

**POLITECNICO DI TORINO**

Collegio di Ingegneria Chimica e dei Materiali

**Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Chimica e dei Processi Sostenibili**

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi di sensibilità (CFD) di un modello  
termofluidodinamico di un motore  
Stirling-alfa alimentato da gas di scarico  
da sistemi di micro-generazione**



**Relatore**

prof. Davide Papurello

**Candidato**

Davide Bertino

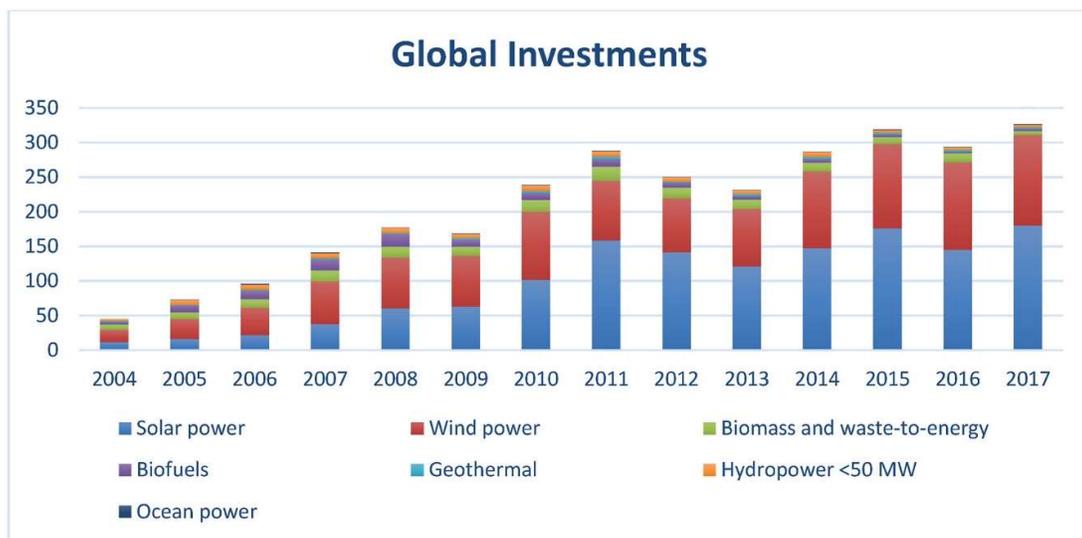
Marzo 2021

# Indice

1. Introduzione.....	1
2. L'energia solare .....	5
2.1 Il concentratore solare .....	8
2.2 Sistema Dish-Stirling.....	14
3. Il motore Stirling .....	19
3.1 Il ciclo Stirling .....	23
3.2 Configurazioni del motore Stirling .....	27
3.3 Motori Genoastirling: ML1000 e ML3000 .....	29
4. Simulazioni termofluidodinamiche .....	35
4.1 Concentratore e ricevitore .....	35
4.2 Scelta del modello di motore.....	40
4.3 Analisi sui materiali per lo scambiatore di calore.....	46
4.4 Regime fluidodinamico e valutazione della temperatura.....	49
5. Ciclo Stirling reale e potenza generata.....	57
5.1 Metodo del primo ordine: l'equazione di Beale.....	58
5.2 Metodo del secondo ordine: modello isoterma .....	60
5.3 Generazione di energia elettrica .....	65
6. Conclusioni.....	67
7. Bibliografia .....	69

# 1. Introduzione

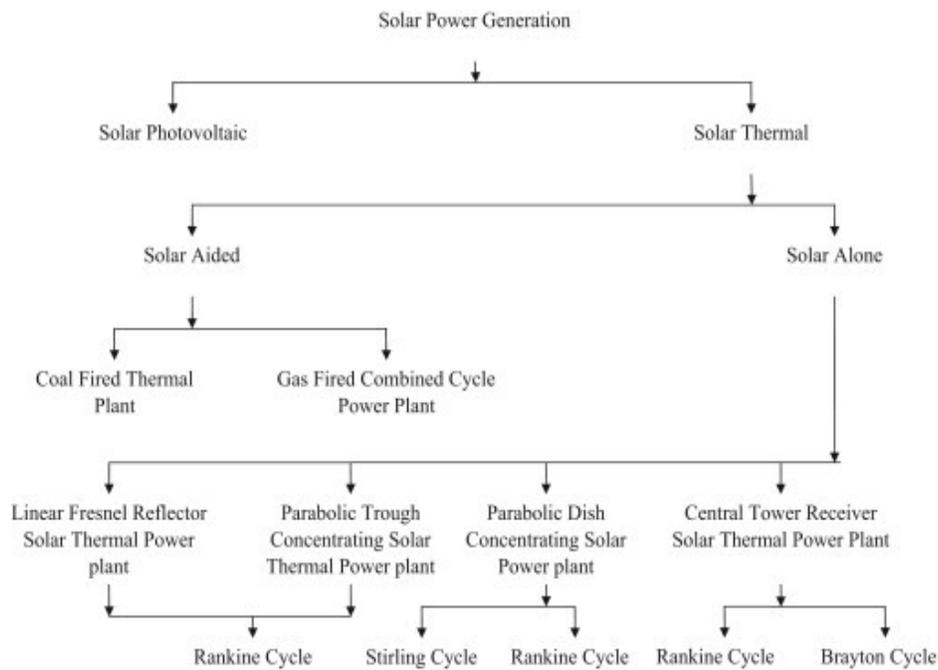
L'inquinamento dell'aria e il riscaldamento globale rappresentano due dei più importanti problemi della società contemporanea. Secondo l'Organizzazione Mondiale della Sanità l'inquinamento dell'aria contribuisce alla morte di 4.2 milioni di persone ogni anno <sup>[1]</sup>. La crescente domanda di energia in una società industrializzata ha portato a una notevole crisi dal punto di vista energetico e ambientale. La generazione di energia derivante da combustibili fossili ha contribuito in maniera significativa al riscaldamento globale e ai cambiamenti climatici a cui il nostro pianeta è soggetto. Questo problema, unito al repentino esaurimento delle riserve di combustibili fossili, ha reso urgente una transizione dai metodi di generazione "classici" ai metodi di produzione di energia da fonti naturali. La necessità di questo cambiamento ha contribuito all'enorme sviluppo di tecniche alternative. Come si può notare dalla figura 1.1, in cui viene riportato l'investimento globale in miliardi di dollari in energie rinnovabili nel periodo 2004-2017 <sup>[2]</sup>, si è verificato un notevole incremento nell'investimento globale in energie rinnovabili. Infatti, si è passati dai circa 50 miliardi di dollari del 2004 fino a oltre 300 miliardi investiti nell'anno 2017.



**Figura 1.1:** Investimento globale in energie rinnovabili in miliardi di dollari, periodo 2004-2017

Tra le fonti di energia rinnovabile, quella solare è certamente tra le più studiate e apprezzate. Ciò è dovuto essenzialmente al fatto che il Sole irraggia la Terra con una notevole quantità di energia, la quale si distribuisce lungo tutta la superficie terrestre, sebbene con intensità diversa a seconda della latitudine. L'energia solare è sostanzialmente inesauribile, e queste caratteristiche la rendono molto appetibile dal punto di vista impiantistico. Negli ultimi anni infatti, le soluzioni per l'utilizzo di questo tipo di energia si sono moltiplicate e, come risultato, si hanno oggi molti sistemi produttivi diversi a testimonianza della versatilità processistica della fonte solare. In figura 1.2 si può

apprezzare la varietà delle soluzioni impiantistiche di produzione energetica di origine solare.



**Figura 1.2:** Metodi di generazione di energia solare <sup>[3]</sup>

Con il presente lavoro di tesi viene presentato un modello di accoppiamento di un motore Stirling in configurazione alfa per la generazione di energia elettrica partendo da un sistema di micro-generazione. Il progetto è stato condotto in collaborazione con l'Energy Center Lab del Politecnico di Torino. Il progetto si pone l'obiettivo di valutare la fattibilità di un sistema termofluidodinamico accoppiato al concentratore solare posto sul tetto dell'Energy Center Lab, al fine di comprenderne l'efficienza in funzione dei principali parametri del sistema.

Uno dei problemi principali riguardanti la progettazione di questi sistemi è certamente l'elevata temperatura che si può raggiungere. Per questo motivo, l'attenzione di questa tesi viene focalizzata anche allo studio dei materiali, in modo da poter ottenere una configurazione ottimale dal punto di vista della resistenza termica. Per valutare le prestazioni del sistema presentato in precedenza sono state effettuate simulazioni fluidodinamiche del concentratore e del motore seguendo una serie di step progressivi. La prima parte del lavoro si concentra sulla scelta del motore, di cui vengono prese in esame due configurazioni: una configurazione mono-cilindrica e una bi-cilindrica. Dopo aver opportunamente scelto la configurazione più performante, si è proceduto alla scelta del materiale che potesse garantire il raggiungimento di temperature più elevate lungo le pareti interne dello scambiatore. I materiali utilizzati per il rivestimento delle pareti dello scambiatore di calore sono materiali resistenti a elevate temperature: AISI 310 e Inconel 625.

Lo step successivo alla scelta del materiale è la valutazione fluidodinamica dello scambio di calore solido-fluido. Infatti, all'interno dello scambiatore di calore, componente fondamentale del motore Stirling, fluisce un gas che deve essere portato ad una temperatura minima di 700°C per consentire l'inizio del ciclo Stirling. A tal proposito, sono state effettuate simulazioni termodinamiche per ottenere la temperatura di uscita del gas caldo dallo scambiatore di calore, parametro fondamentale per la valutazione della potenza termica generata dal sistema. Le simulazioni sono state effettuate utilizzando il software *COMSOL Multiphysics 5.3*, mentre per la progettazione 3D dello scambiatore di calore è stato utilizzato il software CAD *SolidWorks*. Le due principali componenti del sistema sono rappresentate dal concentratore a disco (Solar Dish Concentrator), i cui parametri di progetto sono stati ottenuti direttamente dall'Energy Center Lab, e dal motore Stirling. Il modello utilizzato per il progetto proviene dall'azienda Genoastirling s.r.l., produttrice di motori Stirling. Il sistema accoppiato composto dal concentratore e dal motore prende il nome di Dish-Stirling.

La modellazione fluidodinamica da condurre su questi due componenti è stata eseguita separatamente. La prima parte del progetto si focalizza sul concentratore parabolico. L'obiettivo è di valutare la temperatura raggiungibile nel punto focale al variare dell'irraggiamento medio. Dopo aver effettuato queste valutazioni, si è raffinato il progetto utilizzando la testa calda dello scambiatore di calore del motore Stirling come ricevitore al fine di ricavare il profilo di temperatura ottimale per raggiungere la temperatura di lavoro del fluido termovettore. Le configurazioni del motore Stirling prese in considerazione sono due: inizialmente si è utilizzato un modello mono-cilindrico, mentre in seconda battuta sono state effettuate valutazioni su un modello bi-cilindrico con l'intento di optare per la configurazione che possa garantire un irraggiamento costante maggiore lungo la superficie del concentratore e allo stesso tempo permetta di raggiungere le temperature operative per innescare il ciclo Stirling all'interno del motore. I dati e i metodi utilizzati per le simulazioni sono descritti in dettaglio nel capitolo 4.

La parte finale del lavoro riguarda invece il ciclo Stirling. Dopo aver ottenuto la temperatura finale del gas, è stato utilizzato un modello da implementare per ricavare la potenza del motore. Per questa sezione del lavoro sono stati scelti due metodi per confrontare la potenza termica generata dal sistema: un metodo del primo ordine, noto come "*equazione di Beale*", e un metodo più raffinato che parte da considerazioni isoterme del secondo ordine, noto come "*metodo isoterma di Schmidt*". Dopo aver ottenuto il valore desiderato di potenza termica, è stato scelto un generatore a magneti permanenti ad elevato rendimento per la conversione dell'energia termica in energia elettrica. In questo modo è possibile valutare in funzione dell'irraggiamento medio lungo le pareti dello scambiatore di calore la potenza elettrica di output del sistema.

Il sistema Dish-Stirling presenta elevati valori di efficienza elettrica e i risultati sono molto interessanti per sistemi di micro-generazione, di cui ci si attende un ulteriore progresso nel futuro prossimo per facilitare la transizione verso fonti di energia rinnovabile.



## 2. L'energia solare

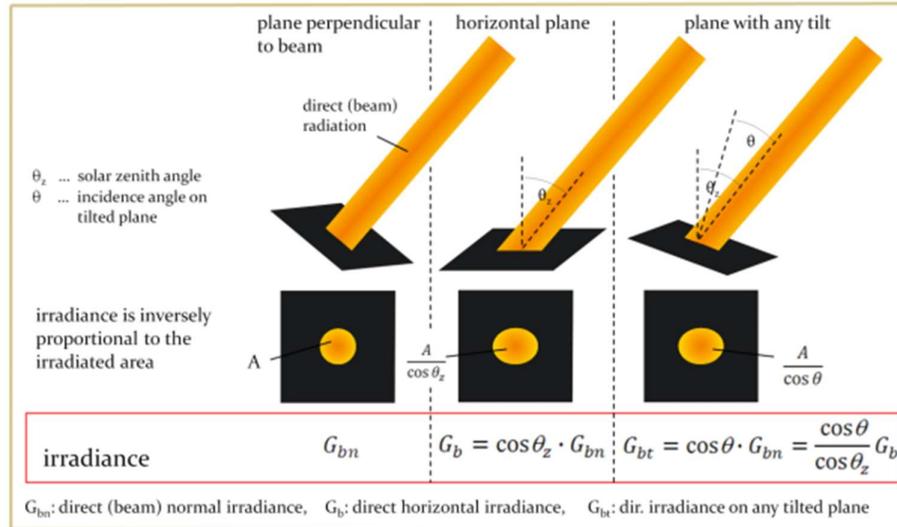
L'energia solare è la fonte più importante di energia rinnovabile presente sul nostro pianeta, e i modi per utilizzarla sono stati studiati in maniera approfondita.

L'energia viene trasferita dal Sole sotto forma di radiazione elettromagnetica che irradia il nostro pianeta in tutta la sua superficie, con diversa intensità in base alla latitudine. È altresì importante ricordare che la fonte solare non è costante ma la sua intensità varia durante l'arco della giornata. Questi valori, essendo molto variabili, non consentono al sistema di concentrazione di avere un andamento lineare ma, al contrario, l'erogazione della potenza del sistema viene notevolmente influenzata dall'andamento dell'irraggiamento.

La radiazione solare totale, che prende il nome di “*irradianza globale*” può essere definita come la somma di tre componenti:

- Radiazione diretta: è la componente di radiazione che raggiunge la Terra senza aver subito deviazioni. Questa componente non viene né riflessa e né assorbita ed è dunque possibile individuarne una direzione precisa
- Radiazione diffusa: anche nota come radiazione indiretta, è la quota parte della radiazione che viene deviata a seguito dell'impatto con le particelle gassose presenti in atmosfera. È strettamente legata alle condizioni atmosferiche, in particolare alla nuvolosità del cielo
- Radiazione riflessa: frazione della radiazione, diretta o indiretta, che viene riflessa dal suolo terrestre. Questa quota parte della radiazione globale è conosciuta con il nome di albedo

La frazione di irradianza globale di interesse nel campo delle tecnologie a concentrazione solare è rappresentata dalla cosiddetta DNI (“*Direct Normal Irradiance*”). Risulta fondamentale, nell'ottimizzazione di questo parametro, conoscere il più precisamente possibile la posizione apparente del Sole. Immaginando di avere un piano con un angolo di incidenza perpendicolare al raggio solare, si avrà che l'angolo di incidenza del raggio sarà pari a  $0^\circ$ , come si vede in figura 2.1. L'irradianza normale diretta viene definita tramite la notazione  $G_{b,n}$  [4].



**Figura 2.1:** Irradianza in piani inclinati [4]

Al variare dell'angolo di incidenza si ha una diminuzione del valore di irradianza normale, che nel caso di un piano orizzontale è funzione dell'angolo di zenith [5]:

$$G_b = G_{b,n} \cdot \cos(\theta_z) \quad (2.1)$$

Questo valore varia ulteriormente se il piano non è orizzontale ma presenta un'inclinazione diversa rispetto all'orizzontale, e pertanto si avrà un'equazione più generale con  $G_{b,t}$  che definisce un piano inclinato ("tilted"):

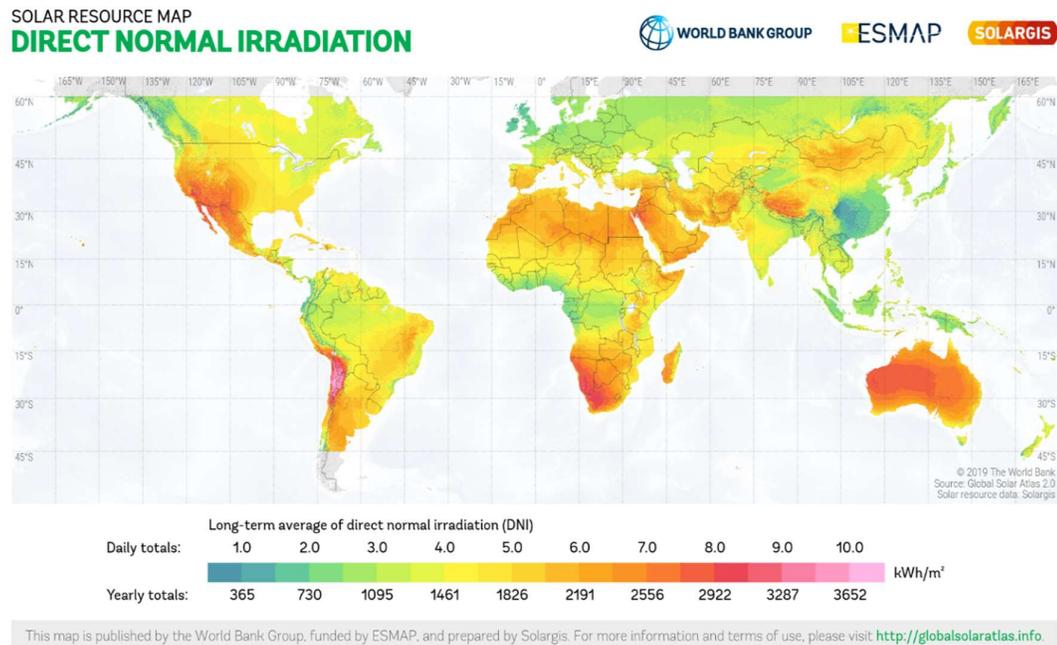
$$G_{b,t} = G_{b,n} \cdot \cos(\theta) = G_b \cdot \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (2.2)$$

È dunque fondamentale la misurazione dell'irradianza normale diretta, parametro utile ai fini della stima di potenza elettrica prodotta da energia di origine solare. Lo strumento di misura di questa componente è il pireliometro, di cui un esempio è riportato in figura 2.2.



**Figura 2.2:** Pireliometro

Risulta molto complicato prevedere un andamento preciso dell'irraggiamento diretto, poiché esso varia notevolmente durante l'arco della giornata. In figura 2.3 viene mostrato l'andamento della radiazione diretta normale media a livello globale. Questa mappa, tratta dal "GLOBAL SOLAR ATLAS" fornisce un'indicazione sulle potenzialità di utilizzo dell'energia solare a livello regionale. Risulta evidente come in alcune zone ci siano valori di irraggiamento diretto notevolmente superiori ad altre.



**Figura 2.3:** Mappa DNI medio globale

Entrando nel dettaglio del presente progetto di tesi, il concentratore solare parabolico dell'Energy Center Lab preso in esame consente di misurare l'irraggiamento in funzione del tempo presso il Politecnico di Torino. I risultati di queste analisi vengono mostrati in figura 2.4, in cui in funzione dell'orario della giornata e della stagione in cui ci si trova, si hanno i relativi valori di irraggiamento. Come ci si attendeva, si ottengono valori di irraggiamento superiori nel primo pomeriggio, così come l'irraggiamento medio estivo è superiore a quello invernale. Al fine di valutare le prestazioni del concentratore, si è scelto di utilizzare un valore medio di irraggiamento giornaliero per effettuare le valutazioni sul ciclo Stirling. Le valutazioni, discusse nel dettaglio nel capitolo 4, si rifanno ai valori di figura 2.4.

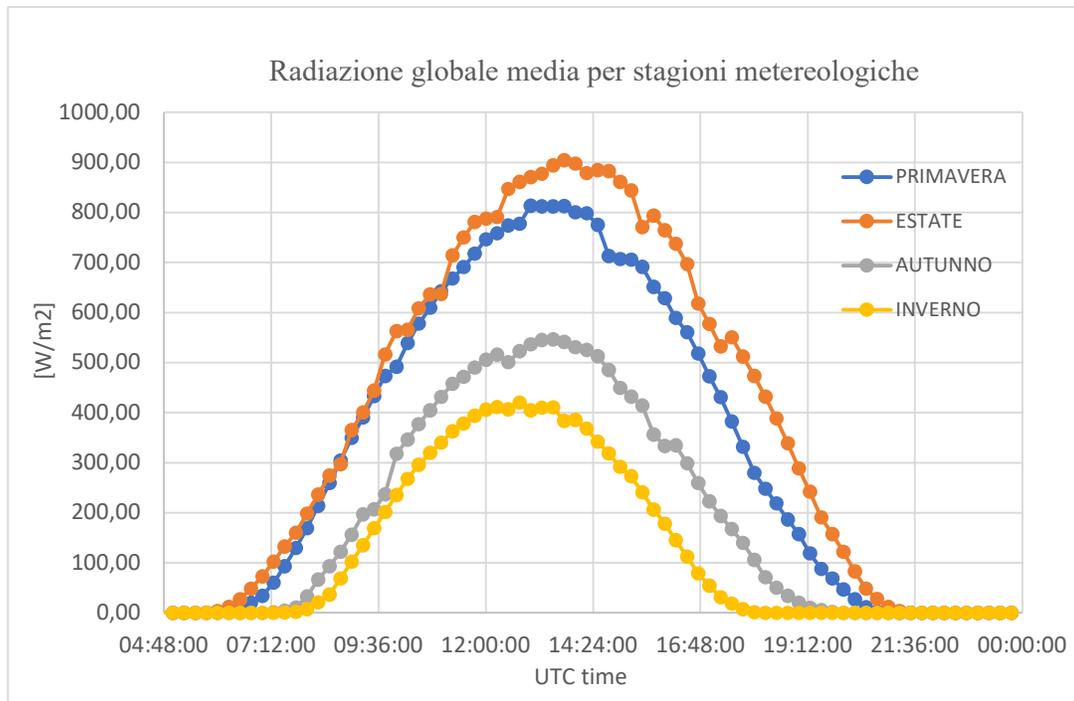


Figura 2.4: Irraggiamento medio Energy Center Lab

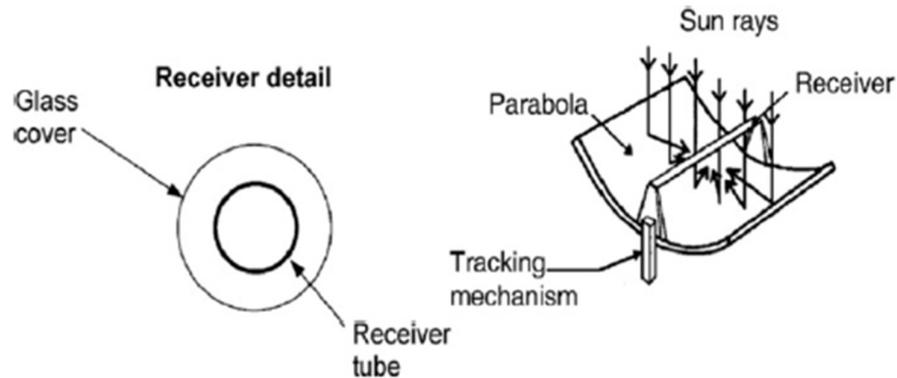
## 2.1 Il concentratore solare

Il concentratore solare è uno strumento di scambio termico che trasforma i raggi solari in energia termica, energia che può a sua volta essere utilizzata per la produzione di energia elettrica. I sistemi a concentrazione utilizzano la componente diretta della radiazione solare, ovvero la parte di radiazione solare che non subisce deviazioni nel suo percorso di raggiungimento della Terra. Il sistema utilizza materiali riflettenti, capaci di incanalare la radiazione solare verso un ricevitore, che presenta dimensioni più contenute rispetto al concentratore. La superficie del ricevitore ha la funzione di convertire i raggi solari in energia termica. Generalmente questo sistema viene accoppiato con un generatore elettrico con lo scopo di generare, partendo dall'energia solare, energia elettrica che può essere utilizzata all'interno dell'impianto o può essere immessa nella rete. È molto importante dunque per i sistemi a tecnologia solare utilizzare materiali che possano garantire l'elevata riflessione del raggio.

I concentratori solari possono essere di diversi tipi. I principali sono i seguenti <sup>[6]</sup>:

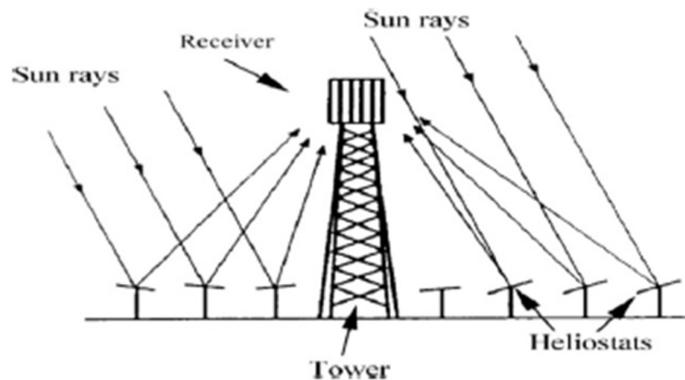
- Collettore parabolico a depressione (parabolic trough collector): è il sistema più datato, presenta un range di temperature compreso tra i 50 e i 400°C, hanno il vantaggio del costo iniziale basso rispetto agli altri tipi di collettori, ma al contempo non sono in grado di garantire performance elevate in termini di rapporto di concentrazione e di efficienza termodinamica. Il concentratore è

composto da un materiale riflettente, mentre il ricevitore è lineare, al cui interno è contenuto il fluido termovettore. Un esempio di questo tipo di concentratore è mostrato in figura 2.5.



**Figura 2.5:** Collettore parabolico a depressione

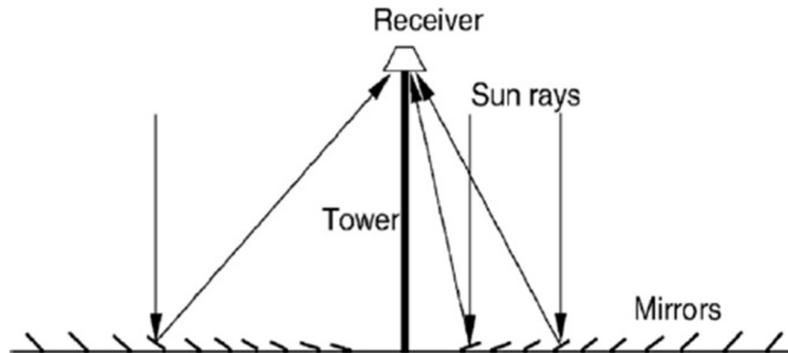
- Collettore di campo eliostatico: anche noto con il nome di “Torre solare”, esso presenta una torre al centro del campo eliostatico e può essere utilizzato come fonte di stoccaggio termico in continuo. Questo genere di sistema è ancora in fase di ottimizzazione essendo la tecnologia più recente di tutte. È un sistema estremamente interessante poiché consente di raggiungere rapporti di concentrazione estremamente elevati, che possono raggiungere i 1500, con temperature operative del fluido termovettore tra i 300 e i 2000°C. L’efficienza termodinamica è estremamente elevata, bilanciata però da un costo di investimento iniziale molto alto. In figura 2.6 si può apprezzare uno schema di impianto a torre solare.



**Figura 2.6:** Collettore di campo eliostatico

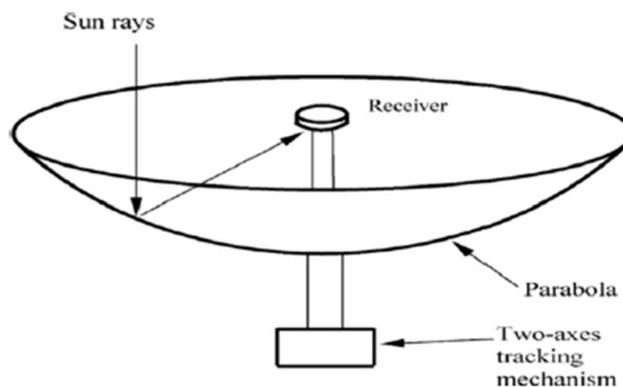
- Riflettore lineare Fresnel: questa tecnica di concentrazione è relativamente antica e sfrutta specchi di Fresnel rivolti verso il ricevitore, che può essere una torre o un tubo installato verticalmente in posizione sopraelevata rispetto agli specchi. Il vantaggio principale di questo sistema, schematizzato in figura 2.7, è certamente il

costo di installazione nettamente ridotto rispetto agli altri sistemi. A fronte del prezzo ridotto si hanno anche delle prestazioni non all'altezza delle altre varianti. Infatti, la temperatura del fluido di lavoro non supera i 300°C, mentre il rapporto di concentrazione varia tra 10 e 40.



**Figura 2.7:** Concentratore lineare Fresnel

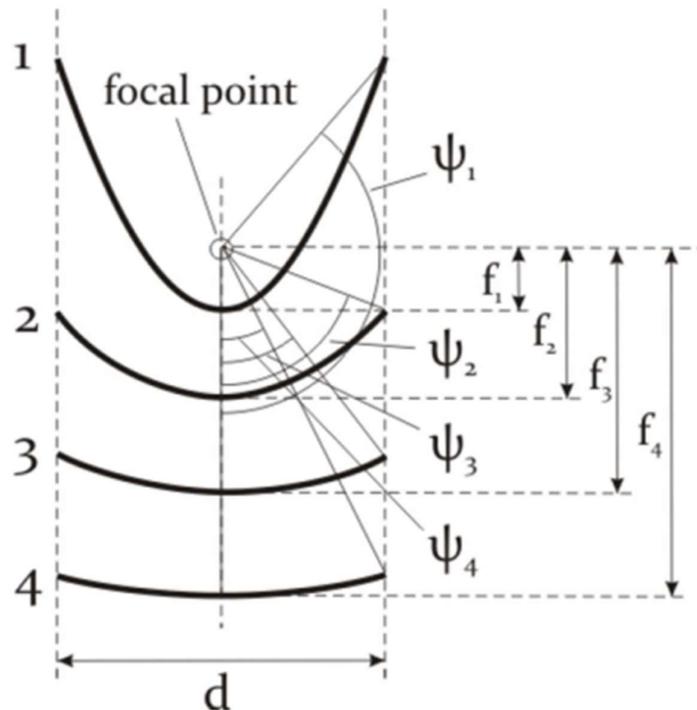
- Riflettore parabolico a disco: è in assoluto il sistema con la più ampia possibilità di espansione commerciale data la sua versatilità impiantistica. Il sistema a disco, come si può notare in figura 2.8, focalizza la radiazione in un punto, detto punto focale. È composto da una parabola riflettente di dimensioni variabili. L'efficienza raggiungibile, così come i parametri discussi fino a questo punto, sono molto elevati. Infatti, si possono raggiungere temperature fino a 1500°C nel punto focale, con rapporti di concentrazione che spaziano tra 100 e 1000. Può essere utilizzato con o senza un fluido termovettore, poiché è possibile produrre direttamente energia elettrica a partire dall'energia termica riflessa. Una variante di questo concentratore è il sistema cosiddetto "*Dish-Stirling*", ovvero il collegamento di un motore Stirling posizionato nel punto focale. Grazie all'energia termica del concentratore, viene azionata la macchina di Stirling che, grazie alla sua caratteristica di macchina termica a combustione esterna, può fornire il calore al fluido termovettore per la produzione di energia elettrica. Questo particolare sistema verrà discusso dettagliatamente nel paragrafo successivo.



**Figura 2.8:** Concentratore parabolico a disco

La radiazione solare incidente viene trasformata in energia termica sotto forma di calore. Lungo il concentratore è presente il ricevitore, posizionato in un punto tale da essere irraggiato il più possibile dalla radiazione solare riflessa dal concentratore. Il ricevitore contiene un fluido termovettore, che ricevendo il calore collega il sistema di concentrazione della radiazione al sistema di generazione di energia.

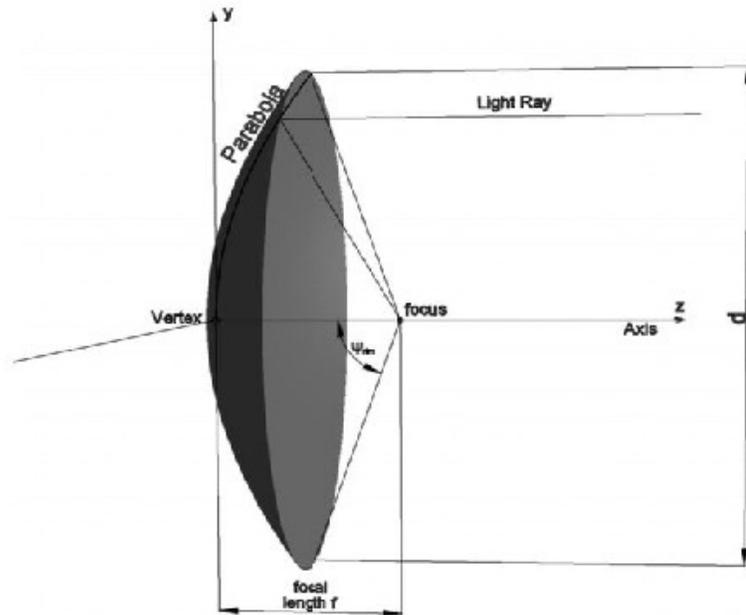
Tra i parametri più rilevanti nella descrizione geometrica del concentratore solare troviamo l'angolo di rim. L'angolo di rim è definito come l'angolo compreso l'asse di simmetria della parabola e la linea che congiunge il punto focale con il bordo della parabola. L'ottimizzazione di questo valore influenza in maniera significativa la capacità di concentrazione del sistema [7]. Si può facilmente notare come l'angolo di rim influenzi la distanza tra il concentratore e il ricevitore. A parità di diametro, infatti, un angolo di rim molto piccolo porta la distanza focale ad aumentare, mentre diminuendo l'angolo di rim si ha l'effetto opposto. La relazione tra angolo di rim e distanza focale si può vedere in figura 2.9.



**Figura 2.9:** Rapporto tra angolo di rim e distanza focale

In figura 2.10 si possono notare i principali parametri riguardanti il concentratore solare parabolico. Per il sistema preso in esame, l'angolo di rim è un parametro costruttivo noto e ha il valore di  $52^\circ$ . Questo rappresenta una deviazione rispetto al concentratore ideale, che presenta un angolo di rim ottimale pari a  $45^\circ$  [8]. Anche la distanza del punto focale è una quantità nota per quanto riguarda il concentratore dell'Energy Center Lab, pari a 0.92 metri. Questi valori sono fondamentali non solo nella descrizione geometrica del sistema,

ma risulteranno fondamentali per implementare il sistema concentratore-ricevitore all'interno del software di fluidodinamica computazionale COMSOL Multiphysics.



**Figura 2.10:** Parametri geometrici del concentratore parabolico [8]

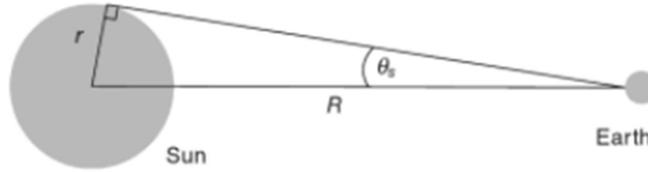
Un altro parametro di interesse nella descrizione del concentratore solare è il rapporto di concentrazione geometrico. Questo parametro viene definito come il rapporto tra l'area di apertura del concentratore e l'area di captazione del ricevitore. Il rapporto di concentrazione geometrico presenta la formula mostrata in equazione 2.3 e ha generalmente un valore compreso tra 600 e 2000 [9], a seconda del tipo di tecnologia a concentrazione e delle dimensioni del concentratore. Infatti, è evidente come la variazione della superficie di apertura del concentratore influenzi notevolmente il rapporto di concentrazione.

$$C_{geom} = \frac{A_c}{A_r} \quad (2.3)$$

Il rapporto di concentrazione è un parametro su cui ci si focalizza nella descrizione delle tecnologie a concentrazione, poiché l'obiettivo che ci si pone è di aumentare il rapporto di concentrazione ottenibile, il che comporterebbe un contemporaneo aumento della temperatura raggiungibile dal sistema. Termodinamicamente però, questo rapporto ha un limite superiore teorico impossibile da raggiungere in sistemi reali. Per calcolare questo valore è necessario ricordare la legge di Stefan-Boltzmann, che lega la potenza emessa per unità di superficie, indicata nella formula 2.4 con la lettera "q", con la temperatura assoluta per un corpo nero:

$$q = \sigma \cdot T^4 \quad (2.4)$$

La costante di proporzionalità tra emissività e la quarta potenza della temperatura assoluta viene chiamata “costante di Stefan-Boltzmann” ed è pari a  $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ . Assumendo il Sole come un corpo nero, si può applicare la legge di Stefan-Boltzmann. Le ipotesi riportano alla situazione geometrica mostrata in figura 2.11, in cui l’angolo  $\theta$  indica il semiangolo di campionamento dei raggi solari, pari a 4.65 mrad <sup>[10]</sup>.



**Figura 2.11:** Emissione raggi solari verso la Terra <sup>[10]</sup>

Avendo assunto il Sole come un corpo nero si ha che, per la seconda legge della termodinamica, il ricevitore rappresentato dalla Terra non può raggiungere una temperatura superiore a quella della sorgente calda. È grazie alla seconda legge della termodinamica che è possibile ricavare il limite superiore del rapporto di concentrazione geometrico. Applicando la legge di Stefan-Boltzmann alla geometria in questione si ottiene:

$$G = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \left(\frac{r^2}{R^2}\right) = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \left(\frac{(R \cdot \sin(\theta_s))^2}{R^2}\right) = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \sin^2(\theta_s)^2 \quad (2.5)$$

Il ricevitore rappresentato dalla Terra presenta anch’esso delle caratteristiche ideali. Infatti, nell’ipotesi della seconda legge della termodinamica e dell’idealità dei corpi, si ha che il ricevitore si scalda assorbendo calore senza perdite fino a raggiungere una temperatura uguale a quella della fonte. Questa condizione di equilibrio implica che:

$$\sigma \cdot T_S^4 \cdot A_C \cdot \sin^2(\theta_s) = \sigma \cdot T_R^4 \cdot A_R \quad (2.6)$$

Essendo le due temperature uguali, esse si possono semplificare e si può ottenere il valore desiderato di massimo rapporto di concentrazione. Ricordando che il valore del semiangolo  $\theta_s$  è pari a 4.65 mrad:

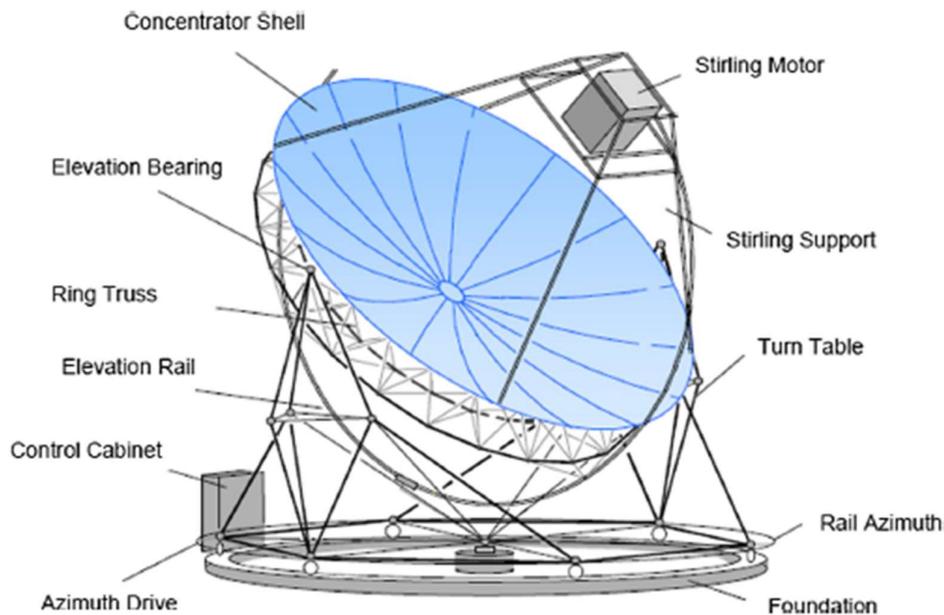
$$C_{max} = \frac{A_C}{A_R} = \frac{1}{\sin^2(\theta_s)} \cong 46240 \quad (2.7)$$

Si ha dunque che il massimo rapporto di concentrazione geometrico raggiungibile è superiore a 46000. Come si è detto in precedenza però, i rapporti di concentrazione che possono essere raggiunti al giorno d’oggi sono decisamente inferiori a questo valore, e non superano i 2000. La tecnologia a concentrazione solare è in rapida espansione e le sue potenzialità non sono state sfruttate appieno. È infatti riconosciuto come vi siano ulteriori aspetti sotto cui la tecnologia può subire ulteriori miglioramenti. Tra questi lo step di crescita più significativo è sicuramente un abbattimento dei costi di installazione, operativi e di mantenimento <sup>[11]</sup>. Ciò deve ovviamente essere ottenuto mantenendo costante, o addirittura aumentando, la conversione di energia del sistema. Questo processo di miglioramento passa inevitabilmente attraverso il raggiungimento di rapporti di concentrazione più elevati. Infatti, l’aumento di conversione di energia è influenzato

direttamente dal rapporto di concentrazione. Un'efficienza maggiore comporta il raggiungimento di temperature operative più elevate, che a propria volta richiede un rapporto di concentrazione più elevato. È evidente come questo step apparentemente semplice di abbassamento dei costi celi diverse problematiche che richiedono ingenti investimenti per essere superate.

## 2.2 Sistema Dish-Stirling

Come visto nel paragrafo precedente, il concentratore solare a disco ha lo scopo di convogliare i raggi solari in un punto detto focale. Nel punto focale può essere posizionato un motore di tipo Stirling, una macchina termica a combustione esterna che ha il vantaggio di poter essere alimentata da qualsiasi fonte di energia. Questo sistema prende il nome di *Dish-Stirling*, e un esempio di questa tecnologia è rappresentato in figura 2.12.



**Figura 2.12:** Dish-Stirling

Il sistema Dish-Stirling è diventato di comune interesse a cavallo del nuovo millennio. Un sostanziale cambiamento si è avuto grazie alla joint-venture tra aziende tedesche e spagnole <sup>[12]</sup>, e la Comunità Europea che ha finanziato in parte l'investimento <sup>[13]</sup>. Questa partnership ha portato alla luce un nuovo modello di sistema Dish-Stirling che prende il nome di "*EuroDISH*". Su questi sistemi è montato un motore SOLO V-161 e, con un diametro del concentratore pari a 7.5 metri, permette di produrre 10 kW di energia elettrica <sup>[14]</sup>. Un esempio di sistema EuroDISH è presente presso la base solare PSA ("Plataforma Solar de Almería") di Almería, in Spagna e viene mostrato in figura 2.13.



**Figura 2.13:** Sistema EuroDISH presente presso la PSA

Per quanto riguarda il concentratore solare presente presso il Politecnico di Torino, esso è di tipo parabolico a disco, con geometria simile a quella dell' EuroDISH anche se di dimensioni più contenute. Il sistema di captazione dei raggi solari è provvisto del cosiddetto "inseguitore solare", o "sun tracker". Questo dispositivo ha la funzione di orientare il concentratore per portarlo nella posizione migliore con la finalità di massimizzare la concentrazione di energia durante l'arco della giornata. Il sistema di captazione solare installato presso il Politecnico di Torino utilizza un inseguitore a due assi EKO STR-22G, visibile in figura 2.14, capace di garantire una risoluzione angolare di  $0.009^\circ$  con una precisione inferiore a  $0.01^\circ$  [15].



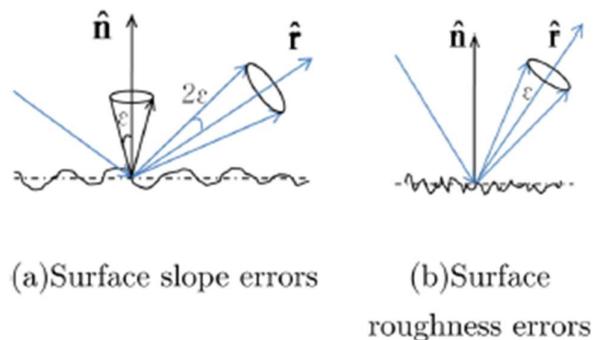
**Figura 2.14:** Inseguitore EKO STR-22 G

Questo dispositivo è estremamente utile dal momento che il concentratore solare consente di utilizzare solo la componente diretta della radiazione solare. L'assenza del tracker

solare peggiora notevolmente la capacità di captazione poiché la radiazione solare viene raccolta unicamente quando il Sole rientra nel campo dell'angolo di accettazione. In aggiunta a ciò l'inseguitore in questione può essere utilizzato, con l'ausilio degli opportuni strumenti di monitoraggio, per la misurazione della radiazione solare globale, diretta e diffusa. Si può infatti notare dalla figura 2.14 come il sun tracker in questione presenti il pireliometro per la misurazione della radiazione diretta.

Ci sono tuttavia diverse imprecisioni che non consentono di raggiungere le prestazioni ideali. Queste deviazioni dall'idealità sono prevalentemente difetti del concentratore oltre al fatto che le prestazioni del ciclo Stirling ideale non vengono mantenute in macchine reali, ma quest'ultima limitazione verrà discussa nel capitolo 3. Per quanto riguarda i difetti del concentratore solare, questi si possono suddividere in diverse categorie <sup>[16]</sup>:

- Errori ottici: sono errori dovuti alla finitura superficiale del concentratore, inevitabilmente diversa dalla descrizione matematica precisa del sistema. Sono il risultato della non specularità del materiale riflettente. Essendo imperfezioni che hanno una distribuzione spaziale, si può ottenerne lo spettro analizzando le creste tramite analisi di Fourier. Definendo una "lunghezza di cut-off" è possibile distinguere gli errori macroscopici da quelli microscopici. Infatti, le imperfezioni aventi lunghezza superiore a quella di cut-off sono considerate errori di pendenza di specularità ("surface slope" oppure "specularity error"), mentre quelle con lunghezza di cut-off inferiore vengono chiamate errori di rugosità superficiale ("surface roughness"). Gli errori ottici hanno come risultato quello di deviare il raggio riflesso. Il raggio verrà quindi riflesso con un angolo diverso da quello di incidenza, dando vita al cosiddetto fenomeno di scattering del raggio. Questo fenomeno viene mostrato in figura 2.15, in cui l'errore angolare è definito con la lettera  $\epsilon$ .



**Figura 2.15:** Errori ottici

- Errori geometrici <sup>[17]</sup>: gli errori geometrici sono relativi alla forma del concentratore e prendono il nome di "shape errors". Prendendo in considerazione il caso specifico del concentratore parabolico infatti, l'errore geometrico indica la deviazione del concentratore da una parabola ideale. Oltre all'errore riguardante la forma, vi è una seconda componente chiamata "tracking error" che tiene conto delle imperfezioni relative al tracciamento dei raggi solari dell'inseguitore. Il

dispositivo, presentato in precedenza, non consente un tracciamento perfetto dei raggi solari, il che ha come conseguenza una lieve deviazione dal caso teorico

Le deviazioni dall'idealità del concentratore parabolico vengono racchiuse in un unico parametro tenente conto di tutte le varie perdite ottiche e geometriche. Attraverso la formula di Bienaymé si possono sommare le varianze relative a ciascun termine in modo da ottenere un parametro unico che descriva l'effetto globale di tutti i singoli parametri:

$$\sigma_{conc} = \sqrt{\sigma_{spec}^2 + \sigma_{slope}^2 + \sigma_{shape}^2 + \sigma_{track}^2} \quad (2.8)$$

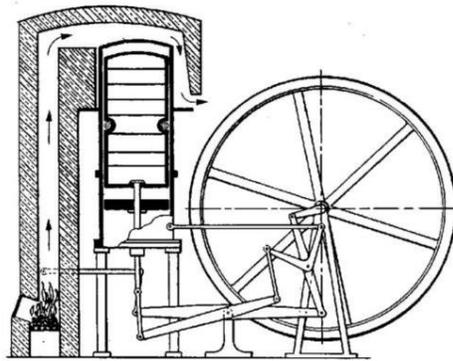
In conclusione, il principale vantaggio del sistema Dish-Stirling è certamente rappresentato dal valore del rapporto di concentrazione ottenibile. Il rapporto di concentrazione ottenibile in sistemi Dish-Stirling varia infatti tra i 100 e i 1000. Questo valore molto elevato è uno dei motivi che ha portato alla larga diffusione in tempi relativamente brevi del concentratore parabolico a scapito degli svantaggi, non certamente mancanti, rappresentati soprattutto dalla maturità tecnologica recente del sistema e dai costi di installazione non indifferenti.



### 3. Il motore Stirling

Il motore Stirling è un motore a combustione esterna. Il suo nome deriva dal nome del suo inventore, il reverendo Robert Stirling. La descrizione e il brevetto del ciclo Stirling risalgono al 1816. Il sistema presenta un motore alternativo che lavora su un ciclo rigenerativo chiuso e prevede variazioni periodiche della pressione del fluido di lavoro a differenti livelli di temperatura <sup>[18]</sup>.

Un esempio di macchina Stirling è raffigurato in figura 3.1.



**Figura 3.1:** Motore Stirling (1816)

Tra le particolarità del motore Stirling c'è la possibilità, trattandosi di un motore a combustione esterna, di utilizzare qualsiasi fonte di calore come combustibile per il suo funzionamento. I vantaggi di questo motore sono svariati:

- Elevata efficienza termodinamica
- Possibilità di operare con diverse sorgenti termiche
- Livelli bassi di rumore e vibrazioni
- Bassa emissione di inquinanti
- Capacità di operare in assenza di ossigeno
- Possibilità di lavorare a ciclo inverso

A fronte dei molteplici vantaggi, questo sistema presenta alcuni svantaggi che ne hanno limitato negli anni lo sviluppo, tra cui i principali sono:

- Complessità progettuale
- Problemi di affidabilità
- Prezzi elevati
- Scarsa potenza specifica

Lo sviluppo di questo tipo di motore è stato molto lento, e l'avvento dei motori a combustione interna che sfruttano i combustibili fossili ne ha ulteriormente rallentato la

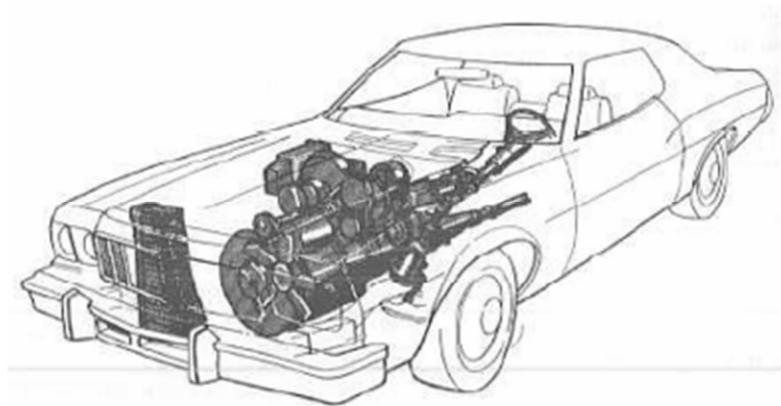
crescita. Si ricordano però alcuni importanti ambiti in cui il sistema ha trovato applicazione negli anni.

Un esempio di applicazione del motore Stirling risale al 1938, anno in cui venne messo a punto il generatore Philips MP1002CA, mostrato in figura 3.2. Questo progetto è stato sviluppato per essere utilizzato come generatore di energia <sup>[19]</sup>.



**Figura 3.2:** Philips MP1002CA

Una successiva applicazione in campo automotive è stata trovata negli anni '70, quando l'americana Ford presentò il modello "*Torino Special*", un modello che non venne però prodotto su larga scala <sup>[20]</sup>.



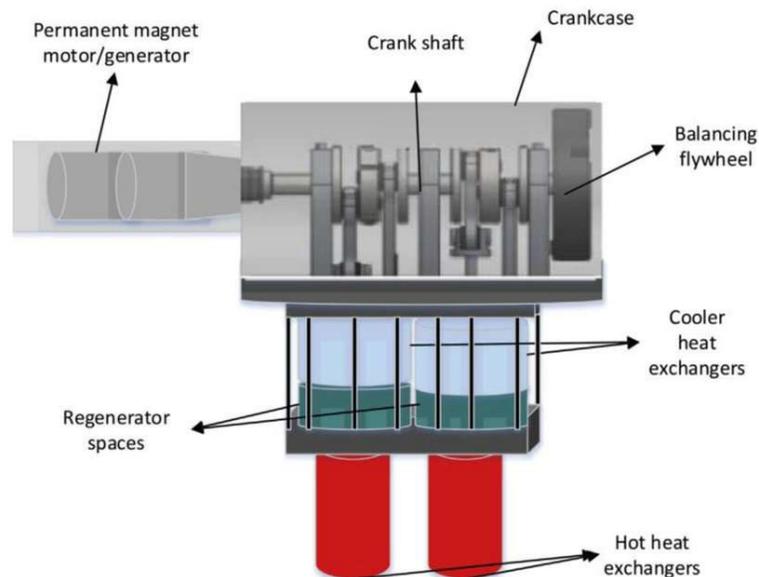
**Figura 3.3:** Ford Torino Special

Si può infine ricordare il modello di motore Stirling SOLO V-161 utilizzato per la cogenerazione di energia elettrica e termica utilizzando metano come combustibile. Un sistema di questo tipo è mostrato in figura 3.4 ed è stato utilizzato nel sistema *EuroDISH* descritto nel capitolo 2.



**Figura 3.4:** SOLO V-161

L'utilizzo del motore Stirling per la produzione di energia è oggi uno dei principali campi di applicazione di questa tecnologia, che ha trovato negli anni sempre più spazio proprio grazie alla sua versatilità e compatibilità con diversi sistemi di produzione di energia rinnovabile, tra cui il sistema a concentrazione solare di cui questo lavoro si occupa. Uno schema del motore Stirling progettato dall'azienda italiana Genoastirling s.r.l. è invece mostrato in figura 3.5 ed è uno dei modelli di partenza per la simulazione fluidodinamica effettuata nel capitolo 4.



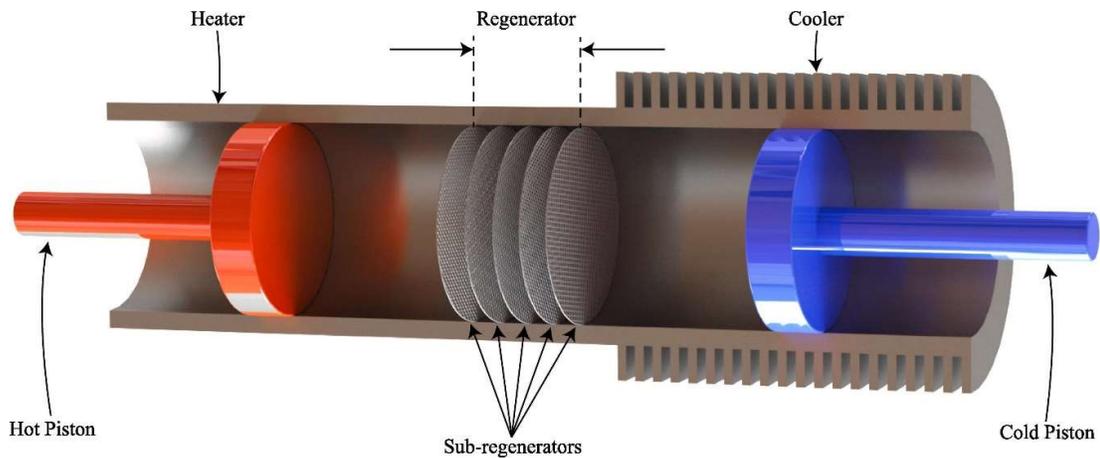
**Figura 3.5:** Componenti motore Stirling bi-cilindrico <sup>[21]</sup>

Il fluido termovettore contenuto all'interno del motore può essere elio o idrogeno nelle configurazioni a elevata efficienza, ma vengono utilizzati anche gas come azoto o aria che garantiscono maggiore sicurezza al motore. Il fluido contenuto all'interno del motore Genostirling, specificato dal produttore, è infatti aria. In figura 3.5 sono presenti i principali componenti del motore Stirling. Nel dettaglio, all'interno del motore Stirling sono presenti:

- Scambiatore di calore lato caldo che viene alimentato tramite fonte di calore esterna
- Rigeneratore, la cui funzione è di migliorare il riscaldamento e il raffreddamento del fluido termovettore e aumentare il rendimento dell'intero ciclo del motore
- Scambiatore di calore lato freddo per raffreddare il gas fino a 40°C tramite acqua di raffreddamento
- Volano, la cui funzione è garantire il moto rotatorio uniforme dell'albero motore,
- Albero motore, che trasforma il moto rettilineo alternato del pistone in moto rotatorio
- Generatore a magneti permanenti per la conversione dell'energia termica in energia elettrica

La presenza di due scambiatori di calore limita notevolmente l'avviamento del motore. Questo è dovuto alla natura di motore a combustione esterna che richiede di fornire calore nel lato caldo dello scambiatore e rimuoverlo nel lato freddo per mantenere la differenza di temperatura e di conseguenza il moto alternato dei pistoni. Si ha che il ciclo compiuto dal motore Stirling procede fino a quando la differenza di temperatura viene garantita. Il ciclo Stirling si innesca, per i motori scelti per il progetto, a 700°C ed è perciò necessario garantire che la temperatura raggiunta dal fluido all'interno dello scambiatore lato caldo sia superiore a questo valore. Il raffreddamento del fluido viene effettuato con l'utilizzo di acqua come fluido raffreddante. Queste operazioni aumentano sensibilmente le dimensioni dei motori Stirling, i quali a parità di potenza erogata, risultano maggiormente ingombranti dei motori a combustione interna.

Il rigeneratore è un altro elemento fondamentale del motore che consente di raggiungere rendimenti estremamente elevati. Questo componente, costituito da una matrice ad elevata capacità termica e resistenza al calore, ha la funzione di scambiare energia termica con il fluido dopo ogni passaggio al suo interno e viene posizionato tra il lato caldo e il lato freddo del motore <sup>[22]</sup>, come mostrato in figura 3.6. Al passaggio del gas caldo il rigeneratore, che è a tutti gli effetti uno scambiatore di calore, scambia calore con il gas caldo aumentando la sua temperatura e diminuendo la temperatura del gas caldo. Questo scambio diminuisce la quantità di calore da rimuovere nel lato freddo del motore, con il rigeneratore che mantiene questo calore per il passaggio successivo del gas freddo a cui restituisce il calore.



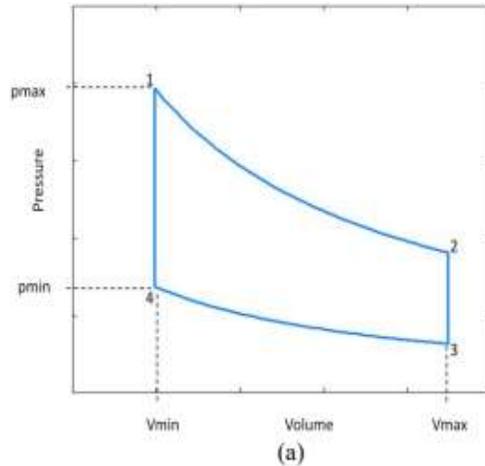
**Figura 3.6:** Rigeneratore <sup>[22]</sup>

Questo elemento permette di minimizzare la quantità che l'heater e il cooler devono rispettivamente fornire e rimuovere, il che porta come diretta conseguenza un aumento del rendimento del motore. Nel motore GenoaStirling il materiale utilizzato per il rigeneratore è l'acciaio AISI 310 che garantisce elevata resistenza ai gradienti di temperatura a cui è soggetto il rigeneratore e permette di raggiungere elevate efficienze di scambio termico con il fluido di lavoro. Anche per il rigeneratore viene espresso un valore di efficienza, che varia da 0 nel caso di assenza di effetti rigenerativi fino a raggiungere un valore unitario nel caso di rigenerazione ideale. Quest'ultima ipotesi, che verrà ulteriormente discussa nei capitoli successivi poiché considerata per valutare il ciclo Stirling reale, è in realtà un'approssimazione poiché nella realtà l'efficienza non è del 100% e le performance del motore subiscono un peggioramento a causa di questa ipotesi semplificativa.

Nei paragrafi successivi verranno approfonditi i temi legati al ciclo Stirling e alle varie configurazioni del motore Stirling e verranno presentati e descritti in dettaglio i modelli utilizzati per il progetto.

### 3.1 Il ciclo Stirling

Il ciclo Stirling è un ciclo termodinamico utilizzato per descrivere il funzionamento di una macchina termica. Il ciclo Stirling ideale prevede quattro trasformazioni reversibili e utilizza come fluido un gas ideale. In figura 3.7 è presentato un esempio di diagramma p-V relativo ad un ciclo Stirling ideale che scambia calore tra due temperature  $T_1$  e  $T_2$ , con  $T_1 < T_2$ . <sup>[23]</sup>.

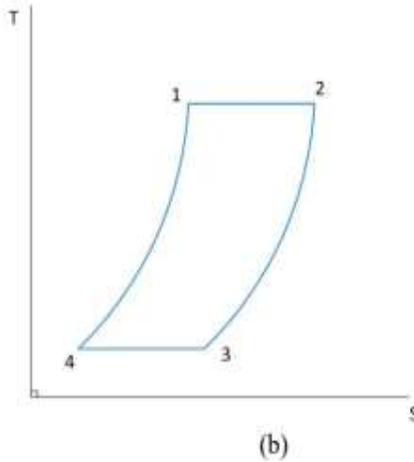


**Figura 3.7:** Diagramma p-V ciclo Stirling ideale

Dalla figura 3.7 si possono notare le trasformazioni presenti all'interno del ciclo. Entrando nel dettaglio, si distinguono:

- Espansione isoterma reversibile (1-2): il gas viene scaldato dalla fonte termica esterna. In questa fase si ha un aumento del volume del gas
- Trasformazione isocora reversibile (2-3): il gas riscaldato viene raffreddato in condizioni tali per cui non si ha variazione di volume. Il gas viene trasferito dalla “zona calda” alla “zona fredda” passando attraverso il rigeneratore
- Compressione isoterma reversibile (3-4): il gas viene compresso in una trasformazione che non prevede una variazione di temperatura
- Trasformazione isocora reversibile (4-1): nella quarta ed ultima fase il gas viene riportato nella zona calda del motore in cui riparte il ciclo. Il fluido recupera energia ceduta nella precedente fase di trasformazione isocora attraverso un nuovo passaggio all'interno del rigeneratore.

Le variazioni di temperatura all'interno del ciclo sono apprezzabili dal diagramma T-S del medesimo ciclo, presente in figura 3.8.



**Figura 3.8:** Diagramma T-S ciclo Stirling ideale

Trattandosi di un ciclo che descrive il funzionamento di una macchina termica, è importante definire il rendimento “ $\eta$ ” del ciclo. Il rendimento di un ciclo termodinamico viene definito come il rapporto tra il lavoro svolto dal gas e il calore assorbito dal sistema. Per una macchina termica, indipendentemente dal ciclo, si può scrivere l’efficienza attraverso la formula 3.1:

$$\eta = \frac{W}{Q_a} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_a} = 1 - \frac{Q_{3-4}}{Q_{1-2}} \quad (3.1)$$

Al fine di stabilire il rendimento del ciclo Stirling ideale bisogna valutare singolarmente le trasformazioni presenti all’interno del ciclo. Si ricorda che il lavoro compiuto da un gas ideale durante una trasformazione isoterma viene valutato utilizzando la formula 3.2:

$$|W| = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = n \cdot R \cdot T \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = n \cdot R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (3.2)$$

Questa formula risulta utile per valutare il calore assorbito durante la prima trasformazione isoterma (1-2), con temperatura costante durante la trasformazione pari a  $T_2$ , come:

$$W_I = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (3.3)$$

Allo stesso modo, trattandosi di una trasformazione isoterma in direzione inversa, si può nuovamente utilizzare la formula 3.4 per il calore scambiato tra i punti 3 e 4 del diagramma p-V:

$$W_{II} \int_{V_3}^{V_4} -p \cdot dV = -n \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (3.4)$$

È importante ricordare che, come si evince dai grafici precedentemente presentati, il volume non varia tra la trasformazione 2 e 3 e tra la trasformazione 4 e 1. Conseguentemente si ha che:

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} \quad (3.5)$$

Per la valutazione del calore di rigenerazione ricavato dalle trasformazioni isocore si ricorre alla formula 3.6:

$$Q = n \cdot C_v \cdot dT \quad (3.6)$$

Questo calore viene assorbito dal ciclo e successivamente rilasciato a seguito del passaggio del fluido nel rigeneratore durante la fase 4-1. Le trasformazioni sono infatti uguali in modulo e non prevedono pertanto uno scambio termico con l'esterno.

A fronte di ciò, si può definire l'efficienza del ciclo Stirling ideale che scambia calore tra due temperature ( $T_1 < T_2$ ) come:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_a} = 1 - \frac{n \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right)}{n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.7)$$

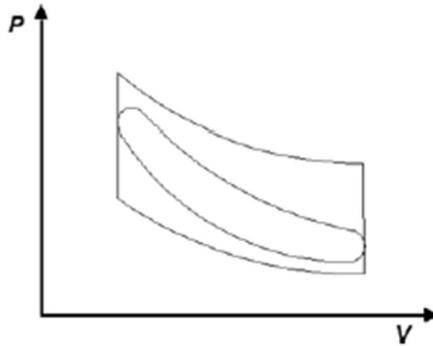
Il lavoro totale del ciclo è descritto dall'area contenuta all'interno del diagramma p-V, ed è definito come segue.

$$W_{TOT} = W_I + W_{II} = -n \cdot R \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.8)$$

Il dato più importante riguardante il rendimento del ciclo Stirling riguarda il fatto che esso risulta uguale all'efficienza del ciclo di Carnot, ovvero la massima efficienza raggiungibile per una macchina termica. Sfortunatamente però nel caso pratico questi livelli di efficienza non vengono raggiunti. Infatti, la definizione del ciclo Stirling ideale utilizza diverse assunzioni impossibili da implementare in una macchina reale. Le differenze principali tra il ciclo di Stirling ideale e quello reale sono:

- L'efficienza effettiva del rigeneratore inferiore a 100%
- Perdite dissipative dovute all'attrito meccanico e perdite del fluido
- Perdite termiche
- Presenza di volumi "morti" all'interno del motore
- Il gas reale non segue le considerazioni valide per i gas perfetti

Le differenze tra il ciclo reale e quello ideale sono mostrate in figura 3.9. Si può notare come l'area compresa all'interno delle curve sia decisamente inferiore nel caso reale rispetto al caso ideale. L'intera area che definisce il ciclo Stirling reale è infatti contenuta all'interno del ciclo ideale.



**Figura 3.9:** Confronto tra ciclo Stirling reale e ideale

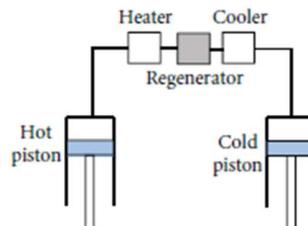
Il ciclo reale non presenta le medesime trasformazioni del ciclo ideale. Si può pertanto definire un valore chiamato “efficienza relativa” che tiene conto di tutte le deviazioni dal ciclo ideale e ne definisce il rendimento. Si ha quindi, nel caso di una macchina reale:

$$\eta_{relativa} = \frac{\eta_{reale}}{\eta_{ideale}} \quad (3.9)$$

## 3.2 Configurazioni del motore Stirling

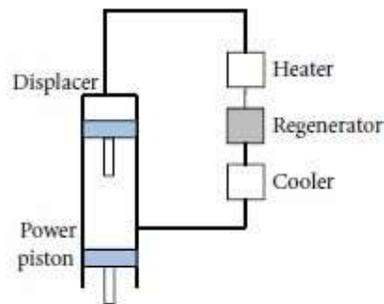
Il motore Stirling presenta diverse configurazioni. Di queste, le più comuni sono le configurazioni alfa, beta e gamma. Le tre diverse configurazioni seguono il medesimo ciclo ma hanno una differente disposizione dei cilindri e diverse caratteristiche meccaniche [24].

- La configurazione  $\alpha$  (*alfa*) presenta due pistoni, chiamati “pistone caldo” e “pistone freddo”, sono rispettivamente posizionati alle estremità dell’heater e del cooler. In questa configurazione, come si può notare in figura 3.10, il ciclo Stirling viene compiuto grazie a due pistoni che lavorano in due cilindri separati: il primo viene mantenuto alla temperatura calda, mentre il secondo lavora a temperatura fredda. La seguente configurazione è quella utilizzata nel presente progetto del motore Stirling da accoppiare al concentratore.



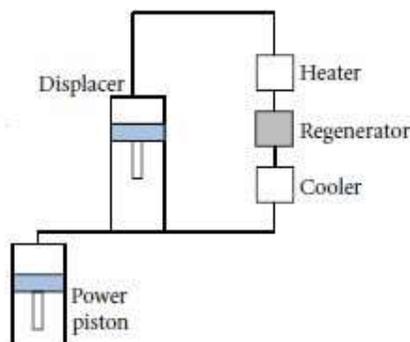
**Figura 3.10:** schema configurazione  $\alpha$

- La configurazione  $\beta$  (*beta*) ha come caratteristica principale la presenza di un dislocatore (“*displacer*”) presente in figura 3.11, la cui funzione è quella di spostare il fluido termovettore dalla testa calda del motore alla testa fredda. Vi è in questa configurazione un solo cilindro, dentro al quale sono presenti il pistone e il dislocatore. Lo spostamento del fluido per mezzo del dislocatore avviene passando attraverso il surriscaldatore (“*heater*”), rigeneratore e raffreddatore (“*cooler*”). Il pistone, collocato nella zona fredda del motore, mantiene la sua funzione di compressione del fluido di lavoro quando esso si trova nella zona fredda e di espansione dello stesso quando si trova all’interno della zona calda.



**Figura 3.11:** schema configurazione  $\beta$

- La terza ed ultima configurazione presa in esame è la configurazione  $\gamma$  (*gamma*), la quale presenta caratteristiche comuni ad entrambe le precedenti configurazioni. Infatti, nella configurazione gamma, vi è la presenza del dislocatore come nel motore beta, ma contrariamente a quest’ultima i cilindri utilizzati sono due. Il pistone e il dislocatore sono posizionati in due cilindri, dove il cilindro del pistone è collegato a quello del dislocatore. Quest’ultimo muove il fluido operativo tra la testa calda e la testa fredda del cilindro del dislocatore. Il fluido, come nei precedenti casi, passa attraverso l’heater, il rigeneratore e il cooler per raggiungere la zona fredda del cilindro del displacer. Nel motore  $\gamma$ -Stirling, il pistone espande e comprime il fluido e una configurazione di questo tipo è raffigurata in figura 3.12.



**Figura 3.12:** schema configurazione  $\gamma$

### 3.3 Motori Genoastirling: ML1000 e ML3000

La macchina di Stirling, con i suoi principali vantaggi è stata descritta nei precedenti paragrafi. In questo lavoro è stato progettato un motore Stirling di tipo alfa. Il modello del motore è stato concepito a partire dalla geometria di un motore commercializzato dall'azienda italiana Genoastirling S.r.l., che si occupa della progettazione di motori Stirling. In figura 3.13 viene mostrato un esempio del modello mono-cilindrico ML1000.



**Figura 3.13:** Motore  $\alpha$ -Stirling ML1000

I motori Genoastirling montano tre diversi tipi di scambiatore di calore per il lato caldo: il modello “Nazgul”, il modello “Elendil” e il modello “Elrond”. I tre diversi tipi di scambiatore sono mostrati in figura 3.14, presi dal catalogo di Genoastirling.



**Figura 3.14:** Scambiatori di calore Genoastirling

Il motore preso in considerazione nel presente lavoro di tesi è stato accoppiato con uno scambiatore di calore del tipo “Nazgul”. I motori presi in considerazione sono due: il modello ML1000 e il modello ML3000. La differenza principale tra i due motori risiede nel fatto che il primo è un modello che presenta un solo cilindro, mentre la seconda

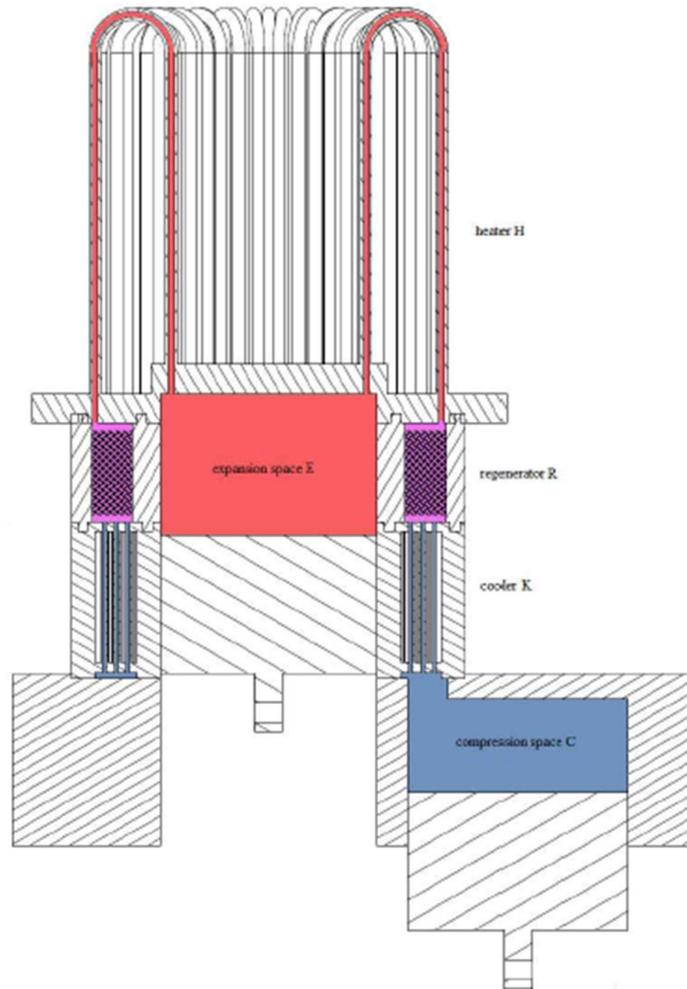
configurazione è bi-cilindrica. La cilindrata del motore mono-cilindrico è di 522 cc, parametro specificato nella scheda tecnica del prodotto, mentre nella configurazione bi-cilindrica questo valore viene ovviamente raddoppiato a causa della presenza di due cilindri di uguali dimensioni. In figura 3.15 si può osservare la configurazione del motore bi-cilindrico.



**Figura 3.15:** Genoastirling ML3000

In quest'ultima configurazione è importante ricordare che la distanza tra i centri dei due scambiatori è di 274 mm, il quale è un parametro riportato dal costruttore che verrà utilizzato in seguito per la modellazione del sistema. Il raffreddamento del fluido termovettore viene effettuato mediante l'uso di acqua, con una temperatura di carico pari a 15°C e una portata che varia tra i 4.5 e i 6.5 l/min. Per comprendere meglio la suddivisione delle sezioni all'interno del motore, in figura 3.16 è mostrata una sezione del motore Genoastirling, in cui sono presenti le seguenti zone:

- Heater, H
- Spazio di espansione, E
- Rigeneratore, R
- Cooler, K
- Spazio di compressione, C



**Figura 3.16:** Sezione motore Genoa Stirling

È necessario inoltre presentare alcune caratteristiche geometriche e parametri operativi del motore. La tabella 3.1 riassume le principali caratteristiche tecniche riguardanti i motori Genoa Stirling <sup>[25]</sup>. I parametri geometrici presentati in tabella si riferiscono al motore ML3000 in configurazione bi-cilindrica e prescindono dal tipo di scambiatore utilizzato per il lato caldo. Per il calcolo della cilindrata del motore viene utilizzata l'equazione 3.10, in cui "s" indica la corsa dello stantuffo e "D" il diametro del cilindro, entrambi riportati in cm.

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad (3.10)$$

**Tabella 3.1:** Caratteristiche motore Genoastirling

PARAMETRI	VALORE	UNITA' DI MISURA
Parametri Geometrici		
Lunghezza biella	210	mm
Diametro del cilindro	110	mm
Corsa dello stantuffo	55.2	mm
Sfasamento ciclo di compressione/espansione	90	°
Volume (cilindrata) cilindro di compressione	524.6	cm <sup>3</sup>
Volume (cilindrata) cilindro di espansione	524.6	cm <sup>3</sup>
Spazio "morto" cilindro di compressione	153.3	cm <sup>3</sup>
Spazio "morto" cilindro di espansione	153.3	cm <sup>3</sup>
Parametri Operativi		
Velocità di rotazione	600	rpm
Fluido di lavoro	aria	-
Pressione media indicata	15	bar
Fluido di raffreddamento	acqua	-
Temperatura di partenza lato caldo	700	°C

È importante, per la valutazione delle prestazioni, ricavare il dato relativo alla massima pressione raggiungibile nel ciclo. Un'analisi effettuata presso l'Università di Siviglia <sup>[25]</sup> ha evidenziato come in condizioni di temperatura calda di 750°C, leggermente inferiore ai valori attesi, la pressione abbia una variazione di 10 bar totali. Infatti, nell'analisi di M. Torres Garcia dell'Università di Siviglia, il ciclo Stirling reale simulato varia da un minimo di 11 bar ad un massimo di 21, a conferma del dato fornito di 15 bar medi all'interno del ciclo. Ci si attende pertanto che la pressione presenti dei valori comparabili.

Al fine di valutare le prestazioni del motore in funzione del materiale della testa calda del motore, sono state effettuate valutazioni con vari materiali tra cui AISI 310, un acciaio inossidabile di tipo austenitico, e Inconel 625, una superlega di Nichel che presenta eccellenti proprietà di resistenza a temperature elevate. La scelta è ricaduta su questi due materiali poiché entrambi sono utilizzati dall'azienda produttrice del motore e, trattandosi di materiali ad elevata resistenza termica, possono entrambi essere utilizzati previa valutazione dei parametri principali.

La tabella 3.2 riassume le caratteristiche fisiche dei due materiali valutate ad una temperatura di 800°C, poiché questa è la temperatura indicativa di esercizio del fluido termovettore contenuto all'interno dei tubi dello scambiatore. Come verrà mostrato nel capitolo relativo alle simulazioni termofluidodinamiche, questo è anche un valore di temperatura ragionevole che ci si attende di ricavare partendo dai raggi concentrati dal disco solare.

**Tabella 3.2:** Proprietà fisiche dei materiali

<b>Proprietà fisiche</b>	<b>AISI 310</b>	<b>Inconel 625</b>
Densità (kg/m <sup>3</sup> )	7550	8440
Capacità termica a pressione costante (J/kg/K)	610	560
Conducibilità termica (W/m/K)	23.7	20.3

Questi dati relativi alle caratteristiche a temperature elevate dei due materiali considerati per il progetto verranno implementati nelle simulazioni termodinamiche al fine di evidenziare il profilo di temperatura lungo le pareti del tubo dello scambiatore. Per il proseguimento del progetto verrà scelto il materiale in grado di garantire performance migliori per lo scambio termico, tenendo in considerazione che per i due materiali è presente un limite di temperatura di esercizio, fissata cautelativamente nel caso specifico a 1000°C, valore specificato dalla casa produttrice del motore. Questo valore non verrà raggiunto in alcun caso poiché le temperature si assesteranno su valori inferiori e pertanto si può preliminarmente concludere che entrambi i materiali possono essere utilizzati per il sistema poiché ampiamente al di sotto dei limiti termici. La simulazione verrà effettuata in condizioni transitorie per evidenziare l'andamento della temperatura in funzione del tempo.



## 4. Simulazioni termofluidodinamiche

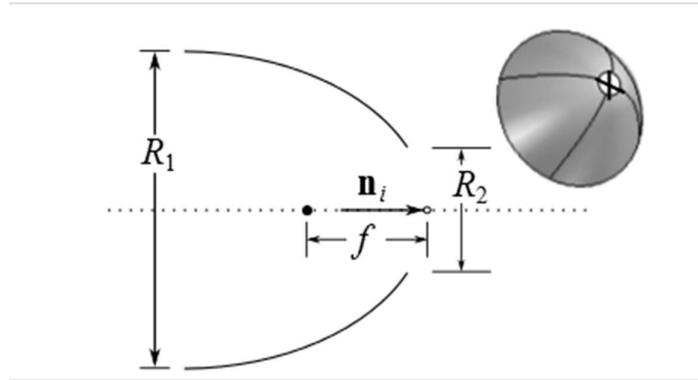
Le simulazioni del concentratore e del motore sono state effettuate usando il software di analisi agli elementi finiti (FEM) *COMSOL Multiphysics 5.3*. Tramite questo software è possibile combinare le interfacce fisiche per modellare al meglio il sistema. Le funzionalità di questo software, così come i campi di utilizzo, sono vastissimi. Vengono discusse in questo capitolo unicamente le modalità d'uso e le fisiche utilizzate per la modellazione del progetto. In questa sezione vengono descritti nel dettaglio i modelli e le interfacce fisiche utilizzate in questo sistema, concentrandosi in maniera dettagliata sui modelli e le equazioni termofluidodinamiche presenti nel processo. Il processo segue diversi step di perfezionamento brevemente riassunti come segue:

- Modello semplificato concentratore-ricevitore per la valutazione indicativa della temperatura lungo il piano focale del ricevitore
- Miglioramento del modello utilizzando lo scambiatore di calore progettato con software CAD *SolidWorks*
- Scelta della configurazione migliore tra motore mono e bi-cilindrico in funzione dei profili di temperatura
- Analisi sul materiale per il rivestimento dello scambiatore a seconda della conduzione del calore in funzione del tempo
- Calcolo analitico del coefficiente di scambio termico e regime di flusso previo calcolo dei numeri di Reynolds, Prandtl e Nusselt
- Simulazioni fluidodinamiche lungo il tubo interno per ricavare la temperatura calda di uscita del gas

Il ciclo Stirling reale con le relative ipotesi semplificative di calcolo effettuate per ricavare la potenza termica (e di conseguenza l'efficienza elettrica) di output verranno discusse nel capitolo successivo ma partiranno dai risultati acquisiti in questa sezione dell'analisi.

### 4.1 Concentratore e ricevitore

Il sistema concentratore-ricevitore è stato creato utilizzando la funzione Ray Tracing presente nella libreria di COMSOL, particolare tipo di fisica che permette di calcolare le traiettorie dei raggi. La geometria si divide in due parti: una parte è rappresentata dal concentratore parabolico mentre l'altra parte è il ricevitore cilindrico. Per la progettazione del concentratore si è fatto uso della "libreria delle parti" presente nel software. All'interno delle librerie sono infatti presenti gli specchi, da cui è stato preso il modello per il concentratore parabolico. In particolare, come si può vedere in figura 4.1, è stato usato il "Riflettore parabolico sottile in 3D".



**Figura 4.1:** Riflettore parabolico sottile in 3D da libreria COMSOL

Lo scopo della simulazione effettuata sul concentratore è di valutare la temperatura raggiungibile dal ricevitore in funzione dell'irraggiamento medio. In questo modello di concentratore lo spessore risulta trascurabile e i parametri per il progetto da inserire, con riferimento al concentratore dell'Energy Center Lab, sono i seguenti:

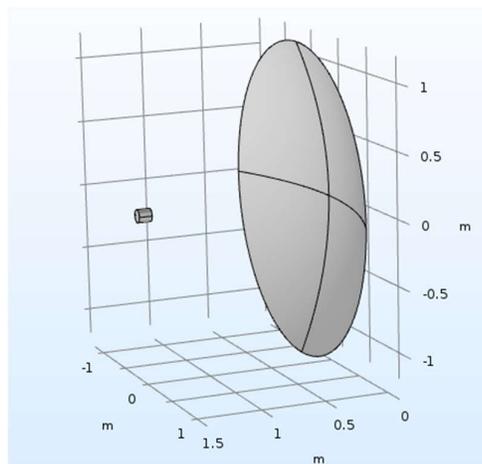
- Angolo di rim ( $\varphi$ ), fissato a 0.9028 rad
- Lunghezza focale ( $f$ ) uguale a 0.92 m

A partire da questi due parametri si possono ricavare altri due importanti parametri geometrici riguardanti il concentratore: il diametro e l'area. In equazione 4.1 e 4.2 si mostrano le formule per ricavare i due valori e i risultati in funzione dei dati del concentratore preso in esame.

$$d = 4 \cdot f \cdot [\csc(\varphi) - \cot(\varphi)] = 1.78 \text{ m} \quad (4.1)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2.50 \text{ m} \quad (4.2)$$

Il ricevitore, posto ad una distanza pari alla lunghezza focale dal concentratore, è costituito da un cilindro di raggio 5 mm e altezza 100 mm. Il risultato della geometria è presentato in figura 4.2.



**Figura 4.2:** Geometria concentratore e ricevitore

La valutazione della temperatura raggiungibile in funzione dell'irraggiamento medio è valutata nel punto focale rappresentato dalla faccia del cilindro rivolta verso il concentratore. Questa simulazione è stata effettuata per verificare la massima temperatura raggiungibile nel punto focale. Come valore di irraggiamento medio si è scelto di usare  $800 \text{ W/m}^2$ . In questo modo, la potenza totale della sorgente risulta una variabile, funzione dell'irraggiamento, e segue la formula dell'equazione 4.3:

$$P = A \cdot I_0 \quad (4.3)$$

Dopo aver creato la geometria si procede con l'implementazione della fisica del processo all'interno dell'interfaccia multifisica del software. La definizione del piano focale è fondamentale per la valutazione dei risultati. Il piano focale viene definito utilizzando la funzione "*parete*" presente all'interno della fisica che in questo caso specifico è "*ottica geometrica*". Pertanto, è importante definire come parete il piano focale, che nella prima simulazione riguarda la base del cilindro che punta verso il concentratore. Dopo aver fatto ciò, viene implementata anche la variabile depositata, ovvero la potenza del raggio depositata. La definizione della sorgente di calore al contorno è il parametro che verrà successivamente utilizzato per la visualizzazione dei risultati.

In aggiunta a ciò, al fine di rendere il modello semplificato più vicino al caso reale, sono state aggiunte le deviazioni dall'idealità che riguardano il concentratore. Le perdite dissipative implementate in questo modello sono di tre tipi: assorbimento, sunshape e rugosità superficiale.

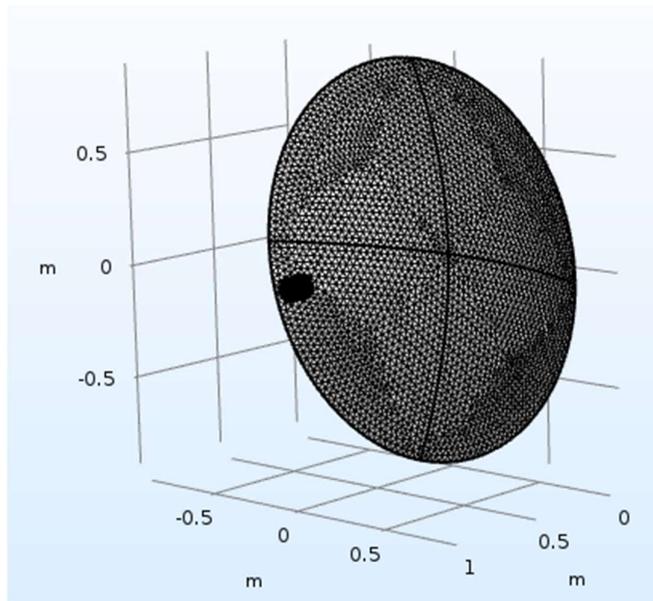
- Nell'assorbimento una parte della radiazione viene assorbita dal concentratore e non riflessa. Questo fatto porta ad una inevitabile diminuzione della riflessione. Per il calcolo del coefficiente di riflessione, il software consente di impostare un valore del "coefficiente di assorbimento", che indica la frazione che viene assorbita dal concentratore. Questo parametro, generalmente variabile tra 0.1 e 0.3 è stato impostato pari a 0.15
- Le dissipazioni dovute al fenomeno di sunshape, invece, riguardano le dimensioni della sorgente solare. Trattandosi infatti di una sorgente finita, si creano variazioni angolari che riguardano i raggi provenienti dal Sole. È stato mostrato nel capitolo 2 come l'angolo della distribuzione conica dei raggi che raggiungono la Terra sia pari a 4.65 mrad. È proprio questo il valore correttivo utilizzato per le dissipazioni causate dal questo fenomeno. Un altro problema legato al fatto che la sorgente solare sia finita e presenti un angolo di distribuzione è il cosiddetto effetto di "*oscuramento al bordo*", noto anche come "*limb darkening*". Le radiazioni emesse dal centro del disco solare sono di maggiore intensità rispetto alle radiazioni emesse dai bordi esterni, e ciò comporta l'abbassamento dell'intensità luminosa proveniente dal Sole in prossimità del perimetro del disco visibile. Le due concause che portano a questo effetto sono essenzialmente la decrescita della temperatura e della densità della stella all'aumentare della distanza dal suo centro. Anche di questo fenomeno si tiene conto all'interno di COMSOL, il quale utilizza una "*legge di potenza empirica*" per valutare gli effetti negativi dovuti al limb darkening

- L'ultima perdita dissipativa è dovuta alla rugosità superficiale del concentratore. Il risultato di una superficie non perfettamente liscia è che vi sono delle deviazioni dei raggi riflessi dalla superficie stessa con conseguente aumento della superficie su cui viene riflessa la radiazione lungo il piano focale. Per questo errore ottico del concentratore è stato fissato un valore pari al valore standard utilizzato da COMSOL per l'errore di pendenza legato alla superficie, ovvero 1.75 mrad

Il passo successivo alla definizione della fisica con tutte le sue caratteristiche riguarda la creazione della mesh. Siccome si vuole valutare il profilo di temperatura lungo il concentratore, è stata utilizzata una mesh personalizzata per migliorare i profili e avere una distribuzione più precisa. Il tipo di mesh utilizzato è di tipo “*tetraedrica non strutturata*”, con un infittimento della stessa lungo le pareti del piano focale. Dovendo conciliare una accurata distribuzione e un tempo computazionale non eccessivo, si è scelto di utilizzare le seguenti dimensioni da inserire come valori per il piano focale:

- Dimensione massima degli elementi: 8E-4 mm
- Minima dimensione degli elementi: 4E-4 mm

Il risultato della mesh è mostrato in figura 4.3.



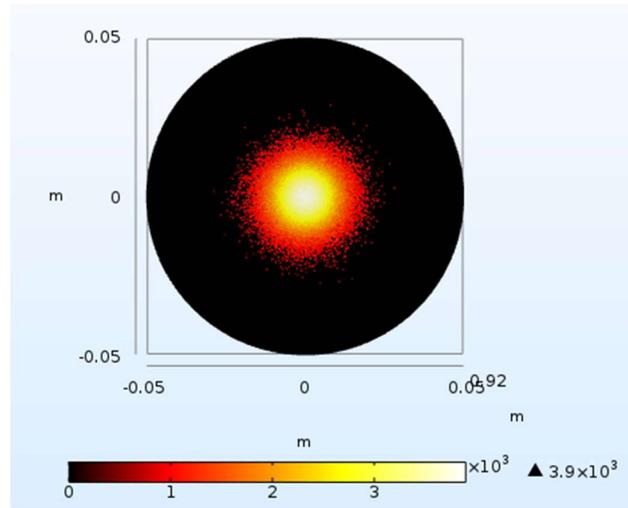
**Figura 4.3:** Risultato mesh

Per la visualizzazione dei risultati è stato creato un gruppo di plot 2D presente nella sezione “*Risultati*” del menù ad albero di COMSOL. Il parametro di interesse in questa simulazione è la temperatura puntuale lungo la superficie del ricevitore.

La temperatura in Kelvin viene ricavata dalla legge di Stefan-Boltzmann per un corpo nero, di cui si è parlato con maggiore dettaglio nel capitolo 2, in cui il termine  $\sigma$  rappresenta la costante di Stefan-Boltzmann, pari a  $5.67 \cdot 10^8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ .

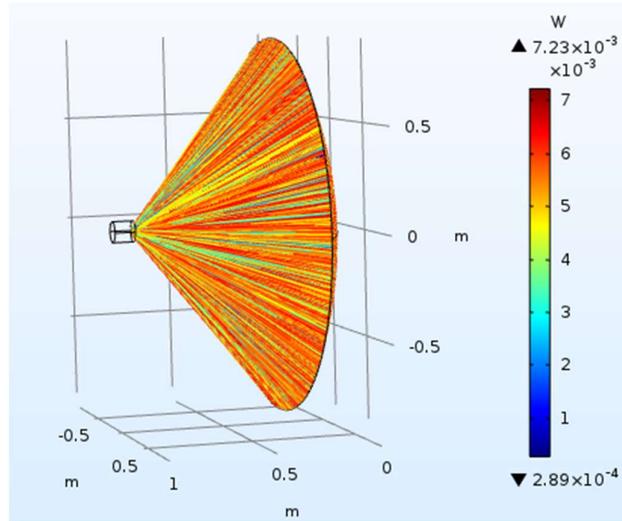
$$T = \left(\frac{q}{\sigma}\right)^{0.25} \quad (4.4)$$

A tal proposito è stato precedentemente descritto il parametro della variabile accumulata lungo il piano focale, la “potenza del raggio depositato” che la libreria di COMSOL permette di implementare all’interno dell’ottica geometrica. È proprio questo il parametro che viene utilizzato per calcolare, utilizzando la formula 4.4, la temperatura lungo il piano focale. Il risultato ottenuto è riportato in figura 4.4, in cui la temperatura è riportata in Kelvin.



**Figura 4.4:** Profilo di temperatura (in K) lungo il ricevitore

Si evince facilmente che questo modello non è sufficientemente raffinato per valutare la temperatura raggiungibile dalla testa calda del motore Stirling. La temperatura raggiungibile in questo sistema è estremamente elevata. Infatti, il punto focale raggiunge una temperatura massima di circa 3900 K. Oltre a ciò, la superficie del ricevitore così disegnata consente di concentrare in modo ottimale i raggi solari, come viene mostrato in figura 4.5. Nel caso reale queste condizioni non vengono rispettate. Un altro fattore limitante del modello è la non compatibilità con i materiali presi in esame per la parete solida. Il raggiungimento di temperature così elevate non consentirebbe l’utilizzo né di AISI 310 e né di Inconel 625. Risulta evidente la necessità di un upgrade nella geometria del modello.



**Figura 4.5:** Traiettorie del raggio

È importante ricordare che questo rappresenta un modello estremamente semplificato, che non tiene in considerazione la geometria dello scambiatore e pertanto ci si aspetta che utilizzando la geometria effettiva dello scambiatore la temperatura raggiunta risulti inferiore. Il miglioramento del primo modello è stato ottenuto progettando lo scambiatore di calore Nazgul tramite SolidWorks, in modo da simulare in maniera più accurata l'irraggiamento lungo la superficie dello scambiatore.

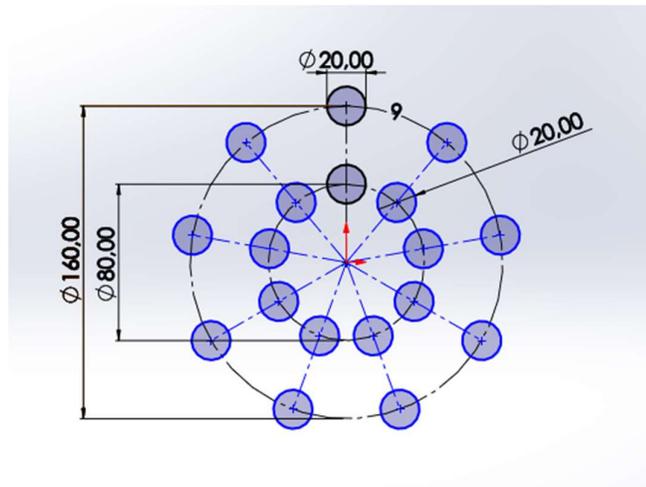
## 4.2 Scelta del modello di motore

Il modello più raffinato è stato progettato utilizzando la funzione “*LiveLink per SolidWorks*” presente nel software di modellazione, grazie a cui è possibile importare la geometria dello scambiatore progettata tramite CAD all'interno di COMSOL 5.3. La geometria, costruita utilizzando la funzione “*Sweep*” di SolidWorks, presenta nove tubi come da progetto Genoastirling. Il modello ottimizzato presenta le caratteristiche riportate in tabella 4.1.

**Tabella 4.1:** Parametri progettuali scambiatore lato caldo

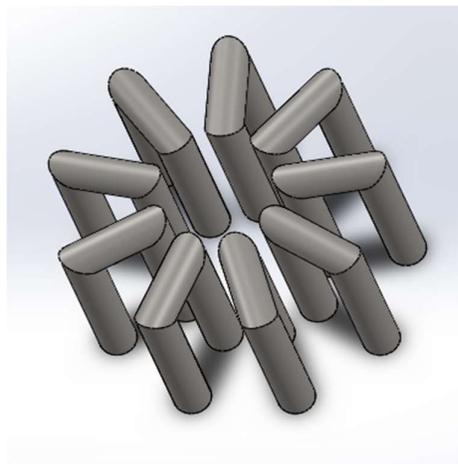
CARATTERISTICHE SCAMBIATORE	
Numero di tubi	9
Diametro esterno (mm)	20
Diametro interno (mm)	14
Spessore tubo (mm)	3
Altezza massima tubo (mm)	120
Distanza tra i centri motore bi-cilindrico (mm)	274

Il mantenimento della medesima distanza tra un tubo e l'altro è garantita dalla funzione presente in SolidWorks chiamata "*Ripetizione di schizzo circolare*", la quale consente di ottenere il numero richiesto di basi circolari equidistanti per i tubi esterni. Dopo aver tracciato per ogni cerchio una retta che parte dall'origine e passa per il centro del cerchio esterno è stato creato il secondo cerchio interno avente lo stesso diametro di quello più esterno. Non è pertanto stata utilizzata la funzione di ripetizione di schizzo circolare per i cerchi interni poiché non si sarebbero trovati in asse con quelli esterni. In questo primo modello non si è tenuto conto dello spessore dei tubi, che verrà incluso successivamente in un modello ulteriormente migliorato. La base per la creazione del modello è raffigurata in figura 4.6.



**Figura 4.6:** Base circolare dello scambiatore

Il sistema è stato ottenuto utilizzando i dati presenti in tabella 4.1 e, partendo dalla figura 4.6, sono stati effettuati nove sweep circolari per ottenere la geometria finale desiderata, mostrata in figura 4.7.

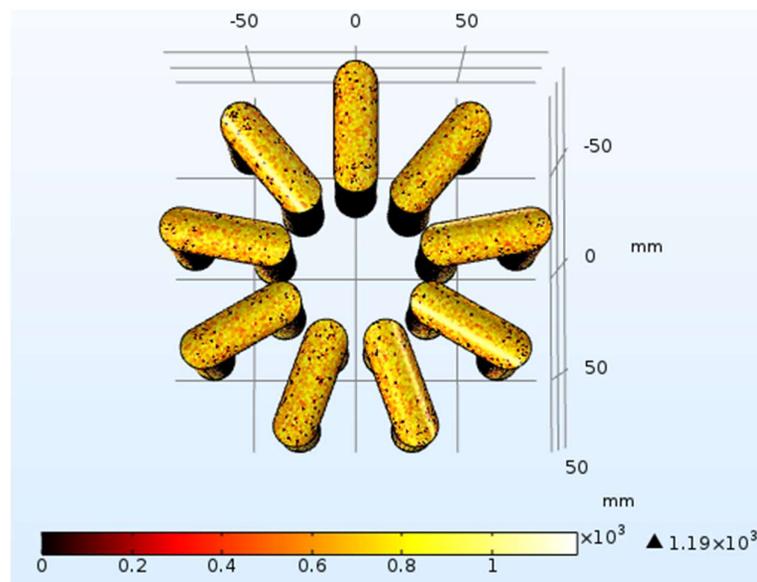


**Figura 4.7:** Scambiatore Nazgul ottenuto tramite SolidWorks

Il primo studio è stato effettuato sul motore ML1000 mono-cilindrico, mentre la configurazione comprendente due cilindri (ML3000) è stata valutata in seguito. La distanza tra il concentratore ed il punto focale è stata mantenuta uguale a 0.92 m, mentre è variato rispetto alla simulazione semplificata il punto focale. Infatti, la geometria dello scambiatore è stata impostata come punto focale per valutarne l'irraggiamento lungo l'intera superficie. Sono state effettuate svariate simulazioni per ottimizzare il profilo di temperatura e renderlo applicabile al motore Stirling. In particolare, è importante che vengano rispettate le condizioni riguardanti la temperatura del fluido termovettore che scorre all'interno del tubo. Si è scelto di procedere con un numero di particelle per ogni rilascio valido per entrambe le simulazioni pari a 250000, in modo da ottenere risultati apprezzabili in tempi computazionali non eccessivamente lunghi.

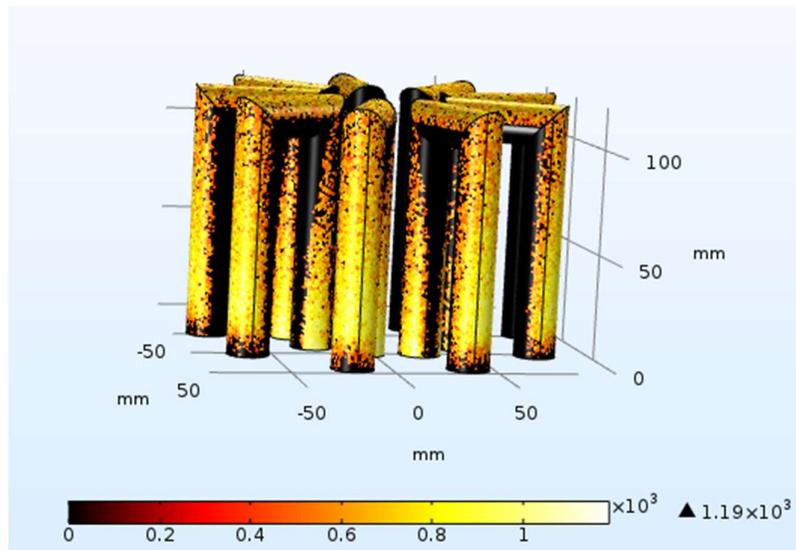
Per le simulazioni effettuate lungo lo scambiatore non si è inizialmente tenuto conto dello spessore dei tubi dello stesso poiché la potenza computazionale richiesta sarebbe risultata eccessiva. Lo spessore del tubo è stato valutato in seguito per ricavare la temperatura raggiunta dal fluido di lavoro, così come il materiale più adatto. Infatti, è stato dapprima scelto il modello di motore più adatto in funzione dell'irraggiamento tra le due configurazioni possibili, poiché la differenza a questo punto della simulazione non è apprezzabile. Non state infatti riscontrate differenze tra i due materiali trattandosi di irraggiamento puntuale, che non tiene conto della conduzione termica per scaldare l'intera superficie dello scambiatore. Negli step che seguiranno la scelta del motore, vi saranno delle ulteriori analisi riguardanti il materiale che possa garantire uno scambio termico migliore e verrà scelto tra i due quello più adatto al progetto.

Il profilo di temperatura che si è cercato di ottenere è un profilo il più possibile uniforme. Il profilo di temperatura tridimensionale del motore ML1000 è riportato in figura 4.8, in cui la temperatura riportata è espressa in Kelvin.



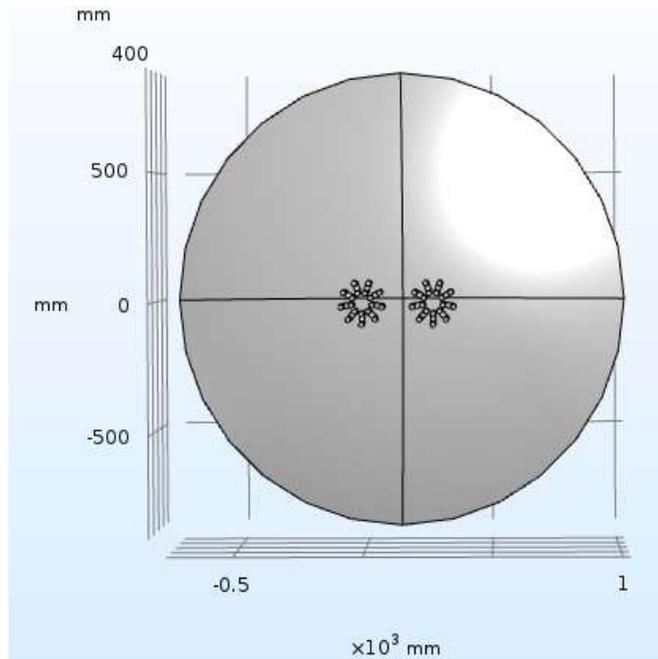
**Figura 4.8:** Profilo di temperatura (in K) del modello mono-cilindrico

La temperatura massima, come ci si attendeva, è diminuita notevolmente così come la distribuzione lungo la superficie rispetto alla simulazione precedente. Questo profilo di temperatura rimane adatto a portare il fluido di lavoro alla temperatura di processo. Questo profilo di temperatura è anche compatibile con entrambi i materiali considerati per il modello, poiché la massima temperatura raggiunta è inferiore ai 1000°C, massima temperatura operativa indicata per i due materiali. La distribuzione non è perfettamente distribuita come nel caso precedente, e il profilo longitudinale della temperatura, sempre espressa in Kelvin, è maggiormente apprezzabile in figura 4.9.



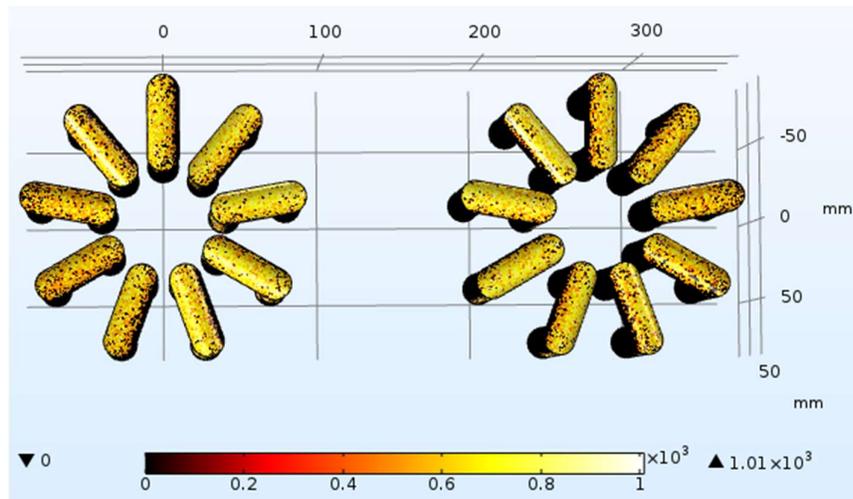
**Figura 4.9:** Profilo di temperatura (in K) longitudinale

In seguito, è stato condotto il medesimo calcolo utilizzando il motore ML3000 che presenta due cilindri, la cui geometria è stata descritta nel capitolo 2. Le ipotesi di progetto sono le medesime utilizzate per la configurazione mono-cilindrica. Un parametro di fondamentale importanza per il calcolo è la distanza tra i due scambiatori, pari a 274 mm, dato di progetto fornito dall'azienda che produce il suddetto motore. La geometria è stata nuovamente ottenuta usando la funzione "LiveLink per SolidWorks", con i due cilindri disposti in maniera equidistante dall'orizzontale rispetto al concentratore, come mostrato in figura 4.10.



**Figura 4.10:** Geometria motore bi-cilindrico

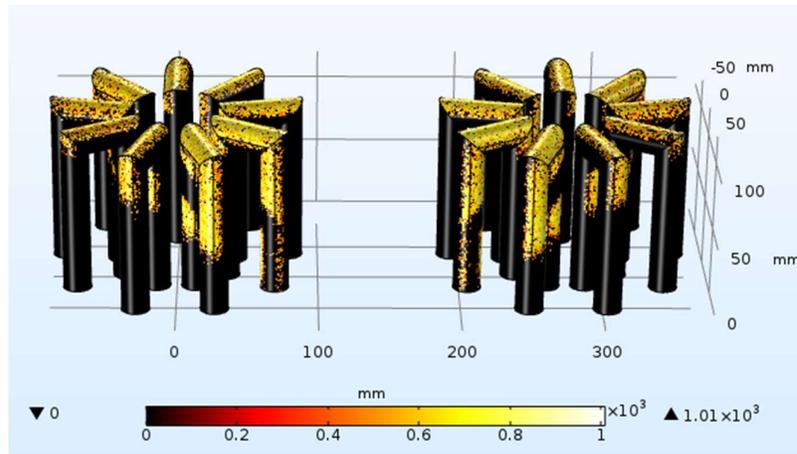
Come nel caso precedente è stato ottimizzato il modello con lo scopo di raggiungere il profilo migliore in termini di temperatura. In questo caso il punto focale è rappresentato da una superficie che comprende entrambi gli scambiatori, e il risultato finale è presentato in figura 4.11.



**Figura 4.11:** Temperatura in Kelvin del motore bi-cilindrico

Si nota immediatamente come il profilo di temperatura per il motore ML3000 presenti temperature più basse a causa dell'ingombro maggiore dato dai due cilindri. La temperatura raggiunta dai due cilindri è infatti intorno ai 750°C, con una notevole

differenza rispetto alla configurazione del motore ML1000. La figura 4.12 mostra anche come il profilo di temperatura lungo la superficie dello scambiatore non sia uniforme come prima e larga parte della superficie dello scambiatore non viene toccata dai raggi.



**Figura 4.12:** Temperatura (in K) lungo la superficie

Rispetto alla configurazione precedente, la superficie maggiore richiesta da una configurazione bi-cilindrica non consente di ottenere una superficie uniformemente irraggiata, il che rappresenta un ulteriore svantaggio. In definitiva, tenendo anche in considerazione che la temperatura di partenza per il ciclo Stirling per il motore in questione è fissata a  $700^{\circ}\text{C}$ , si è scelto di optare per una configurazione mono-cilindrica. I risultati dell'analisi sono mostrati in tabella 4.2, con valori estrapolati dalla simulazione. Il valore di sorgente media di calore al contorno è stato estratto a partire dalla variabile accumulata, ovvero la potenza del raggio depositato, tramite un gruppo di plot 3D sui risultati dell'analisi. Questo dato risulta molto utile per valutare l'andamento della temperatura lungo la superficie del concentratore in funzione del tempo e del materiale ed è stato in seguito utilizzato per le parti successive dell'analisi. Come si vedrà in seguito infatti, è possibile utilizzare questo valore, inserendolo all'interno della fisica "scambio di calore nei solidi", come valore di sorgente termica per calcolare la temperatura raggiunta dalla parete solido-fluido.

**Tabella 4.2:** Risultati analisi scambiatore caldo

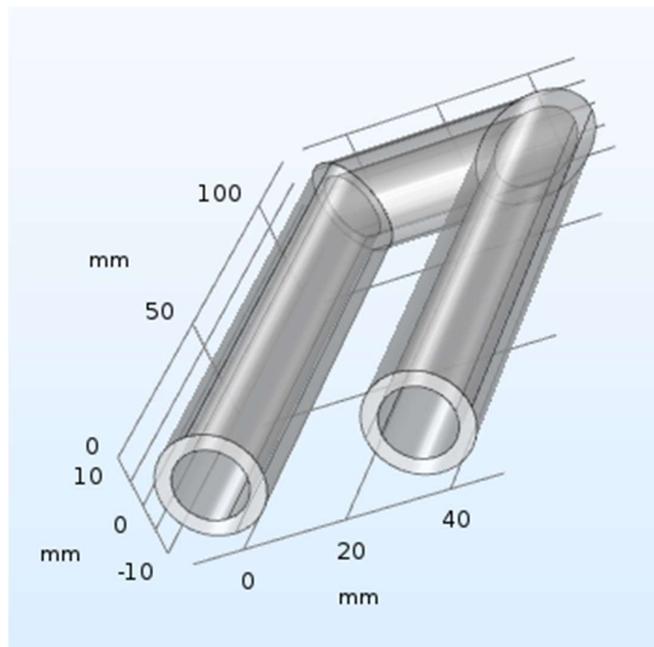
Temperatura massima di irraggiamento ( $^{\circ}\text{C}$ )	900
Sorgente di calore media al contorno ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	5990

Dopo aver effettuato questa scelta, si è passati alla valutazione del materiale da utilizzare per i tubi dello scambiatore sfruttando i risultati ottenuti in tabella 4.2.

### 4.3 Analisi sui materiali per lo scambiatore di calore

I due materiali valutati in questa parte sono i medesimi utilizzati dall'azienda produttrice: AISI 310 e Inconel 625, le cui caratteristiche fisiche e le temperature di esercizio sono state discusse nei capitoli precedenti. Per effettuare queste analisi si è ricorso ad un modello più preciso dello scambiatore di calore. Siccome viene assunto un irraggiamento uniforme medio ricavato dalla simulazione sul concentratore, si prende in considerazione un solo tubo per la simulazione in questione poiché il risultato relativo a un tubo sarà uguale anche per gli altri otto. L'obiettivo di questa parte di analisi è di scegliere il materiale che più si addice alle condizioni operative. In questo modello viene introdotto lo spessore del tubo, come si può vedere in figura 4.13, in cui si utilizza la fisica "Trasmissione di calore nei solidi" presente nella libreria COMSOL, in modo da valutare la temperatura raggiunta dal tubo interno. Questa fisica viene utilizzata per modellare la trasmissione del calore che può avvenire per conduzione, convezione o per irraggiamento.

La temperatura interna è di particolare interesse per la sezione successiva poiché è la parete di contatto solido-fluido. Si punta infatti a massimizzare questa temperatura per consentire al fluido di lavoro contenuto all'interno dello scambiatore di raggiungere la massima temperatura possibile. Trattandosi di una valutazione nel tempo dell'andamento della temperatura in funzione della sorgente di calore al contorno, questa simulazione è effettuata in stato transitorio e non allo stazionario.



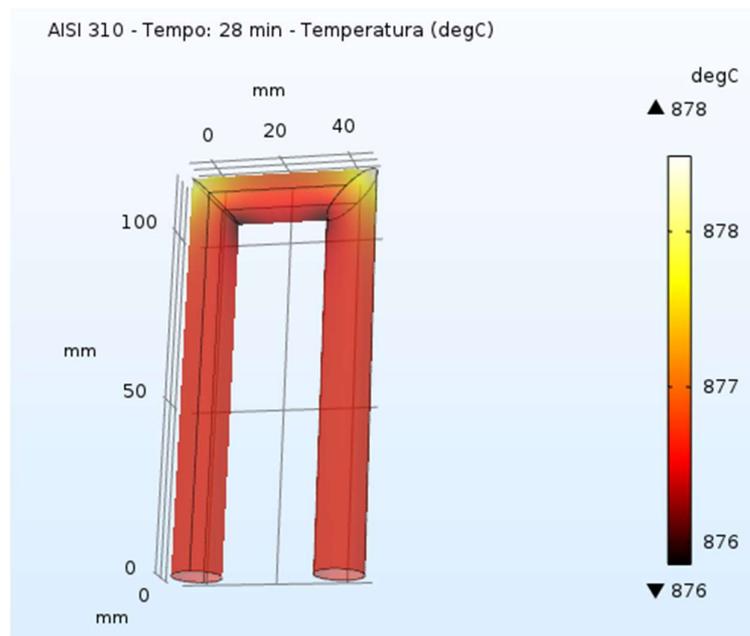
**Figura 4.13:** Geometria del tubo

Dopo aver descritto la geometria, di cui si ricorda lo spessore pari a 3 mm, sono stati inseriti i materiali, entrambi presenti nella libreria dei materiali del software computazionale. Le caratteristiche fisiche di densità, capacità termica a pressione costante

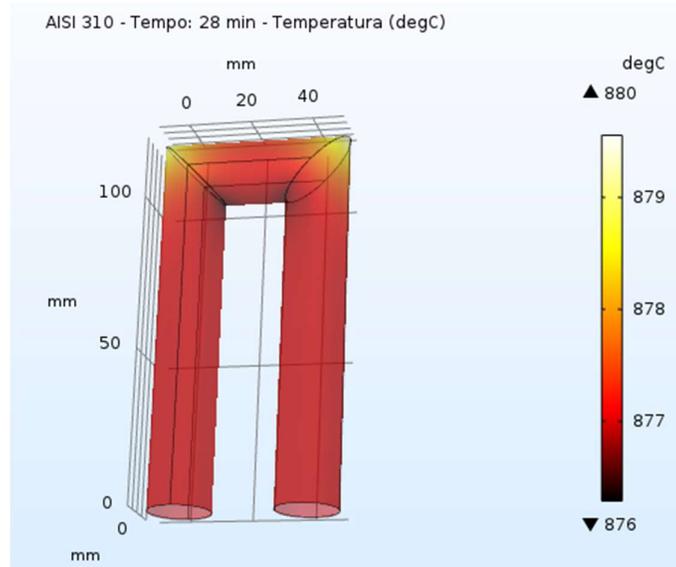
e capacità termica sono state aggiornate con i valori descritti nel capitolo 2. Analogamente alle simulazioni precedenti, dopo aver definito i materiali si è passati alla modellazione fisica del sistema. Questo step è molto semplice poiché la temperatura di partenza è assunta pari a 20°C, e pertanto l'unico valore da inserire è la “*sorgente di calore al contorno*”, con un valore di 5990 W/m<sup>2</sup>, condizione valida unicamente per la superficie esterna. L'impostazione della mesh scelta è una mesh con dimensione “controllata dalla fisica” con dimensione degli elementi “estremamente fitta”.

Le impostazioni per lo studio richiedono di inserire il passo temporale con i relativi valori di inizio e fine analisi. Per questo modello è stato impostato un valore di step temporale pari a 1 minuto, con un range che parte da 0 minuti fino a 30 minuti. L'analisi è stata effettuata per entrambi i materiali ricordando che la temperatura massima che il sistema può raggiungere è di 900°C. Per l'analisi dei risultati si è scelto di creare due nuovi tipi di plot 3D per la visualizzazione della temperatura: uno lungo la superficie interna del tubo e uno che mostri soltanto la superficie esterna irraggiata. Si mostrano i risultati delle due simulazioni dopo un tempo di 28 min. Le figure 4.14 e 4.15 è mostrato il risultato del materiale AISI 310 mentre in figura 4.16 e 4.17 la simulazione effettuata utilizzando Inconel 625.

- AISI 310

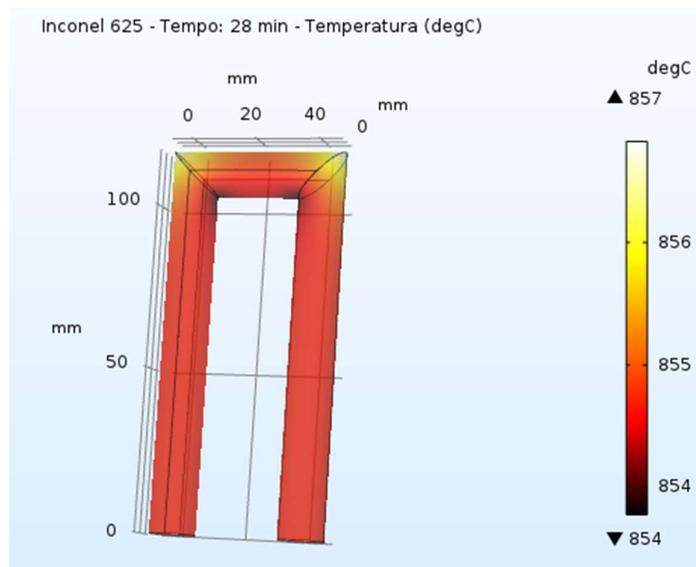


**Figura 4.14:** Profilo di temperatura (°C) interno AISI 310

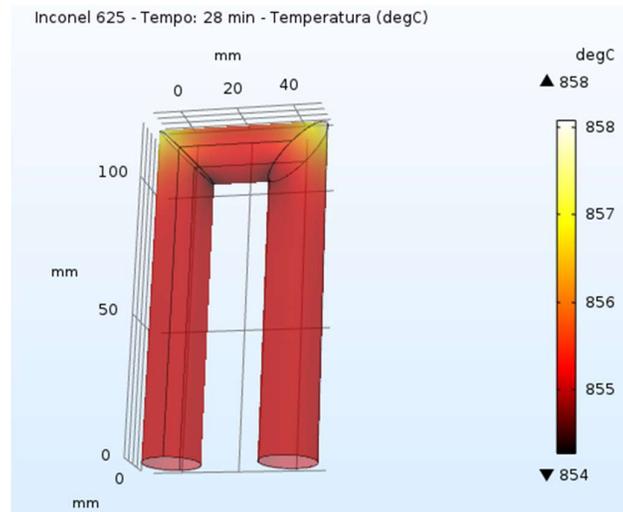


**Figura 4.15:** Profilo di temperatura (°C) esterno AISI 310

- Inconel 625



**Figura 4.16:** Profilo di temperatura (°C) interno Inconel 625



**Figura 4.17:** Profilo di temperatura (°C) esterno Inconel 625

Come si può notare dai risultati ottenuti dalle simulazioni, a parità di tempo si ha un notevole abbassamento della temperatura per conduzione dell'Inconel 625. A seguito di questa analisi si può concludere che il materiale che consente il raggiungimento di temperature più elevate è l'AISI 310, materiale utilizzato per il proseguimento del lavoro. Avendo ricavato la temperatura della parete solido-fluido, si può procedere alla fase successiva che riguarda lo scambio termico con il fluido termovettore.

#### 4.4 Regime fluidodinamico e valutazione della temperatura

Avendo scelto il materiale adatto per lo scambio termico si è successivamente passati alla valutazione del fluido contenuto all'interno dei tubi. La prima parte riguarda il calcolo analitico del coefficiente di scambio termico. Per fare ciò è necessario valutare le proprietà dell'aria ad una temperatura intermedia. La prima ipotesi da fare riguarda la pressione, in cui si sceglie una pressione media pari a 15 bar <sup>[26]</sup>, dato fornito dal produttore, per effettuare le valutazioni delle proprietà fisiche dell'aria. Con l'ausilio del software *Aspen Plus V9* è stato possibile valutare le proprietà dell'aria a 15 bar e a una temperatura media di 500°C. I risultati ottenuti sono mostrati in tabella 4.1, in cui l'aria è stata impostata come miscela composta dal 79% molare di azoto e 21% di ossigeno e il metodo utilizzato per effettuare le suddette valutazioni è stato il metodo "Unifac". In aggiunta alle proprietà fisiche valutate tramite Aspen Plus, sono riportate in tabella il valore del diametro idraulico del tubo, il peso molecolare della miscela gassosa e infine il valore di velocità media all'interno del condotto. Questo valore per un gas si trova in un range che va dai 10 ai 30 m/s, e per il calcolo effettuato è stato scelto un valore di velocità media del gas pari a 15 m/s.

**Tabella 4.3:** Proprietà dell'aria a 500°C e 15 bar

Densità (kg/m <sup>3</sup> )	6.7
Viscosità dinamica (Pa s)	3.64*10 <sup>-5</sup>
Conducibilità Termica (W/mK)	0.056
Capacità termica a pressione costante (J/kgK)	1102.02
Velocità media (m/s)	15
Diametro idraulico (m)	0.014
Peso molecolare (kg/mol)	0.0297

I parametri riportati in tabella 4.3 consentono di calcolare il numero di Reynolds per valutare il regime fluidodinamico del gas. Per calcolare il numero di Reynolds si usa la formula 4.5:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} = 38654 \quad (4.5)$$

Essendo il numero di Reynolds maggiore di 5000 ci si trova in condizioni di regime turbolento. Oltre al numero di Reynolds è possibile, grazie ai parametri a disposizione, calcolare anche il numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = 0.716 \quad (4.6)$$

Per la valutazione del numero di Nusselt bisogna invece ricorrere all'equazione di Dittus-Boelter. L'equazione di Dittus-Boelter è valida in determinate condizioni che devono necessariamente essere verificate. Le tre condizioni riguardano:

- Reynolds maggiore di 10000,
- Prandtl compreso tra 0.6 e 160
- Rapporto L/D maggiore di 10

Essendo nel caso specifico valide tutte e tre le condizioni, è possibile utilizzare la correlazione di Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 94 \quad (4.7)$$

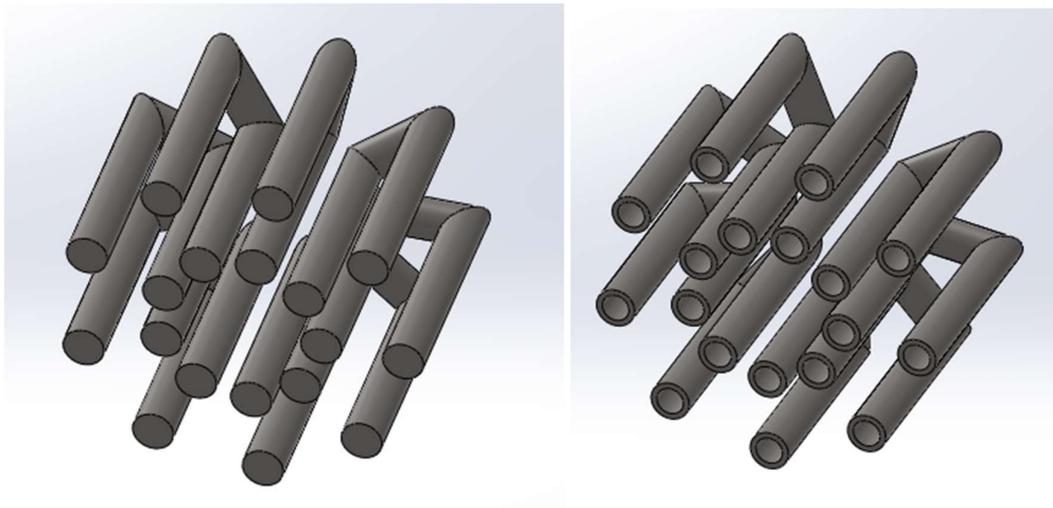
Il numero di Nusselt viene utilizzato a sua volta per ricavare il valore del coefficiente di scambio termico. Questo valore è estremamente importante perché verrà utilizzato per la simulazione termodinamica che consente di valutare la temperatura raggiunta dal fluido di lavoro. Si ha dunque, dalla definizione del numero di Nusselt:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = 376 \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (4.8)$$

Questo valore di coefficiente di scambio termico viene utilizzato per la modellazione dell'ultima simulazione effettuata usando COMSOL. L'ultima simulazione è di tipo multifisico poiché vengono utilizzate due fisiche associate tra loro.

Prima di procedere con la descrizione della simulazione multifisica è stato effettuato un calcolo di verifica sulla pressione media utilizzando la legge dei gas perfetti. L'obiettivo è quello di calcolare dapprima il numero di moli di gas nello scambiatore, e successivamente

per calcolare la pressione media nel ciclo per verificare che i 15 bar di partenza, dato di pressione media nel ciclo dato dal costruttore, siano un valore valido. Per calcolare il numero di moli di gas si è rivelato necessario ricorrere alle funzioni di valutazione di SolidWorks. All'interno della sezione denominata "valutare" del software è presente una funzione chiamata "proprietà di massa". All'interno di questa sezione vengono esposti i dati fisici del sistema progettato. Partendo dalla massa di solido e impostando il valore di densità del materiale AISI 310, che si ricorda essere  $7550 \text{ kg/m}^3$ , viene restituito anche il valore del volume. Essendo il volume richiesto il volume "vuoto", ovvero la porzione di volume al cui interno scorre il gas, questo è stato ottenuto sottraendo al volume dello scambiatore "pieno" il volume dello scambiatore che tiene conto dello spessore. Infatti, essendo la geometria la medesima, la differenza tra il volume del solido intero e il volume contenente i "vuoti" può costituire una stima precisa del volume di fluido. In figura 4.18 vengono mostrati i due progetti di scambiatore caldo dalla cui differenza di volume è stato ricavato il volume desiderato.



**Figura 4.18:** Progetti scambiatore senza spessore e con spessore

In tabella 4.4 sono riportati i risultati del calcolo svolto analiticamente, in cui viene nuovamente riportato il valore della densità dell'aria calcolato in precedenza tramite Aspen Plus utilizzato per calcolare la massa di gas all'interno dello scambiatore a partire dal suo volume. Il calcolo così effettuato è semplicemente un calcolo di verifica per la pressione all'interno del ciclo, per cui ci si attende un leggero scostamento dai 15 bar di pressione media indicati ma può comunque fornire un'indicazione per quanto riguarda le condizioni medie all'interno del ciclo.

**Tabella 4.4:** Parametri fisici dell'aria

Volume scambiatore “pieno” (cm <sup>3</sup> )	735.1
Volume scambiatore con spessore (cm <sup>3</sup> )	374.9
Volume contenente il gas (cm <sup>3</sup> )	360.2
Densità dell'aria a 500°C e 15 bar (kg/m <sup>3</sup> )	6.71
Massa di gas all'interno dello scambiatore (kg)	0.0024
Numero di moli di gas nell'heater (mol)	0.081

Il numero di moli viene utilizzato per ricalcolare la pressione media all'interno dello scambiatore. Per fare ciò, si ricorre alla legge dei gas perfetti, in cui la costante “R” è espressa in Pa\*m<sup>3</sup>/mol/K e assume il valore di 8.314.

$$P = \frac{n \cdot R \cdot T}{V} = 1446012 \text{ Pa} \cong 14.5 \text{ bar} \quad (4.9)$$

Il valore di pressione calcolato in questo modo si avvicina parecchio al valore di pressione media dato dall'azienda produttrice e pertanto per il proseguimento del calcolo possono essere utilizzati i valori fin qui ricavati analiticamente.

La simulazione multifisica rappresenta l'ultimo step fluidodinamico per raggiungere l'obiettivo della valutazione della temperatura raggiunta dal fluido che scorre all'interno dei tubi caldi. Per questa simulazione si è preso in considerazione un solo tubo dello scambiatore poiché valgono le stesse ipotesi descritte nel paragrafo 4.3, ovvero che la valutazione per gli altri tubi seguirà il medesimo andamento. Le fisiche utilizzate per il modello tridimensionale sono due: la prima è la “*trasmissione di calore nei fluidi*”, mentre la seconda è una fisica che simula l'andamento del flusso turbolento. Sono stati scelti come metodi di analisi del flusso turbolento i metodi k-ε e k-Ω standard. I parametri utilizzati in questi due modelli che verranno esposti con maggiore dettaglio in seguito sono:

- k: energia cinetica turbolenta
- ε: tasso di dissipazione turbolenta
- Ω: tasso di dissipazione specifica

Nonostante siano due approcci diversi, i tre termini, che verranno esplicitati e descritti successivamente, sono legati alla viscosità turbolenta, e in particolare si ha, come si può vedere dall'equazione 4.10, che:

$$\omega \propto \frac{\varepsilon}{k} \quad (4.10)$$

I modelli legati alla turbolenza derivano dalla necessità di chiusura delle equazioni di Navier-Stokes. Le equazioni di Navier-Stokes sono un sistema di equazioni alle derivate parziali utilizzate per descrivere il moto di un fluido a livello microscopico. Il sistema di equazioni è un sistema aperto e pertanto necessita di equazioni aggiuntive per essere analiticamente risolto. Il sistema è composto dalle seguenti equazioni:

- Equazione di continuità

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (4.11)$$

- Equazioni di conservazione della quantità di moto

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \cdot (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-p \cdot I + \tau] + \vec{F} \quad (4.12)$$

- Equazione di conservazione dell'energia

$$\rho \cdot c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \cdot T \right) = -(\nabla \cdot \vec{q}) + \tau : S - \frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \cdot \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \cdot p \right] + Q \quad (4.13)$$

I termini inclusi nelle equazioni con le relative unità di misura sono:

- $\rho$ : densità in kg/m<sup>3</sup>
- $\vec{u}$ : vettore velocità in m/s
- $p$ : pressione in Pa
- $T$ : temperatura assoluta in K
- $F$ : vettore che tiene conto delle forze di volume (N/m<sup>3</sup>)
- $\tau$ : tensore degli sforzi viscosi, misurato in Pa
- $Q$ : termine che tiene conto delle fonti di calore (W/m<sup>3</sup>)
- $q$ : vettore flusso di calore in W/m<sup>2</sup>
- $S$ : tensore delle deformazioni (Pa)

Esistono tuttavia delle ipotesi semplificative che permettono di ridurre le equazioni di Navier-Stokes in termini più semplici ai fini del calcolo. Infatti, si possono effettuare le ipotesi di densità costante e fluido incomprimibile. Le 3 ipotesi citate permettono di riscrivere le equazioni di continuità e di bilancio di quantità di moto come segue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot (\nabla \cdot \vec{u}) = 0 \quad (4.14)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \cdot (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-pI + \mu(\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T)] + \vec{F} \quad (4.15)$$

Il metodo generalizzato per le equazioni di Navier-Stokes utilizza la scomposizione delle proprietà di flusso nella somma dei due termini che la descrivono: un termine medio e un termine fluttuante. L'equazione 4.10 mostra la scomposizione della velocità del flusso nelle equazioni di Navier-Stokes scomposte, in cui la prima componente è la componente media mentre la seconda descrive la componente fluttuante.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.16)$$

La scomposizione delle equazioni secondo questo metodo prende il nome di RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations*), che è il tipo di modello della turbolenza che anche il software computazionale consente di implementare al suo interno. Le RANS regolano il trasporto di grandezze medie di flusso, a cui vengono introdotti dei termini aggiuntivi all'interno delle equazioni che permettono alle stesse di raggiungere una chiusura. Altri metodi alternativi alle RANS, i quali non vengono trattati in dettaglio in quanto non utilizzati ai fini della modellazione, sono i modelli LES (*Large Eddy Simulation*), con le sue varianti VLES (*Very Large Eddy Simulation*) e DES (*Detached*

*Eddy Simulation*), oltre alla variante delle RANS, il metodo URANS (*Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) [27]. Il metodo RANS è il più utilizzato per studiare flussi turbolenti con elevato numero di Reynolds. La scomposizione delle equazioni di Navier-Stokes in componente media e fluttuante porta a riscrivere il sistema di equazioni come segue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.17)$$

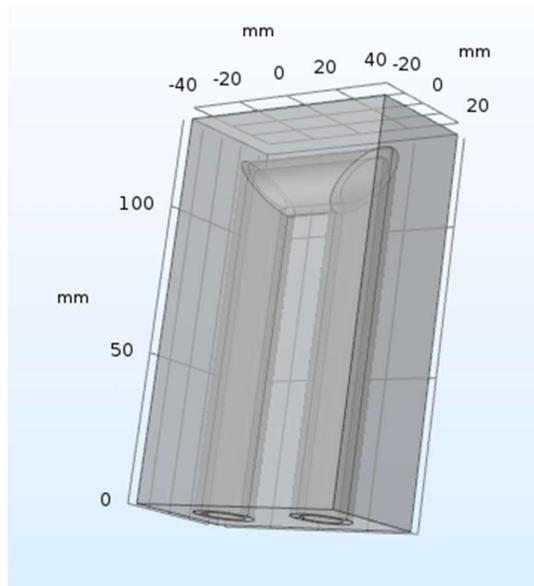
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.18)$$

Questo sistema di equazione costituisce le RANS. Di particolare interesse è l'ultimo termine dell'equazione 4.18, chiamato " *tensore degli sforzi di Reynolds* ". Questo termine non è possibile calcolarlo analiticamente e fa sorgere il problema della chiusura del sistema. Nei modelli matematici per il calcolo delle equazioni di Navier-Stokes si utilizza l'approssimazione di Boussinesq, che permette di esprimere il tensore degli sforzi in funzione dei gradienti di velocità medi, come riportato nell'equazione 4.19.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.19)$$

L'ipotesi di Boussinesq introduce il valore  $\mu_t$ , la viscosità turbolenta. Questo valore è legato ai due parametri fondamentali dei metodi k- $\epsilon$  e k- $\Omega$ , oltre al modello Spalart-Allmaras che non viene trattato poiché inutilizzato nel presente progetto. La viscosità turbolenta è infatti legata a questi termini e consente una chiusura delle equazioni di Navier-Stokes.

La simulazione multifisica parte da queste considerazioni per il flusso turbolento. La geometria comprendente il tubo interno e il tubo esterno è stata modificata mediante l'aggiunta di un parallelepipedo al cui interno vengono posizionati i tubi, come si può apprezzare in figura 4.19.

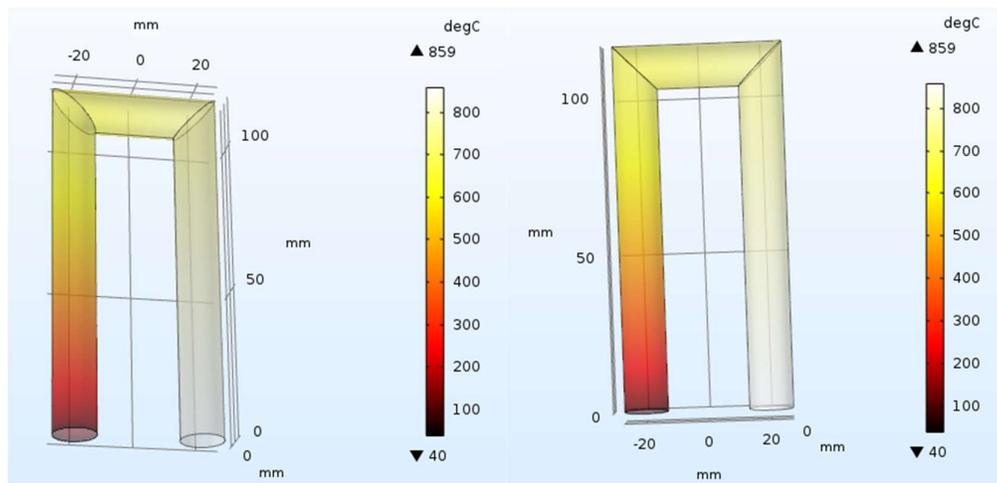


**Figura 4.19:** Geometria simulazione multifisica

La scelta di aggiungere il parallelepipedo è stata effettuata in modo da poter inizializzare la temperatura esterna pari al valore di temperatura ricavato dall'irraggiamento termico sullo scambiatore. La fisica riguardante lo scambio di calore nei fluidi è stata modellata inizializzando la temperatura esterna del parallelepipedo con un valore di 890°C. La fisica in questione consente di specificare le pareti solide, per le quali si utilizza AISI 310 con i parametri già utilizzati per le simulazioni precedenti, così come è stato inserito il termine di flusso termico convettivo, pari a 376 W/m<sup>2</sup>/K. Infine, come da progetto, si è impostata la temperatura di ingresso del fluido freddo a 40°C.

La seconda parte della simulazione riguardante il flusso turbolento, per cui è stata utilizzata la pressione media all'interno dello scambiatore pari a 14.5 bar, con una velocità di influsso normale alla parete di ingresso pari a 15 m/s. L'ultimo passaggio di modellazione riguarda l'accoppiamento delle due fisiche tramite il "Multiphysics", dove è stato definito un "accoppiamento di temperatura" che lega le due fisiche e che ha come sorgente la trasmissione di calore nei fluidi e come destinazione il flusso turbolento.

La mesh scelta per la simulazione è stata impostata secondo la fisica con una dimensione standard fitta. Dapprima si è scelta una mesh normale per poi essere infittita nella simulazione successiva. Siccome i risultati delle due simulazioni non presentavano differenze rilevanti si è scelto di non procedere con un ulteriore infittimento che sarebbe risultato eccessivo anche in termini di tempo computazionale. Il primo metodo utilizzato è il k-ε e in seconda battuta si è utilizzato il k-Ω. Il prodotto della simulazione viene mostrato in figura 4.20, in cui si mostra il profilo di temperatura raggiunto dall'aria in pressione all'interno del tubo.



(A) Profilo di temperatura k-ε

(B) Profilo di temperatura k-Ω

**Figura 4.20:** Risultati simulazione multifisica

La velocità all'interno dei tubi raggiunge un valore massimo di 20.7 m/s e non si riscontrano differenze particolari nell'utilizzo dei due metodi computazionali, in particolare per quanto riguarda la temperatura raggiunta. Si ha dunque che per il prosieguo del progetto la temperatura raggiunta dal gas termovettore all'interno dello scambiatore è di 859°C, mentre la temperatura fredda si assesta sui 40°C. Anche le ipotesi relative alla

pressione all'interno dello scambiatore sono state confermate. Infatti, utilizzando il valore di temperatura massima di 859°C si ha un valore di pressione massima all'interno del ciclo di 21.2 bar, anch'esso in linea con le ipotesi di partenza. La pressione massima viene raggiunta all'interno del lato caldo dello scambiatore a causa della maggiore temperatura raggiunta e al minore volume dello scambiatore rispetto al volume del cilindro. I calcoli riportati sono calcoli di verifica sulla pressione che certificano l'accuratezza delle simulazioni.

Questi dati relativi alle temperature sono stati valutati in modo da poter essere utilizzati per l'analisi sul rendimento del ciclo Stirling reale. I dati di input sono infatti relativi ai volumi delle sezioni del motore e soprattutto alle temperature operative del fluido. Infatti, verrà espresso nel prossimo capitolo il metodo di valutazione del lavoro prodotto dal ciclo in cui i dati di partenza saranno la temperatura del lato freddo, quella del lato caldo e infine la temperatura del rigeneratore, che come si vedrà più avanti può essere espressa come media logaritmica delle prime due.

## 5. Ciclo Stirling reale e potenza generata

In questo capitolo vengono utilizzati i risultati ottenuti nel capitolo 4 per simulare attraverso delle ipotesi un ciclo Stirling reale che consenta di ricavare il valore di potenza termica del ciclo in funzione dei parametri ottenuti. I metodi di analisi per il ciclo Stirling reale utilizzano delle ipotesi semplificative di previsione del ciclo pertanto è prevedibile che vi siano discrepanze tra i valori calcolati analiticamente e i valori misurati sperimentalmente a parità di condizioni. Si sono visti nel capitolo precedente gli step di simulazione che hanno portato a ricavare la temperatura in uscita del fluido caldo. Grazie a quel valore è ora possibile simulare un ciclo Stirling reale per analizzare la potenza termica generata dal motore alimentato dal concentratore solare. Nel capitolo 3 è stato descritto il ciclo Stirling ideale dal punto di vista termodinamico e le ipotesi che si discostano dal caso reale. Le analisi algebriche sui cicli Stirling reali si possono dividere in due modelli, entrambi del secondo ordine: il modello “isotermo” e il modello “adiabatico”. All’interno di questa tesi è stato selezionato il modello isotermo, il quale parte dalle analisi di Schmidt sul motore Stirling e rappresenta un modello più semplificato rispetto a quello adiabatico. Esso fornisce una stima del lavoro per ciclo del motore ma per analisi più approfondite e precise sarebbe opportuno confrontare i risultati ottenuti con quelli del modello adiabatico, che utilizza delle semplificazioni più vicine alla realtà, per avere una maggiore completezza di analisi.

In questo capitolo si è partiti dalla valutazione approssimata della potenza mediante l’utilizzo di un metodo empirico del primo ordine. Questo valore è stato confrontato con il valore di potenza termica valutato tramite il modello isotermo del secondo ordine. Verranno dunque descritti in dettaglio in questo capitolo il metodo del primo ordine che segue l’equazione di Beale e il metodo del secondo ordine utilizzando le ipotesi isoterme. L’analisi è stata tratta dal manuale “*Stirling engine design manual*” pubblicato da W. Martini preparato per la NASA e per il dipartimento di energia degli Stati Uniti (U.S. DOE) [28]. Il motore  $\alpha$ -Stirling può essere suddiviso in diverse sezioni come viene mostrato in figura 5.1. Le ipotesi sono state utilizzate per simulare attraverso dei parametri geometrici e fisici del motore a due pistoni la potenza termica che può essere generata nelle condizioni di processo. Infine, si è ricavato il risultato desiderato di potenza elettrica dell’intero sistema grazie all’accoppiamento del motore Stirling con un generatore elettrico a magneti permanenti per la conversione dell’energia.

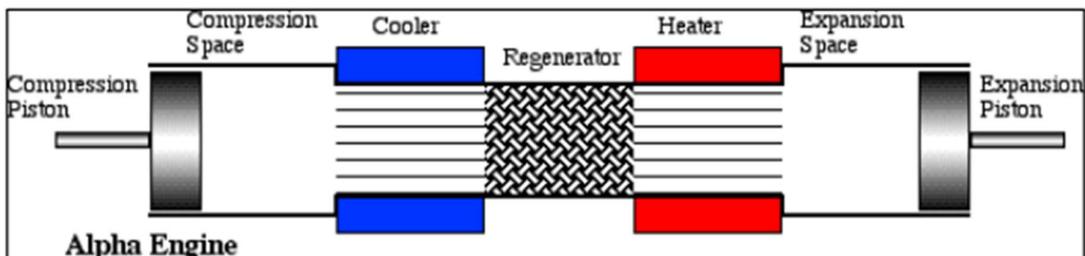


Figura 5.1: Sezione del motore  $\alpha$ -Stirling

In particolare, dalla figura 5.1 si notano 5 diverse sezioni del motore:

- Spazio di compressione
- Cooler (lato freddo)
- Rigeneratore
- Heater (lato caldo)
- Spazio di espansione

La suddivisione così presentata risulta utile per implementare i metodi presentati e consente di effettuare alcune ipotesi riguardanti i volumi e le temperature di ciascuna sezione.

## 5.1 Metodo del primo ordine: l'equazione di Beale

Il metodo del primo ordine si basa sull'equazione di Beale, un metodo empirico semplificato che consente di calcolare la potenza termica prodotta da un motore Stirling utilizzando una semplice formula:

$$P = Be \cdot p \cdot f \cdot V_0 \quad (5.1)$$

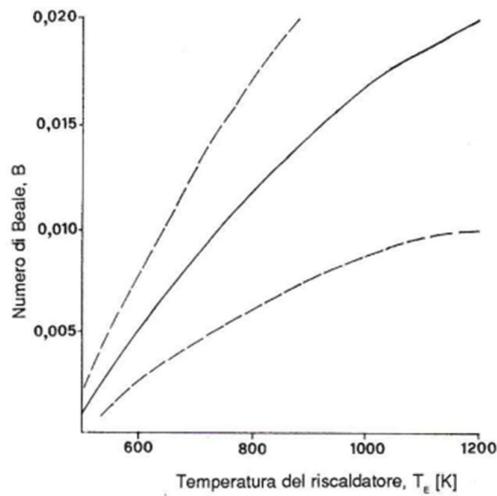
dove

- $P$  è la potenza termica (W)
- $p$  è la pressione media nel ciclo (bar)
- $f$  è la frequenza del ciclo (Hz)
- $V_0$  è lo spostamento del pistone motore ( $\text{cm}^3$ )
- $Be$  è una quantità adimensionata chiamata Numero di Beale

L'equazione può essere riscritta come segue:

$$\frac{P}{p \cdot f \cdot V_0} = \text{cost.} \quad (5.2)$$

Il gruppo adimensionato dell'equazione 5.2 viene chiamato "Numero di Beale", e si rivela valido come approssimazione per qualsiasi configurazione e dimensione del motore Stirling analizzato. Il numero di Beale nel caso reale non è un parametro costante, bensì presenta un range di valori e non ha dipendenza univoca dalla temperatura. In figura 5.2 è mostrato un grafico che descrive l'andamento del numero di Beale in funzione della temperatura del riscaldatore <sup>[29]</sup>. Si nota facilmente come la funzione non sia definita univocamente per ogni valore di temperatura ma presenti un range di valori.



**Figura 5.2:** Numero di Beale in funzione della temperatura dell'heater

Il valore della curva non tratteggiata presenta un valore, alla temperatura di 1130 K, di circa 0.015 e pertanto è possibile utilizzare la formula 5.1 presentata nello “Stirling engine design manual” con il numero di Beale pari a 0.015.

Essendo i parametri del ciclo utilizzato in questo progetto noti, riportati in tabella 5.1, si può procedere con la stima preliminare della potenza prodotta mediante l'equazione di Beale. La frequenza del ciclo è stata calcolata a partire dai giri del motore, il cui dato è mostrato in tabella 3.1, pari a 600 rpm. Si utilizza per il calcolo il valore di pressione media nel ciclo fornita da Genoastirling per il motore che, come riporta la tabella 3.1, è pari a 15 bar.

**Tabella 5.1:** Valori per l'equazione di Beale

Pressione media nel ciclo	bar	15
Frequenza del ciclo	Hz	10
Spostamento del pistone	cm <sup>3</sup>	524.6

L'equazione consente di ricavare un valore di potenza termica pari a 1.18 kW. Questo valore di partenza deve necessariamente essere confrontato con un metodo algebrico più preciso ma rappresenta comunque una buona stima iniziale per analizzare le prestazioni del motore.

## 5.2 Metodo del secondo ordine: modello isoterma

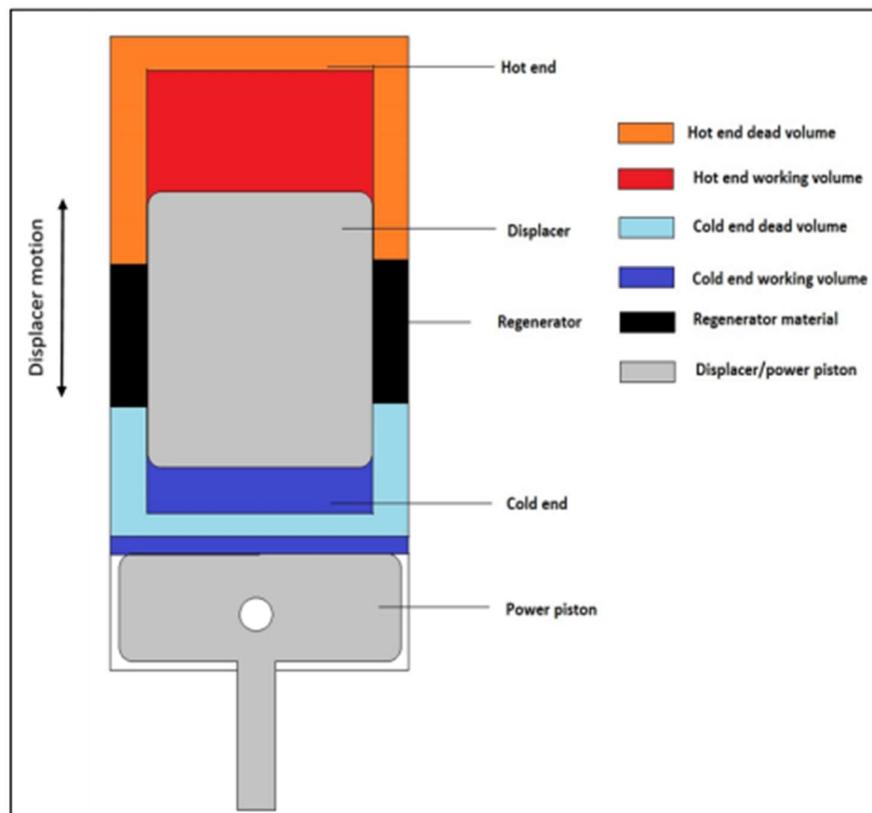
Il metodo isoterma è un modello di simulazione di un ciclo Stirling reale in cui l'unica incognita presente è la pressione. Il modello presentato in questa sezione è stato tratto dal "*Thermodynamic analysis of a Stirling engine using second order isothermal and adiabatic models for application in micropower generation systems*" pubblicato da N. S. Hirve<sup>[30]</sup>, che a sua volta utilizza il metodo del già citato "*Stirling engine design manual*". Esso si basa sulle ipotesi di Schmidt del modello isoterma, che vengono sintetizzate come segue:

- 1) La temperatura dei volumi "operativi" durante le operazioni di espansione e compressione è considerata costante. Questa ipotesi fondamentale, che dà il nome all'intera analisi, permette di ridurre la variabile temperatura ad una costante
- 2) La variazione di volume all'interno del volume varia con andamento sinusoidale. Questa assunzione è importante per vincolare la variabile del volume, che può adesso essere valutata per ogni valore di angolo di manovella ("crank angle")
- 3) Non vi sono perdite di fluido all'interno del motore. Ciò implica che il numero di moli di gas rimane costante durante il ciclo. Essendo dunque noti i valori di temperatura, volume e numero di moli, si può calcolare il valore di pressione istantanea per ogni istante  $N$  del ciclo
- 4) Il fluido operativo segue la legge dei gas perfetti, condizione fondamentale per legare le proprietà fisiche del gas tra di loro
- 5) La pressione è costante all'interno del motore. Questa ipotesi serve per eliminare il termine  $VdP$  per il calcolo del lavoro in ogni istante facendo restare nell'equazione solamente il termine  $PdV$
- 6) La temperatura del lato freddo e del lato caldo sono costanti e uguali alle temperature del gas. L'ipotesi in questione non influisce l'analisi isoterma ma implica che non ci sono differenze di temperatura tra le pareti del cilindro e il gas e di conseguenza elimina l'irreversibilità legata alla trasmissione del calore tra differenze di temperature finite
- 7) Il lavoro istantaneo è dato dall'equazione  $PdV$ , inteso come pressione istantanea per volume istantaneo. Il lavoro del ciclo è la somma di tutti i valori istantanei lungo tutto il ciclo che varia tra crank angle  $0^\circ$  e  $360^\circ$

- 8) La rigenerazione è considerata perfetta. Questo non accade nel caso reale e infatti le prestazioni del motore subiscono un notevole decremento
- 9) Attriti e altre perdite dovute a meccanismi di scambio termico sono trascurate
- 10) La temperatura del rigeneratore è costante e uguale alla media logaritmica del lato freddo e del lato caldo

La divisione del motore nelle varie sezioni per l'analisi isoterma è riportata in figura 5.3. È importante sottolineare come la figura 5.3 si riferisca ad una configurazione di un motore Stirling in configurazione *free-piston* e non  $\alpha$ , ma è utile per capire la suddivisione dei volumi di controllo.

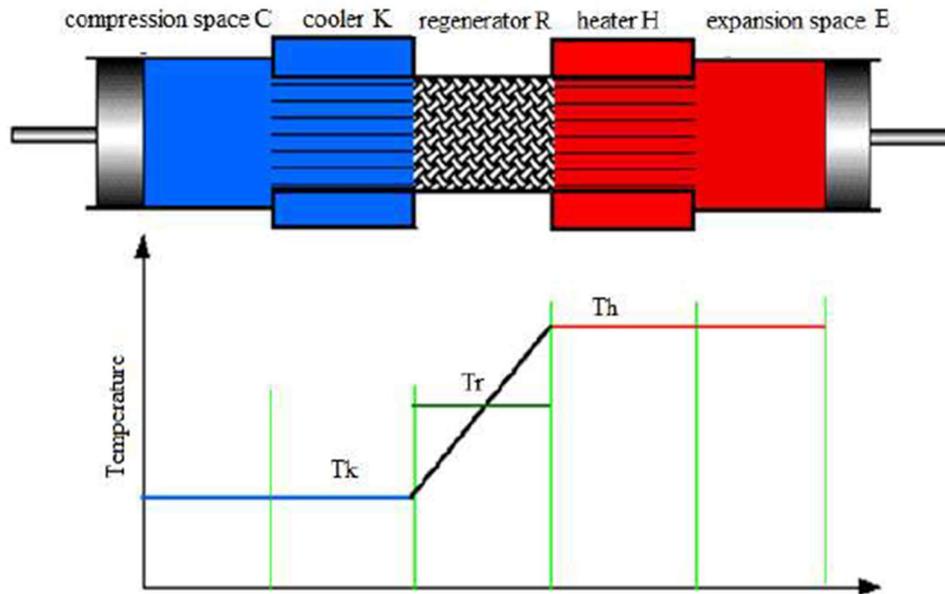
### Isothermal analysis of the Stirling cycle



**Figura 5.3:** Volumi di controllo per analisi isoterma

Le semplificazioni di Schmidt hanno particolare validità quando si trattano configurazioni di motore Stirling di tipo *free-piston*, una configurazione simile alla configurazione  $\beta$ . La principale differenza di questa configurazione con il motore  $\alpha$ -Stirling è la presenza del dislocatore. Infatti, nel motore  $\alpha$ -Stirling ci sono due cilindri separati e non uno solo, per cui le ipotesi di Schmidt vanno rielaborate per ottenere un modello adatto per una

configurazione a due pistoni. In figura 5.4 è mostrato un motore di tipo alfa con i relativi campi di temperatura dovuti alle ipotesi di Schmidt. Si ha dunque che la temperatura nel lato caldo del motore è costante e calcolata pari a 859°C, e lo stesso si può dire del lato freddo che ha invece un valore di temperatura fissato a 40°C. Il campo di temperatura del rigeneratore presenta un andamento differente, ma come specificato dalle ipotesi di Schmidt può essere valutato in funzione delle temperature del lato freddo e del lato caldo.



**Figura 5.4:** Profilo di temperatura nell'analisi isoterma

Essendo note le temperature del lato freddo e del lato caldo, rispettivamente pari a 40°C (313 K) e 859°C (1132 K), si può calcolare la temperatura del rigeneratore:

$$T_{reg} = \frac{T_H - T_C}{\ln\left(\frac{T_H}{T_C}\right)} = 637 \text{ K} \cong 364^\circ\text{C} \quad (5.3)$$

Attraverso il “Stirling engine design manual” si trova un metodo di valutazione delle ipotesi di Schmidt adattati per le configurazioni alfa a due pistoni separati.

Il metodo isoterma può essere adattato ad un sistema che utilizza due pistoni separati, la configurazione  $\alpha$ , in maniera estremamente precisa utilizzando un modello presentato da G. Walker nel manuale “Stirling engines” del 1980 <sup>[31]</sup>, in cui viene definita l'equazione che tiene in considerazione le ipotesi di Schmidt. L'equazione è riportata come segue, e ha come risultato il valore di lavoro per ciclo in J/cycle:

$$W = P \cdot V_T \cdot \frac{\pi \cdot (1 - AU)}{K + 1} \cdot \left(\frac{1 - DL}{1 + DL}\right)^{1/2} \cdot \frac{DL \cdot \sin(ET)}{1 + (1 - DL^2)^{1/2}} \quad (5.4)$$

I parametri utilizzati per ricavare il lavoro per ciclo attraverso la formula 5.4 sono:

- P è la pressione massima nel ciclo (MPa)
- $V_T$  è il volume spazzato totale, somma del lato freddo e caldo:  $V_T = V_L + V_K$  (cm<sup>3</sup>)
- $V_L$  è il volume spazzato nella fase di espansione (cm<sup>3</sup>)
- $V_K$  è il volume spazzato nella fase di compressione (cm<sup>3</sup>)
- K è il rapporto di volume spazzato:  $K = V_K/V_L$
- AU è il rapporto tra le temperature lato freddo e lato caldo:  $AU = T_C/T_H$
- $T_C$  è la temperatura nel lato freddo misurata in K
- $T_H$  è la temperatura nel lato caldo misurata in K
- TR è la temperatura del rigeneratore, calcolata come media logaritmica delle temperature di lato freddo e caldo, sempre espressa in K
- AL è l'angolo di fase misurato in gradi, per una configurazione alfa è sempre pari a 90°
- VD è la somma totale dei volumi morti dei lati di espansione, compressione e rigenerazione, espressa in cm<sup>3</sup>
- RV è il rapporto noto come "dead volume ratio", dato da  $VD/V_L$

I parametri elencati sopra servono per calcolare i tre gruppi empirici presentati da Walker nel manuale "Stirling engines", fondamentali per valutare il ciclo Stirling reale in un motore alfa:

$$S = \frac{2 \cdot RV \cdot AU}{AU + 1} \quad (5.5)$$

$$DL = \frac{(AU^2 + 2 \cdot AU \cdot K \cdot \cos(AL) + K^2)^{1/2}}{(AU + K + 2 \cdot S)} \quad (5.6)$$

$$ET = \tan^{-1} \left( \frac{K \cdot \sin(AL)}{AU + K \cdot \cos(AL)} \right) \quad (5.7)$$

In tabella 5.2 sono mostrati i dati geometrici e fisici di partenza per l'analisi e i risultati relativi al calcolo dell'equazione analitica 5.4. Il valore di pressione massima è stato posto a 21 bar, pari al valore calcolato e in linea con i dati di letteratura utilizzati. Per quanto riguarda invece le scelte sul volume morto totale, esso è la somma dei volumi morti delle tre sezioni. Il valore di volume morto del rigeneratore è stato impostato pari a 153.3, lo stesso valore delle altre due sezioni. Questo può rappresentare un valore leggermente conservativo poiché il volume del rigeneratore è leggermente inferiore a quello dei cilindri.

**Tabella 5.2:** Modello isoterma del ciclo Stirling reale

<b>Definizione</b>	<b>Simbolo</b>	<b>Unità di misura</b>	<b>Valore</b>
Pressione massima nel ciclo	P	MPa	2.1
Volume spazzato totale	VT	cm <sup>3</sup>	1049,2
Volume spazzato in espansione	VL	cm <sup>3</sup>	657,94
Volume spazzato in compressione	VK	cm <sup>3</sup>	569,05
Rapporto tra volumi spazzati	K	-	1,16
Temperatura lato freddo	TC	K	313
Temperatura lato caldo	TH	K	1132
Rapporto di temperature	AU	-	0,28
Temperatura del rigeneratore	TR	K	637,09
Angolo di fase	AL	°	90
Volume morto totale	VD	cm <sup>3</sup>	459,9
Dead volume ratio	RV	-	0,70
<b>Calcolo dei parametri di Walker</b>			
	S	-	0,30
	DL	-	0,58
	ET	°	76,55
Lavoro per ciclo del motore	W	J/cycle	372,98

Ricordando il valore di frequenza ciclo, calcolato a partire dalle rivoluzioni per minuto del motore, si ricava in conclusione la potenza termica di output del ciclo Stirling nelle condizioni operative come segue:

$$P_{th} = W \cdot f = 3729.8 \text{ W} \quad (5.8)$$

Il valore di potenza termica così ottenuto è molto elevato e si discosta notevolmente dal valore di partenza dell'equazione di Beale. Questo valore va infatti corretto perché le ipotesi di Schmidt forniscono una notevole sovrastima dei valori di potenza termica rispetto al caso reale. A fronte di ciò, il "Stirling engine design manual" fornisce un termine correttivo per la potenza termica in uscita pari al 30-40% di quella calcolata dall'analisi di Schmidt. Per mantenere un approccio conservativo si è scelto di utilizzare il fattore più restrittivo, pari a 0.3. Questo valore ricavato sperimentalmente fornisce una stima accurata della potenza termica del motore Stirling alfa. Infatti, applicando questo fattore correttivo al caso in esame si ha che la potenza termica del motore è di circa 1118.93 W, valore molto vicino alla stima effettuata mediante l'uso dell'equazione di Beale. Si può dunque utilizzare questo valore per valutare la potenza elettrica generata dal sistema a partire dall'energia termica.

### 5.3 Generazione di energia elettrica

L'ultimo passo da seguire è la conversione dell'energia termica in energia elettrica. Con un valore di circa 1.12 kW di potenza termica è possibile utilizzare un alternatore a magneti permanenti. Il motore Stirling preso in esame utilizza infatti questo dispositivo poiché garantisce elevate efficienze di trasformazione. L'alternatore ha la funzione di convertire l'energia ed è fondamentale anche in questo caso raggiungere efficienze elevate per limitare le perdite energetiche. La tecnologia scelta per questa operazione è l'alternatore Eogen prodotto dall'azienda Mecc Alte <sup>[32]</sup>, utilizzato per la generazione sostenibile di energia elettrica.

Esistono diverse versioni del dispositivo in funzione della potenza ottenibile. Questi modelli sono caratterizzati da un valore di potenza in condizioni nominali, ovvero misurate ad una velocità nominale di 415 rpm, che forniscono un voltaggio in suddette condizioni pari a 400 V. Il modello viene scelto in funzione della potenza nominale. La figura 5.5 mostra l'andamento dei 3 modelli disponibili di alternatore a magneti permanenti.

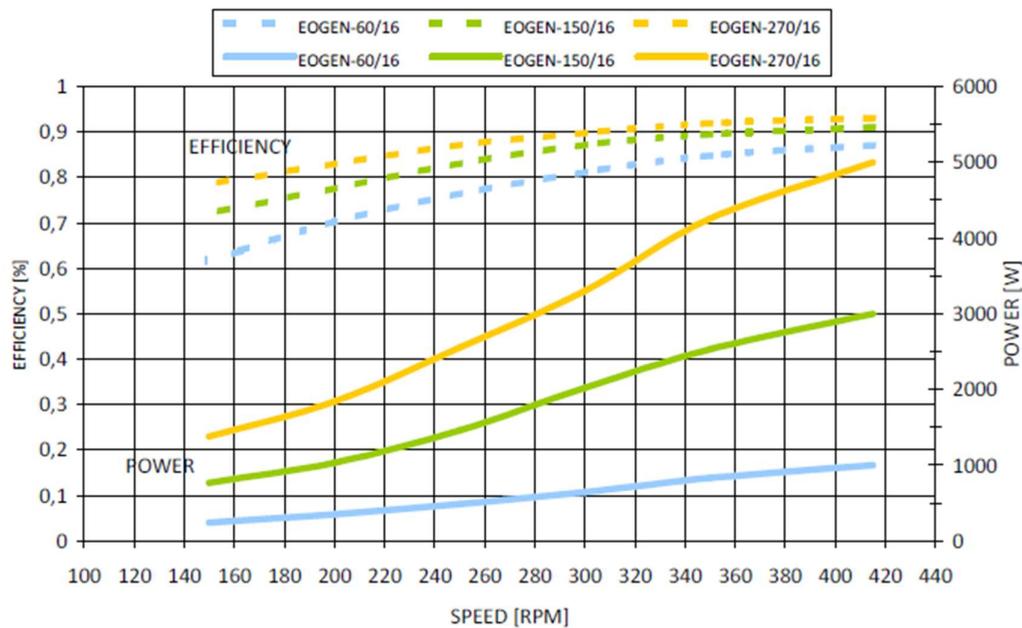


Figura 5.5: Curve di efficienza per l'alternatore a magneti permanenti

Il valore di interesse nella scelta del modello è dato dall'efficienza in condizioni di potenza di circa 1 kW. Seguendo le curve in figura si ha che per una potenza di 1 kW, il modello Eogen-60/16 la cui curva è di colore azzurro presenti un valore di efficienza di poco inferiore al 90%, pari a 88% nella curva tratteggiata che indica l'efficienza di generazione di energia.

Questo dato è estremamente importante poiché consente di ricavare il dato di output desiderato, ovvero la potenza elettrica generata dal sistema accoppiato Dish-Stirling. La tabella 5.3 riassume i risultati dell'analisi di generazione energetica.

**Tabella 5.3:** Risultati analisi di generazione energetica

<b>Parametro</b>	<b>Unità di misura</b>	<b>Valore</b>
Irraggiamento medio sul concentratore	W/m <sup>2</sup>	800
Temperatura fluido lato caldo	°C	859
Potenza termica	kW	1.12
Efficienza generatore elettrico	%	88
Potenza elettrica generata	kW	0.99

In conclusione, si ha che l'analisi completa di generazione di energia a partire dall'irraggiamento solare lungo le pareti dello scambiatore di calore del motore Stirling consenta di produrre all'incirca 1 kW di energia elettrica. Il dato è perfettamente in linea con il parametro progettuale di potenza di output per il motore Genoastirling ML1000, che fissa la potenza elettrica generata ad un valore di 1.1 kW.

## 6. Conclusioni

I risultati ottenuti dall'analisi di generazione di energia da fonti rinnovabili sono certamente interessanti, specialmente se si considerano valori di irraggiamento verificati in periodi caldi dell'anno. Ci si attende pertanto che un abbassamento dei valori di irraggiamento possa rendere il sistema decisamente meno efficiente rispetto ai valori ricavati nel capitolo 5. Ciò detto, l'installazione di un sistema di captazione solare associato ad un motore Stirling presenta valori di rendimento estremamente elevati, specie se comparati con metodi di generazione di energia elettrica rinnovabile alternativi. Per raggiungere un livello di efficacia di analisi ancora migliore c'è la possibilità di utilizzare il modello adiabatico per l'analisi del ciclo Stirling reale, il quale consente di ottenere valori ancor più vicini al caso reale. Ciononostante, i risultati ottenuti permettono di trarre conclusioni positive per quanto riguarda le temperature di irraggiamento del concentratore solare e la produzione di energia elettrica. Grazie alla precisione del sistema le temperature che si riescono a raggiungere sono estremamente elevate. Un modo per migliorare la generazione di energia elettrica deve inevitabilmente passare attraverso lo step di aumento della temperatura raggiungibile dal fluido termovettore. Un aumento della temperatura calda del gas, infatti, aumenta la potenza generata.

Le perdite di efficienza di un sistema accoppiato sono anch'esse oggetto di studio per essere minimizzate. Risulta evidente come una diminuzione delle perdite ottiche del concentratore, date dai diversi fattori discussi nel progetto, porterebbe il sistema ad un miglioramento delle prestazioni, così come la possibilità di utilizzare alettature per aumentare l'area di scambio dello scambiatore di calore avrebbe un'influenza positiva sul sistema. Tutte queste caratteristiche possono rappresentare degli aspetti su cui poter lavorare per migliorare ancor di più un sistema che di per sé presenta dei risultati molto positivi.

È stato discusso nel capitolo 2 l'irraggiamento, in cui è stato specificato che questo dato non è costante durante l'arco della giornata ma presenta variazioni significative. A tal proposito, si è scelto di effettuare una variazione nel sistema utilizzando un valore di irraggiamento medio più basso, tipico delle stagioni invernali, pari a  $400 \text{ W/m}^2$ . Dimezzando il valore di irraggiamento ci si attende ovviamente che la temperatura raggiunta dal fluido, per cui sono state utilizzate le stesse ipotesi di partenza, sia più bassa degli  $859^\circ\text{C}$  calcolati in precedenza. Questo porta inevitabilmente ad una diminuzione della potenza generata in uscita dal sistema concentratore-motore. La temperatura in queste condizioni raggiunta dall'aria calda è decisamente inferiore, pari a  $724^\circ\text{C}$ . Questo significa che, eseguendo l'analisi di Schmidt come nel caso in esame, la potenza elettrica in uscita scende intorno a  $0.81 \text{ kW}$ . Questa riduzione nelle stagioni più fredde può rappresentare un limite impiantistico ma va anche detto che non si notano perdite di efficienza estremamente elevate. La capacità di assottigliare le perdite energetiche dovute all'irraggiamento può senz'altro costituire un pregio ma va pur sempre tenuto in considerazione questo fatto per un'analisi di produttività su base annuale. L'irraggiamento è dunque un fattore influenzante però nonostante ciò il sistema consente comunque di garantire una produzione di energia superiore agli  $800 \text{ W}$  anche nelle condizioni di minor irraggiamento.

L'obiettivo del progetto, infine, era quello di far luce su tecniche di produzione di energia "pulita" nella speranza che lo sviluppo e il miglioramento delle tecniche già attualmente disponibili subiscano un ulteriore step di crescita e di espansione. La transizione da energia di origine fossile a energia rinnovabile è infatti fondamentale per la salvaguardia non solo degli esseri viventi che popolano il pianeta ma per la sopravvivenza del pianeta stesso, che per primo trarrebbe enormi benefici da questo passaggio che ci si augura possa avvenire al più presto.

## 7. Bibliografia

- [1] <https://www.who.int/teams/environment-climate-change-and-health/air-quality-and-health/ambient-air-pollution>
- [2] M. Shahbaz, C. Raghutla, K. Reddy Chittedi, Z. Jiao, X. Vinh Vo, *The effect of renewable energy consumption on economic growth: Evidence from the renewable energy country attractive index*, Energy, Volume 207, 2020
- [3] V. Siva Reddy, S.C. Kaushik, K.R. Ranjan, S.K. Tyagi, *State-of-the-art of solar thermal power plants—A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 27, 2013, Pages 258-273
- [4] M. Gunther, N. Janotte, A. Mezrhab, K. Hennecke, C. Schillings, S. Wilbert, F. Wolferstatter, *Advanced CSP Teaching Materials Chapter 2: Solar Radiation*, 2011
- [5] Edoardo Montà, Tesi di Laurea, *Realizzazione di processi di chemical looping a produzione di gas sintetico mediante solare termico a concentrazione*, Politecnico di Torino, 2020
- [6] D. Barlev, R. Vidu, P. Stroeve, *Innovation in concentrated solar power*, Solar Energy Materials and Solar Cells, Volume 95, Issue 10, 2011, Pages 2703-2725
- [7] B. A. Sup, M. F. Zainudin, T. Z. S. Ali, R. Abu Bakar, G. L. Ming, *Effect of Rim Angle to the Flux Distribution Diameter in Solar Parabolic Dish Collector*, Energy Procedia, Volume 68, 2015, Pages 45-52
- [8] R. Idlimam, A. Bah, M. Asbik, M. Malha and H. Kazdaba, *Impact of the Parabolic Solar Concentrator's Rim Angle on the Quantity of Reflected Rays and Concentrated Flux on the Receiver*, 2018 6th International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC), Rabat, Morocco, 2018, pp. 1-5
- [9] Sahu, SK, K, AS, Natarajan, SK. "Design and development of a low-cost solar parabolic dish concentrator system with manual dual-axis tracking". Int J Energy Res. 2020; 1– 11.
- [10] K. Lovegrove, W. Stein, *Concentrating Solar Power Technologies: Principles, Developments and Applications*, Chapter 2, 2012
- [11] C. Villasante, I. Pagola, A. Peña, M. Sánchez, A. Olarra, E. Gomez-Acedo, S. Herrero, "MOSAIC", a New CSP Plant Concept for the Highest Concentration Ratios at the Lowest Cost, AIP Conference Proceedings 2126, 06008, 2019
- [12] T. Mancini, P. Heller, B. Butler, B. Osborn, W. Schiel, V. Goldberg, R. Buck, R. Diver, C. Andraka, J. Moreno, (May 8, 2003). "Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status." ASME. J. Sol. Energy Eng. May 2003; 125(2): 135–151.
- [13] T. Keck, W. Schiel, W. Reinalter, P. Heller, "EuroDish – an innovative dish/Stirling system", 2002

- [14] F. J. García Granados, M. A. Silva Pérez, V. Ruiz-Hernández, V. (December 28, 2007). *"Thermal Model of the EuroDish Solar Stirling Engine."* ASME. J. Sol. Energy Eng. February 2008; 130(1): 011014
- [15] <https://eko-eu.com/products/solar-energy/sun-trackers/str-21g-sun-trackers>
- [16] A. Bonanos, *"Error analysis for concentrated solar collectors"*, Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2012. 4. 10.1063/1.4768546.
- [17] T. Cooper, A. Steinfeld. *"Derivation of the angular dispersion error distribution of mirror surfaces for Monte Carlo ray-tracing applications."* Journal of solar energy engineering, 2011. 133.4
- [18] K.R. Ranjan, S.K. Verma, *Thermodynamic analysis and analytical simulation of the Rallis modified Stirling Cycle*, Archives of Thermodynamic, Volume 40, 2019
- [19] <https://www.deutsches-museum.de/en/collections/machines/power-engines/combustion-engines/hot-air-machines/philips-stirling-engine/>
- [20] Michele Favaron, Tesi di Laurea, *"Modello matematico di un motore Stirling accoppiato ad un generatore elettrico lineare"*, Università degli studi di Padova, 2012
- [21] M. Torres García, E. Carvajal Trujillo, J. A. Vélez Godiño, D. Sanchez Martínez, *Thermodynamic Model for Performance Analysis of a Stirling Engine Prototype*. Energies, 2018, 11. 2655
- [22] A. S. Nielsen, B. T. York, B. D. MacDonald, *Stirling engine regenerators: How to attain over 95% regenerator effectiveness with sub-regenerators and thermal mass ratios*, Applied Energy, Volume 253, 2019, 113557, ISSN 0306-2619
- [23] C. Roldan, P. Pieretti, L.R. Solorzano, *"Conceptual and Basic Design of a Stirling Engine Prototype for Electrical Power Generation by Solar Means."* Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability. ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Volume 2. Phoenix, Arizona, USA. May 17–22, 2010. pp. 239-249. ASME.
- [24] A. Asnaghi, S.M. Lajevardi, P. Saleh Izadkhast, A. Haghparast Kashani, *Thermodynamics Performance Analysis of Solar Stirling Engines*. ISRN Renewable Energy. 2012. 10.5402/2012/321923.
- [25] M. Torres García, E. Carvajal Trujillo, J. A. Vélez Godiño, D. Sanchez Martínez, *"Developing of a thermodynamic model for the performance analysis of a Stirling engine prototype"*, University of Seville-Thermal Power Group – GMTS, Sevilla, 2018
- [26] Giulia Mancò, Tesi di Laurea, *"Analisi CFD dello scambiatore di calore di un motore Stirling per applicazione CaL-CPS"*, Politecnico di Torino, 2019
- [27] C.D. Argyropoulos, N.C. Markatos, *"Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows"*, Applied Mathematical Modelling, Volume 39, Issue 2, 2015, Pages 693-732
- [28] W. Martini, *"Stirling engine design manual, second edition"*, 1983
- [29] F. Cannelli, Tesi di Laurea, *"Modellizzazione di un convertitore Stirling free-piston per applicazioni spaziali"*, Università di Pisa, 2009

[30] N.S. Hirve, "*Thermodynamic analysis of a Stirling engine using second order isothermal and adiabatic models for application in micropower generation systems*", University of Washington, 2015

[31] G. Walker, "*Stirling engines*", Oxford University Press, 1980

[32] <https://www.meccalte.com/it/prodotti/alternatori/magneti-permanenti>