle tecnologie CSP di terza generazione. In tali contesti si rende necessario ricorrere a materiali ceramici avanzati o a sistemi refrattari capaci di mantenere stabilità microstrutturale e integrità meccanica nel range di temperatura richiesto.

### 3.2.2. Ceramici refrattari

I materiali ceramici refrattari rappresentano la categoria più promettente per i ricevitori CSP ad alta temperatura, in particolare per i ricevitori volumetrici e per i sistemi a concentrazione di terza generazione, quali i ricevitori a particelle e i ricevitori a cavità direttamente irradiati.

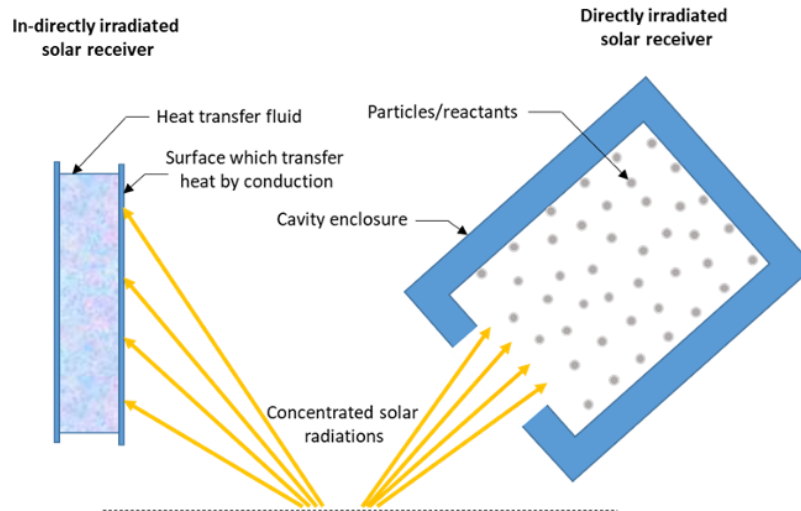


Figura 6: Principi di base per ricevitori indirettamente e direttamente irradiati [1]

Nel caso dei ricevitori a cavità direttamente irradiati, i materiali refrattari sono utilizzati per il rivestimento interno della cavità. A differenza dei ricevitori tubolari tradizionali, nei quali il fluido termovettore è confinato all'interno di tubazioni metalliche, i ricevitori a particelle espongono direttamente le pareti interne della cavità alla radiazione solare, a cicli termici intensi e all'abrasione meccanica indotta dalle particelle. Per questo motivo, il materiale di rivestimento influisce in modo determinante sulla stabilità termica del ricevitore, sulla sua risposta ai transitori e sulla vita utile complessiva del componente [1]. I vantaggi per i quali la ricerca si è spinta in tale direzione sono essenzialmente quelli di seguito elencati [13]:

- temperatura di utilizzo oltre 1200 °C;
- stabilità chimica e ossidativa;
- possibilità di realizzare matrici porose (schiume, strutture reticolari);
- elevata resistenza agli shock termici.

Come riportato da Rafique et al. [1], l'impiego di refrattari diventa necessario quando la temperatura operativa del ricevitore si avvicina o supera i 1000 °C. In tali condizioni, le superleghe metalliche tradizionalmente impiegate nei ricevitori pressurizzati raggiungono i propri limiti metallurgici, mentre i refrattari mantengono integrità meccanica e stabilità chimica anche oltre i 1400–1500 °C, diventando la scelta obbligata per i sistemi CSP Gen3. Nei ricevitori ad alta temperatura, le proprietà che guidano la scelta del refrattario sono principalmente:

- resistenza allo shock termico, a causa delle rapide variazioni dell'irraggiamento dovute a nubi o transitori;
- resistenza all'abrasione, fondamentale nei ricevitori a particelle;
- bassa conducibilità termica, per ridurre le perdite e stabilizzare la risposta dinamica;
- resistenza al creep e alla corrosione, soprattutto oltre i 1000 °C;
- elevata stabilità volumetrica per prevenire microfratture e distacchi.

I materiali refrattari utilizzati per questo tipo di applicazioni appartengono principalmente a tre categorie:

- refrattari a base di allumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), caratterizzati da un contenuto minimo di allumina pari al 50%. Si tratta ad ora della soluzione più diffusa per via dei costi relativamente contenuti e in quanto offrono buona stabilità chimica e resistenza a temperature elevate. Tuttavia, sono sensibili allo shock termico e presentano tassi di creep significativi, per cui non sono idonei per essere utilizzati a temperature superiori a 1500 °C. Inoltre, la loro assorbanza solare naturale è limitata per cui spesso risulta essere necessaria l'applicazione di coating specifici. Questa categoria di materiali refrattari è largamente impiegata nei forni da cementeria e metallurgia, e possono essere utilizzati come strati strutturali esterni nei ricevitori solari [1], [13];
- refrattari a base di silice ( $\text{SiO}_2$ ), costituiti da oltre il 93% di biossido di silicio. Essi sono in grado di sopportare elevati carichi meccanici fino al punto di fusione (circa 1700 °C) e mostrano una buona resistenza agli shock termici alle alte temperature. Tuttavia, al di sotto dei 593 °C sono suscettibili a fenomeni di spalling, per cui richiedono avviamenti lenti e controllati. Sono inoltre più costosi rispetto all'allumina e necessitano di processi produttivi più complessi. Trovano impiego come strato interno in molte configurazioni di cavità ad alta temperatura [1], [13];
- refrattari a base di magnesia ( $\text{MgO}$ ), con almeno l'85% di ossido di magnesio. Presentano un'eccellente resistenza alla corrosione da scorie basiche e buone proprietà meccaniche a circa 1500 °C. Sono però più costosi e meno resistenti alle variazioni termiche repentine. Nei ricevitori solari vengono utilizzati nei punti maggiormente soggetti ad abrasione da particelle [1].

Poiché nessun materiale refrattario è in grado di soddisfare da solo tutte le esigenze operative, i ricevitori a particelle impiegano quasi sempre un rivestimento multistrato, secondo la seguente configurazione [1]:

- strato caldo interno (silice, magnesia o refrattari ad alta purezza), esposto direttamente al flusso solare e all'impatto delle particelle;
- strato intermedio isolante (fibre ceramiche, refrattari leggeri), che riduce le dispersioni termiche e limita la temperatura sulle pareti esterne;

- strato strutturale esterno (allumina densa o refrattari combinati), che fornisce resistenza meccanica e supporta il peso della cavità.

Questa configurazione permette di:

- mitigare gli elevati gradienti termici generati dai transitori solari;
- ridurre l'abrasione indotta dal moto delle particelle solide;
- migliorare la sicurezza strutturale del ricevitore;
- prolungare la vita utile del componente;
- limitare costi e complessità della manutenzione, sostituendo solo lo strato interno quando necessario.

La qualità del materiale refrattario, insieme alla sua distribuzione e al suo spessore, determina in modo significativo l'entità delle perdite termiche dalla cavità e il comportamento del ricevitore durante start-up, turn-down e shut-down. Come evidenziato da Rafique et al. [1], l'interazione tra materiale refrattario, flusso solare, condizioni di transitorio e moto delle particelle rappresenta uno degli aspetti più critici per l'affidabilità dei ricevitori CSP di nuova generazione.

### 3.2.3. Materiali porosi per ricevitori volumetrici

Una delle innovazioni più rilevanti introdotte dai ricevitori volumetrici è l'impiego di matrici porose in ceramica o, in alcuni casi, in metallo. La radiazione solare penetra nei pori del materiale, venendo dunque distribuita anche negli strati più interni del ricevitore e non solo sulla superficie esterna. Questa modalità di trasferimento del calore, basata sul meccanismo dell'assorbimento volumetrico, consente il mantenimento di temperature superficiali più basse con la conseguente riduzione delle perdite termiche verso l'ambiente esterno (in particolare quelle radiative). Ciò ottimizza l'efficienza complessiva del ricevitore, consentendo così il raggiungimento di temperature in uscita del fluido anche superiori a 1000–1200 °C. Inoltre, avere una distribuzione del calore più omogenea all'interno del materiale, permette di contenere i gradienti termici e ridurre così il rischio dell'insorgere di tensioni meccaniche, dovute alle dilatazioni termiche, che potrebbero danneggiare il materiale stesso. Tale principio è quello su cui si basano numerosi prototipi come SOLAIR, HiTRec e DIAPR [13].

### 3.2.4. Materiali granulari e particelle solide

Nei ricevitori a particelle solide, la radiazione solare viene assorbita da particelle refrattarie in movimento (ad esempio in caduta libera), come ceramici micronizzati, miscele silicee e ossidi ad alta stabilità termica. Questi materiali garantiscono un meccanismo di assorbimento uniforme della radiazione. Inoltre, possono sopportare temperature superiori ai 1000 °C ed essere utilizzati come accumulo termico diretto, sfruttando direttamente il calore sensibile. La sfida principale consiste nel contenimento meccanico delle particelle, nella loro durabilità nel tempo e nella gestione della ricircolazione e dei fenomeni di erosione [13].

Tipologia materiale	Temperatura operativa massima	Vantaggi	Limiti	Applicazioni
<b>Acciai inox (Cr-Ni, AISI 316L, Inconel®)</b>	550 °C	Economici, compatibili con oli e sali, buona lavorabilità	Limite termico basso, alta emissività	Strato interno dei ricevitori tubolari multistrato in sistemi CSP lineari, tubi nei concentratori a fuoco puntuale
<b>Coating selettivi cermet</b>	550 °C	Assorbanza elevata nel visibile, emissività ridotta nell'infrarosso	Scarsa stabilità in aria, degradazione	Strato intermedio dei ricevitori tubolari multistrato in sistemi CSP lineari
<b>Superleghe Ni-Cr, Inconel</b>	800–1000 °C	Resistenza meccanica elevata, compatibili s-CO <sub>2</sub> , elevata conducibilità termica, elevata resistenza al creep, elevata resistenza alla corrosione, facilità di fabbricazione	Costose, degradazione oltre i 1000 °C	Ricevitori pressurizzati per cicli a CO <sub>2</sub> supercritica
<b>Ceramici refrattari a base di Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></b>	1000–1200 °C	Economici, stabilità chimica, buona resistenza anche oltre 1000 °C	Assorbanza bassa, sensibili allo shock termico, non idonei oltre 1500 °C	Strati strutturali esterni nei ricevitori volumetrici
<b>Ceramici refrattari a base di SiO<sub>2</sub></b>	1700 °C	Ottima stabilità termica, buona resistenza meccanica fino al punto di fusione	Molto costosi, processi produttivi complessi, suscettibili a spalling al di sotto di 593 °C	Strato interno in configurazioni di cavità
<b>Ceramici refrattari a base di MgO</b>	1500 °C	Eccellente resistenza alla corrosione da scorie basiche, buone proprietà meccaniche	Costosi, meno resistenti agli shock termici	Punti dei ricevitori solari più soggetti ad abrasione di particelle
<b>Materiali porosi refrattari</b>	<1200 °C	Assorbimento volumetrico, gradienti termici contenuti, alte efficienze	Produzione complessa	SOLAIR, HiTRec, DIAPR
<b>Particelle solide (ossidi, silice)</b>	<1000 °C	Alta stabilità termica, adatte ad accumulo	Contenimento meccanico delle particelle	Ricevitori a particelle (Gen3)

Tabella 2: Riassunto stato dell'arte dei materiali per ricevitori

## 4. Applicazioni ad alta temperatura per sistemi CSP

### 4.1. Integrazione con sistemi di accumulo

Inizialmente lo sviluppo degli impianti a concentrazione solare è stato principalmente orientato alla produzione di energia elettrica, tecnologia in continua crescita ma operativa commercialmente già dalla metà degli anni Ottanta. In questi sistemi la fonte solare è utilizzata per riscaldare un fluido termovettore (aria, acqua, olio sintetico, elio, sodio o sali fusi), a sua volta successivamente impiegato in cicli termodinamici di tipo Rankine, Brayton o Stirling. Tuttavia, negli ultimi anni le attività di ricerca sono indirizzate sempre più verso l'integrazione dei sistemi CSP anche in ambiti inerenti a processi industriali endotermici ad alta temperatura (quali ad esempio lavorazione dei materiali e produzione di prodotti chimici) e alla produzione di combustibili solari. In questo contesto, un ruolo fondamentale è rivestito da sistemi di accumulo di energia termica, la cui importanza nasce dalla necessità di sopperire a uno dei principali limiti delle tecnologie basate sullo sfruttamento dell'energia solare, ovvero l'intermittenza temporale di tale fonte. Un'ulteriore alternativa consisterebbe nell'utilizzare impianti ibridi, in cui è previsto l'impiego di combustibili fossili o biomassa quando l'apporto solare risulta non sufficiente a soddisfare la domanda energetica [2], [3], [14].

Per quanto riguarda le tecnologie di accumulo termico (Thermal Energy Storage, TES), attualmente è possibile distinguerne tre principali categorie: accumulo di calore sensibile, accumulo di calore latente e accumulo di calore termochimico. Per quanto riguarda l'accumulo termico sensibile (Sensible Heat Storage, SHS), risulta essere la tecnologia di stoccaggio più matura nell'ambito dei sistemi CSP commerciali [3]. Si tratta di sistemi che sfruttano generalmente sali fusi a temperature relativamente più basse rispetto agli altri sistemi di accumulo (il tetto massimo è intorno ai 560 °C [4]) e sono più semplici da controllare e più economici. Di contro sono però caratterizzati da una minore densità energetica e dalla necessità di mantenere i sali al di sopra di 220 °C per evitarne la solidificazione, con conseguente consumo energetico elevato [2], [4]. L'accumulo latente (Latent Heat Storage, LHS), invece, sfrutta materiali a cambiamento di fase (Phase Change Materials, PCM) per immagazzinare quantità di energia elevate in volumi relativamente piccoli [3]. Nell'ambito delle applicazioni CSP ad alta temperatura, tuttavia, è l'accumulo termochimico (Thermochemical Energy Storage, TCES) a destare maggiore interesse, in quanto rispetto alle precedenti tecnologie di stoccaggio presenta diversi vantaggi, tra cui una maggiore durata dell'accumulo (che teoricamente è illimitata) e una drastica riduzione di perdite di calore in quanto è un tipo di stoccaggio che avviene a temperatura ambiente. Inoltre, se l'accumulo sensibile e latente sono più adatti a operare in range di temperatura non oltre i 600 °C (in quanto a temperature superiori possono emergere problemi di corrosione e stabilità dei materiali), lo stoccaggio di tipo termochimico consente di operare a temperature più elevate e presenta una densità energetica che può essere fino a dieci volte superiore rispetto a quella dei sistemi SHS e LHS. In questo caso è però necessaria una grande quantità di materiale di accumulo, aumentando conseguentemente il costo complessivo dell'impianto [2], [3].

### 4.1.1. Accumulo termochimico

L'accumulo termochimico è un tipo di tecnologia il cui principio di funzionamento si basa sullo sfruttamento di reazioni chimiche reversibili per immagazzinare energia sotto forma di legami chimici. L'integrazione di tali processi in sistemi CSP presenta come notevole vantaggio quello di poter sfruttare l'energia solare per dare luogo alle reazioni, contribuendo così alla riduzione del consumo di combustibili fossili e alla diminuzione delle emissioni di anidride carbonica [3]. In altre parole, nel TCES l'energia solare concentrata viene utilizzata per guidare una reazione endotermica e, in seguito, i prodotti della reazione immagazzinati possono poi reagire nuovamente tramite la reazione inversa esotermica, rilasciando l'energia accumulata [4].

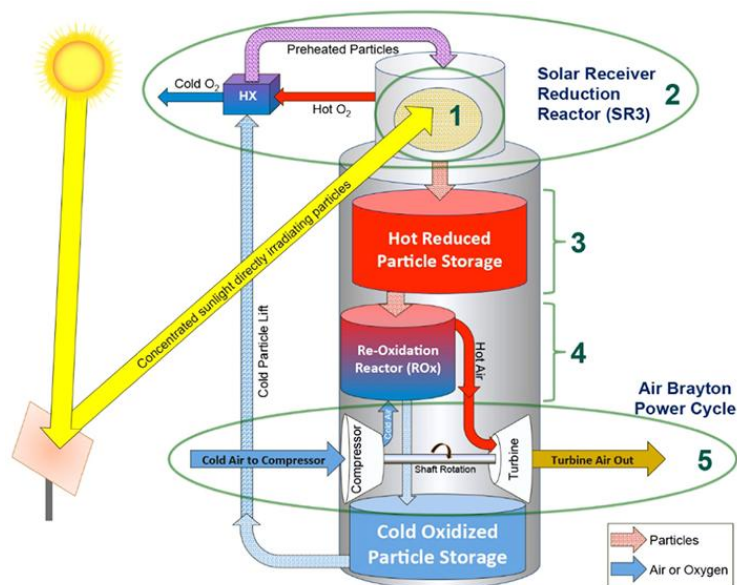


Figura 7: Schema di un sistema TCES integrato con tecnologia CSP [2]

Dal momento che numerosi processi termochimici avvengono a temperature superiori ai 1000 °C, risulta evidente la necessità di sviluppare materiali e tecnologie in grado di operare in condizioni termiche particolarmente severe [3]. Un materiale idoneo dovrebbe presentare elevata densità energetica, buona stabilità durante cicli redox ripetuti, cinetiche di reazione rapide e temperature operative compatibili con i sistemi CSP, oltre a basso costo e ridotto impatto ambientale. Ulteriori requisiti riguardano la limitata tendenza alla sinterizzazione, la ridotta differenza termica tra le fasi di riduzione e riossidazione, la stabilità delle proprietà meccaniche e termofisiche e l'assenza di sottoprodotti o reazioni collaterali indesiderate [2]. Secondo quanto riportato dall'analisi condotta da Dizaji e Hosseini [2], in letteratura sono citati numerosi materiali potenzialmente impiegabili nei sistemi TCES. Tuttavia, il loro studio evidenzia come nessuno degli ossidi metallici puri attualmente studiati sia in grado di soddisfare simultaneamente tutti i criteri richiesti. Alcuni materiali mostrano infatti problematiche legate a fenomeni di sinterizzazione, cinetiche di reazione insufficientemente rapide o temperature operative troppo elevate rispetto ai limiti tecnologici degli impianti CSP. Tra i

materiali maggiormente studiati figura l'ossido di cobalto ( $\text{Co}_3\text{O}_4$ ), caratterizzato da elevata entalpia di reazione e buona stabilità ciclica, ma penalizzato da costo elevato e potenziali problematiche di tossicità. Per questo motivo, la ricerca recente si è orientata verso lo sviluppo di ossidi metallici misti, che permettono di migliorare le proprietà termochimiche dei materiali. Tra questi quelli più adatti sono basati su Fe–Co, Al–Co, Fe–Mn e Fe–Cu–Mn, sebbene tali tecnologie siano ancora oggetto di studio per una futura applicazione su scala industriale negli impianti CSP.

Per quanto riguarda invece i principali processi che possono essere realizzati tramite l'utilizzo di reattori solari ad alta temperatura, è possibile citare lo splitting termochimico di  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ , la gassificazione o il cracking di materiali carboniosi [14], i sistemi di accumulo termochimico di energia e i processi di riciclo o produzione di materie prime [3].

Nello studio condotto da Zsembinszki et al. [3] è presentata una revisione dello stato dell'arte dei reattori proposti in letteratura per applicazioni termochimiche ad alta temperatura. In particolare, l'analisi pone l'attenzione su reattori utilizzati per reazioni solido–gas o processi di decomposizione termica operanti a temperature prossime ai  $1000\text{ }^\circ\text{C}$ , che potrebbero essere ulteriormente sviluppati per lo stoccaggio di energia termochimica negli impianti CSP con particolare riferimento alla tecnologia SPT (solar power tower). Secondo quanto discusso nell'articolo, esistono diverse classificazioni dei reattori solari in base al tipo di criterio adottato. Una prima classificazione è basata sul tipo di reattore e include, tra le principali configurazioni, i reattori a letto fisso, a letto mobile, rotanti, e a letto fluidizzato.

Una seconda classificazione, maggiormente interessante ai fini della trattazione portata avanti nel presente lavoro di tesi (in quanto più direttamente collegata alla tipologia di ricevitore solare e alla questione legata alla scelta dei materiali), è quella basata sulla tipologia di sistema ed effettuata tenendo conto della modalità di irraggiamento, del tipo di ricevitore solare e della modalità di integrazione del calore nella camera di reazione. Tale classificazione prevede la distinzione tra reattori solari diretti e indiretti:

- nel caso dei reattori indiretti, configurazione usata principalmente per i sistemi a letto fluidizzato, l'energia solare concentrata viene utilizzata per riscaldare un corpo nero o una superficie assorbente, che trasferisce successivamente il calore alla cavità del reattore tramite conduzione e convezione. In questo caso è necessaria l'introduzione di un elemento conduttivo tra ricevitore e reattore, il quale ha come vantaggio quello di ridurre i gradienti di temperatura rispetto ai sistemi diretti e, di conseguenza, gli shock termici. Tuttavia, ciò comporta una diminuzione dell'efficienza energetica complessiva del sistema per via dell'introduzione di ulteriori perdite nel trasferimento di energia solare verso il materiale reagente, dovute all'introduzione della resistenza termica associata al conduttore;
- nei reattori diretti i reagenti sono esposti direttamente alla radiazione solare concentrata tramite un'apertura del ricevitore che può essere aperta o chiusa da una finestra trasparente, generalmente in quarzo. Quest'ultima è necessaria nei sistemi diretti operanti ad alta temperatura al fine di ridurre le perdite di calore e massa ma la sua progettazione rappresenta una delle principali criticità nei ricevitori solari operanti in range di temperatura superiori a  $900\text{ }^\circ\text{C}$ . Nei reattori direttamente irradiati assumono particolare importanza le proprietà radiative dei materiali, in particolare assorbività ed emissività, poiché una

maggior frazione di radiazione assorbita comporta un aumento dell'efficienza del reattore e della conversione della reazione. In generale, i reattori diretti consentono di raggiungere temperature più elevate rispetto ai sistemi indiretti, ma rendono più complesso il controllo dell'uniformità della temperatura all'interno della camera di reazione.

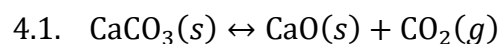
Infine, un'ulteriore classificazione dei processi termochimici può essere effettuata sulla base dello step limitante della reazione, distinguendo tra processi di decomposizione termica di un solido e reazioni solido-gas. Lo step limitante può essere controllato dalla diffusione oppure dalla cinetica della reazione chimica e ciò dipende dalla specifica reazione, la quale deve essere dunque opportunamente analizzata al fine di identificare correttamente il meccanismo dominante.

## 4.2. Chemical looping per sistemi CSP

Tra i diversi processi studiati per l'accumulo e la conversione termochimica dell'energia nei sistemi solari a concentrazione, un ruolo di particolare interesse è rivestito dai cicli di chemical looping. In tali processi l'energia termica fornita dalla radiazione solare concentrata viene utilizzata per guidare cicli di reazioni chimiche reversibili che coinvolgono materiali solidi reattivi, generalmente ossidi metallici o carbonati. Questi cicli consentono di immagazzinare energia sotto forma di energia chimica oppure di produrre combustibili solari attraverso processi di splitting di H<sub>2</sub>O o CO<sub>2</sub>. Nei paragrafi seguenti verranno analizzate alcune delle principali configurazioni di chemical looping studiate in letteratura per applicazioni nei sistemi CSP.

### 4.2.1. Calcium Looping

Secondo quanto emerge da letteratura, una delle configurazioni di chemical looping più promettenti per l'accumulo termochimico di energia nei sistemi CSP è il ciclo reversibile CaCO<sub>3</sub>/CaO (Calcium Looping, CaL) [4], descritto dalla reazione



in cui l'entalpia di reazione  $\Delta H_{calc}$  è pari a  $178,4 \times 10^3$  J/mol [4]. Come mostrato in [Figura 8](#), in questi sistemi l'energia solare concentrata viene utilizzata per alimentare la reazione endotermica di calcinazione del carbonato di calcio, che avviene nel reattore denominato *calciner*. A temperature elevate, dell'ordine di circa 1000 °C, il carbonato di calcio (CaCO<sub>3</sub>) si dissocia secondo la reazione diretta  $\text{CaCO}_3(s) \rightarrow \text{CaO}(s) + \text{CO}_2(g)$  producendo ossido di calcio (CaO) e anidride carbonica (CO<sub>2</sub>). L'energia fornita dalla radiazione solare viene quindi immagazzinata sotto forma di energia chimica nei prodotti della reazione.

Successivamente, nella fase di stoccaggio, i due prodotti della reazione vengono separati e immagazzinati in appositi serbatoi. In particolare, il CaO viene conservato come solido, mentre la CO<sub>2</sub> viene preliminarmente compressa e accumulata in serbatoi dedicati, così da poter essere successivamente reimpressa nel ciclo. Durante la fase di recupero dell'energia, i due reagenti

vengono inviati al reattore di carbonatazione (*carbonator*), dove reagiscono nuovamente formando  $\text{CaCO}_3$ . Questa reazione è esotermica e comporta il rilascio del calore precedentemente immagazzinato.

Il calore ad alta temperatura generato durante la carbonatazione può quindi essere recuperato attraverso opportuni scambiatori di calore e utilizzato per alimentare un ciclo di produzione di potenza, ad esempio un ciclo termodinamico per la generazione di energia elettrica. In questo modo il sistema consente di immagazzinare energia solare sotto forma chimica durante le ore di elevata radiazione e di rilasciarla successivamente quando richiesto, contribuendo a mitigare l'intermittenza della fonte solare e migliorando la flessibilità operativa degli impianti CSP [15].

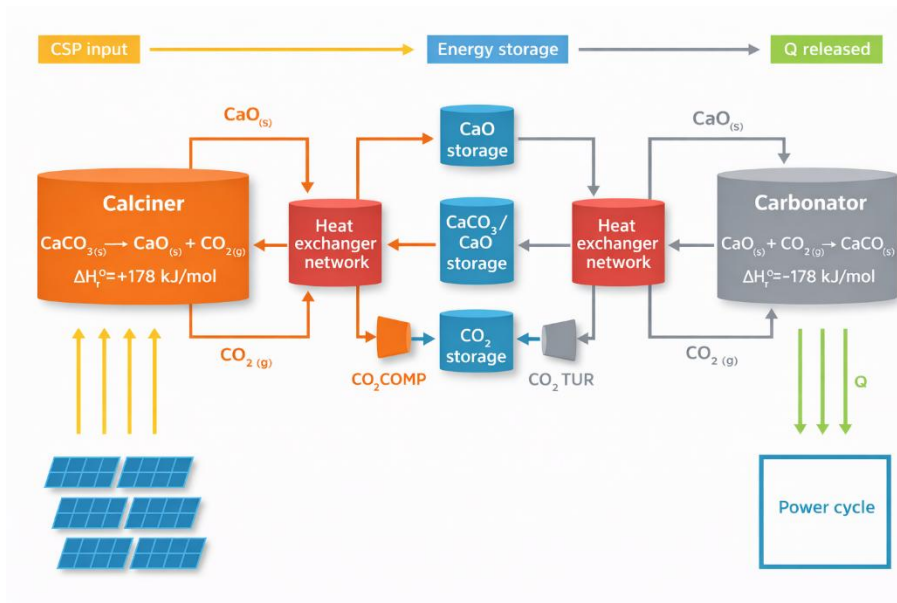


Figura 8: Impianto CSP integrato con sistema TCES basato su calcium looping [15]

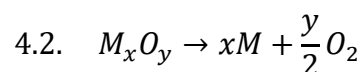
In generale il calcium looping risulta essere una tecnologia di interesse per applicazioni TCES in impianti CSP in quanto presenta diversi vantaggi, tra i quali la facile reperibilità dei materiali coinvolti e il loro costo relativamente contenuto, basso impatto ambientale, densità energetica tra le più elevate tra le varie tecnologie TCES (circa 3-4 GJ/m<sup>3</sup>) e range termici di esercizio elevati. In particolare, la fase di rilascio del calore mediante carbonatazione avviene generalmente a temperature tra i 650 °C e i 1000 °C e ciò consente di incrementare l'efficienza degli impianti a concentrazione solare rispetto alle soluzioni tradizionali basate sull'utilizzo dei sali fusi [4]. Tuttavia, uno svantaggio in cui si incorre è la disattivazione del CaO durante i cicli multipli, causata da fenomeni di sinterizzazione ad alta temperatura (soprattutto se quest'ultima supera i 900 °C) e che comporta una riduzione della densità energetica e dell'efficienza complessiva del sistema. Una possibile soluzione a tal proposito, resa fattibile proprio dal basso costo delle materie prime, è la sostituzione del CaO disattivato (il quale può essere a sua volta riciclato in altri processi industriali, come ad esempio la produzione di cemento). Per quanto riguarda la scelta del tipo di sistema adatto

alla realizzazione della calcinazione del carbonato di calcio mediante l'integrazione di un impianto CSP per la fornitura di energia termica, dallo studio condotto da Rivero et al. [4], in cui si effettua il confronto tra numerosi studi sperimentali (di cui alcuni inerenti a reattori direttamente applicati alla calcinazione solare del  $\text{CaCO}_3$  e altri riguardanti reazioni diverse ma potenzialmente applicabili anche al calcium looping) emerge che la configurazione più promettente è quella del reattore a letto fluidizzato irradiato indirettamente. Tale tecnologia, applicata al processo CaL-TCES, consente di ottenere un elevato trasferimento di calore e una buona miscelazione delle particelle e favorisce inoltre la continuità del funzionamento e una distribuzione più omogenea della temperatura. Tuttavia, è necessario considerare che anche questa configurazione presenta delle criticità. In particolare, la letteratura evidenzia problemi legati all'usura meccanica delle particelle  $\text{CaCO}_3/\text{CaO}$  e alla necessità di impiegare materiali reattoristici e superfici assorbenti capaci di resistere a temperature elevate. Inoltre, la scelta di un sistema indirettamente irradiato risulta favorita anche dalla modesta assorbività solare del calcare, che rende meno efficiente l'esposizione diretta del reagente alla radiazione concentrata [4].

#### 4.2.2. Cicli redox a ossidi metallici (Metal-Oxide Redox Cycles)

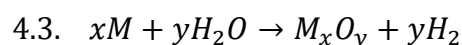
Gli sviluppi degli ultimi anni nel campo delle tecnologie dei sistemi a concentrazione solare hanno consentito di raggiungere rapporti di concentrazione molto elevati, con conseguente aumento della temperatura di stagnazione (temperatura massima teorica raggiungibile da un ricevitore ideale) e del livello termico dei serbatoi termici. Tale progresso è alla base dell'integrazione dei sistemi CSP in cicli termochimici più efficienti che sfruttano le reazioni redox degli ossidi metallici [14]. In generale, i cicli redox a ossidi metallici sono costituiti da due stadi:

- il primo stadio sfrutta l'energia fornita dalla fonte solare ed è di tipo endotermico. Si tratta della dissociazione termica solare dell'ossido metallico ed è descritto dalla reazione chimica



dove M è il metallo e  $M_xO_y$  è il rispettivo ossido;

- il secondo stadio è invece esotermico e consiste nell'idrolisi del metallo, tramite la quale si produce idrogeno. Si può esprimere mediante la seguente reazione:



Il principio di funzionamento dei cicli redox solari a due stadi sopra descritto è illustrato schematicamente in [Figura 9](#).

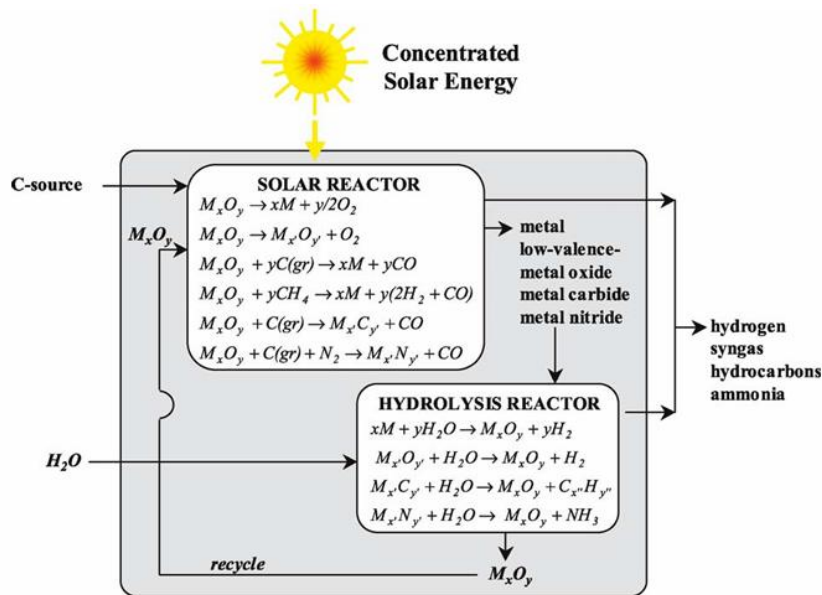
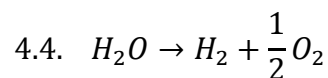


Figura 9: Schema di funzionamento dei cicli redox solare a due stadi [14]

Un processo di questo tipo risulta essere particolarmente vantaggioso rispetto alla produzione di idrogeno dall'acqua tramite termolisi solare. In quest'ultimo caso, infatti, l'idrogeno è prodotto a partire dalla dissociazione termica dell'acqua in un singolo stadio, processo caratterizzato da alcuni limiti considerevoli. Innanzitutto, sarebbe necessaria una fonte di calore a temperatura molto elevata (anche superiore a 2500 K) affinché la dissociazione avvenga in modo efficiente. In secondo luogo, è necessario integrare sistemi che consentano di separare  $H_2$  e  $O_2$  per evitare la formazione di una miscela esplosiva ma in questo modo si introdurrebbe una significativa perdita di efficienza exergetica, oltre al fatto che il rischio che si formi una miscela esplosiva è comunque non eliminabile completamente. Al contrario, nel caso della produzione di  $H_2$  dall'acqua tramite cicli termochimici solari, sebbene la reazione globale risulti essere in ogni caso

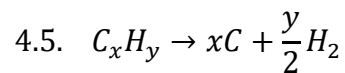


i due gas sono prodotti in stadi separati per cui non è necessaria la loro separazione ad alta temperatura. Uno dei primi cicli redox a ossidi metallici proposti è quello basato sull'utilizzo della coppia redox  $Fe_3O_4/FeO$ . In seguito, sono stati studiati anche altri sistemi, tra i quali  $TiO_2/TiO_x$ ,  $Mn_3O_4/MnO$  e  $Co_3O_4/CoO$  ma in cui si è riscontrata una resa di produzione di idrogeno non sufficiente [14]. Secondo quanto riportato dallo studio condotto da Aldo Steinfeld [14], una delle coppie redox più promettenti è quella  $ZnO/Zn$ , la cui reazione potrebbe essere realizzata in un reattore solare a cavità rotante con finestra, nella quale particelle di  $ZnO$  sono trattenute dalla forza centrifuga e direttamente esposte alla radiazione solare concentrata. In questo sistema lo  $ZnO$  svolge contemporaneamente le funzioni di assorbitore radiativo, isolante termico e reagente chimico.

### 4.3. Processi termochimici solari per la produzione di combustibili

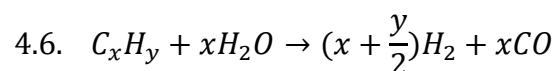
Un'ulteriore applicazione dei sistemi CSP ad alta temperatura risulta essere la decarbonizzazione dei combustibili fossili mediante processi termochimici solari. In questo caso i combustibili fossili sono sfruttati come fonte chimica di idrogeno e non come fonte di calore, mentre l'energia termica necessaria ad innescare le reazioni endotermiche è fornita dalla radiazione solare concentrata. In tale ambito i principali processi studiati in letteratura sono il solar cracking, il solar reforming e la solar gasification, che consentono di produrre idrogeno o syngas riducendo al contempo le emissioni di anidride carbonica.

Il solar cracking consiste nella decomposizione termica degli idrocarburi ad alta temperatura, descritta dalla reazione



In questo processo l'idrocarburo viene dissociato producendo idrogeno gassoso e carbonio solido. Quest'ultimo può essere successivamente sequestrato oppure utilizzato come materiale o come agente riducente in altri processi industriali. L'utilizzo dell'energia solare concentrata consente di fornire il calore necessario alla reazione senza ricorrere alla combustione del combustibile stesso, evitando così la formazione diretta di CO<sub>2</sub>.

Per quanto riguarda invece i processi di solar reforming e di solar gasification, gli idrocarburi o altri materiali carboniosi reagiscono con il vapore acqueo ad alta temperatura. In forma semplificata la reazione può essere espressa come



Il prodotto principale di questi processi è il syngas, una miscela costituita principalmente da idrogeno (H<sub>2</sub>) e monossido di carbonio (CO). Quest'ultimo è ampiamente sfruttato in ambito industriale in quanto può essere utilizzato per la produzione di numerosi combustibili sintetici e composti chimici, tra cui metanolo e ammoniaca.

L'impiego dell'energia solare come fonte termica di processo in questo tipo di applicazioni presenta diversi vantaggi. In primo luogo, consente di evitare l'emissione di inquinanti associata alla combustione diretta dei combustibili fossili. Inoltre, poiché il calore necessario alle reazioni è fornito dall'energia solare, i prodotti gassosi non risultano contaminati dai prodotti di combustione. Infine, dato che parte dell'energia solare che contribuisce direttamente alla reazione endotermica viene convertita e immagazzinata sotto forma di energia chimica nei prodotti della reazione, ne consegue un aumento del potere calorifico complessivo del combustibile prodotto [14].

## 5. Modellazione termomeccanica del ricevitore solare in allumina

Il caso studio oggetto della presente analisi riguarda un ricevitore solare tubolare in allumina, testato presso il paraboloide solare dell'Energy Center di Torino. Il fine della trattazione è quello di modellare il comportamento termomeccanico del componente nelle condizioni operative più gravose, con l'obiettivo di valutarne l'idoneità strutturale e confrontarne le prestazioni con materiali alternativi. Il ricevitore analizzato presenta geometria cilindrica cava, con dimensioni rilevate direttamente sul campione sperimentale (diametro interno, diametro esterno e lunghezza). A partire da tali misure geometriche sono state ricavate, mediante semplici relazioni analitiche, le principali grandezze derivate necessarie alla modellazione numerica, quali:

- l'area bagnata esterna e interna del ricevitore;
- il volume totale del ricevitore;
- il volume di fluido contenuto all'interno del tubo;
- la superficie di scambio per unità di lunghezza, utilizzata nella discretizzazione nodale del modello 1D assiale.

Per quanto riguarda le condizioni operative, l'analisi è stata condotta assumendo un'irradiazione solare diretta pari a  $800 \text{ W/m}^2$  [16], rappresentativa di una giornata estiva in condizioni conservative. La potenza effettivamente assorbita dal ricevitore non coincide semplicemente con la potenza incidente concentrata, ma è calcolata considerando anche l'area di cattura del concentratore e il rendimento ottico del sistema. In particolare, la potenza solare raccolta è stata valutata come:

$$5.1. \quad P_{collected} = I_0 A_{cattura} \eta_{ott} \quad [\text{W}]$$

e successivamente trasformata in flusso termico superficiale medio applicato al ricevitore dividendo per l'area esterna del tubo:

$$5.2. \quad q'' = \frac{P_{collected}}{A_{esterna}} \quad [\text{W/m}^2]$$

Questo passaggio è particolarmente rilevante, in quanto consente di tradurre un dato globale dell'impianto (potenza raccolta dal paraboloide) in una condizione al contorno termica coerente con il modello di conduzione nel solido. Inoltre, sostituendo nell'espressione del flusso termico superficiale la formula utilizzata per il calcolo di  $P_{collected}$  emerge la dipendenza di  $q''$  dal fattore di concentrazione, definito come il rapporto tra l'area di cattura del concentratore e l'area esterna del ricevitore:

$$5.3. \quad q'' = I_0 C \eta_{ott} \quad [\text{W/m}^2]$$

Nel caso in analisi il fattore di concentrazione  $C$  assume un rapporto piuttosto elevato (pari a 334,09), soprattutto se confrontato con i valori tipici assunti da tale parametro in sistemi di questo tipo. Ciò risulta giustificato dal fatto che il ricevitore in allumina oggetto dello studio è un ricevitore sperimentale caratterizzato da dimensioni molto ridotte rispetto a quelle standard.

Le condizioni ambientali sono state fissate assumendo una temperatura esterna dell'aria pari a 35°C e una velocità del vento costante. In particolare, sono stati scelti valori coerenti con la collocazione geografica del sistema. Il coefficiente di scambio convettivo esterno è stato assunto pari a 10 W/m<sup>2</sup>K, valore rappresentativo di condizioni di convezione naturale o di debole ventilazione in aria, coerente con valori tipicamente adottati in letteratura per superfici esposte (generalmente compresi tra 5 e 25 W/m<sup>2</sup>K). Si tratta di una scelta cautelativa nell'ottica di massimizzare la temperatura del ricevitore e quindi le sollecitazioni termoelastiche. Le perdite radiative sono state invece modellate tramite legge di Stefan-Boltzmann, assumendo emissività costante del materiale.

Per quanto riguarda il fluido interno, è stata considerata aria con proprietà termo-fisiche costanti pari ai valori alla temperatura ambiente. Questa ipotesi, pur semplificativa, risulta accettabile in una fase preliminare di progettazione, in quanto la variabilità delle proprietà dell'aria incide in misura minore rispetto alla forte dipendenza dalla temperatura delle proprietà dell'allumina.

Infine, le proprietà termomeccaniche dell'allumina sono state modellate come dipendenti dalla temperatura per quanto riguarda la conducibilità termica e il calore specifico nella parte inerente all'analisi 1D assiale (la densità è invece assunta costante in quanto soggetta a una variabilità trascurabile), mentre per quanto riguarda le proprietà utilizzate per la formulazione del modello radiale della sezione critica (conducibilità termica, modulo elastico, coefficiente di dilatazione termica) sono state valutate tramite apposite relazioni alla temperatura media della sezione considerata (semplificazione ragionevole considerando il ridotto gradiente termico radiale che emergerà dai risultati).

L'obiettivo della modellazione è riprodurre numericamente il comportamento termomeccanico del componente in condizioni operative rappresentative, a partire dai dati riassunti in Tabella 3, distinti in:

- dati geometrici del campione;
- parametri del concentratore;
- condizioni ambientali e di esercizio;
- proprietà termo-fisiche e meccaniche del materiale;
- assunzioni modellistiche adottate per l'analisi numerica.

Categoria	Parametro	Simbolo	Valore	Unità	Origine
Geometria	Diametro interno	$d_{in}$	0,012	m	Misura campione
Geometria	Diametro esterno	$d_{out}$	0,0175	m	Misura campione
Geometria	Lunghezza	$L$	0,245	m	Misura campione
Concentratore	Area cattura	$A_{cattura}$	4,5	m <sup>2</sup>	Dato impianto
Concentratore	Rendimento ottico	$\eta_{ott}$	0,75	–	Assunzione di progetto
Ambiente	Radiazione solare diretta	$I_0$	800	W/m <sup>2</sup>	Assunzione di progetto, caso estivo
Ambiente	Temperatura dell'aria	$T_a$	35	°C	Assunzione di progetto, caso estivo
Ambiente	Velocità interna dell'aria	$u$	1,2	m/s	Assunzione di progetto
Ambiente	Coefficiente di scambio termico convettivo	$h$	10	W/(m <sup>2</sup> K)	Assunzione di progetto cautelativa
Ambiente	Emissività	$\varepsilon$	0,7	–	Assunzione di progetto
Materiale	Densità	$\rho$	3900	kg/m <sup>3</sup>	Letteratura

Tabella 3: Dati di input per la modellazione del caso studio inerente al ricevitore in Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

## 5.1. Analisi termo-fluidodinamica del ricevitore in allumina

### 5.1.1. Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi termica

Il caso studio considerato si basa sull'implementazione di un modello numerico per l'analisi termo-fluidodinamica di un ricevitore solare tubolare in allumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), facente parte di un sistema CSP che ha come obiettivo quello di riscaldare un fluido termovettore a temperature tali da poter essere sfruttato in un chemical looping per la produzione di syngas. Per quanto riguarda la prima fase di modellazione, gli obiettivi sono i seguenti:

- determinare la distribuzione di temperatura  $T(x, t)$  all'interno del ricevitore lungo la sua lunghezza descritta dall'asse  $x$ ;
- identificare la temperatura massima di esercizio in condizioni di progetto;
- valutare la temperatura di uscita del fluido termo-vettore dal sistema quando quest'ultimo ha raggiunto una condizione di regime stazionario.

Le informazioni ottenute saranno utilizzate per condurre un'ulteriore analisi termica monodimensionale, in questa seconda fase condotta invece lungo il dominio radiale della sezione più critica del ricevitore (ovvero quella in cui, al termine del transitorio, è stata raggiunta la temperatura del ricevitore più elevata e dove ci si aspetta dunque di avere maggiori sollecitazioni termiche sul materiale).

Il campo termico radiale sarà successivamente impiegato come input per la verifica termo-meccanica, finalizzata a valutare se le dilatazioni termiche indotte generino tensioni inferiori al limite massimo di rottura del materiale ceramico. L'obiettivo è quello di valutare se il materiale analizzato è in grado di supportare le temperature necessarie per applicazioni come quella sopra citata e confrontarlo con altri materiali utilizzando lo stesso modello (considerando quindi un ricevitore con stessa geometria cilindrica, stesse dimensioni e medesime condizioni al contorno in cui si trova ad operare).

### 5.1.2. Modello termico del ricevitore lungo il dominio assiale

#### 5.1.2.1. *Ipotesi di base del modello assiale*

Le principali ipotesi formulate per la semplificazione del modello fisico sono le seguenti:

- **Geometria Monodimensionale (1D):** si assume che i fenomeni termici siano dominanti lungo l'asse longitudinale (asse  $x$ ) del ricevitore. Questa scelta, tipica per tubi con spessore molto inferiore rispetto alla lunghezza, permette di trascurare, in questa prima fase, il gradiente di temperatura radiale, mantenendo al contempo un'elevata efficienza computazionale.
- **Input Solare:** La potenza solare totale raccolta è applicata come un flusso di calore superficiale uniforme lungo l'intera superficie esterna del ricevitore.

- **Condizioni di Progetto:** L'analisi è condotta in regime transitorio (1 ora) utilizzando condizioni conservative, con irraggiamento solare diretto  $I_0 = 800 \text{ W/m}^2$ , temperatura ambiente costante e pari a  $35^\circ\text{C}$  e velocità del vento assunta costante e pari a  $1,2 \text{ m/s}$  (valore medio tipico per la località di Torino).
- **Fluido termo-vettore:** L'analisi è condotta considerando che all'interno del ricevitore tubolare passi dell'aria. Si tratta anche in questo caso di un'ipotesi utile in fase di progetto per considerare le condizioni peggiori possibili. L'aria è infatti caratterizzata da un coefficiente convettivo più basso rispetto a quello dei fluidi termo-vettore generalmente utilizzati nei cicli di chemical looping (quali ad esempio la  $\text{CO}_2$ , il cui coefficiente convettivo è di circa  $50 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ). Un coefficiente convettivo maggiore implica infatti un fluido all'interno del condotto che si muove a velocità più elevate, tendenzialmente in moto turbolento, e ciò favorisce lo scambio di calore dal ricevitore al fluido, provocando così un innalzamento più contenuto della temperatura del materiale del ricevitore stesso.
- **Proprietà dell'aria:** si assume che le proprietà termo-fisiche dell'aria siano costanti e pari a quelle corrispondenti alla temperatura ambiente. A rigore, anche le proprietà del fluido variano con la temperatura ma in modo meno significativo rispetto alle proprietà dell'allumina.
- **Proprietà dell'allumina:** L'analisi è stata inizialmente condotta assumendo tali proprietà costanti. Il codice è stato successivamente migliorato considerando il fatto che per i materiali ceramici si hanno delle variazioni significative delle proprietà al crescere della temperatura. Si assume costante la sola densità, la quale, nel campo di temperatura di interesse, subisce delle variazioni trascurabili.

PROPRIETÀ	CORRELAZIONE (FORMULA MATLAB)	FONTE
Calore Specifico ( $c_p$ [J/kg/K])	$cp\_fun = @(T) (A + B*t + C*t.^2 + D*t.^3 + E./t.^2) / M\_Al2O3;$	Equazione di Shomate [17]
Conduttività Termica ( $k$ [W/m <sup>2</sup> /K])	$k\_fun=@(T) 4.8209+6.217e5.*T.^(-1.7817);$	Correlazione empirica ricavata da letteratura [18]

Tabella 4: Correlazioni delle proprietà termiche dell'allumina in funzione della temperatura

### Equazione termo-fluidodinamica

Il ricevitore è modellato come un sistema accoppiato solido-fluido, in cui lo scambio termico è trattato come un problema di conduzione e advezione [16]: il materiale del ricevitore riceve calore

dalla radiazione solare concentrata e riscalda a sua volta il fluido termo-vettore che entra al suo interno ad una temperatura più bassa (il quale, dunque, lambendo le pareti interne del ricevitore, lo raffredda). Il ricevitore scambia anche calore verso l'ambiente esterno, per convezione e per irraggiamento. Tali contributi rappresentano delle perdite per il sistema, le quali non possono essere trascurate in quanto incidono notevolmente sull'efficienza di quest'ultimo (in particolare, considerando gli elevati valori di temperatura interessati, ci si aspetta che pesino maggiormente le perdite per irraggiamento verso l'ambiente esterno).

$$5.4. \quad \textbf{Solido:} \quad \rho_s \cdot c p_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = K_s \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + q - \frac{h \cdot A_{ric,interna} \cdot (T_s - T_a)}{Vol_{ric}} \quad [W/m^3]$$

$$5.5. \quad \textbf{Fluido:} \quad \rho_a \cdot c p_a \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = \frac{h \cdot A_{ric,interna} \cdot (T_s - T_a)}{Vol_{aria}} \quad [W/m^3]$$

Il termine  $q$  racchiude la potenza solare concentrata (che il ricevitore riceve tramite il concentratore) e le perdite per irraggiamento e per convezione verso l'ambiente esterno.

#### 5.1.2.2. Condizione iniziale e condizioni al contorno

Affinché il problema da risolvere sia un problema chiuso, è necessario imporre opportunamente le seguenti condizioni al contorno:

- **Condizione iniziale (t=0 secondi)**

Come condizione iniziale del problema si è fissato che all'istante  $t=0$  il ricevitore sia in equilibrio termico con l'aria a temperatura ambiente (in altre parole, sia l'aria all'interno del ricevitore che il ricevitore stesso hanno temperatura pari a quella ambiente lungo l'intero dominio spaziale).

$$5.6. \quad T_a(x, t = 0) = T_{ambiente} \quad [K]$$

$$5.7. \quad T_s(x, t = 0) = T_{ambiente} \quad [K]$$

- **Condizioni al contorno per il materiale solido**

Per il ricevitore è stata fissata la medesima condizione al contorno per entrambi i bordi: si tratta di una condizione di Robin [19] con scambio di calore per advezione e convezione sia sul bordo sinistro del cilindro che sul bordo destro:

$$5.8. \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{bordo} = h_{conv} \cdot (T - T_{amb}) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_{amb}^4) \quad [W/m^2]$$

- **Condizione al contorno per il fluido termovettore**

Nel caso del fluido si è invece scelta una condizione di Dirichlet [19] (condizione a temperatura imposta): si ipotizza che all'ingresso (primo nodo della griglia spaziale

corrispondente al fluido) l'aria entri ad una temperatura fissata pari a quella della temperatura ambiente:

$$5.9. \quad T_a(\text{nodo } 1, t) = T_{\text{ambiente}} \quad [K]$$

### 5.1.2.3. Metodologia numerica

Per la modellazione termo-fluidodinamica del ricevitore è stata effettuata una discretizzazione monodimensionale lungo la coordinata assiale  $x$  che descrive la lunghezza del tubo, assumendo in questa prima fase che i gradienti termici siano prevalenti in tale direzione (mentre la distribuzione termica radiale sarà trattata separatamente in una fase successiva dell'analisi). Come emerge dalle equazioni che governano la fisica del sistema, il problema da risolvere è descritto dall'accoppiamento di equazioni differenziali del secondo ordine che modellano la conduzione termica nel solido, lo scambio convettivo tra solido e fluido interno, le perdite convettive e radiative verso l'ambiente esterno e l'advezione del fluido termovettore lungo l'asse del tubo.

Per quanto riguarda la discretizzazione spaziale del dominio assiale, essa è stata effettuata mediante uno schema alle differenze finite su griglia uniforme [19], ovvero considerando il passo spaziale  $\Delta x$  costante. Per il termine diffusivo che descrive la conduzione all'interno dell'allumina è stato utilizzato uno schema centrato del secondo ordine, per cui la derivata seconda della temperatura è approssimata come:

$$5.10. \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} \quad [K/m^2]$$

Tale scelta garantisce ordine di accuratezza  $O(\Delta x^2)$  (per quanto riguarda l'approssimazione della derivata seconda, mentre l'accuratezza complessiva del sistema potrebbe anche declassare a valori inferiori a due per via di altri fattori legati agli algoritmi usati, alle sorgenti in gioco ed altri), buona stabilità numerica per problemi diffusivi e simmetria della matrice risultante [19]. La derivata prima che compare nelle condizioni al contorno sul nodo iniziale e sul nodo finale dell'allumina è stata invece discretizzata usando uno schema del primo ordine rispettivamente in avanti e in dietro:

$$5.11. \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{in} \approx \frac{T_2 - T_1}{\Delta x} \quad [K/m]$$

$$5.12. \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{out} \approx \frac{T_{end} - T_{end-1}}{\Delta x} \quad [K/m]$$

Per l'integrazione della derivata della temperatura nel tempo è stato invece utilizzato lo schema di Eulero implicito, il quale garantisce consistenza, una maggiore robustezza rispetto allo schema

esplicito e incondizionata e assoluta stabilità del termine diffusivo [20]. Il termine temporale è stato discretizzato come:

$$5.13. \quad \frac{\partial T}{\partial t} \approx \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad [K/s]$$

La formulazione implicita porta alla risoluzione, a ogni passo temporale, di un sistema lineare del tipo:

$$5.14. \quad A T^{n+1} = b$$

Infine, per il fluido interno è presente un termine di advezione del tipo:

$$5.15. \quad u \frac{\partial T}{\partial x} \quad [K/s]$$

Coerentemente con quanto discusso nelle lezioni sull'advezione [21], è stato adottato uno schema upwind di primo ordine, coerente con la condizione di velocità del fluido  $u > 0$  (che nel caso in esame si traduce nell'utilizzo di uno schema di discretizzazione alle differenze finite in dietro), al fine di garantire la convergenza della soluzione. Affinché quest'ultima sia anche stabile è stato scelto un passo temporale  $\Delta t$  tale che risulti rispettata la condizione di stabilità  $\Delta t \leq \Delta x/u$ . La derivata prima è quindi approssimata come:

$$5.16. \quad \frac{\partial T}{\partial x} \approx \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta x} \quad [K/m]$$

TIPO DI DERIVATA	METODO UTILIZZATO	MOTIVAZIONE
Derivate parziali del primo ordine nel tempo $\left(\frac{\partial}{\partial t}\right)$	Eulero Implicito [20]	Garantisce la stabilità incondizionata e assoluta, necessaria per simulare transitori di lunga durata (24 ore).
Derivata parziale del secondo ordine nello spazio per il termine di conduzione nel solido $\left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}\right)$	Differenze Centrali [19]	Schema di discretizzazione di secondo ordine per accuratezza sul termine diffusivo.
Derivata parziale del primo ordine nello spazio per il termine di advezione nel fluido $\left(\frac{\partial T_a}{\partial x}\right)$	Upwind [21]	Previene le oscillazioni numeriche (instabilità) tipiche dei problemi con advezione dominante.
Derivata parziale del primo ordine nello spazio per il termine di conduzione nel solido nelle condizioni a contorno $\left(\frac{\partial T_s}{\partial x}\right)$	Differenze in avanti (bordo sinistro) e all'indietro (bordo destro) [19]	Schema di discretizzazione di primo ordine per accuratezza sul termine diffusivo sui nodi di bordo.

Tabella 5: Metodi numerici utilizzati per le discretizzazioni delle equazioni analitiche di partenza

La soluzione ad ogni passo temporale è ottenuta risolvendo un sistema lineare algebrico mediante una matrice sparsa accoppiata ( $2N \times 2N$ ), dove i nodi del solido e del fluido si alternano.

#### **5.1.2.4. Implementazione delle proprietà termiche variabili**

Come precedentemente esposto nella sezione dedicata alle ipotesi di base del modello, per garantire l'affidabilità di quest'ultimo alle alte temperature (superiori a 700 °C), le proprietà termofisiche dell'allumina sono state rese dipendenti dalla temperatura. La metodologia utilizzata è quella dei *Frozen Coefficients* [20]: ad ogni passo temporale, la conduttività e il calore specifico di ciascun nodo sono aggiornati in funzione della temperatura raggiunta nel passo precedente. Sono state adottate correlazioni validate nella letteratura tecnica per  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> densa ad elevata purezza:

- Il calore specifico è calcolato mediante l'equazione polinomiale di Shomate [17], che ne descrive l'aumento al crescere della temperatura;
- la conduttività termica è modellata con una correlazione empirica ricavata a partire dal fitting dei dati riportati nello studio condotto da Tiwari & Feng [18].

Ponendo una maggiore attenzione riguardo la conducibilità termica dell'allumina, quest'ultima presenta una certa dipendenza dalla temperatura, che si discosta dal comportamento classico previsto dal modello di gas di fononi alle alte temperature. Secondo quanto emerge dallo studio condotto da Janak Tiwari e Tianli Feng [18], incentrato sulla valutazione e predizione della conducibilità termica dell'allumina a temperature ultraelevate, è infatti necessario tenere conto anche di ulteriori meccanismi.

La teoria fononica convenzionale prevede che, a basse e medie temperature, il trasporto di calore è dominato dai fononi propaganti e la conducibilità decresce con la temperatura secondo una legge prossima a  $k \sim T^{-1}$ , in accordo con l'aumento dello scattering fonone-fonone. Tuttavia, secondo quanto evidenziato in letteratura, tale teoria non descrive in maniera completa i fenomeni che si verificano in range di temperature più elevate. Tiwari e Feng spiegano infatti come, oltre al contributo fononico particellare, diventano rilevanti ulteriori meccanismi di trasporto, quali il contributo diffusonico, associato al comportamento ondulatorio dei fononi, e il contributo radiativo (significativo a temperature particolarmente alte). Per avere un'idea più concreta di quanto questi fenomeni diventino nettamente più marcati in condizioni di temperature elevate, si riporta che a temperatura ambiente, i contributi di fononi, diffusoni e radiazione sono rispettivamente pari a circa 99%, 1% e 0% mentre a 2200 K (punto di fusione dell'allumina), tali contributi diventano pari a circa 61%, 20% e 19%. Di seguito si riportano le informazioni principali inerenti ai tre meccanismi considerati, ampiamente discusse nell'introduzione dello studio sopra citato [18].

- Per quanto riguarda il meccanismo di diffusione di tipo fononico, a temperature ultraelevate lo scattering contribuisce alla diminuzione della conducibilità termica. Al contempo però, fenomeni quali l'espansione termica del reticolo e l'ammorbidimento delle costanti di forza armoniche e anarmoniche, comportano un cambiamento nella dispersione fononica e nei

tassi di scattering, rallentando così il decadimento della conducibilità con la temperatura. Ciò comporta che la conducibilità fononica non segue più una legge puramente inversa con la temperatura, ma presenta un decadimento più lento, che può essere approssimato da una legge di potenza che tiene conto sia dello scattering a quattro fononi sia della dipendenza dalla temperatura della costante reticolare e delle costanti di forza armoniche e anarmoniche.

$$5.17. \quad k_{ph}(T) \sim T^{-1,14} \quad [W/(mK)]$$

- Il contributo diffusonico, trascurabile a temperatura ambiente, cresce con la temperatura nelle regioni di bassa e media temperatura e tende a saturare a temperature ultraelevate. In generale, l'aggiunta del contributo diffusonico a quello fononico fa sì che l'andamento della conducibilità termica sia più piatto alle alte temperature. La somma di questi primi due contributi risulta essere adatta per descrivere la dipendenza della conducibilità rispetto alla temperatura in range di temperature intermedie ed elevate. La crescita del contributo diffusonico con la temperatura segue la legge di potenza sotto riportata.

$$5.18. \quad k_{dif}(T) \sim T^{0,43} \quad [W/(mK)]$$

- Il contributo radiativo è anch'esso trascurabile a temperatura ambiente ma, essendo proporzionale alla terza potenza della temperatura, aumenta rapidamente a temperature ultraelevate, prossime al punto di fusione dell'allumina. In realtà, secondo quanto riportato da Tiwari e Feng, la potenza che descrive l'aumento del contributo radiativo è leggermente inferiore a tre in quanto è necessario tener conto dell'aumento della larghezza di riga dei fononi con la temperatura, che incrementa il coefficiente di estinzione dei fotoni e riduce il loro cammino libero medio.

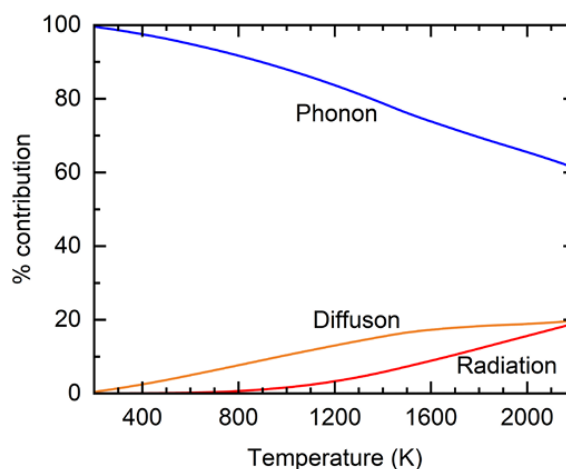


Figura 10: Andamento relativo dei contributi fononico, diffusonico e radiativo in funzione della temperatura [18]

L'effetto combinato di questi meccanismi porta a un appiattimento dell'andamento complessivo della conducibilità termica alle alte temperature, la quale tende verso un valore asintotico non nullo, secondo quanto è possibile osservare dalla curva rosa in [Figura 11](#) (andamento di  $k(T)$  che tiene conto del contributo fononico a tre e quattro fononi, del contributo diffusonico e del contributo radiativo).

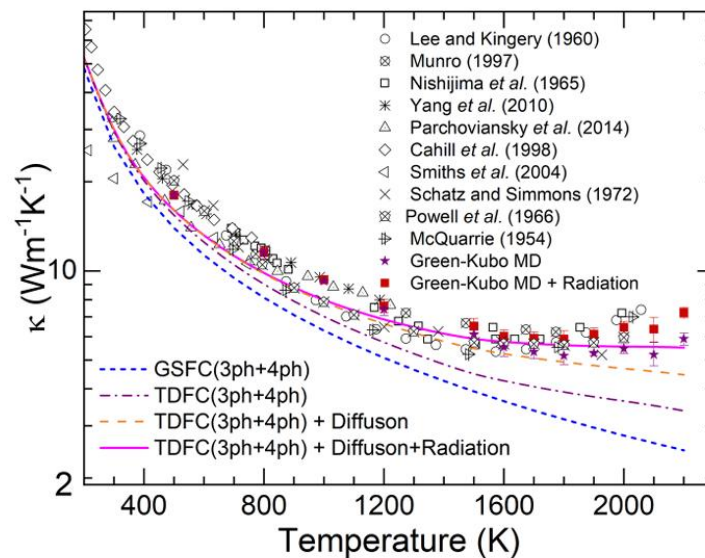


Figura 11: Andamento di  $k(T)$  secondo diversi approcci [18]

Alla luce di queste considerazioni, nel presente lavoro la dipendenza della conducibilità termica dalla temperatura è stata descritta mediante una relazione empirica del tipo

$$5.19. \quad k(T) = k_{\infty} + C T^{-n} \quad [W/(mK)]$$

dove il termine costante  $k_{\infty}$  rappresenta il valore asintotico efficace della conducibilità alle alte temperature mentre il termine decrescente descrive il contributo fononico, che risulta essere quello dominante. Come precedentemente spiegato, l'esponente  $n$  non coincide esattamente con il valore teorico del solo contributo fononico, poiché la relazione adottata rappresenta una modellazione continua ed efficace del comportamento complessivo del materiale, che tiene conto dei diversi meccanismi che entrano in gioco a temperature superiori alla temperatura ambiente. I parametri della relazione sono stati determinati mediante fitting su un intervallo di temperatura coerente con i dati disponibili in letteratura, ottenendo la seguente espressione:

$$5.20. \quad k(T) = 4,8209 + 6,217 \times 10^5 T^{-1,7817} \quad [W/(mK)]$$

Nel grafico sotto riportato, è illustrata la variazione spaziale all'equilibrio del calore specifico e della conducibilità termica lungo il dominio assiale del ricevitore.

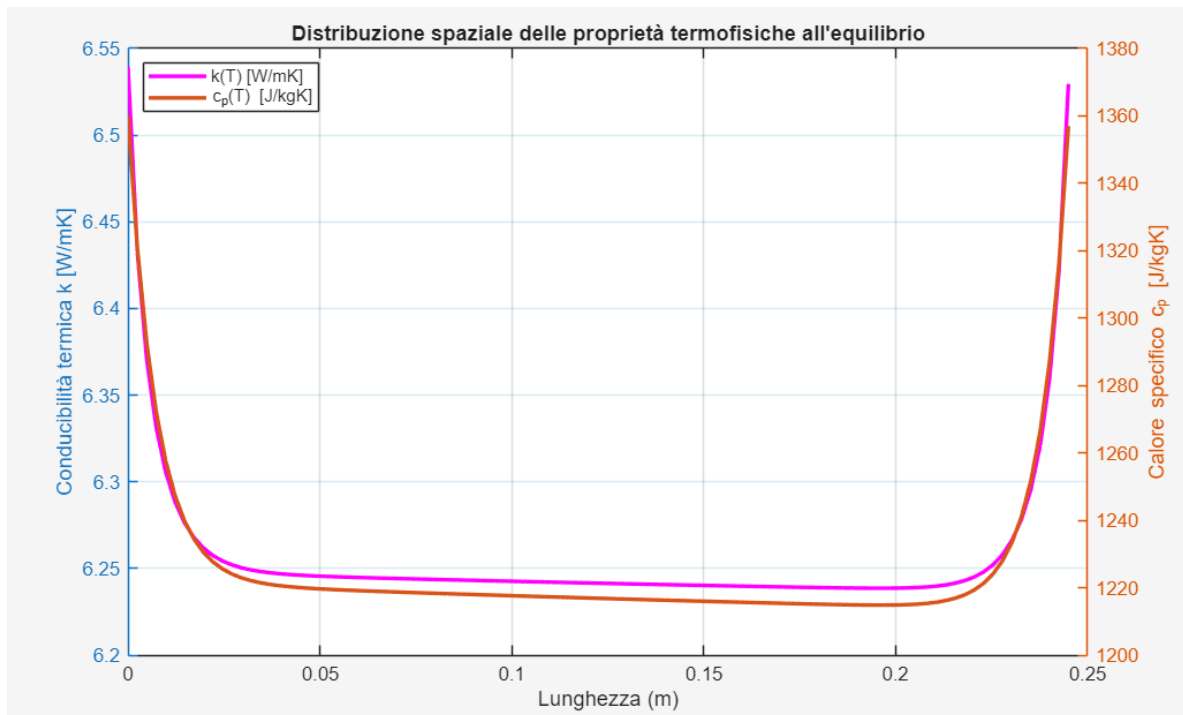


Figura 12: Andamento della conducibilità termica e del calore specifico dell'allumina in funzione della temperatura lungo il dominio assiale

Secondo quanto emerge dall'analisi del grafico riportato in figura, la conducibilità termica varia lungo il dominio spaziale, descritto dalla coordinata  $x$  che spazia lungo la direzione assiale del ricevitore. Il profilo spaziale ottenuto riflette la distribuzione di temperatura all'equilibrio: nelle regioni prossime ai bordi, caratterizzate da temperature più basse, la conducibilità assume valori leggermente maggiori, mentre nella regione centrale, dove la temperatura risulta più elevata ed uniforme, domina il termine asintotico  $k_{\infty}$  e la conducibilità tende ad appiattirsi. Tale andamento è coerente con il comportamento fisico che ci si aspetta per l'allumina alle alte temperature, per le quali la conducibilità termica non collassa ma tende invece a stabilizzarsi. Anche il calore specifico segue un andamento spaziale analogo a quello che caratterizza la conducibilità termica.

### 5.1.2.5. Linearizzazione del termine radiativo

Un ulteriore elemento di non linearità nell'equazione di bilancio termico, oltre alla dipendenza delle proprietà termiche dalla temperatura analizzata nella precedente sezione, è rappresentato dallo scambio di calore per irraggiamento tra la superficie esterna del ricevitore ( $T_s$ ) e l'ambiente circostante ( $T_{amb}$ ). Questo flusso è descritto dalla legge di Stefan-Boltzmann:

$$5.21. \quad \dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{est} \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad [W]$$

Se risolto in questa forma, il termine  $T_s^4$  richiederebbe un approccio iterativo ad ogni passo temporale [22]. Per mantenere il sistema lineare e risolvere in modo diretto l'equazione implicita

$$5.22. \quad A \cdot T^{new} = b$$

è possibile anche in questo caso, come eseguito per le proprietà dell'allumina dipendenti dalla temperatura, utilizzare la tecnica dei *Frozen Coefficients* [20]. A tal fine, è necessario riformulare il termine radiativo come uno scambio convettivo equivalente:

$$5.23. \quad \dot{Q}_{rad} = h_{rad} \cdot A_{est} \cdot (T_s - T_{amb}) \quad [W]$$

dove  $h_{rad}$  è il coefficiente di scambio termico radiativo equivalente, definito come:

$$5.24. \quad h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^2 + T_{amb}^2) \cdot (T_s + T_{amb}) \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Il coefficiente  $h_{rad}$  è quindi calcolato utilizzando la temperatura del solido nota dal passo temporale precedente ( $T_s^{old}$ ). Esso è poi inserito nel termine diagonale della matrice A (alpha\_vec e main\_ss) per l'intervallo temporale  $\Delta t$ , garantendo che la matrice rimanga lineare e risolvibile direttamente. Questa metodologia assicura la stabilità e l'efficienza computazionale del codice, pur simulando con buona approssimazione l'evoluzione non lineare del sistema termo-fluidodinamico durante il transitorio.

### 5.1.2.6. Discussione dei risultati

#### Risultati di Temperatura e Transitorio

Per quanto riguarda i risultati ottenuti, un primo aspetto che emerge è che il sistema mostra un'evoluzione temporale molto rapida, portandosi dopo pochissimo tempo in condizioni di regime (secondo quanto evidenziato nel grafico riportato in [Figura 14](#)). Ciò è spiegabile considerando che il modello descrive un ricevitore sperimentale di dimensioni molto piccole, su cui è inviata una potenza

termica piuttosto elevata. Inoltre, dall'analisi del grafico ottenuto e riportato in Figura 13, si registrano i seguenti aspetti:

- la massima temperatura di equilibrio termico raggiunta dal sistema nelle condizioni peggiorative di progetto ( $I_0 = 800 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{amb} = 35 \text{ °C}$ ) è pari a  $1194,52 \text{ °C}$ ;
- il profilo di temperatura del solido si stabilizza con un plateau centrale e una diminuzione verso le estremità, dove le perdite sono maggiori;
- l'aria, riscaldandosi progressivamente, raggiunge la sua massima temperatura all'uscita del ricevitore, secondo quanto ci si aspetta dalla fisica che governa gli scambi termici di questo sistema, raggiungendo all'equilibrio una temperatura di uscita pari a  $549,35 \text{ °C}$ .

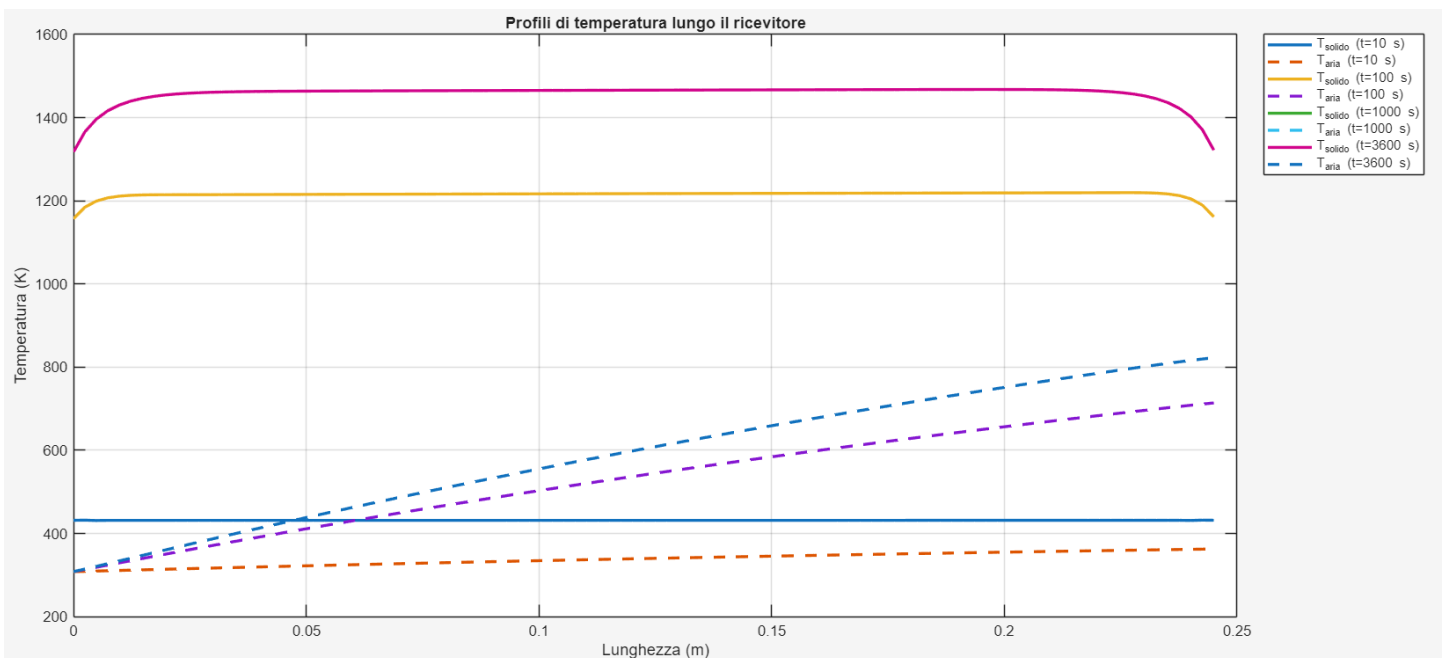


Figura 13: Profilo spaziale della temperatura dell'aria e della temperatura dell'allumina lungo l'asse del ricevitore a diversi istanti di tempo

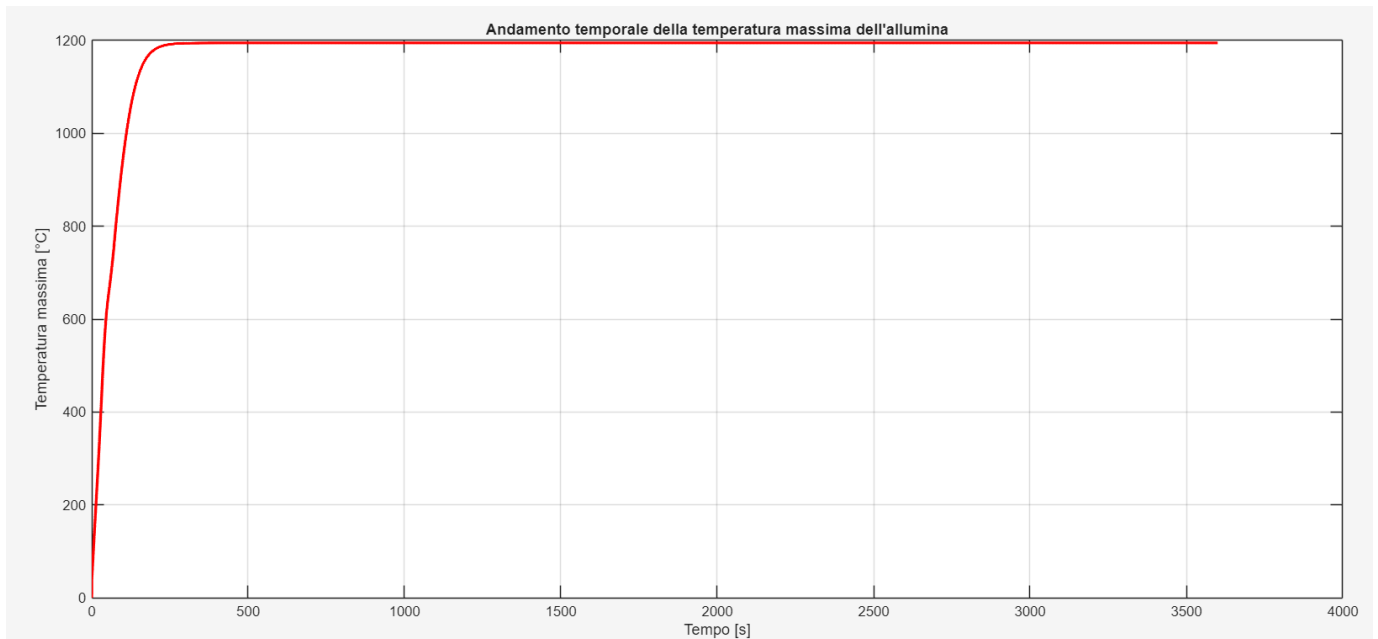


Figura 14: Andamento temporale della temperatura massima del ricevitore in allumina

### Analisi del Bilancio Energetico e delle Perdite

Un'ulteriore analisi riguarda le perdite termiche verso l'esterno, le quali devono essere necessariamente considerate in quanto incidono in maniera significativa sull'efficienza di conversione del sistema. Riguardo tale aspetto, emerge quanto segue:

- come mostrato in figura, a temperature di esercizio prossime a 1200 °C, le perdite per irraggiamento superano drasticamente quelle per convezione, e ciò è dovuto al fatto che le prime sono proporzionali alla quarta potenza della temperatura. Secondo quanto ottenuto, le perdite radiative complessivamente verificatesi durante il transitorio di un'ora sono infatti pari a 8,49 MJ, contro 0,55 MJ delle perdite di energia per convezione. Le perdite radiative, dunque, rappresentano circa il 94% della potenza termica complessivamente persa dal ricevitore verso l'ambiente esterno, confermando che il design di un CSP ad alta temperatura è limitato principalmente dai meccanismi radiativi. Da ciò emerge che un possibile sviluppo futuro di tale analisi potrebbe essere quello di integrare il ricevitore con un sistema che consenta il contenimento delle perdite per irraggiamento e del loro impatto sull'efficienza del sistema;
- l'efficienza termica istantanea, definita come il rapporto tra la potenza utile trasferita all'aria e la potenza solare totale assorbita (nel codice indicata come "P\_collected") si attesta su un valore molto basso (circa 2,98 % in regime stazionario). Tale risultato è coerente con le ipotesi di portata massica d'aria molto bassa (dovuta alle ridotte dimensioni del canale interno) e alla massiccia dissipazione di energia per irraggiamento.

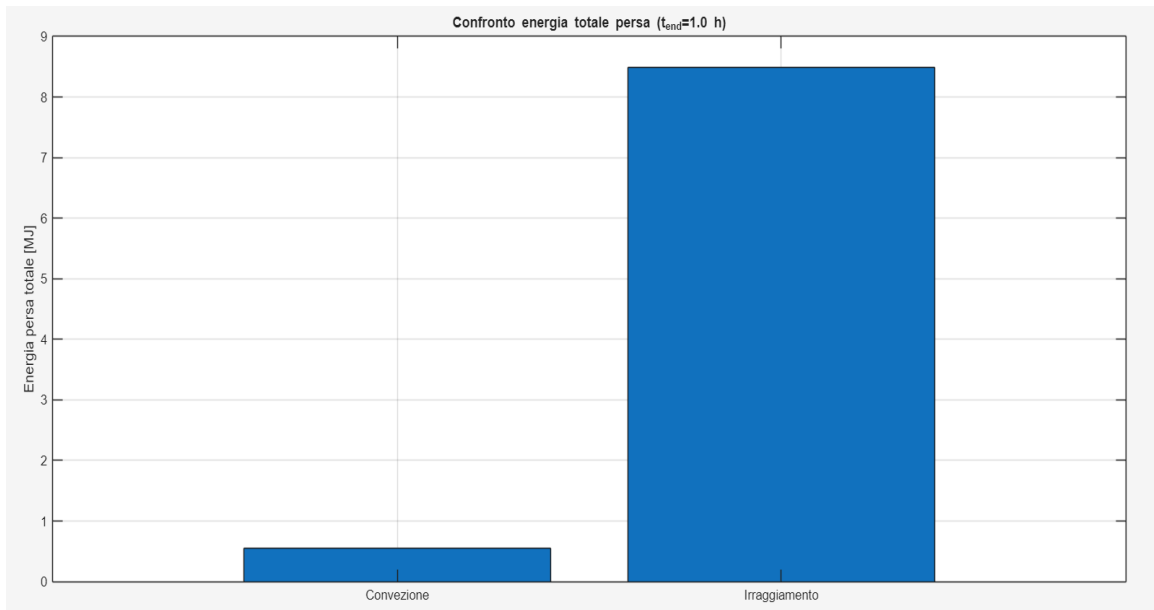


Figura 15: Confronto dell'energia complessivamente persa (in mega Joule) durante il transitorio di 24 ore, per convezione e per irraggiamento

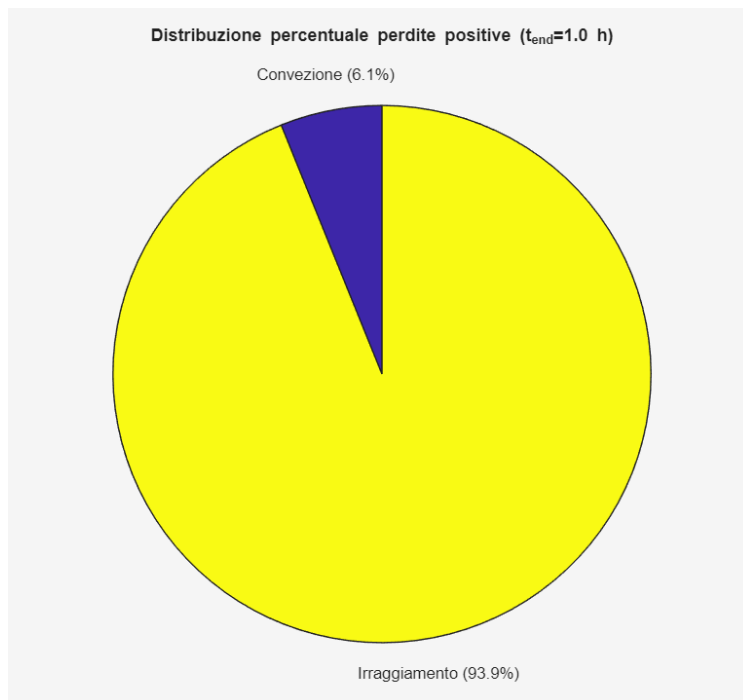


Figura 16: Distribuzione percentuale delle perdite energetiche, confronto tra perdite per convezione e perdite per irraggiamento

### 5.1.3. Modello termico del ricevitore lungo il dominio radiale

A seguito del completamento della prima fase di modellazione termica, svolta in regime transitorio lungo il dominio assiale del ricevitore, l'analisi è stata estesa anche al dominio radiale del sistema al fine di valutare i gradienti di temperatura attraverso lo spessore del tubo e le conseguenti sollecitazioni termomeccaniche locali. Il campo di temperatura assiale precedentemente ottenuto è stato utilizzato per individuare la sezione critica del ricevitore, ovvero quella in cui si verifica il raggiungimento della massima temperatura nel materiale e su cui è stata svolta la successiva analisi termica radiale e, infine, l'analisi meccanica. In questa seconda fase dello studio, dunque, il problema è trattato come monodimensionale in coordinate cilindriche, assumendo che nella sezione critica il campo termico assiale sia localmente uniforme e che le variazioni di temperatura siano predominanti lungo la direzione radiale. Tale ipotesi è giustificata dai risultati ottenuti tramite l'analisi termica assiale: come precedentemente osservato, il materiale raggiunge la massima temperatura nella zona centrale del ricevitore e, in condizioni di regime permanente, la distribuzione di temperatura assiale è pressoché costante lungo buona parte del dominio (tranne che nella zona in prossimità dei bordi in cui è stata riscontrata una riduzione della temperatura per via delle maggiori perdite). Risulta dunque verosimile considerare, nell'intorno della sezione critica, il gradiente termico assiale trascurabile rispetto alla variazione di temperatura lungo il raggio del ricevitore.

#### 5.1.3.1. Ipotesi di base del modello radiale

Le principali ipotesi adottate per la formulazione del modello termico radiale sono quelle di seguito riportate:

- **Geometria Monodimensionale (1D):** si assume che i fenomeni termici siano dominanti lungo la direzione radiale del ricevitore, in quanto, in regime permanente, la temperatura lungo l'asse del ricevitore è circa costante;
- **Regime stazionario:** per l'analisi radiale si assume che il sistema abbia raggiunto l'equilibrio termico nella sezione critica individuata dalla precedente analisi assiale transitoria;
- **Simmetria assiale:** il campo termico è indipendente dalla coordinata angolare;
- **Assenza di generazione volumetrica interna:** l'energia solare concentrata viene applicata esclusivamente come flusso termico superficiale sulla parete esterna del ricevitore, per cui sarà modellata esclusivamente nella condizione al contorno inerente al bordo del ricevitore a contatto con l'ambiente esterno (nodo finale del dominio computazionale). Ciò risulta coerente con la fisica del problema in quanto il materiale in analisi è un solido opaco per cui l'apporto solare è un flusso superficiale al bordo esterno, a differenza di quanto avverrebbe invece nel caso di materiali semi-trasparenti;
- **Proprietà termofisiche dell'allumina costanti lungo lo spessore:** poiché la variazione di temperatura radiale risulta dell'ordine di pochi gradi, le proprietà dell'allumina (in particolare la conducibilità termica) vengono valutate alla temperatura media della sezione critica, ovvero a 1194,52 °C (temperatura della sezione critica ottenuta dall'analisi assiale). A tal fine

è stata nuovamente utilizzata la relazione empirica ricavata da letteratura [18], già adoperata per valutare la conducibilità termica durante l'analisi assiale.

- **Scambio termico con l'ambiente e con il fluido interno:** la parete interna del ricevitore scambia calore per convezione con l'aria interna, mentre la parete esterna è soggetta a perdite per convezione e irraggiamento verso l'ambiente esterno, oltre al flusso solare incidente. La temperatura dell'aria all'esterno del ricevitore si pone pari al valore di progetto già considerato per l'analisi assiale (35 °C) mentre quella all'interno del ricevitore è pari alla temperatura che il flusso di aria assume in corrispondenza della sezione critica del materiale in regime permanente, ricavata dai dati estrapolati dai precedenti grafici elaborati.

Di seguito, si riportano in tabella i principali dati di input utilizzati per l'analisi termica radiale e ricavati a partire dai risultati del codice Matlab inerente allo studio assiale del sistema.

Principali dati di input per l'analisi termica radiale del ricevitore in allumina	
Temperatura media del ricevitore nella sezione critica	1194,52 °C
Temperatura dell'aria all'interno del ricevitore in corrispondenza della sezione critica	471,09 °C
Temperatura dell'aria ambiente	35 °C
Conducibilità termica dell'allumina valutata alla temperatura media della sezione critica	6,24 W/(m·K)

Tabella 6: Dati di input principali per l'analisi termica radiale della sezione critica del ricevitore in allumina

### 5.1.3.2. Equazione termo-fluidodinamica

Considerando le ipotesi sopra menzionate, è possibile scrivere l'equazione che governa la fisica del sistema, ovvero l'equazione di pura conduzione stazionaria scritta in coordinate cilindriche, in assenza di generazione volumetrica di calore e considerando la conducibilità termica dell'allumina costante [19]. Si tratta dunque di un sistema lineare, con termine noto pari a zero e in cui è possibile semplificare la conducibilità del materiale. In definitiva, l'equazione termo-fluidodinamica risolutiva tramite cui ottenere il campo di temperatura nel dominio radiale compreso tra il raggio interno  $r_i$  e il raggio esterno  $r_e$  del ricevitore è la seguente:

$$5.25. \quad \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

Sviluppando il termine a sinistra dell'equazione, si ottiene la forma di quest'ultima che sarà successivamente discretizzata tramite opportuni metodi numerici:

$$5.26. \quad \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} + \frac{d^2T}{dr^2} = 0$$

### 5.1.3.3. Condizioni al contorno

Affinché il problema da risolvere sia un problema chiuso, è necessario imporre opportunamente le seguenti condizioni al contorno:

- **Condizione al contorno sulla parete interna ( $r = r_i$ )**

Si tratta di una condizione di tipo Robin [19], che tiene conto dello scambio convettivo con il fluido termo-vettore interno, alla temperatura locale calcolata nell'analisi assiale:

$$5.27. \quad -k \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r_{in}} = h_{in} (T_{a,in} - T(r_{in})) \quad [W/m^2]$$

- **Condizione al contorno sulla parete esterna ( $r = r_{out}$ )**

In questo caso si introduce una non linearità nel problema in quanto, per modellare opportunamente lo scambio termico tra il bordo esterno del ricevitore e l'ambiente, è necessario imporre una condizione di tipo Robin [19] che includa anche lo scambio radiativo con l'ambiente esterno oltre a quello convettivo. È inoltre anche presente il contributo legato al flusso solare incidente applicato alla superficie esterna del ricevitore:

$$5.28. \quad -k \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r_{out}} = h_{out} (T_{amb} - T(r_{out})) + \varepsilon \sigma (T_{amb}^4 - T(r_{out})^4) - q''_{sol} \quad [W/m^2]$$

### 5.1.3.4. Metodologia numerica

L'equazione differenziale è risolta numericamente mediante un metodo alle differenze finite, utilizzando come dominio numerico di riferimento una griglia radiale uniforme, tramite cui si discretizza il dominio radiale del ricevitore che, trattandosi di un tubo cavo, si estende dal suo raggio interno al raggio esterno. La discretizzazione del termine diffusivo in coordinate cilindriche è effettuata con uno schema centrato del secondo ordine (per quanto riguarda la derivata seconda che compare nell'equazione di governo) e di primo ordine (per la derivata prima). Per quanto riguarda il termine diffusivo che compare invece nelle condizioni al contorno, sono stati rispettivamente utilizzati uno schema di discretizzazione in avanti (sul bordo  $r_{in}$ ) e in dietro (sul bordo  $r_{out}$ ) [19].

Poiché il termine di irraggiamento presente nella condizione al contorno del bordo esterno introduce una non linearità nel problema, la soluzione viene ottenuta attraverso un procedimento iterativo implementato tramite la tecnica di iterazione di punto fisso [22]. Si tratta di una metodologia del tutto analoga a quella dei *Frozen Coefficients* [20], implementata nella precedente analisi transitoria: il coefficiente radiativo equivalente è aggiornato a ogni iterazione sulla base della temperatura stimata al passo precedente, fino al raggiungimento della convergenza entro una tolleranza prefissata.

### 5.1.3.5. Risultati inerenti all'analisi termica radiale

Secondo quanto ci si aspetta dalla fisica del problema, il campo di temperatura radiale ottenuto a valle dell'analisi presenta un andamento crescente progredendo verso il bordo esterno del ricevitore. Ciò risulta coerente con il tipo di sistema analizzato, ovvero una sezione cilindrica cava con assenza di generazione interna di calore e con flusso solare concentrato incidente sulla superficie esterna. I risultati, inoltre, mostrano un gradiente di temperatura radiale contenuto, dell'ordine di pochi gradi, coerente con l'elevata conducibilità termica dell'allumina e con lo spessore relativamente ridotto del ricevitore. Nonostante l'entità limitata del gradiente termico, tale distribuzione risulta sufficiente a generare tensioni termoelastiche significative, che vengono successivamente valutate mediante il modello meccanico radiale.

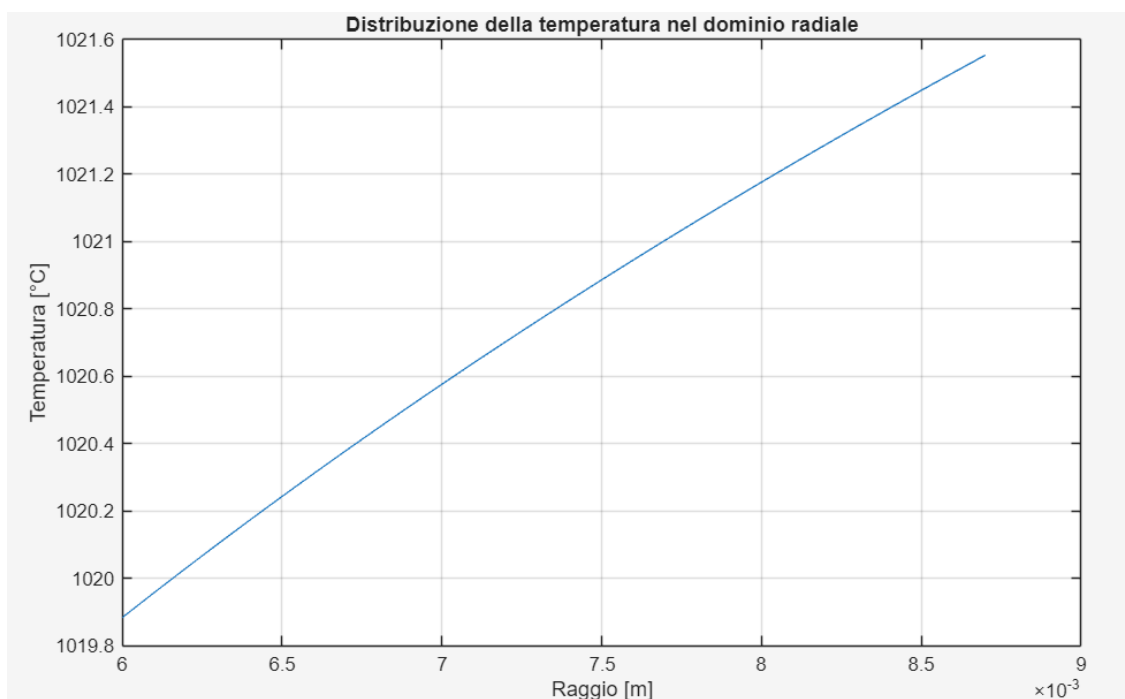


Figura 17: Distribuzione radiale della temperatura lungo la sezione critica del ricevitore in allumina

## 5.2. Analisi termo-meccanica del ricevitore in allumina

### 5.2.1. Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi meccanica

Secondo quanto emerso dall'analisi termo-fluidodinamica discussa nella precedente sezione, il ricevitore risulta essere un componente critico in quanto opera sotto l'azione di carichi termici estremamente elevati, i quali a loro volta possono indurre tensioni termoelastiche significative. Se queste superano i limiti meccanici del componente, strettamente legati al materiale di cui esso è costituito, possono comprometterne il corretto funzionamento e provocarne il cedimento strutturale. A seguito della costruzione della parte del modello numerico che ha condotto alla rilevazione del campo di temperature lungo il dominio radiale del ricevitore in allumina, è stato dunque necessario completare il codice con una sezione inerente all'analisi meccanica e alla verifica strutturale del componente analizzato. L'obiettivo primario della presente sezione è duplice:

- quantificare i campi di stress radiale, stress circonferenziale e stress assiale indotti dalla distribuzione di temperatura non uniforme  $T(r)$  nella sezione critica del ricevitore;
- preparare le basi per la successiva verifica di integrità strutturale del materiale ceramico ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) tramite l'utilizzo di un opportuno criterio di cedimento.

In definitiva, si intende ottenere un modello numerico che costituisca uno strumento versatile che, opportunamente adattato, consenta di confrontare il comportamento termomeccanico di materiali differenti sottoposti alle medesime condizioni operative, così da individuare le soluzioni con le prestazioni più elevate.

### 5.2.2. Calcolo del campo di tensioni nella sezione critica

La prima fase dell'analisi meccanica del ricevitore in allumina ha come scopo quello di valutare le tensioni termoelastiche indotte dal campo di temperatura calcolato mediante il modello termico. Preliminarmente, l'analisi termica era stata limitata alla sola direzione assiale; tuttavia, alla luce dei risultati ottenuti tramite l'analisi termica radiale, si è considerato necessario estendere il modello meccanico al caso di mantello cilindrico spesso soggetto a gradiente termico radiale, al fine di ottenere una descrizione più realistica dello stato tensionale.

Come discusso nel capitolo precedente, l'analisi termica assiale consente di individuare la sezione critica del ricevitore, ovvero quella in cui il materiale raggiunge la massima temperatura di esercizio. Successivamente, in corrispondenza di tale sezione, è stato valutato il campo di temperatura lungo lo spessore mediante un modello termico radiale stazionario. La distribuzione di temperatura radiale così ottenuta costituisce l'input per l'analisi termomeccanica locale, condotta facendo riferimento ai concetti di teoria esposti nelle slide del corso *Meccanica Strutturale* a cura del professor Mura A. [23].

### **5.2.2.1. Ipotesi di base del modello meccanico**

Tramite il modello numerico implementato in Matlab è stata effettuata un'analisi termoelastica per ricavare gli sforzi generati dal gradiente di temperatura nel ricevitore. L'analisi è stata condotta considerando le seguenti ipotesi:

- ricevitore modellato come mantello cilindrico spesso, essendo caratterizzato da un rapporto tra spessore e raggio interno superiore a 0,1;
- simmetria assiale completa, in termini di geometria, carichi (si assume per semplicità che la radiazione solare concentrata sia distribuita in modo uniforme sull'intera superficie esterna del ricevitore) e materiale (si considera materiale omogeneo e isotropo, ovvero con caratteristiche che non variano lungo la coordinata angolare  $\theta$ );
- studio di tipo monodimensionale, svolto lungo la dimensione caratteristica corrispondente al raggio della sezione critica del tubo (descritta dalla coordinata  $r$ ), in accordo con quanto già eseguito tramite il modello termo-fluidodinamico preliminare;
- analisi di tipo locale, volta a determinare i gradienti degli sforzi lungo il dominio radiale della sola sezione critica del ricevitore, precedentemente selezionata grazie all'analisi termica assiale e che, per via delle maggiori temperature raggiunte, rappresenta il punto più delicato del componente;
- proprietà meccaniche costanti lungo il raggio della sezione critica, per via del gradiente termico lungo la direzione radiale piuttosto contenuto;
- stato di deformazione piana generalizzata.

Di seguito si riporta una spiegazione più chiara e completa riguardo le ipotesi assunte inerenti alla relazione tra temperatura e proprietà meccaniche dell'allumina e allo stato di deformazione piana generalizzata.

### **5.2.2.2. Dipendenza dalla temperatura delle proprietà meccaniche**

Analogamente a quanto già evidenziato per le proprietà termodinamiche, anche le proprietà meccaniche dell'allumina presentano una forte dipendenza dalla temperatura che si ritiene opportuno non trascurare per garantire una maggiore affidabilità del modello. A differenza però di quanto eseguito per l'analisi termica assiale, in cui le proprietà termiche variano lungo il dominio assiale del ricevitore in funzione della temperatura locale  $T(x)$  (introducendo così una non linearità nel problema), per quanto riguarda le proprietà meccaniche si è scelto di agire in modo analogo a quanto già fatto per l'analisi termica radiale. Secondo quanto dimostrato con quest'ultima, infatti, il gradiente di temperatura tra il raggio interno e il raggio esterno della sezione critica del ricevitore è contenuto. Risulta dunque sensato approssimare tali proprietà ad un valore costante dal momento che ciò comporterebbe un errore trascurabile. Sono state comunque considerate delle relazioni che permettono di legare le proprietà meccaniche dell'allumina alla temperatura, al fine di ottenere un valore verosimile calcolato in funzione della temperatura media nella sezione critica (ricavata dalla precedente analisi termica radiale).

Tali funzioni  $f(T)$  sono state ottenute tramite interpolazione a partire dai dati sperimentali estratti da Munro (1997) [24], raccolta che fornisce informazioni inerenti alle proprietà meccaniche e termofisiche per allumina  $\alpha$  sinterizzata. In sintesi, i passaggi eseguiti per la valutazione delle proprietà meccaniche dell'allumina, sono i seguenti:

- **Dati sperimentali di riferimento:** dalla fonte sopra citata sono state estratte proprietà quali il modulo di Young (nel codice Matlab indicato come "E\_data\_GPa"), il coefficiente di dilatazione termica ("alpha\_data\_x6") e la tensione caratteristica di rottura ("sigma\_OW\_data\_Mpa") in corrispondenza di alcune temperature note e appartenenti a un range che va da 20 °C a 1500 °C (che quindi copre ampiamente le temperature raggiunte dal ricevitore in allumina, secondo quanto emerge dalla precedente analisi termica);
- **Conversione nelle unità di misura del SI:** da un punto di vista dimensionale, i dati estrapolati sono stati opportunamente convertiti nelle unità di misura di riferimento del Sistema Internazionale;
- **Funzioni di interpolazione:** nel codice Matlab, sono state definite funzioni lambda ("E\_fun", "alpha\_fun", "sigma\_OW\_fun") che utilizzano l'interpolazione lineare (tramite il comando "interp1" con "extrap") al fine di poterle successivamente utilizzare per calcolare il valore che le proprietà meccaniche assumono quando la temperatura di esercizio è pari alla temperatura media della sezione critica del ricevitore.

PROPRIETÀ MECCANICHE DELL'ALLUMINA	
Temperatura media della sezione critica	1293,9 K
Modulo di Young	$3,63 \cdot 10^{11}$ Pa
Coefficiente di dilatazione termica	$8,12 \cdot 10^{-6}$ K <sup>-1</sup>

Tabella 7: Proprietà meccaniche dell'allumina in funzione della temperatura media della sezione critica del ricevitore [24]

### 5.2.2.3. **Inquadramento teorico della deformazione assiale nei tubi sollecitati termicamente: motivazione dell'ipotesi di Generalized Plane Strain**

Secondo quanto emerge dai risultati ottenuti mediante l'analisi termo-fluidodinamica discussa nella precedente sezione, il ricevitore in allumina è caratterizzato da una distribuzione della temperatura non uniforme lungo il dominio assiale descritto dalla coordinata  $x$ . Tale distribuzione presenta valori maggiori nella regione centrale e decrementi verso le estremità, imputabili alle perdite convettive e radiative verso l'ambiente esterno. La situazione appena descritta rappresenta un caso tipico nei sistemi CSP, in quanto il ricevitore non è irradiato in modo assialsimmetrico e le condizioni al contorno sono tali da generare gradienti termici spaziali che inducono dilatazioni differenziate del materiale [25]. In altre parole, la variazione di temperatura lungo l'asse fa sì che anche la dilatazione termica non sia uniforme ma dipende dalla coordinata  $x$ . Tale dilatazione ideale (o dilatazione

termica libera), che è quella secondo cui il materiale sarebbe indotto a deformarsi in base alla temperatura locale, è impedita dalla compatibilità cinematica: il tubo deve allungarsi in modo compatibile lungo l'asse (trattandosi di un corpo unico e continuo), nonostante in relazione al gradiente termico vi sono zone che tenderebbero ad allungarsi di più e altre meno, e ciò innesca l'insorgere di uno stato di sforzo interno assiale, anche in assenza di carichi meccanici esterni. La dilatazione termica libera sopra citata, in virtù della quale ciascuna sezione del ricevitore si espanderebbe in misura diversa in base alla temperatura locale  $T(x)$ , si calcola mediante la seguente formula:

$$5.29. \quad \varepsilon_{libera}(x) = \alpha(x) \cdot \Delta T(x)$$

dove  $\alpha$  indica il coefficiente di dilatazione termica lineare dell'allumina, dipendente dalla temperatura ed espresso in  $K^{-1}$ . Tale parametro quantifica l'allungamento unitario del materiale per ogni incremento di 1 K.

Per quanto riguarda invece il calcolo della tensione assiale, secondo quanto riportato dallo studio di Logie et al. (2017) [25], le possibili situazioni considerabili sono le seguenti:

- **Stato piano di deformazione (*Plane Strain*):** in questo caso il tubo non può allungarsi in direzione assiale ( $\varepsilon_z = 0$ ). Nel caso considerato tale ipotesi non è realistica in quanto il componente non è incastrato rigidamente alle estremità e il fluido interno esercita carichi trascurabili rispetto a quelli innescati dal gradiente termico. Ciò significa che la struttura può espandersi almeno parzialmente, per cui assumere tale ipotesi porterebbe a una pesante sovrastima della tensione assiale  $\sigma_z$  (come peraltro dimostrato da Logie et al. [25] tramite comparazione FEM e metodi analitici);
- **Stato piano di tensione (*Plane Stress*):** diversamente dal primo caso, si assume che la tensione assiale  $\sigma_z$  sia nulla, il che equivale a considerare che il tubo possa dilatarsi liberamente senza essere soggetto ad una reazione vincolare. Si tratta di un'ipotesi generalmente applicata a membrane sottili libere di muoversi nel proprio piano, mentre è poco verosimile rispetto al caso studio considerato, in quanto esistono sempre vincoli geometrici (come supporti e collegamenti) e i gradienti termici assiali generano curvature locali che inducono reazioni interne. Anche in assenza di vincoli meccanici, infatti, un tubo può presentare comunque tensioni assiali di origine puramente termo-elastica [26]. Assumere una condizione di tipo *plane stress* conduce dunque ad una radicale sottostima della componente assiale della tensione, non idonea a ricevitori di sistemi CSP per le ragioni appena esposte;

- **Stato di deformazione piana generalizzata (*Generalized Plane Strain*):** risulta essere l'ipotesi più coerente per il sistema in analisi (tubo soggetto a flusso termico unidirezionale e vincoli non completamente rigidi). In tale formulazione si assume che la deformazione assiale  $\varepsilon_z$  sia uniforme sull'intera sezione trasversale. Il tubo è quindi libero di espandersi assialmente nel suo complesso, ma l'allungamento globale non coincide con la dilatazione termica libera locale indotta dalla distribuzione di temperatura  $T(x)$ . L'entità della deformazione assiale non è imposta a priori ma è determinata imponendo la condizione di equilibrio globale lungo l'asse, ovvero l'annullamento della risultante delle tensioni assiali sulla sezione:

$$5.30. \quad \int_A \sigma_z(r) dA = 0 \quad [N]$$

Nel presente lavoro di tesi, l'ipotesi di stato di deformazione piana generalizzata è applicata alla sezione critica individuata dall'analisi termica assiale, sulla quale il campo di temperatura è stato successivamente ricostruito lungo lo spessore mediante un modello radiale stazionario. La tensione assiale  $\sigma_z$  risulta pertanto funzione della coordinata radiale  $r$  ed è calcolata in modo coerente con i campi di tensione radiale e circonferenziale, garantendo che sia soddisfatta la condizione di equilibrio globale sopra riportata.

#### **5.2.2.4. Inquadramento teorico per il calcolo delle tensioni radiali, circonferenziali e assiali**

Alla luce delle ipotesi sopra elencate, si è proceduto con il calcolo del campo tensionale all'interno del dominio radiale che descrive la sezione critica del ricevitore in allumina. Per la corretta valutazione di quest'ultimo, dunque, è stato adottato l'approccio inerente alla teoria dei mantelli cilindrici spessi [23], in condizioni di completa simmetria assiale, stato di deformazione piana generalizzata (che, come spiegato, implica uno stato di deformazione assiale uniforme lungo l'intera sezione trasversale), carichi di tipo termico (si considera l'assenza di carichi puramente meccanici) e cilindro con estremità libere. Di seguito si riporta un excursus teorico inerente alla determinazione delle equazioni cardine alla base della risoluzione del modello termomeccanico, le quali, come già eseguito con le equazioni termo-fluidodinamiche, saranno svolte tramite opportuni metodi numerici.

L'obiettivo della seguente analisi è quello di ricavare, in funzione del raggio, le tensioni principali  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ . Grazie all'introduzione dell'ipotesi di simmetria assiale completa, le tensioni hanno direzione che coincide con quella degli assi del sistema di riferimento, per cui le tensioni principali sono proprio le tensioni radiali, circonferenziali e assiali che si intende valutare lungo il dominio radiale. Si ottiene dunque, un tensore delle tensioni di tipo triassiale. In definitiva le grandezze di interesse sono le seguenti:

- tensione assiale  $\sigma_z$ , parallela all'asse del ricevitore e determinata a partire dalla valutazione delle condizioni di vincolo cinematiche del sistema;
- tensione radiale  $\sigma_r$ , diretta lungo la direzione radiale;

- tensione circonferenziale  $\sigma_\theta$ , parallela alla direzione tangenziale rispetto alla circonferenza su cui agisce  $\sigma_r$ ;
- deformazioni lungo le tre direzioni caratteristiche ( $\varepsilon_r$ ,  $\varepsilon_\theta$  e  $\varepsilon_z$ );
- spostamento radiale  $u$ .

Al fine di avere un problema matematico chiuso, è necessario costruire un sistema composto da sette equazioni, ovvero in numero pari alle incognite che si intende determinare. Le equazioni considerate sono quelle di seguito elencate:

- equazione di equilibrio alla traslazione radiale, scritta in coordinate cilindriche per un problema assialsimmetrico. Consente di mettere in relazione lo stato di tensione radiale con quello circonferenziale:

$$5.31. \quad \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad [Pa/m]$$

- relazioni costitutive termo-elastiche per un materiale isotropo lineare (legge di Hooke con l'aggiunta del contributo legato alla dilatazione termica), le quali permettono di mettere in relazione le tensioni con le deformazioni:

$$5.32. \quad \varepsilon_r(r) = \frac{1}{E} [\sigma_r(r) - \nu(\sigma_\theta(r) + \sigma_z(r))] + \alpha\Delta T(r)$$

$$5.33. \quad \varepsilon_\theta(r) = \frac{1}{E} [\sigma_\theta(r) - \nu(\sigma_r(r) + \sigma_z(r))] + \alpha\Delta T(r)$$

$$5.34. \quad \varepsilon_z(r) = \frac{1}{E} [\sigma_z(r) - \nu(\sigma_r(r) + \sigma_\theta(r))] + \alpha\Delta T(r)$$

- equazioni di congruenza, che permettono di mettere in relazione lo spostamento radiale con le deformazioni  $\varepsilon_r$  e  $\varepsilon_\theta$ :

$$5.35. \quad \varepsilon_r = \frac{du}{dr}$$

$$5.36. \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}$$

- vincolo di compatibilità cinematica nell'ipotesi di stato di deformazione piana generalizzata:

$$5.37. \quad \varepsilon_z = \text{costante}$$

Partendo dalle suddette equazioni e manipolandole algebricamente in modo opportuno, si giunge alla formulazione finale dell'equazione dalla quale è possibile ottenere il gradiente di tensione radiale lungo la sezione critica del ricevitore:

$$5.38. \quad \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} + \frac{3}{r} \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{1}{r} \frac{E \cdot \alpha}{1 - \nu} \frac{dT}{dr} = 0 \quad [Pa/m^2]$$

Com'è possibile notare, si tratta di un'equazione differenziale del secondo ordine, in cui l'unica incognita risulta essere la tensione radiale  $\sigma_r$ . A questo punto si hanno a disposizione tutti gli elementi per poter raggiungere l'obiettivo della presente sezione, ovvero il calcolo del gradiente lungo la coordinata radiale delle tre tensioni principali. In particolare, la strategia di calcolo è la seguente:

- si determina il campo di tensione radiale  $\sigma_r$  a partire dall'equazione differenziale di secondo grado, imponendo opportune condizioni al contorno;
- noto il campo di tensione radiale, si calcola lo stato tensionale circonferenziale  $\sigma_\theta$  tramite l'equazione di equilibrio alla traslazione radiale;
- infine, si ricava la tensione assiale a partire dall'equazione termo-elastica che la lega alla deformazione  $\varepsilon_z$  e alle tensioni radiali e circonferenziali precedentemente determinate. La deformazione assiale  $\varepsilon_z$ , costante in virtù dell'ipotesi di ipotesi di stato di deformazione piana generalizzata, è nota in quanto calcolata a partire dalla condizione di vincolo cinematico imposta.

#### **5.2.2.5. Calcolo del gradiente di tensione radiale**

Il calcolo del gradiente di tensione radiale  $\sigma_r$  lungo la sezione critica del ricevitore in allumina, è stato effettuato tramite l'equazione differenziale del secondo ordine ottenuta a partire dal sistema di equazioni governanti la fisica del problema sopra descritte. Il risultato sarà frutto della sovrapposizione degli effetti tra la soluzione dell'omogenea associata e dell'integrale particolare, il quale tiene conto dell'effetto del gradiente termico radiale della sezione in analisi. Nel caso studio considerato, infatti, come dimostrato con le precedenti analisi termiche, la sezione del mantello cilindrico è caratterizzata da una temperatura sul bordo interno del ricevitore differente (ed in particolare inferiore, secondo quando emerge dall'analisi termica radiale) rispetto a quella sul bordo esterno. La presenza di un gradiente termico all'interno del materiale porterebbe alla flessione del componente. Quest'ultimo, però, non è una piastra ma un corpo chiuso, pertanto, la flessione è impedita ed è proprio tale impedimento a generare lo stato tensionale all'interno del materiale.

La risoluzione dell'equazione differenziale non è stata ottenuta per via analitica ma adottando opportuni metodi numerici, analoghi a quelli già utilizzati per le precedenti analisi termiche. La griglia computazionale considerata risulta essere la discretizzazione uniforme del dominio radiale che intercorre tra il raggio interno e il raggio esterno della sezione critica del ricevitore (è quindi la

stessa utilizzata per lo sviluppo dell'analisi termica radiale). I metodi numerici adoperati per la discretizzazione dell'equazione di governo sono i seguenti:

- metodo alle differenze centrate del secondo ordine, per quanto riguarda la derivata seconda della tensione radiale;
- metodo alle differenze centrate del primo ordine, per quanto riguarda la derivata prima della tensione radiale.

L'equazione differenziale così discretizzata, applicata ai nodi interni del dominio computazionale, è la seguente:

$$5.39. \quad \frac{\sigma_{i+1} - 2\sigma_i + \sigma_{i-1}}{\Delta r^2} + \frac{3}{r_i} \cdot \frac{\sigma_{i+1} - \sigma_{i-1}}{2\Delta r} = -\frac{1}{r_i} \cdot \frac{E \cdot \alpha}{1 - \nu} \cdot \frac{T_{i+1} - T_{i-1}}{2\Delta r} \quad [Pa/m^2]$$

Moltiplicando per  $\Delta r^2$  e mettendo a fattor comune i vari termini si ottiene

$$5.40. \quad \sigma_{i-1} \left(1 - \frac{3\Delta r}{2r_i}\right) + \sigma_i(-2) + \sigma_{i+1} \left(1 + \frac{3\Delta r}{2r_i}\right) = -\frac{E\alpha}{1 - \nu} \frac{\Delta r}{2r_i} (T_{i+1} - T_{i-1}) \quad [Pa]$$

dove  $\nu$  è il coefficiente di Poisson del materiale (che descrive quanto un materiale si contrae o espande nelle direzioni trasversali quando è sollecitato lungo una direzione principale ed è un parametro adimensionale, per l'allumina  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  densa pari a 0,22 [17]), mentre la temperatura in funzione del raggio è un dato di input noto ed ottenuto tramite la precedente analisi termica radiale effettuata sulla sezione critica del ricevitore.

Per quanto riguarda i nodi di bordo, sono state imposte opportune condizioni al contorno in corrispondenza del raggio interno e del raggio esterno della sezione critica del ricevitore. Si tratta di condizioni di Dirichlet [19], tramite le quali si fissano le tensioni radiali sui due bordi ad un valore noto e pari a zero, in quanto, nel caso studio considerato il carico che agisce sulla struttura del materiale è puramente termico, mentre il carico meccanico è nullo (si considera fluido a pressione ambiente, sia per quanto riguarda l'aria che lambisce esternamente il ricevitore che per quanto riguarda il fluido termovettore che scorre all'interno).

$$5.41. \quad \sigma_r(r_{in}) = 0 \quad [Pa]$$

$$5.42. \quad \sigma_r(r_{out}) = 0 \quad [Pa]$$

Alla luce di quanto appena descritto, il sistema è stato trasportato in forma matriciale, e la risoluzione, ottenuta a partire dalla forma matriciale  $A \cdot \sigma_r = b$  è quella rappresentata nel grafico in [Figura 18](#).

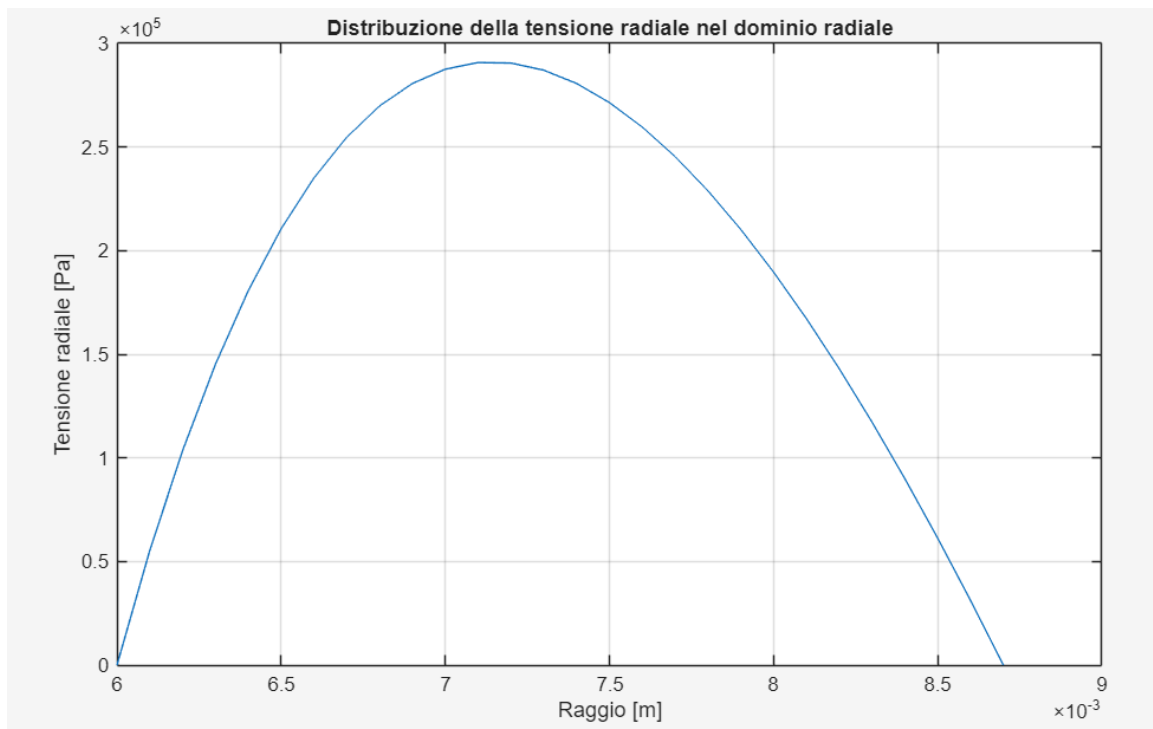


Figura 18: Distribuzione della tensione radiale in funzione della coordinata radiale

I risultati ottenuti permettono di mettere in evidenza i seguenti aspetti:

- in assenza di carico meccanico (pressione interna ed esterna relative pari a zero), la tensione radiale  $\sigma_r$  è nulla alle estremità ma assume valori diversi da zero all'interno del dominio proprio per via del carico termico. Ciò che accade fisicamente con una temperatura che cresce lungo il raggio (raggiungendo valore massimo sul bordo esterno) è che lo strato esterno, più caldo, tenderebbe a dilatarsi di più mentre lo strato interno, più freddo, contrasta tale dilatazione per compatibilità cinematica. Tale impedimento induce la generazione di uno stato tensionale all'interno del materiale [23];
- la tensione radiale  $\sigma_r$  assume un valore massimo pari a 0,291 MPa in un punto del dominio circa intermedio. Si osserva infatti una curva caratterizzata da andamento a campana, con massimo leggermente spostato verso sinistra. Tale andamento risulta coerente con quello previsto dalla teoria dei mantelli cilindrici spessi caricati termicamente, con temperatura che cresce spostandosi verso il bordo esterno [23];
- la tensione radiale  $\sigma_r$  è positiva in ogni punto del dominio, per cui genera una trazione nel materiale (stato tensionale più critico rispetto alla compressione in quanto tenderebbe a far espandere eventuali cricche presenti nel componente);
- secondo quanto emergerà dai successivi risultati, la tensione radiale non è quella maggiore all'interno del cilindro. Ciò che ci si aspetta, infatti, è che in un cilindro termicamente sollecitato la tensione più critica è la tensione circonferenziale  $\sigma_\theta$ .

### 5.2.2.6. Calcolo del gradiente di tensione circonferenziale

Utilizzando come dato di input il gradiente della tensione radiale calcolato a partire dall'equazione generale differenziale di secondo ordine, è possibile ora ottenere anche il campo di tensione circonferenziale mediante l'applicazione dell'equazione di equilibrio alla traslazione radiale.

$$5.43. \quad \sigma_{\theta} = r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r \quad [Pa]$$

Anche in questo caso l'equazione è stata discretizzata per poter essere risolta numericamente e riscritta secondo quanto di seguito riportato.

- Per i nodi interni si è utilizzato uno schema numerico del primo ordine alle differenze centrate [19]:

$$5.44. \quad \sigma_{\theta,i} = r_i \frac{\sigma_{r,i+1} - \sigma_{r,i-1}}{2\Delta r} + \sigma_{r,i} \quad [Pa]$$

- Per il nodo di bordo corrispondente al raggio interno si è utilizzato uno schema del primo ordine in avanti [19]:

$$5.45. \quad \sigma_{\theta,1} = r_1 \frac{\sigma_{r,2} - \sigma_{r,1}}{\Delta r} + \sigma_{r,1} \quad [Pa]$$

- Per il nodo di bordo corrispondente al raggio esterno si è utilizzato uno schema del primo ordine in dietro [19]:

$$5.46. \quad \sigma_{\theta,end} = r_{end} \frac{\sigma_{r,end} - \sigma_{r,end-1}}{\Delta r} + \sigma_{r,end} \quad [Pa]$$

Implementando tramite il codice Matlab le suddette equazioni, il gradiente radiale della tensione circonferenziale ottenuto presenta l'andamento riportato in [Figura 19](#).

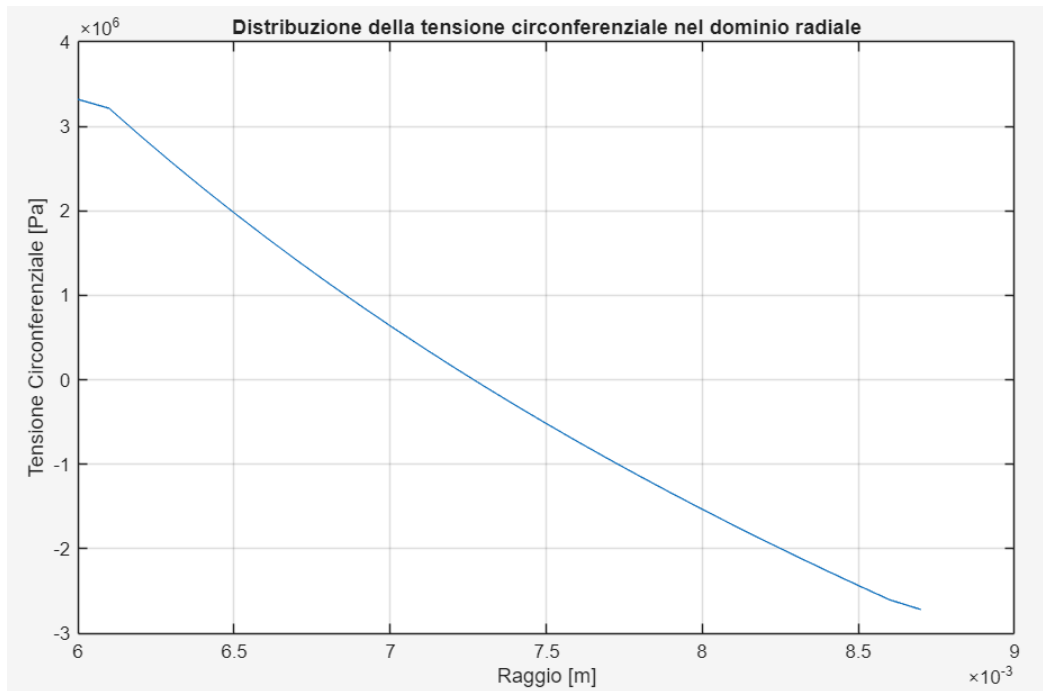


Figura 19: Distribuzione della tensione circonferenziale in funzione della coordinata radiale

I risultati relativi alla distribuzione della tensione circonferenziale  $\sigma_\theta$  consentono di evidenziare i seguenti aspetti:

- in assenza di carichi meccanici applicati (pressione interna ed esterna relative pari a zero), la tensione circonferenziale non è nulla ai bordi, ma assume valori significativi lungo l'intero spessore del cilindro. A differenza della tensione radiale, che per le condizioni al contorno considerate è nulla in corrispondenza del bordo interno ed esterno, la tensione circonferenziale è generata esclusivamente come conseguenza della compatibilità cinematica imposta dal gradiente termico radiale;
- la distribuzione di  $\sigma_\theta$  presenta andamento monotono decrescente lungo il raggio: assume valore massimo positivo sul bordo interno (circa 3,32 MPa) e decresce progressivamente fino a diventare negativa in prossimità del bordo esterno. Tale comportamento è coerente con la teoria dei mantelli cilindrici spessi soggetti a carico termico radiale crescente verso l'esterno [23];
- dal punto di vista fisico, con temperatura maggiore sul raggio esterno, lo strato più caldo tenderebbe a espandersi maggiormente rispetto a quello interno. Tuttavia, la continuità del materiale impone compatibilità degli spostamenti: lo strato interno viene "trascinato" dall'espansione dello strato esterno e si trova pertanto in uno stato di trazione circonferenziale, mentre lo strato esterno, pur essendo più caldo, risulta parzialmente vincolato dalla presenza del materiale più freddo interno e si trova in uno stato di compressione circonferenziale [23];

- la tensione circonferenziale  $\sigma_\theta$  è maggiore di un ordine di grandezza rispetto alla tensione radiale. Questo è coerente con la letteratura sui cilindri spessi termicamente sollecitati [23], dove la tensione circonferenziale rappresenta generalmente la componente più critica ai fini della verifica strutturale, in particolare per materiali fragili come le ceramiche;
- in termini di segno,  $\sigma_\theta$  è positiva (trazione) nella regione interna e negativa (compressione) verso l'esterno. Considerando che per materiali fragili il comportamento a trazione è più critico rispetto alla compressione, la zona più sollecitata risulta essere quella in prossimità del raggio interno, dove si concentra la massima tensione principale positiva.

### 5.2.2.7. Calcolo del gradiente di tensione assiale

Per il calcolo della tensione assiale è stata utilizzata la relazione costitutiva termoelastica, scritta per un materiale isotropo lineare (legge di Hooke con l'aggiunta del contributo legato alla dilatazione termica), riformulata in funzione di  $\sigma_z$ :

$$5.47. \quad \sigma_z(r) = E \varepsilon_z + \nu[\sigma_r(r) + \sigma_\theta(r)] - E\alpha (T(r) - T_0) \quad [Pa]$$

Oltre alle proprietà termomeccaniche dell'allumina, assunte uniformi lungo la sezione critica per via del ridotto gradiente termico radiale (come spiegato nella sezione dedicata a questo aspetto), i dati di input necessari per il calcolo del campo di tensione assiale sono i gradienti di tensione radiale e circonferenziale, precedentemente calcolati, e la deformazione assiale  $\varepsilon_z$ . Alla luce di quanto riassunto nell'apposito paragrafo dedicato e secondo le conclusioni tratte dallo studio condotto da Logie et al. [25], nel caso di ricevitori soggetti a carichi termici e non vincolati alle estremità l'ipotesi più idonea per la valutazione dello stato tensionale è quella di deformazione piana generalizzata, in quanto consente di non trascurare la componente di tensione assiale. In termini matematici, ciò equivale a considerare la deformazione assiale  $\varepsilon_z$  uniforme lungo il dominio radiale e tale da rispettare la condizione di vincolo cinematico  $\int_A \sigma_z(r) dA = 0$ .

Sviluppando tale relazione si ottiene l'espressione della deformazione assiale della sezione critica del ricevitore, calcolata dunque come:

$$5.48. \quad \varepsilon_z = \frac{\int_{r_{in}}^{r_{out}} 2\pi r \cdot [E \cdot \alpha \cdot \Delta T(r) - \nu \cdot (\sigma_r(r) + \sigma_\theta(r))] dr}{\int_{r_{in}}^{r_{out}} 2\pi r \cdot E dr}$$

dove  $\Delta T(r)$  è lo scostamento tra la temperatura localmente raggiunta dal ricevitore e la temperatura di riferimento alla quale il materiale non è sollecitato da tensioni termiche, assunta pari alla

temperatura ambiente. È infatti la variazione di temperatura rispetto a uno stato stabile a causare lo stress, non l'alta temperatura di per sé. Dopo aver calcolato  $\varepsilon_z$ , è stato dunque possibile sfruttare la relazione costitutiva termoelastica per ottenere la distribuzione della tensione assiale in funzione della coordinata radiale.

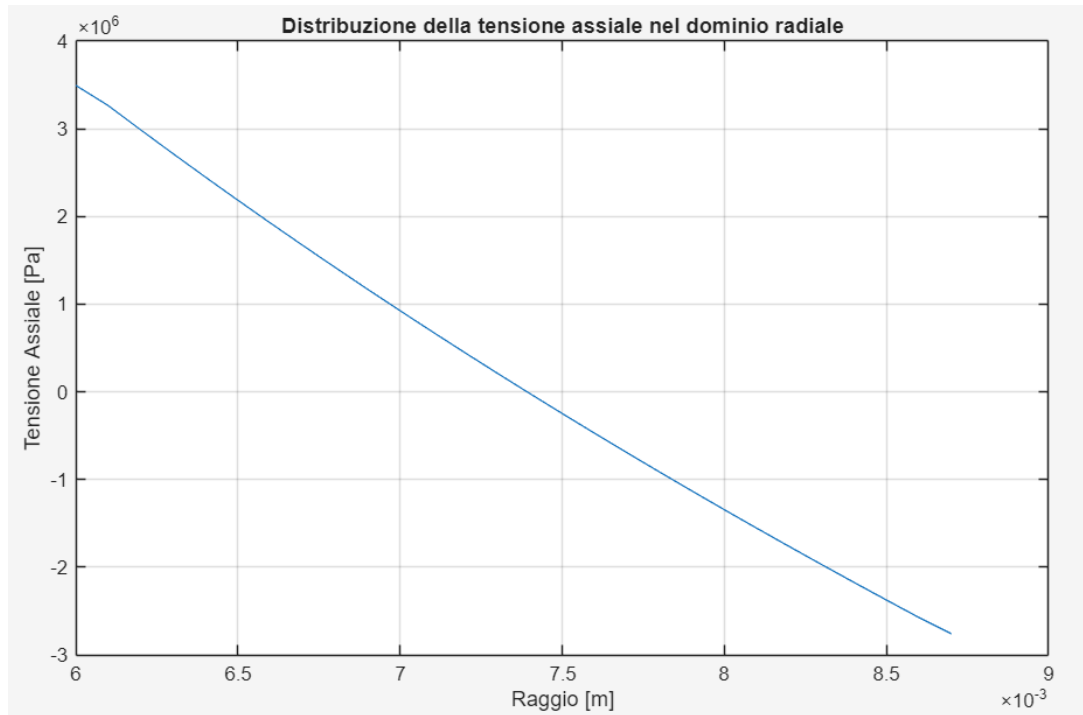


Figura 20: Distribuzione della tensione assiale in funzione della coordinata radiale

Dall'analisi del grafico riportato in figura emergono i seguenti aspetti:

- in accordo con l'ipotesi di deformazione piana generalizzata, la deformazione assiale  $\varepsilon_z$  è stata assunta costante lungo la sezione critica del ricevitore ed è stata ricavata imponendo la condizione di risultante assiale nulla. Ciò significa che il tubo è libero di espandersi globalmente, ma l'allungamento assiale effettivo non coincide con la dilatazione termica locale  $\alpha\Delta T(r)$ . La compatibilità cinematica tra gli strati radiali genera quindi uno stato tensionale auto-equilibrato anche in direzione assiale;
- la distribuzione di  $\sigma_z$  lungo il raggio risulta monotona decrescente e quasi lineare. È positiva in prossimità del raggio interno e negativa verso il raggio esterno. Tale comportamento è coerente con la fisica del sistema, caratterizzata da un gradiente termico radiale crescente verso l'esterno: gli strati più caldi tendono ad espandersi maggiormente, ma l'allungamento globale imposto dalla compatibilità cinematica genera una redistribuzione interna degli sforzi

tale per cui le zone più fredde risultano sollecitate a trazione mentre quelle più calde a compressione;

- il valore massimo di  $\sigma_z$  in trazione è raggiunto sul bordo interno ed è circa pari a 3,49 MPa, mentre il valore minimo è circa -2,8 MPa (in compressione sul bordo esterno). L'ordine di grandezza è confrontabile con quello della tensione circonferenziale mentre è superiore rispetto a quello della tensione radiale, come atteso nei mantelli cilindrici soggetti a carico termico [23]. Risulta quindi verificato quanto ampiamente spiegato nello studio condotto da Logie et al. [25]: la tensione assiale non è affatto trascurabile per il tipo di applicazione in analisi ma comparabile (e, nello specifico caso studio considerato, addirittura superiore) alla tensione circonferenziale;
- la presenza contemporanea di zone in trazione e zone in compressione garantisce il rispetto della condizione di equilibrio assiale globale (risultante nulla). Dal punto di vista della verifica a rottura di un materiale fragile come l'allumina, la porzione più critica è quella in trazione, localizzata in prossimità del raggio interno.

Dal confronto delle tre componenti, riportate in un unico grafico in funzione del raggio (secondo quanto illustrato in [Figura 21](#)), emerge che la tensione radiale è la meno significativa, mentre le componenti circonferenziale e assiale, che sono quelle dominanti, risultano dello stesso ordine di grandezza. Questo comportamento è pienamente coerente con la teoria dei mantelli cilindrici spessi caricati termicamente, nei quali le tensioni principali sono governate dall'effetto combinato della compatibilità radiale e dell'equilibrio assiale.

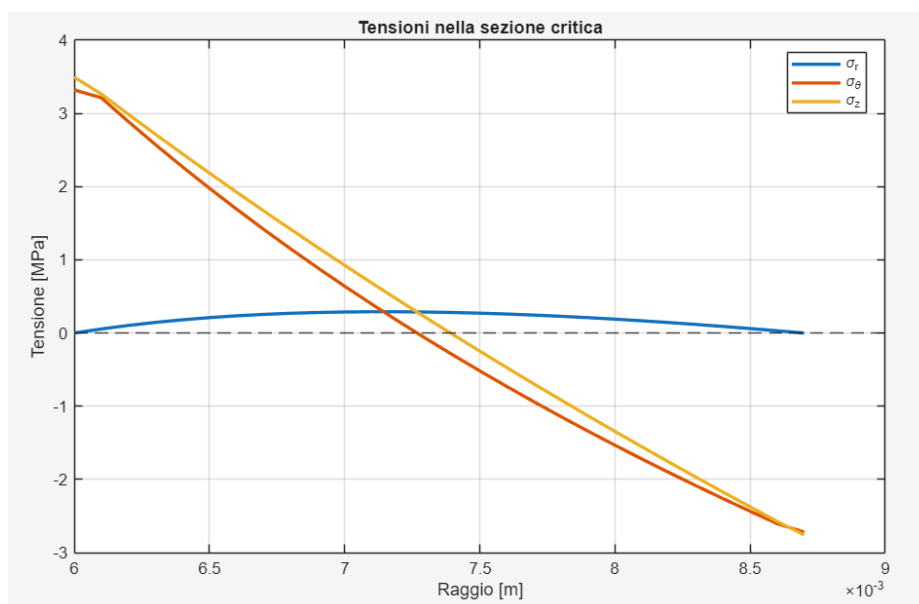


Figura 21: Grafico di confronto tra tensione radiale, tensione circonferenziale e tensione assiale ( $Al_2O_3$ )

## 6. Modellazione termomeccanica del ricevitore solare in carburo di silicio

Secondo quanto anticipato nel capitolo inerente all'analisi termomeccanica del ricevitore cilindrico in allumina, nella presente sezione il sistema studiato consisterà in un ricevitore del tutto analogo al precedente, in termini di geometria e condizioni operative, ma realizzato in carburo di silicio. Per sviluppare un'analisi in parallelo e che consenta di effettuare un confronto in cui si intende far emergere quanto l'impiego di un materiale alternativo possa incidere sulle prestazioni del sistema, soprattutto in termini di stabilità strutturale, si è ritenuto opportuno utilizzare il codice precedentemente sviluppato per la simulazione del comportamento termomeccanico del ricevitore sperimentale in allumina testato presso l'Energy Center di Torino. Le modifiche effettuate riguardano dunque principalmente le proprietà termiche e meccaniche del nuovo ricevitore simulato, non realmente esistente e che si immagina essere realizzato in carburo di silicio. In generale, i materiali ceramici refrattari, rappresentano una delle categorie più promettenti per i ricevitori CSP ad alta temperatura, soprattutto per via della loro capacità a raggiungere temperature di utilizzo nettamente maggiori (pari o superiori a 1000 °C) rispetto a quelle delle leghe metalliche, per la loro stabilità chimica e ossidativa e per la loro elevata resistenza agli shock termici [1]. Si è dunque scelto di effettuare il confronto tra un ricevitore cilindrico in allumina ed un secondo in carburo di silicio in quanto entrambi i materiali appartengono alla famiglia dei ceramici refrattari ma sono caratterizzati da proprietà differenti. Il SiC dovrebbe essere infatti in grado di sopportare carichi meccanici indotti da temperature anche vicine al punto di fusione (di circa 1700 °C) e mostrare una migliore resistenza agli shock termici a temperature elevate [1].

I dati di input inerenti alla geometria del sistema, alle condizioni ambientali e alle ipotesi di progetto sono analoghi a quelli utilizzati per il ricevitore cilindrico in allumina e riportati in Tabella 3. Fa eccezione il valore dell'emissività  $\varepsilon$  (superiore rispetto a quello di  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) e della densità, che nel caso di SiC denso con struttura cristallina esagonale/cubica (tipologia rappresentativa per carburo di silicio impiegato per applicazioni strutturali) è mediamente pari a 3110 kg/m<sup>3</sup> [27].

Le condizioni di partenza aggiornate per il carburo di silicio sono riportate nella pagina seguente in Tabella 8.

Categoria	Parametro	Simbolo	Valore	Unità	Origine
Geometria	Diametro interno	$d_{in}$	0,012	m	Misura campione
Geometria	Diametro esterno	$d_{out}$	0,0175	m	Misura campione
Geometria	Lunghezza	$L$	0,245	m	Misura campione
Concentratore	Area cattura	$A_{cattura}$	4,5	m <sup>2</sup>	Dato impianto
Concentratore	Rendimento ottico	$\eta_{ott}$	0,75	–	Assunzione di progetto
Ambiente	Radiazione solare diretta	$I_0$	800	W/m <sup>2</sup>	Assunzione di progetto, caso estivo
Ambiente	Temperatura dell'aria	$T_a$	35	°C	Assunzione di progetto, caso estivo
Ambiente	Velocità interna dell'aria	$u$	1,2	m/s	Assunzione di progetto
Ambiente	Coefficiente di scambio termico convettivo	$h$	10	W/(m <sup>2</sup> K)	Assunzione di progetto cautelativa
Ambiente	Emissività	$\varepsilon$	0,9	–	Assunzione di progetto
Materiale	Densità	$\rho$	3110	kg/m <sup>3</sup>	Letteratura

Tabella 8: Dati di input per la modellazione del caso studio inerente al ricevitore in SiC

## 6.1. Analisi termo-fluidodinamica del ricevitore in carburo di silicio

### 6.1.1. Introduzione e obiettivo del modello numerico per l'analisi termica

Per l'analisi e la simulazione del comportamento termo-fluidodinamico di un ricevitore cilindrico in carburo di silicio, è stato utilizzato il medesimo codice sviluppato per il ricevitore sperimentale in allumina, apportando opportune modifiche per la parte inerente all'assegnazione delle proprietà termiche del materiale. Gli obiettivi di questa prima fase dell'analisi sono dunque gli stessi perseguiti nella sezione inerente all'allumina, ovvero, in sintesi:

- determinazione del gradiente di temperatura lungo il dominio assiale del cilindro quando il sistema giunge ad una condizione di equilibrio;
- valutazione, all'equilibrio, della temperatura del fluido-termovettore in uscita dal sistema e della temperatura massima raggiunta dal materiale;
- determinazione, in regime stazionario, del gradiente termico radiale all'interno della sezione critica del ricevitore, in cui si è registrata la massima temperatura al termine dell'analisi assiale.

La distribuzione della temperatura lungo il dominio che spazia tra il raggio interno e il raggio esterno della sezione critica del ricevitore sarà infine utilizzata come input per la successiva analisi meccanica, con la finalità di valutare le tensioni indotte dal carico termico. In definitiva, sarà elaborato un criterio per confrontare da un punto di vista strutturale quale dei due materiali, tra l'allumina e il carburo di silicio, ha maggiore margine di sicurezza a parità di altre condizioni del sistema (geometria, dimensioni, condizioni ambientali, condizioni al contorno termiche e meccaniche).

### 6.1.2. Modello termico del ricevitore lungo il dominio assiale

#### 6.1.2.1. Ipotesi di base del modello assiale

Le ipotesi adottate per la costruzione del modello termico assiale inerente al ricevitore cilindrico in carburo di silicio sono le stesse implementate per il caso studio incentrato sul ricevitore in allumina e risultano essere quelle di seguito riassunte:

- geometria monodimensionale con direzione di riferimento parallela all'asse del ricevitore (coordinata  $x$ );
- potenza solare raccolta applicata come flusso superficiale uniforme sull'intera superficie esterna del ricevitore;
- analisi in regime transitorio;
- condizioni di progetto conservative e considerando aria come fluido termo-vettore;
- proprietà dell'aria costanti e pari a quelle corrispondenti alla temperatura ambiente.

Rispetto al caso dell'allumina si è scelto di adottare un modello in cui l'unica non linearità è attribuibile allo scambio termico per irraggiamento, modellato tramite l'utilizzo del coefficiente di scambio termico radiativo  $h_{irr}$  (a sua volta trattato con la tecnica dei *Frozen Coefficients* [20],

secondo quanto spiegato nel precedente capitolo), mentre le proprietà termiche del carburo di silicio non variano con la temperatura durante il transitorio. Per giustificare tale scelta è stato elaborato un codice di prova in cui sono stati assegnati dei valori di primo tentativo al calore specifico e alla conducibilità termica del carburo di silicio. Il profilo di temperatura assiale del materiale così ottenuto al termine del transitorio è stato utilizzato per selezionare due temperature di riferimento di prova (rispettivamente la temperatura massima e la temperatura calcolata come media aritmetica tra quella massima e la temperatura ambiente). A partire da queste ultime, sono state calcolate le corrispondenti proprietà termiche del carburo di silicio tramite opportune correlazioni in funzione della temperatura estrapolate da letteratura. È stato infine nuovamente lanciato il codice, sia nel caso in cui le proprietà sono mantenute costanti e pari a quelle calcolate in funzione della prima temperatura di riferimento sia nel caso della seconda temperatura di riferimento. Ciò che si osserva è che la variazione nei risultati finali, sia in termini di temperature raggiunte dal materiale che in termini di profili termici spaziali, è ingegneristicamente trascurabile.

Caso	$T_{ref}[K]$	$k[W/mK]$	$c_p[J/kgK]$	$T_{max,SiC}[^{\circ}C]$	$T_{aria}(x_{crit})[^{\circ}C]$	$T_{max,aria}[^{\circ}C]$
<b>Prova (valori medi)</b>	—	44	1160	1107,04	401,79	511,42
<b>Caso 1</b> ( $T_{ref1} = T_{max}$ )	1380,2	65,66	1280,4	1106,77	384,81	511,42
<b>Caso 2</b> ( $T_{ref2} = \frac{(T_{max}+T_a)}{2}$ )	844,17	112,07	1154,2	1106,32	363,01	511,41

Tabella 9: Analisi di sensitività sulla temperatura massima del materiale al variare delle proprietà termiche

L'analisi di sensibilità sulla temperatura di riferimento mostra che la scelta tra  $T_{ref1}$  e  $T_{ref2}$  incide in modo trascurabile sulla temperatura massima del ricevitore: la variazione della temperatura massima del carburo di silicio tra i due casi è pari a circa  $0,45^{\circ}C$ , corrispondente a un errore relativo di circa  $0,04\%$ . Per quanto riguarda invece la temperatura dell'aria nella sezione critica, si osserva che essa presenta una variazione più marcata tra i due casi di temperatura di riferimento (circa  $22^{\circ}C$ , pari ad un errore relativo del  $6\%$  circa). Tale differenza è imputabile alla maggiore sensibilità del campo termico dell'aria ai coefficienti di scambio locale. Tuttavia, la temperatura massima del solido e la posizione della sezione critica (le quali rappresentano, in termini di risultati, l'obiettivo principale dell'analisi assiale) risultano pressoché invariate. Tale conclusione dimostra che è quindi possibile assumere le proprietà del carburo di silicio costanti e calcolate in funzione di una certa temperatura di riferimento (scelta pari alla temperatura massima raggiunta dal materiale tramite il codice di

prova). In ogni caso sia la conducibilità termica che il calore specifico sono stati valutati tramite correlazioni adatte ai range di temperatura di interesse, in modo da utilizzare nell'analisi dei valori medi ma che siano comunque verosimili e coerenti con i fenomeni che interessano il materiale in condizioni di temperature severe.

### 6.1.2.2. Valutazione delle proprietà termiche del carburo di silicio

Come anticipato nella precedente sezione, nonostante si ipotizzi che le proprietà termiche del carburo di silicio siano costanti al variare della temperatura durante il transitorio (in quanto, come dimostrato, ciò introduce un errore ingegneristicamente trascurabile sui risultati finali di interesse), per impostare un valore fisicamente sensato sono state adottate opportune relazioni che le legano alla temperatura. In questo modo è possibile ottenere un valore del calore specifico e della conducibilità termica calcolato in funzione di una temperatura di riferimento appartenente al range di interesse, dal momento che, in condizioni termiche critiche, il materiale è soggetto a fenomeni microscopici differenti rispetto a quanto accade a temperatura ambiente. Per quanto riguarda la densità, invece, il suo valore non è stato calcolato ma direttamente trovato in letteratura (in quanto, a differenza delle altre due proprietà termo-fisiche, subisce variazioni meno apprezzabili passando dalle condizioni ambiente a intervalli di temperatura più elevati). È stato adottato un valore rappresentativo di SiC denso pari a 3110 kg/m<sup>3</sup>, coerente con i dati riportati in letteratura per carburo di silicio sinterizzato con struttura cristallina esagonale/cubica [27]. Per quanto riguarda invece il calore specifico e la conducibilità termica le relazioni utilizzate e le considerazioni alla base sono quelle di seguito riportate:

- il calore specifico  $c_p(T)$  è stato modellato come funzione della temperatura mediante l'equazione di Shomate, utilizzando i coefficienti ufficiali del NIST Chemistry WebBook (SRD 69), derivati dai dati termochimici NIST-JANAF (Chase, 1998) [28]. La forma generale dell'equazione di Shomate per il calore specifico molare, scritta in funzione di  $t=T/1000$  (con  $T$  espressa in Kelvin), è:

$$6.1. \quad c_p^{mol}(T) = A + Bt + Ct^2 + Dt^3 + \frac{E}{t^2} \quad [J/(mol \cdot K)]$$

L'equazione è stata implementata in forma molare e successivamente convertita in J/(kg·K) dividendo per la massa molare del SiC ( $M = 40,0962 \cdot 10^{-3}$  kg/mol). Nel presente lavoro sono stati utilizzati i coefficienti validi per il range  $T > 1000$  K;

- la conducibilità termica  $k(T)$  è stata modellata a partire dai dati di riferimento tratti da Touloukian, Thermophysical Properties of Matter, Vol. 2 (Thermal Conductivity), nella sezione dedicata al carburo di silicio, con particolare riferimento ai risultati di Slack (1964) relativi al campione ad alta purezza R66 [27]. Poiché nel testo originale i dati sono riportati in forma grafica (diagramma log-log della conducibilità in funzione della temperatura), si è proceduto alla digitalizzazione della curva nel range di interesse (circa 300–1800 K) mediante il software

WebPlotDigitizer. Dopo la calibrazione degli assi in scala logaritmica (sia per T che per k), sono stati estratti numericamente i punti appartenenti al ramo decrescente della curva, rappresentativo del regime dominato dalla diffusione fononica (andamento approssimabile con una legge di potenza del tipo  $k \sim T^{-n}$ ). I dati digitalizzati, inizialmente espressi in  $W/(cm \cdot K)$ , sono stati convertiti in  $W/(m \cdot K)$  moltiplicando per 100.

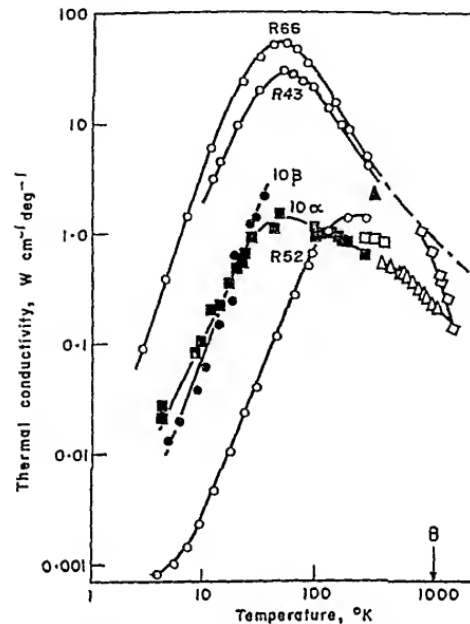


FIG. 15.  $\lambda$  against temperature of high-purity silicon carbide (R66) and various less pure samples: O, Slack (1964); ●, Bosch (1961); ◇, Fieldhouse *et al.*, (1958); □, Smoke and König (1958); △, Vasilos and Kingery (1954); ▲, Weeks and Seifert (1953). The dot-dash curve is the estimated extrapolation of  $\lambda$  to the Debye temperature  $\theta$ . (After Slack, 1964.)

Figura 22: Conducibilità termica del SiC in funzione della temperatura [27]

- Successivamente, tramite Excel, è stata effettuata una regressione lineare in scala logaritmica, applicando il fit:

$$6.2. \quad \log_{10} k = \log_{10} a - n \log_{10} T$$

La regressione ha fornito un coefficiente angolare  $-n = -1,087$  e intercetta  $\log_{10} a = 5,232$ , da cui:

$$6.3. \quad k(T) = 1,7049 \times 10^5 T^{-1,087} \quad [W/(m \cdot K)]$$

dove la temperatura deve essere espressa in Kelvin.

Il coefficiente di determinazione ottenuto ( $R^2 = 0.998$ ) conferma l'ottima rappresentatività della legge di potenza nel range considerato.

### 6.1.2.3. Discussione dei risultati e confronto con $Al_2O_3$

A parità di geometria e condizioni al contorno, il confronto tra allumina e carburo di silicio consente di evidenziare alcune differenze soprattutto in termini di temperatura massima raggiunta dal solido e, quindi, di severità del carico termico sul materiale. Nel caso dell'allumina, la temperatura massima di equilibrio è risultata pari a 1194,52 °C, mentre per il SiC si ottiene 1106,77 °C, con una riduzione di circa 88 °C. Anche la temperatura del fluido risulta complessivamente più contenuta: nel caso dell'allumina l'aria all'uscita raggiunge 549,35 °C, mentre nel caso del SiC la massima temperatura dell'aria lungo il dominio assiale (in corrispondenza dell'uscita) è 511,42 °C.

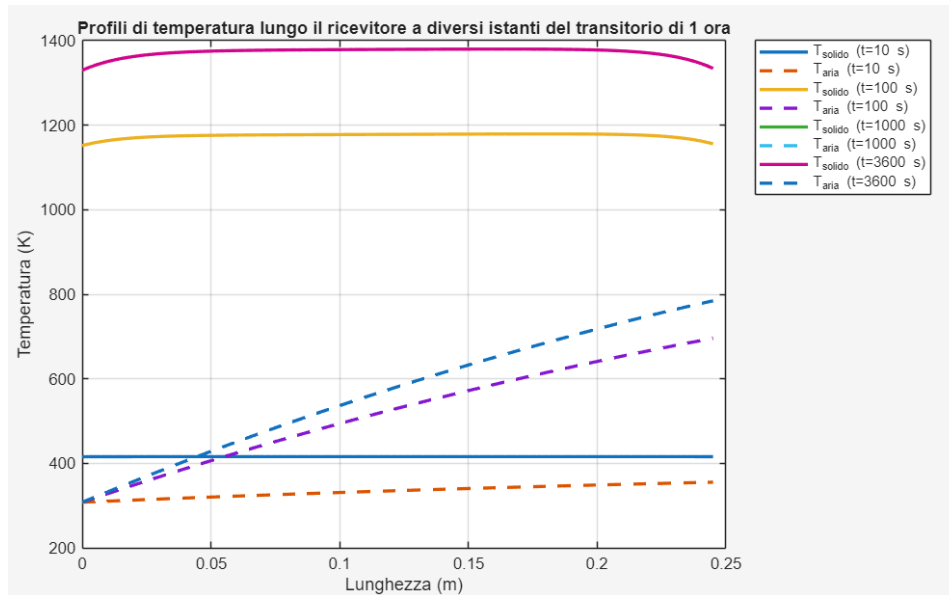


Figura 23: Profilo spaziale della temperatura dell'aria e della temperatura del carburo di silicio lungo l'asse del ricevitore a diversi istanti di tempo

Dal punto di vista fisico, il confronto evidenzia che la forma del profilo assiale non dipende in modo sostanziale dal materiale, in quanto è principalmente governata dalle condizioni al contorno e dalla geometria del ricevitore. L'andamento ottenuto è dunque lo stesso osservato per il caso dell'allumina, con temperatura del materiale all'equilibrio circa costante lungo l'intero dominio assiale e decrescita verso i bordi per via delle perdite convettive e radiative. Tuttavia, il valore della conducibilità termica influenza il livello termico di equilibrio: l'elevata  $k$  del SiC consente una diffusione più rapida del calore nel solido e una minore resistenza interna alla conduzione, con conseguente riduzione della temperatura massima raggiunta dal materiale. Ne consegue che, nonostante si osserva anche una riduzione di temperatura del fluido termovettore, il SiC permette di contenere in modo più marcato il carico termico massimo sul solido. In quest'ottica, il vantaggio del SiC non risiede tanto nell'incremento diretto della temperatura del fluido termovettore nelle condizioni analizzate, quanto nella possibilità di sostenere flussi termici elevati con gradienti più contenuti e, conseguentemente, di operare in condizioni strutturali meno critiche, aspetto particolarmente rilevante in applicazioni ad alta temperatura.

Per quanto riguarda invece l'aspetto energetico, in entrambi i casi le perdite risultano nettamente dominate dal contributo radiativo, in accordo con i livelli di temperatura raggiunti dal ricevitore. Considerando un transitorio di durata pari a 1 ora per entrambi i materiali, le perdite per irraggiamento risultano pari a 8,49 MJ nel caso dell'allumina e 8,60 MJ nel caso del SiC, mentre il contributo convettivo rimane decisamente inferiore (0,55 MJ per Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e 0,51 MJ per SiC). Il leggero incremento delle perdite radiative nel caso del carburo di silicio è coerente con il valore di emissività più elevato adottato nel modello ( $\epsilon = 0,9$  contro 0,7 per l'allumina), che tende ad aumentare il flusso radiativo verso l'ambiente. Tuttavia, tale effetto è in parte compensato dalla minore temperatura massima di equilibrio raggiunta dal SiC. Il risultato complessivo è che, a parità di condizioni operative, entrambi i materiali operano in un regime fortemente limitato dallo scambio radiativo, con efficienze istantanee a regime dello stesso ordine di grandezza (2,98% per Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e 2,77% per SiC). Ne consegue che la differenza tra i due casi non è tanto riconducibile al bilancio energetico globale, quanto piuttosto al diverso livello termico di equilibrio del materiale, che nel caso del SiC risulta più contenuto a fronte di una riduzione relativamente meno marcata della temperatura del fluido termovettore.

In Tabella 10 sono riassunti i principali risultati inerenti all'analisi termica assiale per i due materiali, evidenziando le differenze in termini di temperatura massima del solido, riscaldamento del fluido e perdite energetiche nelle medesime condizioni operative.

<b>Confronto analisi termica assiale: Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> vs SiC</b>			
<b>Grandezza</b>	<b>Allumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)</b>	<b>Carburo di Silicio (SiC)</b>	<b>Variazione percentuale SiC vs Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></b>
Temperatura massima del solido $T_{max,sol}$ [°C]	1194,52	1106,77	-7,35%
Temperatura aria alla sezione critica [°C]	407,13	384,81	-5,48%
Temperatura massima aria (uscita) $T_{out}$ [°C]	549,35	511,42	-6,90%
Energia persa per convezione (1 h) [MJ]	0,55	0,51	-7,27%
Energia persa per irraggiamento (1 h) [MJ]	8,49	8,60	+1,30%
Efficienza termica istantanea a regime [%]	2,98	2,77	-7,05%

Tabella 10: Confronto dei risultati tra SiC e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> inerenti all'analisi termica assiale

### 6.1.3. Modello termico del ricevitore lungo il dominio radiale

Analogamente a quanto eseguito per l'analisi del ricevitore cilindrico in allumina, anche per il caso inerente al carburo di silicio il campo di temperatura assiale è stato utilizzato per individuare la sezione critica del ricevitore su cui è stata svolta la successiva analisi termica radiale e, infine, l'analisi meccanica. Come precedentemente spiegato, per eseguire un confronto adeguato tra i due casi, si considera lo stesso sistema in termini di geometria, dimensioni, condizioni ambientali, condizioni al contorno, vincoli di progetto, equazioni di governo. Si utilizza dunque il medesimo codice elaborato per l'allumina modificando esclusivamente, come già fatto per l'analisi assiale, le proprietà inerenti al materiale. Di seguito si riassumono le ipotesi alla base dell'analisi termica in coordinate cilindriche, già ampiamente discusse nel precedente capitolo:

- geometria monodimensionale, con dimensione caratteristica descritta dalla coordinata  $r$  che spazia lungo il raggio del ricevitore;
- regime stazionario;
- simmetria assiale;
- assenza di generazione volumetrica interna;
- proprietà termofisiche dell'allumina omogenee lungo lo spessore e valutate alla temperatura media della sezione critica;
- scambio termico per convezione con l'aria interna, la cui temperatura nella sezione critica è ricavata dalla precedente analisi termica assiale (condizione di bordo di tipo Robin [19] imposta sul nodo corrispondente al raggio interno del ricevitore);
- parete esterna soggetta al flusso solare incidente e alle perdite per convezione e irraggiamento verso l'ambiente, con temperatura dell'aria all'esterno del ricevitore pari al valore di progetto già considerato per l'analisi assiale (condizione di bordo di tipo Robin [19] imposta sul nodo corrispondente al raggio esterno del ricevitore);
- non linearità introdotta dallo scambio termico radiativo con l'ambiente esterno, modellato tramite il coefficiente di scambio termico per irraggiamento  $h_{irr}$  [22] e che compare nella condizione al contorno sul bordo esterno del sistema.

Di seguito, si riportano in tabella i principali dati di input utilizzati per l'analisi termica radiale e ricavati a partire dai risultati del codice Matlab inerente allo studio assiale del sistema.

Principali dati di input per l'analisi termica radiale del ricevitore in carburo di silicio	
Temperatura media del ricevitore nella sezione critica	1106,77 °C
Temperatura dell'aria all'interno del ricevitore in corrispondenza della sezione critica	384,81 °C
Temperatura dell'aria ambiente	35 °C
Conducibilità termica del carburo di silicio valutata alla temperatura media della sezione critica	65,68 W/(m·K)

Tabella 11: Dati di input principali per l'analisi termica radiale della sezione critica del ricevitore in carburo di silicio

Coerentemente con la fisica del problema analizzato, il campo di temperatura radiale è qualitativamente descritto da un andamento del tutto analogo a quello ottenuto dall'analisi del caso studio inerente all'allumina e, dunque, caratterizzato da un aumento della temperatura progredendo verso il bordo esterno del ricevitore, poiché il flusso solare è applicato come condizione al contorno sulla superficie esterna, mentre la parete interna scambia calore per convezione con l'aria. Tuttavia, nel caso del SiC il gradiente termico attraverso lo spessore è particolarmente contenuto, per via dell'elevata conducibilità termica del materiale. Ciò giustifica l'ipotesi di proprietà termofisiche costanti lungo lo spessore e valutate alla temperatura media della sezione critica, poiché la variazione termica radiale non altera in modo apprezzabile i parametri del materiale nell'intervallo considerato.

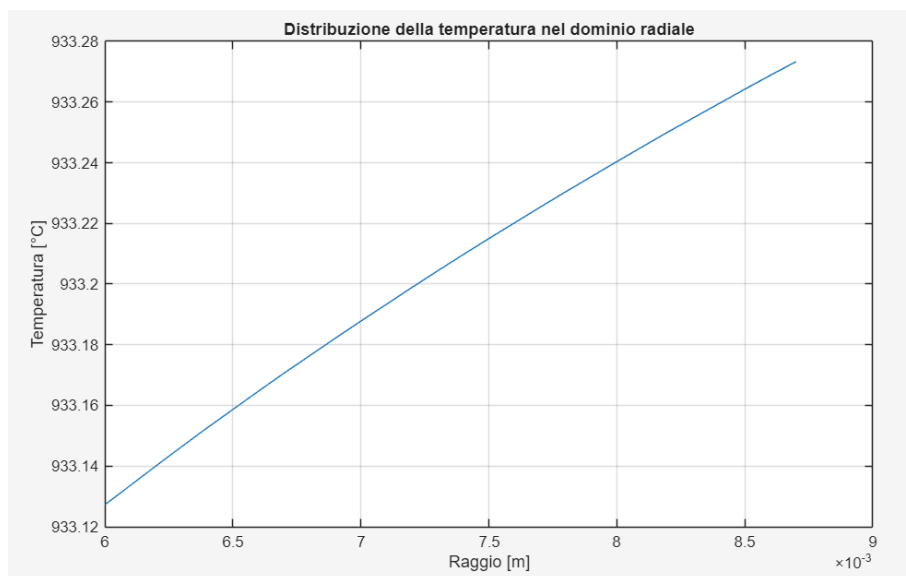


Figura 24: Distribuzione radiale della temperatura lungo la sezione critica del ricevitore in carburo di silicio

## 6.2. Analisi termo-meccanica del ricevitore in carburo di silicio

Il gradiente termico radiale associato alla sezione critica del ricevitore e valutato mediante la precedente analisi termica radiale, è utilizzato come input per valutare le tensioni termomeccaniche da esso indotte all'interno del materiale nella medesima sezione. L'analisi meccanica svolta per il ricevitore cilindrico in carburo di silicio segue l'impostazione e le ipotesi già adottate per l'allumina al fine di valutare anche in questo caso la distribuzione radiale delle tre componenti principali dello stato tensionale in condizioni assialsimmetriche e utilizzando la teoria dei mantelli cilindrici spessi (per via del rapporto tra spessore e raggio interno maggiore di 0,1) [23]. L'obiettivo finale è quello di confrontare i valori ottenuti delle suddette tensioni con quelli calcolati per il caso dell'allumina, mantenendo invariate le restanti caratteristiche del sistema e condizioni al contorno. Di seguito si riassumono le ipotesi e le considerazioni alla base del modello meccanico:

- simmetria assiale;
- materiale isotropo e omogeneo;
- proprietà meccaniche omogenee lungo il raggio della sezione critica e valutate alla temperatura media che la caratterizza. Per la valutazione delle proprietà elastiche del carburo di silicio sono state adottate le correlazioni proposte da Munro [29], valide nell'intervallo 0–1400 °C. In particolare, il modulo di Young e il coefficiente di Poisson sono stati calcolati mediante le seguenti relazioni, che le lega alla temperatura espressa in °C:

$$6.4. \quad E = 415 - 0,023 T \quad [GPa]$$

$$6.5. \quad \nu = 0,1602 - 2,62 \cdot 10^{-6} T$$

Per il coefficiente di dilatazione termica  $\alpha$  si è invece proceduto mediante interpolazione lineare dei valori tabulati riportati da Munro, valutando infine il parametro alla temperatura media della sezione critica;

- stato di deformazione piana generalizzata, ovvero deformazione assiale  $\varepsilon_z$  uniforme sulla sezione e determinata imponendo l'annullamento della risultante assiale  $\int_A \sigma_z dA = 0$ ;
- calcolo della tensione radiale  $\sigma_r$  basato sulla formulazione termoelastica per cilindri spessi assialsimmetrici, che porta a un'equazione differenziale del secondo ordine in cui l'unica incognita è  $\sigma_r(r)$  e il termine noto dipende dal gradiente di temperatura  $dT/dr$ ;
- tensione circonferenziale  $\sigma_\theta$  ricavata dall'equilibrio alla traslazione radiale in coordinate cilindriche, che lega  $\sigma_\theta$  al gradiente di  $\sigma_r$ ;
- tensione assiale  $\sigma_z$  ottenuta dalla legge costitutiva termoelastica includendo anche il contributo dovuto alla dilatazione termica;
- assenza di carichi meccanici, per cui si considerano come condizioni al contorno del sistema  $\sigma_r(r_{in}) = 0, \sigma_r(r_{out}) = 0$ .

PROPRIETÀ MECCANICHE DEL CARBURO DI SILICIO	
Temperatura media della sezione critica	1206,4 K
Modulo di Young	$3,94 \cdot 10^{11}$ Pa
Coefficiente di dilatazione termica	$4,92 \cdot 10^{-6}$ K <sup>-1</sup>
Coefficiente di Poisson	0,16

Tabella 12: Proprietà meccaniche del carburo di silicio in funzione della temperatura media della sezione critica del ricevitore [29]

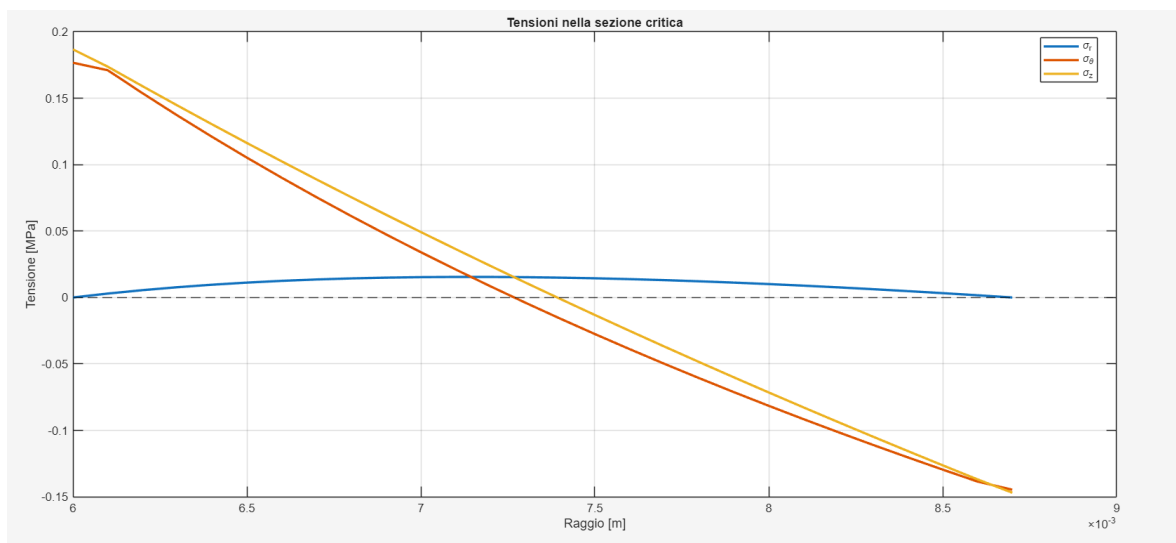


Figura 25: Grafico di confronto tra tensione radiale, tensione circonferenziale e tensione assiale (SiC)

Secondo quanto emerge dal grafico riportato in [Figura 25](#), il gradiente radiale delle tensioni nella sezione critica del ricevitore cilindrico in carburo di silicio ha un comportamento qualitativamente analogo con quanto osservato per l'analisi inerente all'allumina e dunque, anche in questo caso, coerente con la fisica del sistema:

- in assenza di carico termico meccanico (pressione all'interno e all'esterno del ricevitore pari alla pressione ambiente), la tensione radiale si annulla in corrispondenza dei bordi mentre lungo lo spessore assume valori diversi da zero per via del carico termico. È caratterizzata da un andamento a campana, con massimo leggermente spostato verso sinistra, e valori positivi i quali, per la convenzione di segno utilizzata, indicano uno stato tensionale di trazione;
- le distribuzioni di tensione circonferenziale e tensione assiale presentano un andamento monotono decrescente lungo il raggio, con valore massimo positivo sul bordo interno per poi decrescere progressivamente fino a diventare negative in prossimità del bordo esterno,

coerentemente con quanto ci si aspetta nel caso di mantelli cilindrici spessi soggetti a carico termico radiale crescente verso l'esterno;

- per quanto riguarda i valori massimi raggiunti dalle tensioni, si riscontra la predominanza della componente assiale e della componente circonferenziale, caratterizzate da un ordine di grandezza superiore rispetto al valore di picco della componente radiale.

Tuttavia, da un punto di vista quantitativo, emergono delle differenze significative rispetto a quanto ottenuto per il ricevitore in allumina. Osservando i valori massimi ottenuti per ciascuna delle tre componenti tensionali, si riscontra che nel caso del carburo di silicio le tensioni termoindotte sono dell'ordine dei decimi di MPa (componenti tangenziale e assiale) e, dunque, decisamente inferiori rispetto al caso  $Al_2O_3$ . La marcata riduzione dello stato tensionale nel SiC è direttamente riconducibile al comportamento termico del materiale. L'elevata conducibilità termica del carburo di silicio favorisce infatti una distribuzione del calore molto più uniforme nello spessore del ricevitore, determinando dunque un gradiente termico radiale più contenuto rispetto a quello del caso  $Al_2O_3$ . Da ciò deriva una riduzione delle tensioni calcolate nella sezione critica del ricevitore in SiC, in quanto il termine che genera lo stato tensionale è proporzionale al gradiente termico radiale. In altre parole, il carburo di silicio non solo raggiunge temperature di equilibrio inferiori rispetto all'allumina, ma sviluppa anche differenze di temperatura interne minori, con conseguente attenuazione delle tensioni termoindotte. Ciò che dunque ci si aspetta dalla successiva verifica strutturale è che, a parità di geometria e condizioni operative, il carburo di silicio mostri un margine di sicurezza più favorevole rispetto a quello dell'allumina.

Materiale	$\Delta T_{rad}$ [K]	$\sigma_{r,max}$ [MPa]	$\sigma_{\theta,max}$ [MPa]	$\sigma_{z,max}$ [MPa]
$Al_2O_3$	1,67	0,291	3,32	3,49
SiC	0,15	0,015	0,177	0,187

Tabella 13: Salto termico radiale nella sezione critica e valori di picco delle componenti di tensione radiale, tangenziale e assiale (confronto tra  $Al_2O_3$  e SiC)

## 7. Verifica strutturale e confronto tra allumina e carburo di silicio

L'analisi che segue è finalizzata alla verifica strutturale dei ricevitori cilindrici realizzati in allumina e in carburo di silicio, al fine di determinarne il coefficiente di sicurezza e dimostrare la maggiore affidabilità del SiC nelle condizioni operative considerate. I concetti teorici di riferimento, relativi ai meccanismi di cedimento, ai criteri di verifica per materiali fragili e alla definizione di tensione limite e tensione ideale del materiale, sono richiamati dal materiale didattico del corso di Meccanica Strutturale del Politecnico di Torino [30].

### 7.1. Introduzione

Per cedimento si intende quella condizione tale per cui un componente non è più in grado di assolvere la funzione per cui è stato progettato, a causa del verificarsi di una rottura oppure di una deformazione permanente. Da un punto di vista ingegneristico, l'obiettivo è quello di determinare il limite al di sotto del quale il cedimento non avviene e ciò vale sia in ambito di progetto (dimensionamento componenti) che in ambito di verifica strutturale, come nel caso dell'analisi effettuata nel presente lavoro di tesi.

Quando si parla di cedimento strutturale è necessario tener conto che quest'ultimo può avvenire secondo diverse modalità, a seconda del materiale coinvolto e delle condizioni di carico applicate al componente. Una prima classificazione consiste nel distinguere il cedimento di tipo duttile dal cedimento di tipo fragile. Nel primo caso le dislocazioni si muovono lungo il piano critico (piano di massime tensioni tangenziali) fino a raggiungere la zona in cui si verifica la formazione della cricca. La forte plasticizzazione locale dovuta alla presenza della cricca (o di un altro difetto) provoca la rottura dei legami di coesione e la conseguente propagazione della cricca, per cui, se la sezione resistente diventa troppo piccola per sopportare il carico esterno, la cricca diventa instabile e si ha la rottura di schianto dell'ultima sezione resistente. Per quanto riguarda invece il cedimento di tipo fragile, che è quello che maggiormente interessa i materiali ceramici analizzati nel presente studio, la rottura avviene per distacco del legame interatomico all'interno dei cristalli (più nello specifico su particolari piani cristallini detti piani di clivaggio). Si tratta dunque di un tipo di cedimento dominato dal meccanismo di apertura normale. Oltre alla distinzione tra cedimento duttile e cedimento fragile, esiste una seconda classificazione in base al tipo di carico considerato in virtù della quale si distingue tra cedimento a fatica e cedimento statico: il primo è provocato da sollecitazioni che variano ciclicamente nel tempo, il secondo è invece dovuto all'azione di un carico costante. Nel caso studio oggetto dell'analisi si utilizza un criterio di verifica di cedimento di tipo statico, in quanto tale approccio risulta più adeguato nell'ambito della progettazione e della verifica strutturale, dove l'obiettivo è garantire la sopravvivenza del componente quando esso è sottoposto al massimo carico previsto nelle condizioni operative considerate.

## 7.2. Criterio di Galileo

Per garantire la stabilità strutturale di un componente è necessario che lo stato di tensione non superi la tensione limite. La necessità di utilizzare un adeguato criterio di cedimento per tale scopo nasce dal fatto che la tensione limite è rappresentata da un singolo valore (generalmente ricavato sperimentalmente tramite prova di trazione sul materiale, la quale genera uno stato di tensione monodimensionale) mentre lo stato tensionale effettivo del materiale con cui deve essere effettuato il confronto è generalmente tridimensionale. Tramite l'utilizzo di un criterio di cedimento è possibile sostituire alle tre tensioni principali presenti nel componente un unico valore di tensione ideale ed equivalente dal punto di vista del cedimento, rendendo dunque effettuabile il suddetto confronto. Il criterio di cedimento utilizzato per la seguente analisi è il criterio di Galileo (anche chiamato criterio della massima tensione normale), adatto per applicazioni come quella in questione in cui i materiali coinvolti sono di natura fragile. Come precedentemente spiegato in questo caso il cedimento è governato dal meccanismo di apertura normale della cricca, per cui il criterio di Galileo considera come parametro di interesse la massima tensione normale agente nel materiale. Quanto appena esposto risulta maggiormente comprensibile in termini grafici facendo riferimento ai cerchi di Mohr:

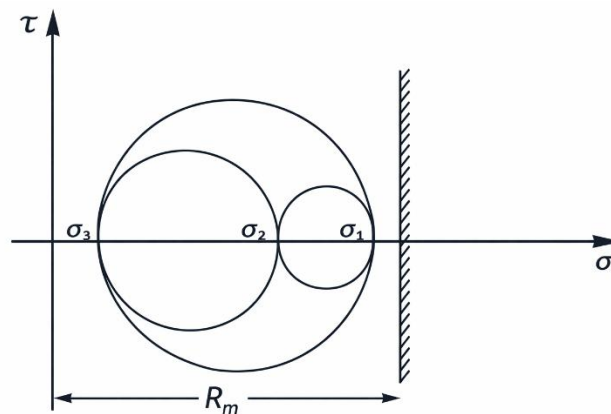


Figura 26: Rappresentazione grafica del criterio di cedimento di Galileo tramite i cerchi di Mohr [30]

La tensione ideale del materiale, in virtù del criterio di Galileo, risulta pari alla tensione principale  $\sigma_1$  la quale sarà quindi confrontata con la tensione limite del materiale. Quest'ultima, nel caso di materiali fragili, è rappresentata dal carico unitario di rottura.

Per quanto riguarda il calcolo della tensione ideale  $\sigma_1$ , sono stati utilizzati come input i risultati ottenuti dalla precedente analisi termomeccanica. In particolare, ciò che interessa per le valutazioni inerenti alla verifica strutturale del componente sono i gradienti di tensione radiale, circonferenziale e assiale calcolati lungo il dominio radiale della sezione critica del ricevitore. Per via dell'ipotesi di simmetria assiale completa, queste tre componenti della tensione hanno direzione che corrisponde a quella degli assi del sistema di riferimento, per cui esse coincidono con le tensioni principali  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  [23]. I passaggi eseguiti e di seguito descritti sono analoghi sia per il caso inerente al ricevitore in allumina che per quello in carburo di silicio:

- in Matlab è stata creata una matrice in cui per ogni riga si riportano le tensioni  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$  e  $\sigma_z$  calcolate per l'i-esimo nodo radiale  $r_i$ ;

- per ciascuna riga della matrice viene quindi individuato il valore massimo tra le tre componenti di tensione, che rappresenta la massima tensione principale locale secondo il criterio della massima tensione normale;
- poiché nei materiali ceramici la rottura è governata principalmente da stati di trazione, i valori negativi (associati a stati di compressione) vengono successivamente trascurati. A tal fine, la tensione principale così ottenuta viene posta pari a zero qualora il valore massimo risulti negativo.

### 7.3. Determinazione della tensione limite del materiale

Al fine di effettuare la verifica strutturale è necessario definire la tensione limite del materiale, ossia il valore di tensione oltre il quale si verifica la rottura e che sarà successivamente confrontato con la tensione equivalente calcolata tramite il criterio di Galileo, secondo quanto esposto nella precedente sezione. Per quanto riguarda i materiali fragili analizzati nel presente lavoro, tale grandezza è assunta pari al carico unitario di rottura del materiale. Nel caso dei materiali ceramici, tuttavia, la resistenza meccanica non può essere considerata come un valore deterministico univoco, ma presenta una dispersione statistica dovuta principalmente alla presenza di difetti microscopici all'interno della microstruttura. Secondo quanto riportato dallo studio condotto da Nohut et al. [31], la resistenza di un materiale ceramico può variare imprevedibilmente da un componente ad un altro, anche nel caso in cui i provini siano identici. Essa, infatti, è inversamente proporzionale alla radice quadrata della dimensione caratteristica del difetto critico ma è necessario considerare che le cricche sono caratterizzate da lunghezze, posizioni e orientazioni di natura puramente casuale. In generale si osserva che la resistenza diminuisce all'aumentare delle dimensioni del provino in quanto un volume maggiore sollecitato implica una maggiore probabilità di includere un difetto critico. Tale effetto dimensionale è una conseguenza della natura statistica della resistenza delle ceramiche, per cui per valutare tale grandezza è necessario adottare un approccio probabilistico. La formulazione statistica più utilizzata per descrivere il comportamento dei materiali ceramici è la funzione di Weibull, basata sul concetto di *weakest link*, secondo cui è il difetto più critico (in termini di dimensione, posizione e orientazione) a determinare il cedimento del componente. La forma più semplice per definire la funzione di Weibull è quella di seguito riportata:

$$7.1. \quad P = 1 - \exp \left[ - \frac{V}{V_0} \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m \right]$$

dove:

- $P$  è la probabilità cumulativa di cedimento del componente;

- $V/V_0$  è il rapporto tra il volume del componente e il volume unitario contenente un numero medio di difetti;
- $\sigma$  è lo sforzo uniassiale;
- $m$  è il modulo di Weibull, grandezza che fornisce una misura della dispersione dei dati ed è dipendente dal materiale considerato;
- $\sigma_0$  è la resistenza caratteristica corrispondente alla probabilità di cedimento del 63,2% per un provino con volume  $V = V_0$ .

Nell'ambito dell'analisi condotta nel presente lavoro di tesi, la formulazione della probabilità di cedimento di Weibull è stata utilizzata per ricavare la tensione limite dell'allumina e del carburo di silicio, al fine di poter calcolare per entrambi i ricevitori cilindrici il coefficiente di sicurezza e avere dunque un'indicazione quantitativa inerente alla loro stabilità strutturale che consenta di effettuare un adeguato confronto. In particolare, fissata una probabilità di rottura target  $P_f$  (posta pari a 0,001 per entrambi i materiali), viene introdotto per comodità di calcolo un fattore correttivo  $\gamma$ , espresso dalla seguente formula:

$$7.2. \quad \gamma = (-\ln(1 - P_f))^{-\frac{1}{m}}$$

Tale termine dipende dal modulo di Weibull  $m$ , i cui valori sono stati estrapolati da letteratura in funzione del materiale in analisi:

- per allumina sinterizzata ad alta purezza ( $\geq 99,5\% \text{ Al}_2\text{O}_3$ ), con densità relativa superiore al 98% e dimensione media dei grani di circa  $5 \mu\text{m}$ , in letteratura è riportato un modulo di Weibull pari a  $m = 11 \pm 4$ . Tale valore, ricavato da analisi statistiche su prove di flessione, risulta sostanzialmente costante nell'intervallo di temperatura 20–1500 °C [24];
- per il carburo di silicio sinterizzato ( $\alpha\text{-SiC}$ ), il modulo di Weibull risulta pari a  $m = 11 \pm 3$  e non mostra una dipendenza significativa dalla temperatura nell'intervallo 0–1500 °C [29].

Nel range termico di interesse i due materiali assumono dunque una dispersione statistica molto simile e che risulta inoltre omogenea al variare della temperatura.

Invertendo la formulazione della distribuzione di Weibull precedentemente esposta e introducendo il parametro  $\gamma$ , è possibile in definitiva calcolare la tensione limite per entrambi i materiali analizzati utilizzando la seguente relazione:

$$7.3. \quad \sigma_{lim} = \frac{\sigma_0}{\gamma} \quad [\text{MPa}]$$

Nel caso dell'allumina la resistenza caratteristica del materiale  $\sigma_0$  è stata valutata come funzione della temperatura locale, ottenuta a partire dal gradiente termico radiale nella sezione critica del ricevitore e calcolata mediante interpolazione dei dati presenti in letteratura [24]. Per il carburo di silicio, invece, il parametro  $\sigma_0$  è stato assunto costante, in accordo con i dati riportati da Munro, che indicano una resistenza a trazione approssimativamente pari a 250 MPa nell'intervallo di temperatura considerato [29]. Tuttavia, per via del gradiente termico radiale piuttosto contenuto emerso dall'analisi della temperatura lungo la direzione radiale, anche nel caso dell'allumina la variazione di  $\sigma_0$  risulta trascurabile. Di conseguenza, ciò che ci si aspetta è che la distribuzione del coefficiente di sicurezza lungo la sezione sarà governata principalmente dall'andamento della tensione principale  $\sigma_1$ .

#### 7.4. Calcolo del coefficiente di sicurezza

Al fine di valutare l'integrità strutturale di un componente è necessario confrontare lo stato di sollecitazione effettivo agente su di esso con la tensione limite del materiale. A tale scopo si introduce il coefficiente di sicurezza statico  $CS$ , definito mediante il rapporto:

$$7.4. \quad CS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{id}}$$

dove  $\sigma_{lim}$  rappresenta la tensione limite del materiale, mentre  $\sigma_{id}$  è la tensione ideale o equivalente associata allo stato di sollecitazione agente sul componente e determinata tramite un opportuno criterio di cedimento.

Il coefficiente di sicurezza fornisce quindi una misura del margine tra la sollecitazione corrispondente alla condizione di lavoro e quella che determinerebbe la rottura del materiale. In particolare:

- $CS > 1$  indica una condizione di sicurezza, in cui la tensione agente risulta inferiore alla tensione limite;
- $CS = 1$  identifica la condizione limite di cedimento, in cui la tensione agente coincide con la tensione limite del materiale.

Secondo quanto già discusso nella sezione dedicata a tale parametro, la scelta della tensione limite dipende dal comportamento meccanico del materiale. Nel caso di materiali fragili, come le ceramiche considerate nel presente lavoro, il cedimento avviene generalmente senza significativa deformazione plastica. Per tale motivo, dunque, la tensione limite è assunta pari al carico unitario di rottura  $R_m$ . Il coefficiente di sicurezza può quindi essere espresso come:

$$7.5. \quad CS = \frac{R_m}{\sigma_{id}}$$

Nel caso specifico dell'analisi svolta, la tensione ideale  $\sigma_{id}$  è stata determinata tramite il criterio di Galileo, assumendo quindi come grandezza di riferimento la massima tensione principale di trazione  $\sigma_1$ . Il coefficiente di sicurezza locale lungo la sezione del ricevitore, calcolato per ciascun nodo del dominio radiale, risulta pertanto espresso dalla seguente relazione:

$$7.6. \quad CS(r) = \frac{\sigma_{lim}(r)}{\sigma_1(r)}$$

dove  $\sigma_{lim}$  è la tensione limite del materiale corretta mediante il modello statistico di Weibull.

Il coefficiente di sicurezza globale del componente viene assunto pari al valore minimo del coefficiente di sicurezza calcolato lungo il dominio radiale della sezione critica. Tale scelta è giustificata dal fatto che, come emerge dalla sua definizione, il coefficiente di sicurezza è inversamente proporzionale alla tensione equivalente, per cui diminuisce all'aumentare di quest'ultima. Di conseguenza, il valore minimo di  $CS$  identifica la condizione più gravosa per il componente, ossia quella in cui la tensione applicata risulta più prossima alla tensione limite del materiale. Il minimo del coefficiente di sicurezza rappresenta pertanto la condizione strutturalmente più critica, che governa la verifica del componente.

Nel caso del ricevitore in allumina, il valore minimo del coefficiente di sicurezza risulta pari a 54,2 e si localizza in corrispondenza della superficie interna del ricevitore ( $r = 0,006$  m). In tale posizione si registra infatti il valore massimo della tensione principale di trazione, pari a circa 3,50 MPa.

Per quanto riguarda il ricevitore realizzato in carburo di silicio, il coefficiente di sicurezza minimo risulta invece pari a 748,2 localizzato anch'esso in corrispondenza della superficie interna del ricevitore. In questo caso la tensione principale massima risulta notevolmente inferiore, con un valore pari a circa 0,19 MPa. Si osserva inoltre che, per entrambi i materiali, il punto in cui si verifica il minimo coefficiente di sicurezza coincide con quello in cui la tensione principale di trazione assume il valore massimo. Tale risultato risulta coerente con quanto atteso, poiché la tensione limite del materiale dipende principalmente dalla temperatura locale, la quale varia in misura relativamente contenuta lungo la direzione radiale del ricevitore. Di conseguenza, la variazione del coefficiente di sicurezza lungo la sezione è governata prevalentemente dall'andamento della tensione principale  $\sigma_1$ .

Il confronto tra i due materiali evidenzia come il carburo di silicio presenti un coefficiente di sicurezza significativamente maggiore rispetto all'allumina nelle medesime condizioni operative. Questo comportamento è riconducibile principalmente alla più elevata conducibilità termica del SiC, che favorisce una distribuzione più uniforme della temperatura nel ricevitore e riduce quindi l'entità delle tensioni termoindotte.

I risultati della verifica strutturale per i due materiali analizzati sono riassunti nella Tabella 14, nella quale sono riportati i valori della massima tensione principale di trazione, della tensione limite

corretta tramite statistica di Weibull e del coefficiente di sicurezza minimo lungo la sezione radiale del ricevitore.

<b>Materiale</b>	$\sigma_{1,max}$ [MPa]	$\sigma_{lim}$ [MPa]	$CS_{min}$ [-]	<b>Posizione punto critico</b>
<b>Allumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)</b>	3,50	189,48	54,21	Superficie interna ( $r = 0,006$ m)
<b>Carburo di Silicio (SiC)</b>	0,19	139,70	748,18	Superficie interna ( $r = 0,006$ m)

*Tabella 14: Confronto tra SiC e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dei risultati inerenti alla verifica strutturale*

Dalla tabella si osserva chiaramente come il carburo di silicio presenti tensioni termindotte significativamente inferiori rispetto all'allumina. Ciò si traduce in un coefficiente di sicurezza notevolmente più elevato, a conferma della maggiore idoneità del SiC per applicazioni in ricevitori solari operanti ad alta temperatura.

## 8. Analisi di sensitività: variazione dei risultati inerenti al caso del ricevitore in allumina in funzione della radiazione solare diretta

### 8.1. Introduzione

I risultati fino ad ora ottenuti tramite l'analisi termo-meccanica del ricevitore cilindrico sperimentale in allumina fanno riferimento, secondo quanto ampiamente spiegato nelle precedenti sezioni, ad un caso di progetto in cui il componente lavora in condizioni di carico costanti. Ciò vale anche per la prima parte della simulazione incentrata sullo studio del profilo termico assiale, in cui, nonostante sia stata condotta in regime transitorio, è stato ipotizzato che le condizioni operative non varino e, dunque, grandezze quali la velocità del vento, la radiazione solare e la temperatura dell'aria ambiente risultano essere indipendenti dal tempo e pari ad un valore di progetto opportunamente scelto.

Il presente paragrafo è dedicato ad un'analisi di sensitività volta ad evidenziare in che modo il parametro di radiazione solare diretta incide sui risultati finali dell'analisi, sia in termini di comportamento termico che meccanico del ricevitore cilindrico, fino alla valutazione di come la radiazione abbia un impatto sulla verifica strutturale del componente.

### 8.2. Procedura

Per effettuare l'analisi di sensitività, il codice Matlab precedentemente elaborato per lo studio del comportamento termo-meccanico del ricevitore cilindrico è stato opportunamente modificato per studiare le variazioni dei risultati in funzione di diversi valori di input della radiazione solare diretta. In particolare, sono stati effettuati i passaggi di seguito descritti:

- il parametro di radiazione solare diretta  $I_0$ , inizialmente impostato come valore costante di progetto (pari a  $800 \text{ W/m}^2$ ), è stato sostituito da un vettore contenente diversi valori rappresentativi delle condizioni operative del sistema. Nel caso specifico sono stati considerati quattro livelli di radiazione solare diretta, compresi tra  $600$  e  $900 \text{ W/m}^2$ , scelti in modo da rappresentare un intervallo realistico di variazione della radiazione solare incidente;
- successivamente, l'intero algoritmo di simulazione termo-meccanica è stato inserito all'interno di un ciclo iterativo (più nello specifico un ciclo di tipo *for*) che consente di eseguire in maniera automatica la simulazione per ciascun valore del vettore di radiazione solare. Sono state mantenute al di fuori del ciclo esclusivamente quelle righe di codice contenenti calcoli o definizioni di grandezze completamente indipendenti dalla variazione della radiazione, per non aumentare eccessivamente il costo computazionale del codice. Per ogni iterazione del ciclo vengono quindi ricalcolati tutti i parametri termici e meccanici del

sistema, a partire dal flusso termico incidente sul ricevitore fino alla determinazione del coefficiente di sicurezza minimo;

- Al fine di consentire il confronto tra i diversi casi analizzati, sono stati introdotti appositi vettori di allocazione nei quali vengono salvati, in corrispondenza di ciascun valore di radiazione solare diretta, i principali risultati della simulazione. Tra questi rientrano la temperatura massima del ricevitore, la temperatura dell'aria all'uscita del canale interno, le perdite termiche per convezione e irraggiamento, la temperatura dell'aria in corrispondenza della sezione critica, l'efficienza termica complessiva del sistema, il gradiente termico radiale nella sezione critica e i valori massimi delle tensioni principali. Analogamente è stato registrato anche il coefficiente di sicurezza minimo, utilizzato nella verifica strutturale del componente e calcolato mediante il modello statistico di Weibull.
- Infine, i risultati ottenuti per i diversi valori di radiazione solare sono stati elaborati mediante la costruzione di grafici e tabelle riassuntive, che consentono di evidenziare in maniera quantitativa l'influenza della radiazione solare sulle prestazioni termo-meccaniche del ricevitore. A tal fine sono state calcolate anche le variazioni percentuali delle principali grandezze a fronte della variazione complessiva della radiazione solare, per poter quantificare in maniera più precisa la sensibilità del sistema rispetto a tale parametro operativo.

### 8.3. Discussione dei risultati

L'analisi di sensitività condotta consente di mettere in evidenza l'influenza della radiazione solare diretta sul comportamento termo-meccanico del ricevitore cilindrico in allumina. Secondo quanto atteso dalla fisica che governa il sistema, si riscontra che gli andamenti che caratterizzano le varie grandezze di interesse restano invariati, come è possibile osservare in [Figura 27](#) e in [Figura 28](#), nelle quali sono riportati a titolo di esempio gli andamenti dei gradienti termici assiali a stazionario rispettivamente del ricevitore e dell'aria al suo interno. Nel caso del profilo di temperatura lungo il ricevitore ([Figura 27](#)) si osserva che in prossimità dei nodi di estremità sono presenti dei picchi localizzati della temperatura. Tali oscillazioni sono attribuibili a instabilità numeriche del modello discreto, che potrebbero essere generate dall'imposizione delle condizioni al contorno o dalla linearizzazione del termine radiativo. Poiché tali picchi risultano confinati in un numero limitato di nodi e non influenzano il comportamento termico globale del ricevitore, essi non hanno impatto significativo sull'analisi dei risultati.

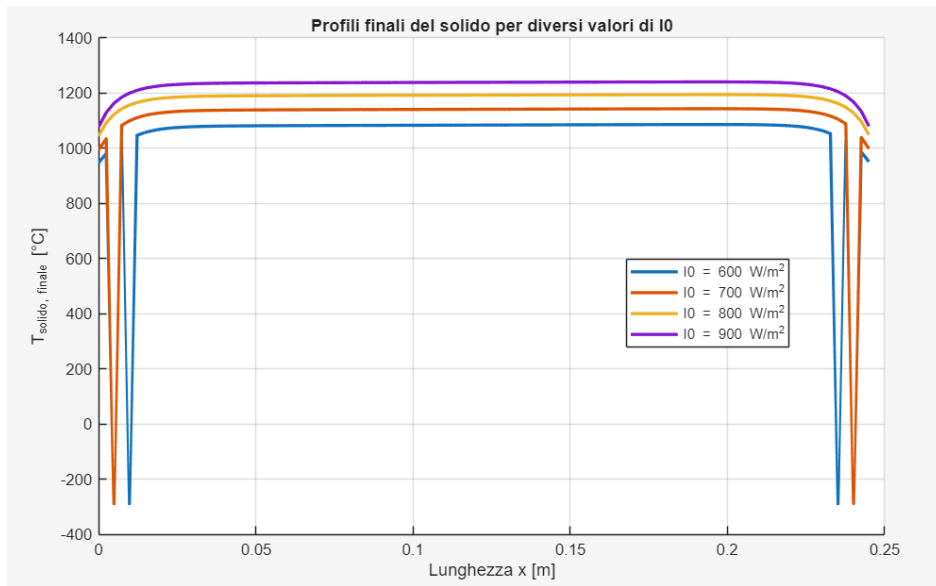


Figura 27: Profili finali del ricevitore cilindrico in allumina per diversi valori di radiazione solare diretta

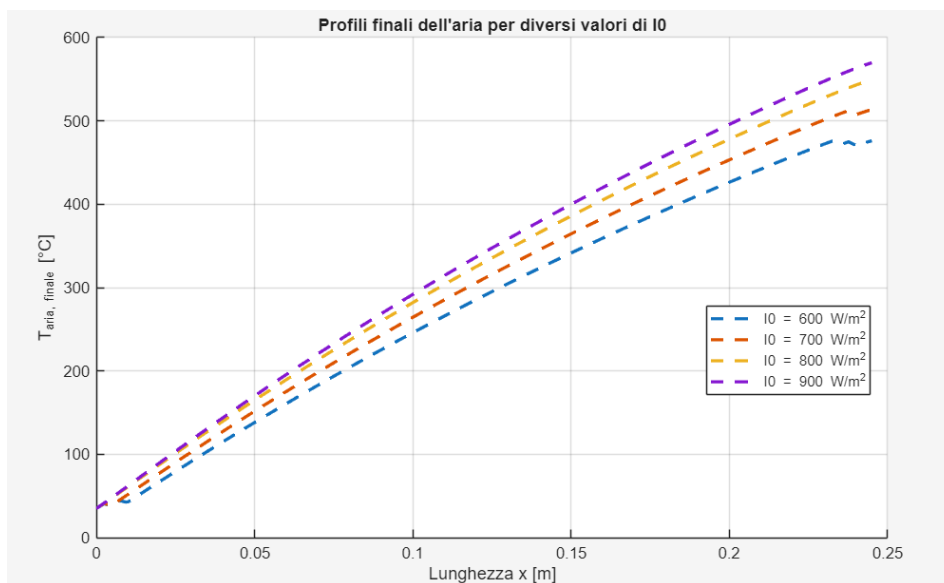


Figura 28: Profili finali del fluido termovettore per diversi valori di radiazione solare diretta

Tuttavia, nonostante gli andamenti delle temperature risultano essere analoghi al variare del dato di input di radiazione solare diretta, cambia il livello termico al quale si assestano. Infatti, all'aumentare della radiazione solare incidente corrisponde un incremento delle temperature caratteristiche del sistema. Più nello specifico, la temperatura massima raggiunta dal ricevitore aumenta progressivamente al crescere di  $I_0$ , passando da circa 1086 °C nel caso di radiazione pari a 600 W/m<sup>2</sup> fino a circa 1241 °C per  $I_0 = 900$  W/m<sup>2</sup>, con un incremento complessivo di circa il 14% a fronte di

un aumento del 50% della radiazione solare. Un andamento analogo si riscontra anche per la temperatura massima dell'aria all'interno del canale del ricevitore e per la temperatura dell'aria nella sezione corrispondente alla massima temperatura del solido, le quali aumentano rispettivamente da 476,22 °C a 569,72 °C (incremento del 19,63%) e da 419,98 °C a 484,04 °C (crescita del 15,25%). Ciò risulta coerente con quanto ci si aspetta dalla fisica del sistema, nel quale un incremento del flusso termico incidente si traduce in un aumento della potenza termica trasferita al fluido di lavoro.

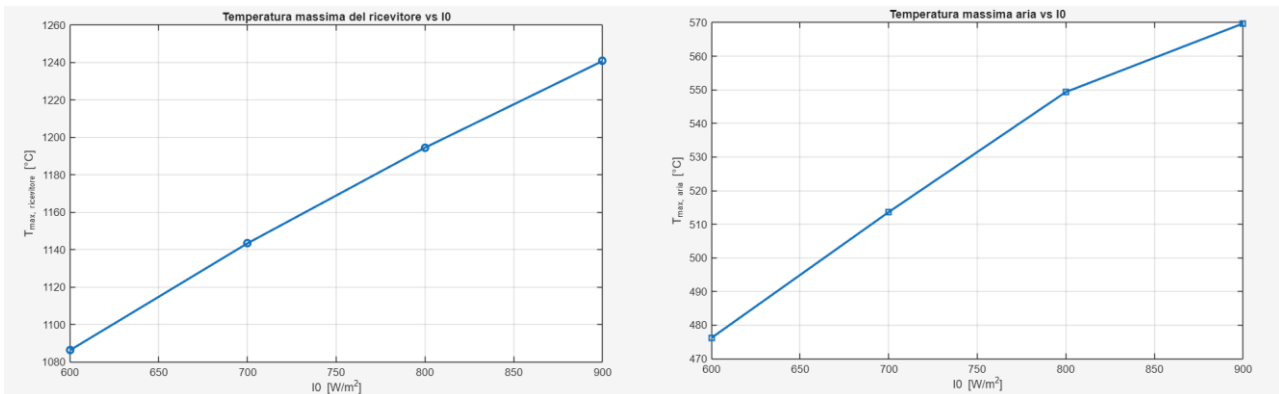


Figura 29: Variazione della temperatura massima del ricevitore in allumina e della temperatura massima dell'aria al variare del dato di radiazione solare diretta

Parallelamente all'aumento delle temperature si osserva una crescita delle perdite termiche verso l'ambiente, secondo quanto illustrato nel grafico riportato a sinistra in [Figura 30](#). In particolare, le perdite per irraggiamento risultano essere in tutti i casi il contributo dominante e mostrano un aumento più marcato rispetto alle perdite convettive. Nelle prime si riscontra infatti una crescita complessiva di circa il 62%, coerentemente con la loro dipendenza dalla quarta potenza della temperatura, descritta dalla legge di Stefan-Boltzmann, che rende il contributo radiativo maggiormente sensibile agli incrementi di temperatura superficiale del ricevitore. Le perdite per convezione, nonostante aumentino anch'esse con la temperatura, mostrano invece una crescita relativamente più moderata, pari a poco più di un terzo rispetto a quella riscontrata per l'energia persa per irraggiamento.

Conseguentemente all'incremento delle perdite termiche, si verifica una riduzione dell'efficienza termica complessiva del sistema del 19%. Infatti, nonostante la maggiore potenza solare incidenti determini un aumento dell'effetto utile (ovvero della potenza termica trasferita al fluido), la crescita delle perdite verso l'ambiente risulta relativamente più significativa, determinando una diminuzione dell'efficienza termica finale al crescere della radiazione solare. Tale effetto è chiaramente visibile nel grafico riportato a destra in [Figura 30](#).

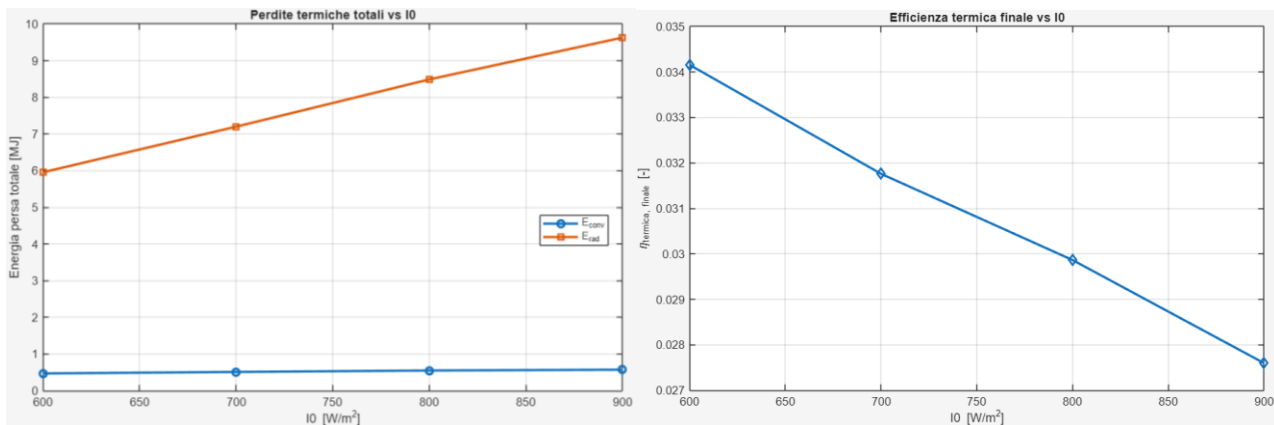


Figura 30: Variazione dell'energia persa per convezione e irraggiamento e dell'efficienza termica al variare del dato di radiazione solare diretta

Dal punto di vista strutturale invece, un primo effetto riscontrabile è l'aumento del gradiente termico radiale tra la superficie interna e la superficie esterna della sezione critica del ricevitore, il quale passa da  $1,43\text{ }^{\circ}\text{C}$  nel caso di radiazione solare diretta pari a  $600\text{ }W/m^2$  fino a circa  $1,80\text{ }^{\circ}\text{C}$  nel caso di  $I_0$  pari a  $900\text{ }W/m^2$  (incremento del 26%). Di conseguenza ciò genera una crescita delle tensioni termoindotte nel materiale e, dunque, un aumento dei valori massimi delle tensioni principali radiale, circonferenziale e assiale, secondo quanto riportato in [Tabella 16](#). Tale incremento delle tensioni comporta a sua volta una progressiva riduzione del coefficiente di sicurezza minimo del componente al crescere della radiazione solare. Nonostante ciò, poiché per l'intervallo di radiazione considerato il gradiente termico rimane sempre piuttosto contenuto, anche nelle condizioni di carico termico più gravoso il ricevitore cilindrico in allumina, per via delle ipotesi semplificative alla base dell'analisi, risulta in ogni caso ampiamente distante dal limite minimo di sicurezza (come dimostrato dal fatto che il coefficiente di sicurezza rimane sempre superiore all'unità) indicando dunque che il componente lavora in condizioni strutturalmente sicure.

Nel complesso, i risultati dell'analisi di sensitività evidenziano come la radiazione solare rappresenti uno dei parametri operativi più influenti sul comportamento termo-meccanico del ricevitore. L'incremento della radiazione solare consente di raggiungere temperature operative più elevate e quindi potenzialmente più favorevoli per applicazioni ad alta temperatura, ma comporta al tempo stesso un aumento delle perdite termiche e delle tensioni termoindotte nel materiale. Pertanto, la scelta delle condizioni operative ottimali deve tenere conto di un compromesso tra prestazioni termiche e sollecitazioni strutturali del componente. Di seguito sono riportate delle tabelle in cui sono riassunti i risultati finali dell'analisi di sensitività, distinguendo tra quelli inerenti al comportamento termico del ricevitore in allumina e quelli più direttamente legati all'analisi meccanica.

$I_0$ [ $W/m^2$ ]	$T_{max, Al_2O_3}$ [ $^{\circ}C$ ]	$T_{air, max Al_2O_3}$ [ $^{\circ}C$ ]	$T_{max, air}$ [ $^{\circ}C$ ]	$E_{conv}$ [ $MJ$ ]	$E_{irr}$ [ $MJ$ ]	$\eta$ [%]
600	1086,2	419,98	476,22	0,473	5,96	3,42
700	1143,4	446,52	513,63	0,514	7,20	3,18
800	1194,5	471,09	549,35	0,552	8,49	2,99
900	1240,8	484,04	569,72	0,575	9,63	2,76

Tabella 15: Risultati termici dell'analisi di sensitività alla radiazione solare

$I_0$ [ $W/m^2$ ]	$\Delta T_{rad}$ [ $K$ ]	$\sigma_{r, max}$ [ $MPa$ ]	$\sigma_{\theta, max}$ [ $MPa$ ]	$\sigma_{z, max}$ [ $MPa$ ]	$CS_{min}$
600	1,43	0,247	2,82	2,97	65,77
700	1,56	0,270	3,09	3,25	59,42
800	1,67	0,291	3,32	3,49	54,21
900	1,80	0,313	3,58	3,77	48,62

Tabella 16: Risultati termo-meccanici dell'analisi di sensitività

$\Delta I_0$ [%]	$\Delta T_{max, Al_2O_3}$ [%]	$\Delta T_{air, max Al_2O_3}$ [%]	$\Delta T_{max, air}$ [%]	$\Delta E_{conv}$ [%]	$\Delta E_{irr}$ [%]	$\Delta \eta$ [%]
50	14,23	15,25	19,63	21,60	61,64	-19,21

Tabella 17: Variazioni percentuali delle grandezze termiche per incremento di  $I_0$

$\Delta I_0$ [%]	$\Delta(\Delta T_{rad})$ [%]	$\Delta \sigma_{r, max}$ [%]	$\Delta \sigma_{\theta, max}$ [%]	$\Delta \sigma_{z, max}$ [%]	$\Delta CS_{min}$
50	25,93	27,03	27,03	27,03	-26,07

Tabella 18: Variazioni percentuali delle grandezze termo-meccaniche per incremento di  $I_0$

## 9. Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi è stata condotta un'analisi approfondita dei sistemi solari a concentrazione (CSP), con particolare riferimento al ruolo dei ricevitori solari nelle applicazioni ad alta temperatura e all'effetto che la scelta dei materiali produce in termini di prestazioni del sistema. L'analisi preliminare delle principali configurazioni impiantistiche ha evidenziato come la tecnologia più idonea per il raggiungimento di temperature elevate è quella a concentrazione puntuale, nonostante comporti maggiori criticità legate alla gestione dei flussi termici e alla resistenza dei materiali.

In tale contesto, il ricevitore solare emerge come il componente più critico dell'intero sistema, in quanto sede dei più elevati carichi termici e, conseguentemente, delle maggiori sollecitazioni termomeccaniche. La classificazione dei ricevitori in funzione del fluido termovettore ha inoltre permesso di evidenziare come la scelta della configurazione influenzi in modo significativo sia le prestazioni termiche sia i vincoli progettuali, con particolare riferimento ai limiti operativi imposti dai materiali.

L'analisi dei materiali ha messo in luce come l'incremento delle temperature operative oltre i limiti delle tecnologie commerciali attuali renda necessario l'impiego di materiali avanzati, in grado di garantire elevata stabilità termica, resistenza agli shock termici e adeguate proprietà meccaniche. In questo scenario, i materiali ceramici refrattari rappresentano una soluzione promettente, ma richiedono un'attenta valutazione del comportamento sotto carichi termo-meccanici accoppiati.

A partire da tali considerazioni teoriche, è stato sviluppato un modello numerico per lo studio del comportamento termomeccanico di un ricevitore solare tubolare in allumina. L'approccio adottato, basato su un'analisi accoppiata termofluidodinamica e strutturale, ha permesso di mettere in evidenza il legame diretto tra distribuzione di temperatura e stato tensionale nel materiale. In particolare, i risultati ottenuti confermano come i gradienti termici radiali, previsti teoricamente per componenti soggetti a flussi termici intensi, rappresentino il principale meccanismo responsabile dell'insorgere di tensioni termoelastiche nel ricevitore.

L'analisi meccanica ha inoltre evidenziato come le componenti di tensione assiale e circonferenziale risultino predominanti rispetto a quella radiale, in accordo con la teoria dei mantelli cilindrici spessi e con le ipotesi di deformazione adottate. Ciò ha confermato la necessità di considerare uno stato tensionale triassiale per una corretta valutazione dell'integrità strutturale del componente, evitando semplificazioni eccessive che potrebbero condurre a stime non conservative.

I risultati numerici mostrano che il ricevitore in allumina è in grado di operare a temperature prossime ai 1200 °C, mantenendo condizioni di sicurezza accettabili, nonostante l'insorgere di tensioni termoindotte. Il confronto con il carburo di silicio ha tuttavia evidenziato come quest'ultimo presenti prestazioni migliori dal punto di vista del profilo termomeccanico, grazie a proprietà più favorevoli in termini di conducibilità termica e resistenza alle sollecitazioni, che consentono una distribuzione più omogenea del calore all'interno del componente con una conseguente riduzione dei gradienti termici e delle tensioni indotte. In generale, entrambi i materiali risultano comunque essere caratterizzati da un coefficiente di sicurezza ampiamente distante dal valore unitario. Ciò è riconducibile al fatto che l'analisi è stata condotta ponendosi in condizioni operative di progetto e considerando valori di input stazionari. Una possibile futura modifica del modello potrebbe dunque essere quella di considerare carichi termomeccanici che variano ciclicamente nel tempo, al fine di valutare il comportamento a fatica del componente.

Nel complesso, il lavoro ha evidenziato come la progettazione dei ricevitori solari per applicazioni ad alta temperatura richieda un approccio integrato, in cui la scelta del materiale, la configurazione geometrica e le condizioni operative risultano strettamente interdipendenti. In particolare, i risultati ottenuti dimostrano come la modellazione numerica può rappresentare un valido strumento per

tradurre le considerazioni teoriche in valutazioni quantitative, supportando in modo efficace le scelte progettuali.

Infine, si sottolinea come, nonostante i significativi progressi tecnologici, lo sviluppo di ricevitori solari affidabili per temperature superiori ai 1000 °C presenti ancora diverse sfide a cui far fronte, quali ad esempio la gestione delle perdite termiche radiative, la degradazione dei materiali in termini di resistenza termomeccanica e alla corrosione alle alte temperature e problemi in termini di stabilità e uniformità termica del flusso particellare nei ricevitori a particelle.

## Bibliografia

- [1] M. M. Rafique, S. Rehman e L. M. Alhems, «Recent Advancements in High-Temperature Solar Particle Receivers for Industrial Decarbonization,» *Sustainability*, vol. 16, n. 1, p. 103, 2024.
- [2] H. B. Dizaji e H. Hosseini, «A review of material screening in pure and mixed-metal oxide thermochemical energy storage (TCES) systems for concentrated solar power (CSP) applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 98, p. 9–26, 2018.
- [3] G. Zsembinszki, A. Solé, C. Barreneche, C. Prieto, A. I. Fernández e L. F. Cabeza, «Review of Reactors with Potential Use in Thermochemical Energy Storage in Concentrated Solar Power Plants,» *Energies*, vol. 11, n. 2358, 2018.
- [4] M. Alvarez Rivero, D. Rodrigues, C. I. C. Pinheiro, J. P. Cardoso e L. F. Mendes, «Solid–gas reactors driven by concentrated solar energy with potential application to calcium looping: A comparative review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 158, n. 112048, 2022.
- [5] Università degli Studi di Napoli Federico II, «Il solare termodinamico – Introduzione».
- [6] C. K. Ho e B. D. Iverson, «Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, p. 835–846, 2014.
- [7] X. Zhuang, H. Wang, H. Lu, Z. Yang e H. Guo, «Numerical Investigation of Heat Transfer and Flow Characteristics of Supercritical CO<sub>2</sub> in Solar Tower Microchannel Receivers at High Temperature,» *Energies*, vol. 16, n. 18, p. 6445, 2023.
- [8] Y. Wang, Y. Li, Z. Zhu, Z. Chen e J. Xu, «Thermal-hydraulic-structural analysis and optimization of supercritical CO<sub>2</sub> solar tower receiver,» *Energy*, vol. 293, n. 130612, 2024.
- [9] D. Fiaschi, G. Manfrida, F. Lupi e D. Tempesti, «Techno-economic optimization of an innovative fluidized particle receiver CSP plant coupled with supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles,» in *SolarPACES 2024*, 2024.
- [10] SolarPACES (IEA), «Materials for particle-based CSP systems: Olivine as a promising particle material for fluidized-bed solar receivers,» 2023. [Online]. Available: <https://www.solarpaces.org/materials-for-particle-based-csp-systems/>. [Consultato il giorno Dicembre 2025].
- [11] A. Kribus, «Concentrated Solar Power: Components and Materials,» *EPJ Web of Conferences*, vol. 148, n. 00009, 2017.
- [12] M. Cagnoli, M. Shokrnia e R. Zanino, «Analisi delle prestazioni termiche di ricevitori con coating selettivi a bassa emissività applicati a tubi ricevitori evacuati operanti fino a 550 °C,» ENEA –

Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile, Roma, 2021.

- [13] M. Roncelli, *Ricevitori innovativi per sistemi CSP avanzati a torre*, Politecnico di Milano, 2018.
- [14] A. Steinfeld, «Solar thermochemical production of hydrogen – a review,» *Solar Energy*, vol. 78, p. 603–615, 2005.
- [15] M. Fasano, «Slide del corso Applicazioni Energetiche dei Materiali: Materiali per l'accumulo di calore,» 2024. [Online].
- [16] M. Perrero e D. Papurello, «Solar Disc Concentrator: Material Selection for the Receiver,» *Energies*, vol. 16, n. 6870, 2023.
- [17] N. I. o. S. a. T. (NIST), «NIST Chemistry WebBook, Thermochemical Data for Aluminum Oxide (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>),» NIST Chemistry WebBook, [Online]. Available: <https://webbook.nist.gov/%E2%80%A6>. [Consultato il giorno 12 Dicembre 2025].
- [18] J. Tiwari e T. Feng, «Accurate prediction of thermal conductivity of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> at ultrahigh temperatures,» *Physical Review Materials*, n. UT 84112, 2024.
- [19] L. Savoldi, «Slide del corso Laboratorio computazione di scambio termico, Lezione 3: Soluzione dell'equazione di pura conduzione stazionaria con il metodo delle differenze finite,» 7 Ottobre 2021. [Online].
- [20] L. Savoldi, «Slide del corso Laboratorio computazionale di scambio termico, Lezione 8: Soluzione di equazioni e sistemi di equazioni differenziali ordinarie di primo ordine,» 19 Novembre 2021. [Online].
- [21] L. Savoldi, «Slide del corso Laboratorio computazionale di scambio termico, Lezione 10: Soluzione di problemi di pura advezione 1D a coefficienti costanti,» 15 Dicembre 2021. [Online].
- [22] L. Savoldi, «Slide del corso Laboratorio computazionale di scambio termico, Lezione 5: Soluzione dell'equazione di pura conduzione stazionaria e 1D, a coefficienti non costanti,» 2021. [Online].
- [23] A. Mura, «Slide del corso Meccanica strutturale, Lezione 3: Recipienti in pressione,» 2023. [Online].
- [24] R. G. Munro, «Evaluated Material Properties for a Sintered-Alumina,» *Journal of the American Ceramic Society*, vol. 80, n. 8, pp. 1919-1928, 1997.

- [25] W. R. Logie, J. D. Pye e J. Coventry, «Thermoelastic Stress in Concentrating Solar Receiver Tubes: a Retrospect on Stress Analysis Methodology, and Comparison of Salt and Sodium,» 18 Agosto 2017. [Online].
- [26] S. P. Timoshenko e J. N. Goodier, «Theory of Elasticity,» New York, McGraw-Hill, 1970.
- [27] R. P. Tye, Thermal Conductivity, Volume 2, London and New York: Academic Press, 1969.
- [28] M. W. Chase, «NIST Chemistry WebBook, SRD 69,» National Institute of Standards and Technology, 1998. [Online]. Available: <https://webbook.nist.gov>. [Consultato il giorno 20 Febbraio 2026].
- [29] R. G. Munro, «Material Properties of a Sintered  $\alpha$ -SiC,» *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, vol. 26, n. 5, 1997.
- [30] A. Mura, «Slide del corso Meccanica strutturale, Lezione 2: Caratteristiche meccaniche statiche del materiale,» 2023. [Online].
- [31] S. Nohut, . C. Lu e L. Gorjan, «Optimal Linear Regression Estimator in the Fitting of Weibull Strength Distribution,» *Journal of Testing and Evaluation*, vol. 42, n. 6, 2014.