

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica



Tesi di Laurea Magistrale

Studio di un impianto solare a concentrazione per un edificio residenziale con accumulo termico a PCM applicato a un ORC

Relatore:

Ing. Davide Papurello

Candidata:

Mariasilvia Zocco

Marzo 2021

Sommario

Il lavoro di questa tesi tratta della progettazione di un impianto per edificio residenziale, che provveda alla produzione integrata di energia termica ed elettrica. L'impianto sfrutta la concentrazione solare a media temperatura (80-250 °C) per immagazzinare energia termica in un accumulo con PCM. La presenza dell'accumulo permette l'utilizzo a intermittenza dell'energia termica per fornire, anche quando non è presente irradianza solare, energia sufficiente per il funzionamento del ciclo ORC.

Nei primi capitoli vengono esposti i concetti teorici dei tre elementi che costituiscono l'impianto. Inizialmente si introduce l'uso dell'energia solare concentrata (Capitolo 1) descrivendo la radiazione solare incidente sulla Terra, le tecnologie di concentrazione solare e i fattori che influenzano il rendimento di un collettore solare. Si espongono, poi, le diverse tipologie di accumuli termici (Capitolo 2), i loro benefici e le loro limitazioni. Particolare attenzione viene posta all'accumulo termico tramite materiale a cambiamento di fase (PCM), ai materiali utilizzabili e alle tecnologie per migliorare lo scambio termico e ridurre le dispersioni di calore. Infine, vengono richiamati i principali concetti sul Ciclo Rankine a fluido Organico (Capitolo 3) e analizzati i vantaggi rispetto a un Ciclo Rankine tradizionale.

Il Capitolo 4 riguarda la parte sperimentale su un concentratore solare a disco parabolico accoppiato ad un ricevitore ceramico. Tramite il software Comsol Multiphysics sono stati creati modelli previsionali per stimare il funzionamento del concentratore solare,

confrontando i risultati ottenuti con quelli ricavati sperimentalmente su un CSP, posizionato sul tetto dell'Energy Center, a Torino. Un primo modello permette di simulare la traiettoria dei raggi sul concentratore attraverso il metodo Monte Carlo. Da qui è possibile ricavare la distribuzione del flusso incidente sul ricevitore e ricavare una media da inserire in un secondo modello che tiene conto delle dispersioni termiche dovute all'esposizione del sistema in atmosfera. Da questi valori è possibile identificare le prestazioni ottiche e termiche del concentratore che permettono di ricavare la produttività media stagionale sfruttando i dati forniti da una stazione meteorologica.

L'ultimo capitolo riguarda la progettazione dell'impianto: sono stati selezionati i materiali da utilizzare per ottenere alte prestazioni tecnico-economiche e dimensionati secondo le ipotesi fatte. Per il dimensionamento si è ipotizzata la quantità necessaria di acqua calda sanitaria in un condominio da 6 alloggi e si è supposto che tutta l'energia termica dovesse provenire dal condensatore del ciclo ORC. Da qui si è potuto scegliere il fluido circolante nell'impianto di produzione di energia e la potenza termica da fornire all'evaporatore, tramite un codice Matlab, collegato con la libreria Coolprop che permette di ricavare i valori termodinamici dei fluidi analizzati. L'energia viene fornita tramite un PCM proveniente da un accumulo termico, dimensionato opportunamente e alimentato dal concentratore solare.

Abstract

This dissertation deals with the project of a residential power plant, to provide both thermal and electrical energy. The solar power plant is composed by CSP solar thermal collectors at medium temperature (80-250°C), a thermal storage with PCM and an ORC. The storage allows the ORC cycle to use thermal energy even if there is no solar irradiance.

At the beginning there is a theoretical concept of the three main elements of the plant. Initially, the use of concentrated solar energy is introduced (Chapter 1) by describing the solar radiation affecting the Earth, the solar concentration technologies and the factors that influence the performance of a solar collector. After that, the different types of thermal accumulations are explained, (Chapter 2) showing their benefits and their limitations. Particular attention is paid to thermal storage through phase change material (PCM), usable materials and technologies improving heat exchange and reducing heat loss. Finally, the main concepts on the Organic Fluid Rankine Cycle are recalled (Chapter 3) and the advantages compared to a traditional Rankine Cycle are analyzed.

Then it follows a chapter concerning the experimental part on a parabolic-dish solar concentrator coupled with a ceramic receiver. Using the Comsol Multiphysics software, a model was created to estimate the operation of the solar concentrator and the results were compared with experimental data by a CSP located on the roof of the Energy Center in Turin. A first model allows to simulate the trajectory of the rays on the concentrator through the Monte Carlo method. So, it is possible to obtain the distribution of the incident flux on

the receiver and an average value as input of the second model which is useful to calculate the heat losses due to the system exposure to the atmosphere. From these values it is possible to identify the optical and thermal performances of the concentrator which allows to obtain the average seasonal productivity exploiting the data provided by a meteorological station.

The last chapter concerns the design of the plant: the materials to be used were selected to have high technical and economical performances sized according to the assumptions. For the sizing, the required thermal energy needed to produce domestic hot water in a 6-apartments condominium should come from the ORC cycle condenser. Starting from here, it was possible to choose the fluid circulating in the energy production plant and the thermal power to be supplied to the evaporator through a Matlab code connected with the CoolProp library which allows to obtain the thermodynamic values of the analyzed fluids. The energy is supplied through a PCM coming from a heat storage, suitably sized and powered by the solar concentrator.

Indice

Sommario.....	3
Abstract.....	5
Indice.....	7
Lista dei Simboli.....	9
Introduzione	15
1 Tecnologia solare a concentrazione.....	19
1.1 Radiazione solare	19
1.2 Soluzioni per i sistemi a concentrazione	30
1.3 Caratteristiche del sistema.....	34
1.4 Bilancio energetico.....	43
2 Accumulo termico	50
2.1 Tipologie di accumulo termico	50
2.2 Parametri per la progettazione.....	55
2.3 PCM	57
2.4 Tecniche di miglioramento dello scambio termico	64
2.5 Tipologie di sistemi di accumulo termico	66
3 Ciclo Rankine Organico	70

3.1	Caratteristiche dei fluidi organici.....	71
3.2	Vantaggi rispetto al Ciclo Rankine tradizionale	79
4	Attività sperimentale e ottimizzazione CSP	82
4.1	Caratteristiche concentratore solare	83
4.2	Software utilizzato.....	86
4.3	Modellazione sistema e valutazione rendimento ottico	87
4.4	Modellazione ricevitore e valutazione perdite termiche	97
4.5	Confronto con i dati sperimentali.....	100
4.6	Valutazioni temperature durante l'anno	107
5	Caso studio	110
5.1	ORC.....	111
5.2	Accumulo termico	122
5.3	CSP.....	130
5.4	Ottimizzazione impianto	138
	Conclusioni	142
	Allegati.....	146
	A1. Determinazione coefficiente di scambio termico.....	146
	Ringraziamenti.....	147
	Riferimenti	148

Lista dei Simboli

	Simbolo	Unità di misura
Accumulo di calore	Q	J
Albedo o coefficiente di riflessione	ρ	-
Altitudine	α_S	rad
Angolo di incidenza dei raggi rispetto alla normale alla superficie	θ	rad
Angolo di inclinazione del generico collettore con l'orizzontale	β	rad
Angolo di Rim	ϕ_R	rad
Angolo orario	ω	rad
Area captante	A_C	m^2
Area ricevente	A_R	m^2
Azimuth	γ_S	rad
Calore latente di fusione	L_{fus}	$\frac{kJ}{kg}$
Calore specifico stato liquido	$c_{p,l}$	$\frac{kJ}{kg K}$
Calore specifico	c_p	$\frac{kJ}{kg K}$
Calore specifico stato solido	$c_{p,s}$	$\frac{kJ}{kg K}$
Coefficiente di assorbimento	α	-
Coefficiente di scambio termico	h	$\frac{W}{m^2 K}$

	Simbolo	Unità di misura
Conducibilità termica	k	$\frac{W}{m K}$
Conduttività termica	λ	$\frac{W}{m K}$
Correzione angolo di incidenza (Incidence Angle modifier)	IAM	-
Costante di Stefan-Boltzmann	σ	$\frac{W}{m^2 K^4}$
Declinazione solare	δ	rad
Densità	ρ	$\frac{kg}{m^3}$
Diametro	d	m
Diametro concentratore	D_C	m
Differenza di temperatura	ΔT	K
Distanza focale	f	m
Distanza terra-sole	r_{TS}	m
Emissività superficiale	ε	-
Energia accumulata dal serbatoio	E	J
Entalpia	h_x	$\frac{J}{kg K}$
Fattore di attrito	f	-
Fattore di vista cielo-superficie	F_{sc}	-
Fattore di vista terreno-superficie	F_{st}	-
Giorno dell'anno	n_{day}	-
Intensità dei raggi riflessi	I_{th}	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza diffusa	G_d	$\frac{W}{m^2}$

	Simbolo	Unità di misura
Irradianza diffusa orizzontale	G_{dh}	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza diretta	G_b	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza diretta ortogonale alla superficie	G_{bn}	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza riflessa	G_r	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza totale	G_t	$\frac{W}{m^2}$
Irradianza totale orizzontale	G_{th}	$\frac{W}{m^2}$
Irradiazione sulla Terra o costante solare	G_{SC}	$\frac{W}{m^2}$
Latitudine	φ	rad
Lunghezza del tubo	L	m
Massa materiale di accumulo	m	kg
Massa del Sole	m_S	kg
Numero di Nusselt	Nu	-
Numero di Prandtl	Pr	-
Numero di Reynolds	Re	-
Ora locale	h_{locale}	h
Ore funzionamento circuito ORC	h_{fun}	h
Perdita per conduzione	Q_{cond}	W
Perdite per convezione	Q_{conv}	W
Perdite per emissione della radiazione termica	Q_{emit}	W
Portata circuito ORC	m_{ORC}	$\frac{kg}{s}$

	Simbolo	Unità di misura
Potenza al concentratore	Q_C	W
Potenza assorbita al ricevitore	Q_R	W
Potenza ceduta al condensatore	Q_{COND}	W
Potenza pompa ORC	$W_{p,ORC}$	W
Potenza scambiatore ad alta temperatura ORC	Q_{eva}	W
Potenza totale radiazione solare	P_S	W
Potenza trasmessa al fluido termovettore	Q_{FLD}	W
Potenza turbina	W_{net}	W
Potenza utile	Q_U	W
Radiazione che non incide al ricevitore	Q_{spill}	W
Radiazione riflessa al ricevitore	Q_{refl}	W
Raggio sole	r_S	m
Rapporto di concentrazione	C	-
Rendimento di bloccaggio	η_{block}	-
Rendimento dovuto all'attenuazione dei raggi solari dopo l'interazione con l'atmosfera	η_{atten}	-
Rendimento dovuto all'imperfetta riflessione dei raggi solari	η_{rifl}	-
Rendimento inseguimento solare	η_{cos}	-
Rendimento isentropico	η_{is}	-
Rendimento ottico	η_{ott}	-
Rendimento ricevitore	η_{ric}	-

	Simbolo	Unità di misura
Rendimento termico CSP	η_{th}	-
Rendimento termico ORC	$\eta_{th,ORC}$	-
Rendimento zone d'ombra	η_{omb}	-
Resistenza termica ricevitore	R_R	$\frac{K m^2}{W}$
Semi angolo di apertura Sole-Terra	θ_S	rad
Temperatura ambiente	T_{amb}	K
Temperatura di fusione	T_{fus}	K
Temperatura di inversione	T^*	K
Temperatura finale	T_f	K
Temperatura iniziale	T_i	K
Temperatura massima dell'impianto	T_{hot}	K
Temperatura minima dell'impianto	T_{cold}	K
Temperatura ricevitore	T_R	K
Temperatura sole	T_S	K
Tempo di illuminamento	t_{ill}	h
Variazione di entalpia	ΔH	$\frac{J}{mol}$
Variazione di entropia	Δs	$\frac{J}{K mol}$
Variazione energia libera di Gibbs	ΔG	$\frac{J}{mol}$
Velocità del fluido	u	$\frac{m}{s}$
Viscosità dinamica	ν	-

	Simbolo	Unità di misura
Volume Accumulo	V	m^3
Zenith	θ_z	rad

Introduzione

Nell'ultimo secolo il fabbisogno di energia primaria globale è in costante aumento: ciò è dovuto sia alla crescita demografica, ma soprattutto allo sviluppo tecnologico, industriale e urbano che va a crescere non solo nei paesi industrializzati, ma anche nei paesi in via di sviluppo. I vettori energetici più utilizzati sono le fonti fossili, ma a causa del riscaldamento globale, di cui sono i maggiori responsabili, della limitatezza delle risorse e delle instabilità geopolitiche delle aree di estrazione, si è iniziata a promuovere la diffusione delle tecnologie rinnovabili.

Per favorire la penetrazione delle energie rinnovabili nell'infrastruttura energetica globale, si sta puntando sulla ricerca in modo da avere sistemi sempre più efficienti e quindi ridurre il consumo di energia primaria. Inoltre, le politiche governative stanno promuovendo la diffusione su scala mondiale di tecnologie a basso contenuto di carbonio in modo da ridurre gli effetti sul clima, migliorare il livello di sicurezza energetica e sostenere lo sviluppo economico.

Nella figura 0.1 osserviamo la capacità di energia installata per fonte nello scenario delle politiche energetiche, sia per quanto è avvenuto dal 2000 ad oggi che per le previsioni fino al 2040.

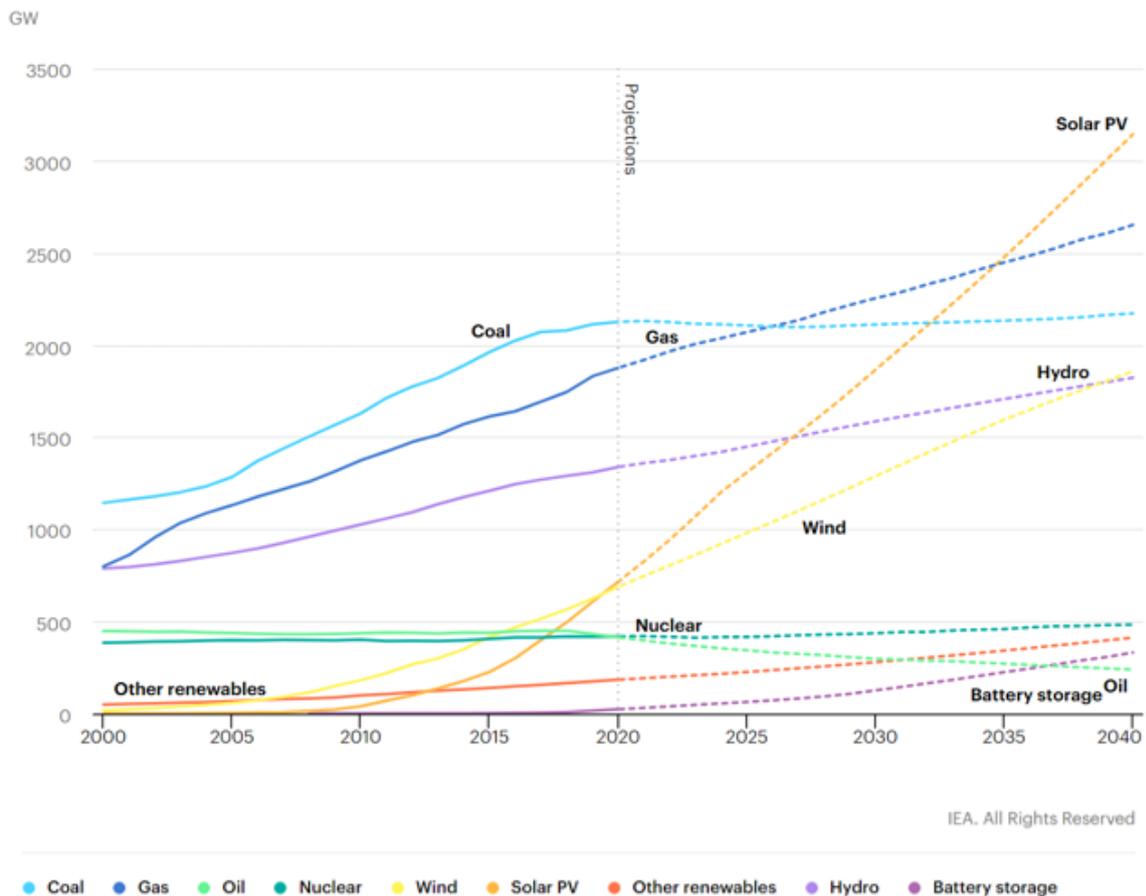


Figura 0.1 Generazione di energia installata per fonte nello scenario delle politiche dichiarate, 2000-2040 [1]

Per gli anni futuri si prevede che la richiesta di energia sia in aumento, tuttavia si stima un andamento costante della produzione di energia con carbone e un incremento lineare per quanto riguarda il gas naturale. Per compensare il fabbisogno si punta sulle fonti rinnovabili, in particolare il solare e l'eolico. La diffusione di queste tecnologie è già iniziata nei primi anni del 2000, grazie agli incentivi promossi dalle politiche globali.

Il problema maggiore della diffusione delle energie rinnovabili è lo sfasamento tra la disponibilità della fonte e il momento di consumo dell'energia, per questo la ricerca si è molto concentrata sulle metodologie di accumulo cercando di minimizzare le perdite.

Tra le fonti rinnovabili, l'energia solare è la fonte energetica più abbondante e sostenibile. Uno dei vantaggi di questa tecnologia è che, essendo distribuita su tutto il pianeta, si può pensare di spostare la generazione più vicino al punto di utilizzo in modo da ridurre le perdite e i costi di distribuzione. Attualmente la tecnologia solare più affermata è il sistema fotovoltaico che sfrutta la radiazione solare diretta e diffusa per la produzione di energia elettrica. Tuttavia, quando la generazione è maggiore della richiesta l'energia può essere o immessa in rete o immagazzinata in batterie, ma quest'ultima opzione risulta costosa.

I sistemi solari termici convertono la radiazione solare captata dai collettori in potenza termica. Il vantaggio di questa tecnologia è che la potenza può essere facilmente immagazzinata con costi di capitale inferiori ed efficienze operative molto elevate. In particolare, il CSP (Concentrating Solar Power) produce energia termica ad alta temperatura sfruttando la radiazione concentrata al ricevitore, all'interno del quale scorre il fluido termovettore. L'energia termica accumulata può essere utilizzata in un ciclo termodinamico Rankine a fluido organico (ORC) per produrre energia meccanica e quindi, tramite un alternatore, energia elettrica. Il ciclo Rankine Organico, a parità di condizioni, è più efficiente di un ciclo Rankine tradizionale con fonti di calore a bassa e media temperatura, inoltre, garantisce vita dell'impianto più lunga grazie al basso stress meccanico e ai bassi costi di funzionamento e manutenzione.

La tecnologia CSP oggi è utilizzata soprattutto per gli impianti di grande potenza per la semplicità di ottimizzazione dei costi specifici, dell'accumulo termico e dell'efficienza.

Lo scopo di questo lavoro è, invece, valutare la fattibilità di un impianto a concentrazione solare di piccola scala per un edificio residenziale. L'impianto sarà provvisto di accumulo termico con materiale in cambiamento di fase (PCM) che provvede a un ciclo Rankine

Organico. Nello studio è stato analizzato il comportamento di un impianto CSP sperimentale, presente presso l'Energy Center Lab di Torino. È stato possibile determinare un modello parametrico per valutare le prestazioni e verificarne l'attendibilità confrontando i risultati con i dati raccolti dalle termocoppie presenti nell'impianto. L'analisi del CSP sperimentale è stata utile per analizzarne il comportamento ed i principali parametri, al fine di comprenderne l'effettiva efficacia e fattibilità dell'impianto.

1 Tecnologia solare a concentrazione

La quantità di energia solare che arriva sul suolo terrestre è di gran lunga superiore rispetto all'energia globale utilizzata, ma è necessario riuscire a captarla e trasformarla in energia sfruttabile con efficienze accettabili. Negli ultimi anni è cresciuto l'interesse verso processi che sfruttano l'energia solare ad alta temperatura. I concentratori solari (CSP) sfruttano gli effetti ottici per concentrare l'energia solare captata in una zona limitata, dove è presente un ricevitore che assorbe e trasmette l'energia al fluido termovettore che scorre all'interno.

Nel seguente capitolo vengono riportate le principali caratteristiche della radiazione solare e la descrizione dei principali sistemi di captazione e concentrazione, ponendo particolare interesse alla tipologia di collettore parabolico, che è quello trattato nel seguente elaborato. Si porrà anche attenzione alle caratteristiche della tecnologia e alle perdite ottiche e termiche che sono presenti.

1.1 Radiazione solare

La fonte di energia utilizzata negli impianti a concentrazione è il Sole, la stella che si trova al centro del nostro Sistema Solare, che ha un raggio $r_S = 6.965 \cdot 10^8 \text{ m}$ e una massa di circa $m_S = 2 \cdot 10^{30} \text{ kg}$. Il Sole ha una struttura a strati così come mostrato nella figura 1.1.

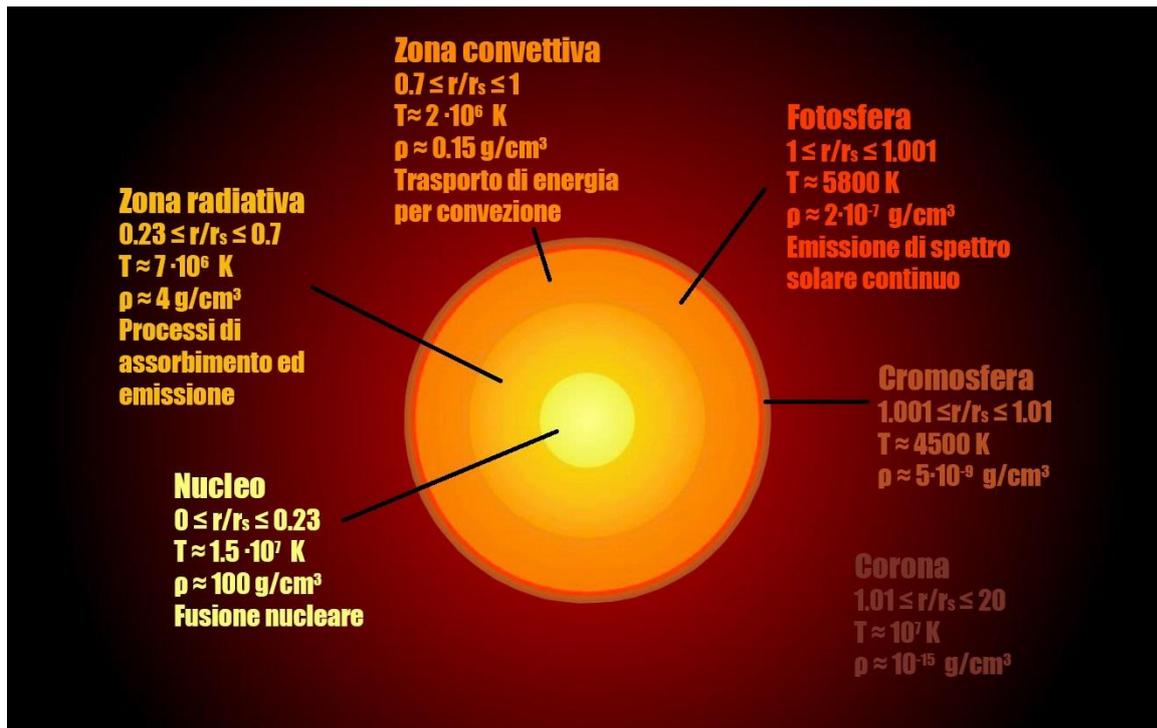


Figura 1.1 Configurazione stratificata del sole con le relative caratteristiche [2]

Lo strato più interno è il Core, che si estende per circa il 23% del raggio totale ed è caratterizzato da condizioni di pressione e densità molto elevate. Qui il calore viene prodotto tramite processi di fusione nucleare (eq. 1.1), che consistono nella fusione di nuclei di idrogeno ($4p^+$) in nuclei di elio ($4He^{2+}$). A valle della reazione vengono rilasciati anche positroni ($2e^+$), neutrini (ν) e una quantità di energia pari a 26.7 MeV .



Il processo di fusione caratterizza la nascita di una stella: il Sole si è formato oltre quattro miliardi e mezzo di anni fa, quindi resterà ancora in questa fase per qualche miliardo di anni, rendendo di fatto il processo continuo, stabile e isotropo.

La zona radiativa è adiacente al nucleo e si estende fino al 70% del raggio totale, ma la pressione e la densità diminuiscono rispetto al core. L'energia prodotta dal core è trasportata con processi radiativi.

La zona convettiva è lo strato che si estende fino al raggio solare. Questa parte è caratterizzata dalla presenza del plasma che è una miscela fluida instabile caricata elettricamente. In questo strato il calore viene scambiato per mezzo della convezione.

La superficie visibile è la fotosfera che è lo strato da cui viene emessa la radiazione solare.

La radiazione solare viene emessa in parte come materiale altamente ionizzato (vento solare) e in parte come radiazione elettromagnetica. La temperatura superficiale del sole è $T_S = 5777 K$.

La cromosfera e la corona sono visibili solo durante l'eclissi solare e rappresentano l'atmosfera solare.

1.1.1 Irradianza solare

È possibile calcolare la potenza totale della radiazione solare assumendo il Sole come un corpo nero e sfruttando la legge di Stefan-Boltzmann (eq. 1.2):

$$P_S = 4 \cdot \pi \cdot r_S^2 \cdot \sigma \cdot T_S^4 = 3.85 \cdot 10^{26} W \quad 1.2$$

Dove $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ è la costante di Stefan-Boltzmann.

Conoscendo l'energia radiante proveniente dal Sole, è possibile ricavare l'irradiazione sulla Terra o costante solare (eq. 1.3) che identifica la potenza radiante che incide su una

superficie situata alla distanza media Terra-Sole ($r_{TS} = 1.496 \cdot 10^{11} \text{ m}$) al di fuori dell'atmosfera terrestre.

$$G_{SC} = \frac{P_S}{4 \cdot \pi \cdot r_{TS}^2} = 1367 \frac{W}{m^2} \quad 1.3$$

Prima di arrivare al suolo parte dell'energia viene assorbita, riflessa e diffusa dai vari strati dell'atmosfera terrestre a seguito degli urti con le molecole. La figura 1.2 mostra il bilancio della radiazione solare che incide sulla Terra: circa il 30 % della radiazione che viene riflessa, il 20% assorbita e la parte restante raggiunge la superficie terrestre.

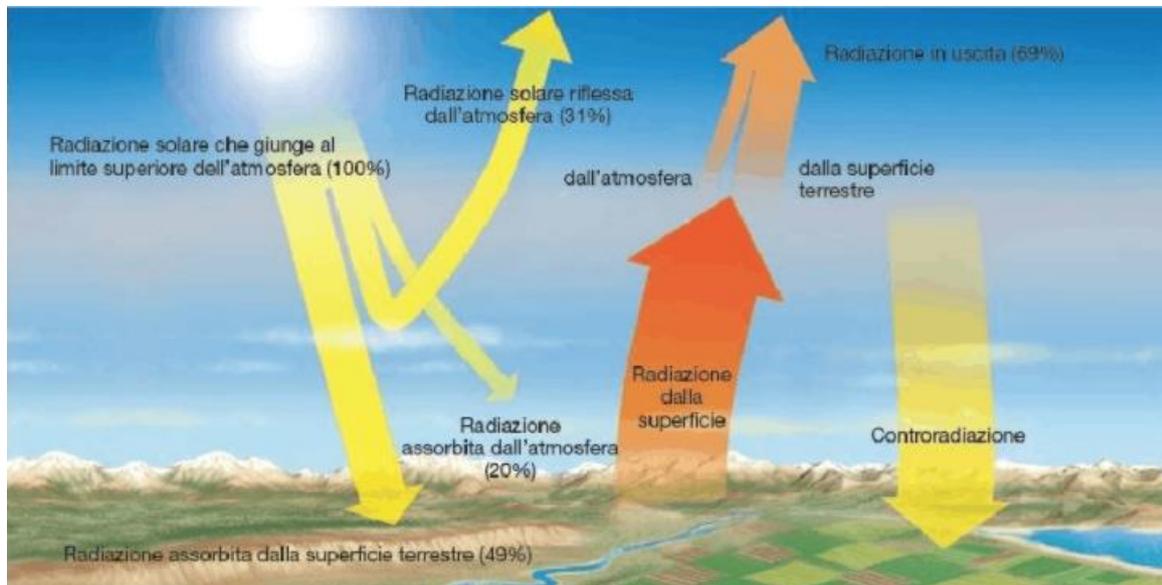


Figura 1.2 Bilancio radiazione solare incidente sulla Terra [3]

I maggiori responsabili dell'assorbimento della radiazione solare sono le molecole di vapore d'acqua e di anidride carbonica, che assorbono la parte infrarossa dello spettro solare, e lo strato di ozono stratosferico, che assorbe la radiazione ultravioletta. L'aerosol atmosferico è invece il maggior responsabile dello scattering, fenomeno che incrementa la presenza di radiazione diffusa a scapito della radiazione diretta, sfruttata dai concentratori solari [2].

La radiazione solare ricevuta da una superficie orizzontale al livello del suolo è la somma di tre componenti: la radiazione diretta, che incide direttamente sulla superficie, la radiazione diffusa, che include l'irradiazione assorbita dalle molecole presenti in atmosfera e rilasciata nelle varie direzioni, e la radiazione riflessa, definita anche albedo, che è la parte della radiazione che viene riflessa dal suolo e da altri corpi.

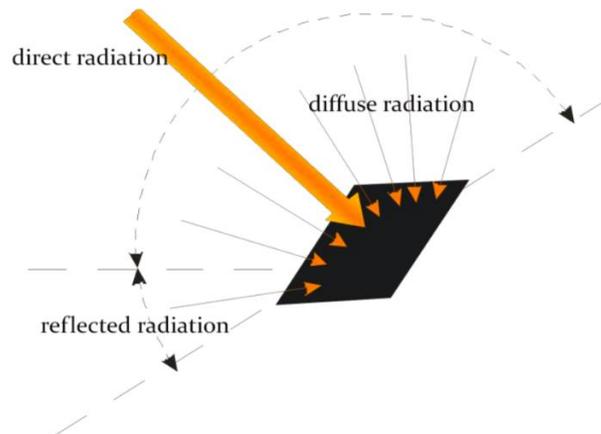


Figura 1.3 Componenti dell'irradianza solare [2]

L'espressione generale per determinare l'irradianza totale è:

$$G_t = G_b + G_d + G_r \quad 1.4$$

$$G_b = G_{bn} \cdot \cos\theta \quad 1.5$$

$$G_d = G_{dh} \cdot F_{sc} \quad 1.6$$

$$G_r = \rho \cdot G_{th} \cdot (1 - F_{sc}) \quad 1.7$$

Supponendo che G_{bn} è l'irradianza diretta ortogonale alla superficie, G_{dh} l'irradianza diffusa orizzontale e G_{th} l'irradianza totale orizzontale. θ è l'angolo di incidenza dei raggi

con la normale alla superficie ed è visibile nella figura 1.4. L'angolo di incidenza ottimale dipende dalla posizione del sole e dalle coordinate geografiche.

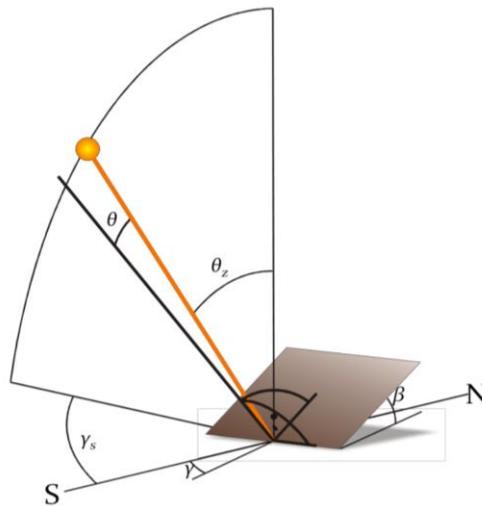


Figura 1.4 Irradianza solare incidente nella superficie con angoli caratteristici [2]

F_{sc} è il fattore di vista tra il cielo e la superficie del collettore e rappresenta il rapporto tra l'energia incidente sulla superficie e quella totale emessa dal sole. F_{st} è, invece, il fattore di vista tra il terreno e la superficie del collettore ed è complementare al fattore di vista precedente. Entrambi i fattori dipendono da β , che è l'angolo di inclinazione del generico collettore con l'orizzontale. Nella figura 1.5 è possibile vedere le grandezze appena esposte.

Ipotesi: cielo e terreno isotropi

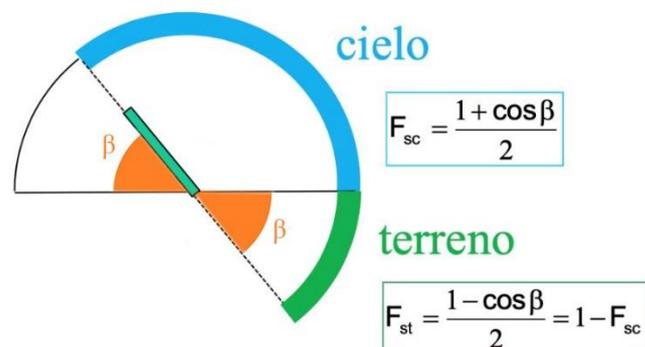


Figura 1.5 Fattore di vista di una superficie rispetto cielo e terreno

A seconda delle condizioni atmosferiche, della presenza di umidità e di particelle in atmosfera, cambierà sia la componente di irradianza globale che la percentuale delle varie componenti. Utilizzando solo la componente diretta, questo aspetto risulta molto importante per il funzionamento del concentratore solare e quindi è preferibile l'uso di questa tecnologia in località dove il rapporto tra diretta e diffusa è molto alto.

A causa del comportamento aleatorio della fonte energetica solare, non è possibile prevedere precisamente la disponibilità in un dato luogo e a una determinata ora, tuttavia possiamo affermare che il picco alla nostra latitudine, in condizioni di cielo sereno è pari a 1000 W/m^2 . L'intensità solare risulta massima alle latitudini equatoriali e decresce muovendosi verso i poli.

Esistono mappe che permettono di visualizzare l'irradiazione solare globale mediamente disponibile. Per quanto riguarda i Paesi dell'Unione Europea, i valori tipici di irraggiamento, sul piano inclinato rivolto a sud con angolo ottimale, sono forniti dall'atlante solare rappresentato in Figura 1.6, realizzato dal Joint Research Centre.

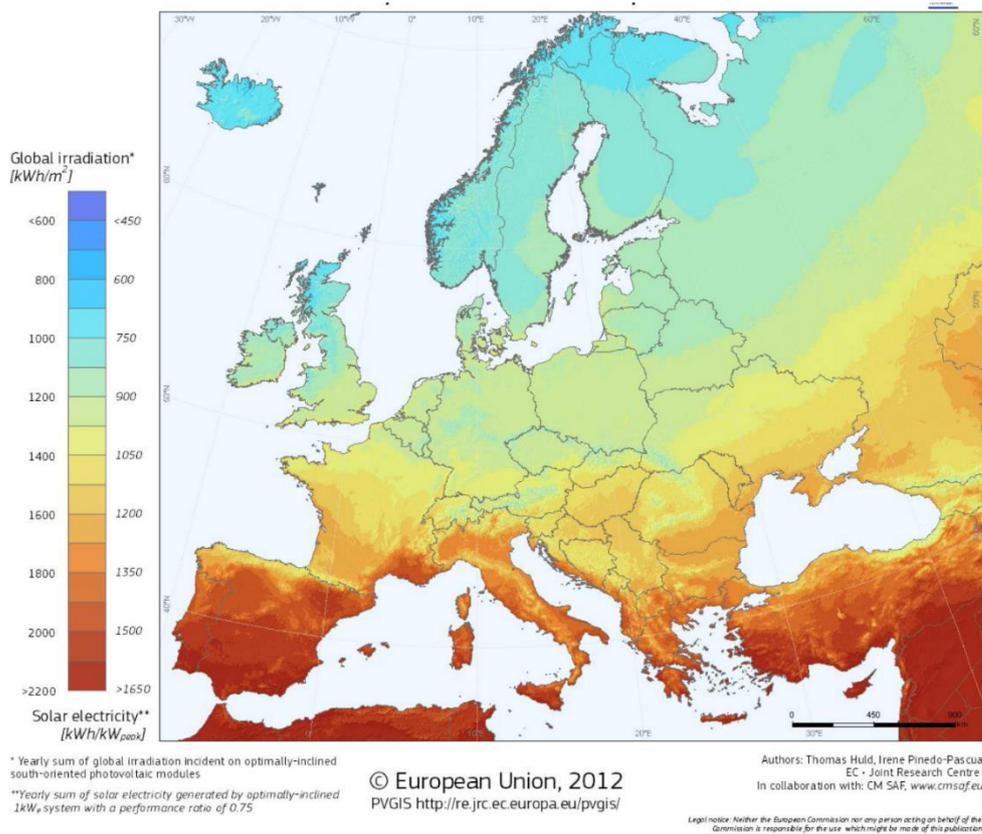


Figura 1.6 Atlante solare dei Paesi dell'Unione Europea: Irradiazione globale incidente su una superficie inclinata con angolo ottimale e rivolta a sud [4]

I Paesi Europei con irradiazione globale maggiore sono la Spagna e in parte l'Italia e la Grecia.

1.1.2 Captazione della radiazione solare

Per catturare la maggior percentuale possibile di radiazione solare diretta, il concentratore solare deve essere orientato in modo che i raggi siano sempre ortogonali alla superficie. Per questo motivo i concentratori solari sono dotati di sistemi di movimentazione automatica che seguono la posizione del Sole sulla volta celeste. La movimentazione può essere a due

assi nel caso di dischi solari o impianti a torre o a un asse per sistemi parabolici lineari e Fresnel.

Per descrivere la posizione del Sole rispetto al concentratore nel tempo, è necessario scegliere il sistema di riferimento, che può essere di due tipi:

- Il sistema di riferimento equatoriale si basa sul piano equatoriale, che è il piano che passa per l'equatore terrestre. Le principali coordinate di questo sistema sono la declinazione solare δ che è l'angolo tra il piano equatoriale e la linea Terra-Sole e l'angolo orario ω che rappresenta lo spostamento del Sole a Est o a Ovest del meridiano locale [2]

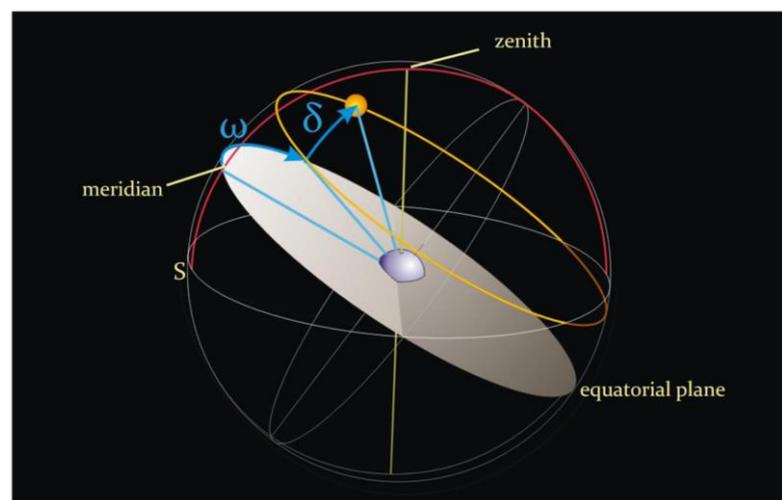


Figura 1.7 Sistema di riferimento equatoriale [2]

- Il sistema di riferimento orizzontale assume come piano fondamentale il piano locale dell'osservatore, ed è caratterizzato dall'altitudine solare α_S che è l'angolo tra il piano e la linea Terra-Sole e l'Azimuth solare γ_S che indica lo spostamento angolare tra il Sud e la proiezione del raggio solare sul piano orizzontale [2]. Al

posto dell'Azimuth si può utilizzare lo Zenith $\theta_z = 90 - \alpha_s$ che è l'angolo tra la linea verticale e la linea Terra-Sole.

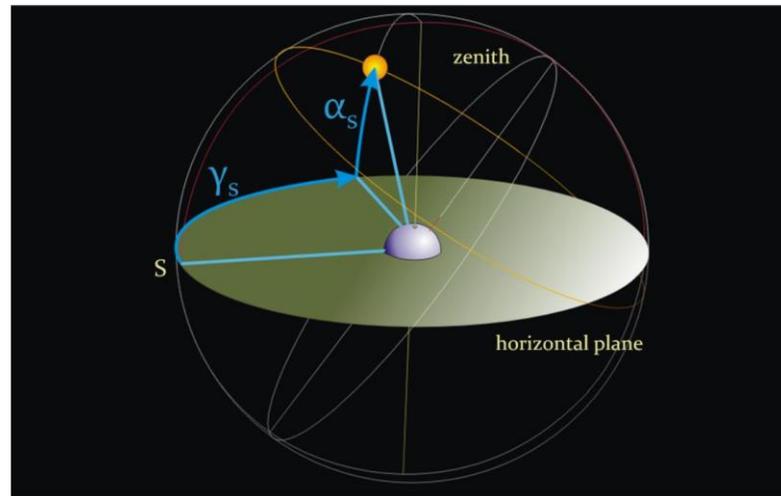


Figura 1.8 Sistema di riferimento orizzontale [2]

Per definire la posizione del Sole bisogna calcolare innanzitutto le coordinate equatoriali. L'angolo di declinazione solare dipende dal giorno dell'anno (n_{day}) ed ha il valore minimo al solstizio d'inverno e massimo al solstizio d'estate ($\pm 23.45^\circ$). La declinazione si può calcolare con la formula di Cooper [2] (eq 1.8):

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n_{day}}{365}\right) \quad 1.8$$

L'angolo orario (eq. 1.9) dipende dal tempo solare h_{locale} , che è funzione della longitudine del luogo, del giorno dell'anno e dell'ora standard.

$$\omega = (h_{locale} - 12) \cdot 15^\circ \quad 1.9$$

Definite le coordinate equatoriali, risulta possibile calcolare le coordinate orizzontali. L'angolo di altitudine α_s , o di elevazione solare, è positivo dall'alba e negativo al tramonto

ed è dipendente dalla latitudine φ che è l'angolo tra la linea che congiunge l'osservatore con il centro della Terra e il piano dell'equatore [5]:

$$\sin\alpha_s = \sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega \quad 1.10$$

L'angolo di Azimuth γ_s considera per convenzione negativi gli angoli che si trovano ad est e positivi quelli a nord.

$$\cos\gamma_s = \frac{\sin\alpha_s \cdot \sin\varphi - \sin\delta}{\cos\alpha_s \cdot \cos\varphi} \quad 1.11$$

In modo analogo è possibile calcolare l'angolo di Zenith θ_z .

$$\cos\theta_z = \sin\alpha_s = \sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega \quad 1.12$$

Si deve tenere presente che a queste formule è necessario aggiungere l'errore dovuto alle possibili deviazioni che la luce potrebbe riscontrare nell'attraversare l'atmosfera, che varia leggermente la posizione apparente del Sole.

I sistemi di movimentazione dei concentratori solari si possono basare su metodi che sfruttano gli algoritmi matematici, appena visti, per il calcolo degli angoli o su metodi di tracciamento passivo, che si basano sui segnali ricevuti dai sensori ottici o fotocellule.

I metodi che sfruttano algoritmi matematici vengono definiti attivi e sono provvisti di programmi nei quali si inseriscono la latitudine, la longitudine e la data e l'ora in modo da direzionarsi secondo la posizione ricavata dalle relazioni. Il pregio di questo metodo è che il sistema non è influenzato da fattori esterni come nuvole e polvere.

I metodi di tracciamento passivi, tramite i sensori, rilevano la deflessione della luce incidente e inviano un segnale elettrico alla centralina che permette il movimento del

concentratore. Questo sistema risulta molto più economico ed efficiente, ma l'efficienza diminuisce nel caso di oscuramento del sensore (anche per il passaggio di una nuvola).

Spesso viene utilizzato un sistema di tracciamento ibrido che combina i due sistemi migliorando notevolmente l'accuratezza e la produttività del sistema.

1.2 Soluzioni per i sistemi a concentrazione

I sistemi a concentrazione solare sono formati da:

- Superfici captanti, che sfruttano l'ottica per catturare la radiazione solare e concentrarla sul ricevitore
- Ricevitore che converte l'energia solare incidente in energia termica, per cui è importante che sia costituito da un materiale con bassa emissività in modo da migliorare l'assorbimento e ridurre le perdite termiche.
- Fluido termovettore, che scorre all'interno del ricevitore e fornisce l'energia termica all'impianto. I fluidi più utilizzati di solito sono oli diatermici o sali fusi.
- Struttura portante che ha la funzione di mantenere la struttura parabolica nella posizione di progetto per evitare eventuali deviazioni che provocherebbero un aumento delle perdite ottiche.
- Sistema di tracciamento che permette agli specchi di seguire la posizione del Sole aumentando l'efficienza del sistema. Il sistema di movimentazione può essere controllato da dispositivi ottici di puntamento o da software in grado di calcolare per ogni istante la posizione del Sole [6].

I sistemi a concentrazione solare vengono classificati secondo la geometria, la disposizione del concentratore rispetto al ricevitore e le temperature raggiunte.

1.2.1 Torre solare

Le torri solari sono costituite da un campo di specchi, detti eliostati, dotate di un sistema di movimentazione a due assi e puntano al ricevitore che è posto sulla sommità di una torre.

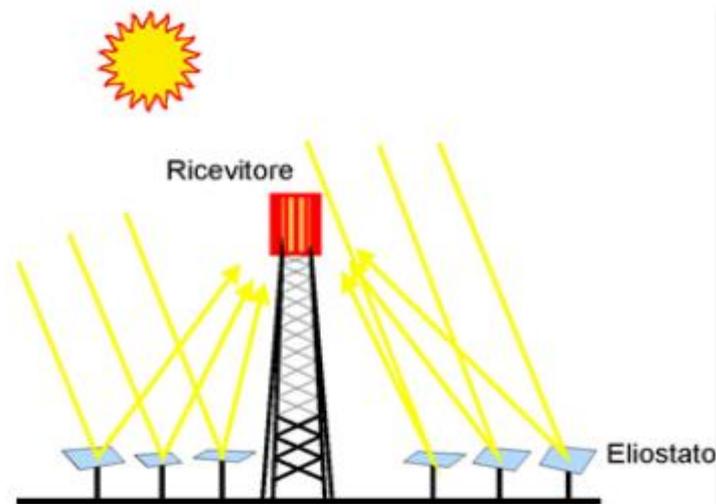


Figura 1.9 Schema di funzionamento del concentratore solare a torre [6]

L'altezza rispetto al suolo del punto focale aumenta con l'estensione del campo. Gli eliostati, ciascuno con dimensioni comprese tra i 40 e i 170 m^2 , sono dislocati in modo da circondare la torre, stando attenti ad evitare i fenomeni di ombreggiamento [6]. Il fluido termovettore circola all'interno del ricevitore e raggiunge elevate temperature, generalmente comprese tra i 500 e 1000 °C. Gli impianti di questa tipologia attualmente esistenti hanno potenze inferiori ai 200 MWe.

1.2.2 Concentratore parabolico lineare

La tecnologia dei concentratori parabolici lineari è attualmente la tecnologia più diffusa a livello mondiale. È costituita da superfici riflettenti paraboliche lineari che inseguono il Sole con la rotazione di un solo asse e concentrano la radiazione solare su una linea focale dove si colloca il ricevitore.

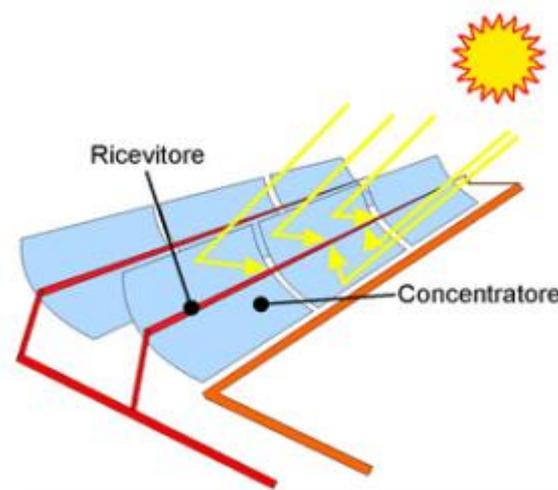


Figura 1.10 Schema di funzionamento del concentratore solare parabolico lineare [6]

Il fluido termovettore entra a temperatura minima, percorre il ricevitore lungo tutta la linea ed esce alla massima temperatura, lavorando in range solitamente compresi tra i 150 °C e i 400°C. Questa tipologia di concentratori permette una struttura modulare del campo solare, infatti per variare la potenza dell'impianto si possono facilmente aggiungere o sottrarre file di collettori. La maggior parte degli impianti ha potenze comprese tra 15 e 100 MWe ed efficienza media del 14-16 % [6].

1.2.3 Disco parabolico

I dischi parabolici usano come superficie riflettente specchi circolari concavi che concentrano la radiazione su un'area limitata posta sul fuoco geometrico, dove è montato il ricevitore.

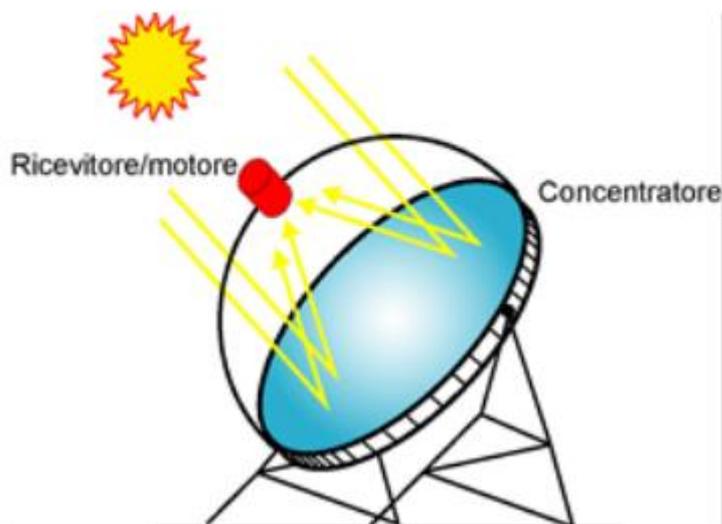


Figura 1.11 Schema di funzionamento del concentratore solare a disco parabolico [6]

I dischi parabolici inseguono la posizione del Sole grazie a sistemi di tracciamento a due assi. Le temperature operative del fluido termovettore sono comprese tra i 300 e i 1800 °C e spesso sono abbinati a motori a ciclo Stirling o Brayton per la produzione di energia meccanica. Questa tecnologia non è ancora molto diffusa e le potenze installate sono di circa 25-30 kWe [6]. Il diametro massimo dell'apertura della parabola è di 15 m, perché dimensioni superiori risultano economicamente poco fattibili e di difficile gestione [7].

Da qui in avanti si farà riferimento a questa tipologia di impianto, per questo risulterà più approfondita.

1.3 Caratteristiche del sistema

Di seguito vengono mostrati i principali parametri che permettono di valutare le performance dell'impianto a concentrazione solare.

1.3.1 Rapporto di concentrazione

Il rapporto geometrico di concentrazione C (eq. 1.13) è il rapporto tra l'area captante A_C , cioè l'area di apertura del sistema ottico, e l'area ricevente A_R , cioè l'area minima sulla quale incide la radiazione riflessa [8].

$$C = \frac{A_C}{A_R} \quad 1.13$$

Questo valore risulta essere più grande tanto più piccola è l'area focale su cui incidono i raggi. Si potrebbe supporre quindi che l'immagine del Sole nel punto focale coincida con un punto adimensionale, ma ciò risulta impossibile anche in presenza di un riflettore perfetto, perché la radiazione solare sull'area captante non arriva con raggi perfettamente paralleli. Sebbene il Sole si trovi a 150 milioni di chilometri dalla Terra, ha un raggio abbastanza grande da creare angoli significativi tra le radiazioni solari che provengono dal disco solare, quindi i raggi incidenti sulla Terra non sono paralleli ma hanno un semi-angolo di apertura $\theta_S = 4.65 \text{ mrad}$. Per questo motivo l'immagine solare occuperà una determinata area in corrispondenza del punto focale [8].

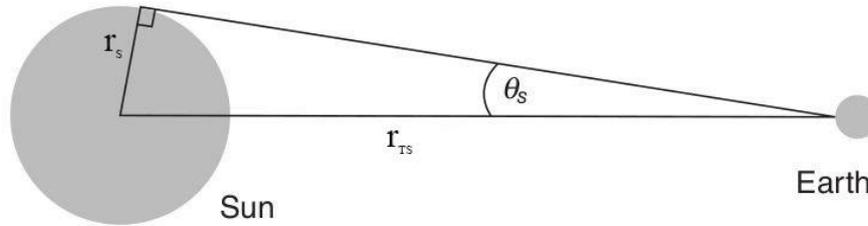


Figura 1.12 Rappresentazione semi-angolo di apertura Sole-Terra [8]

L'irradianza solare che giunge alla terra sarà pari a:

$$G_{SC} = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \left(\frac{r_S^2}{r_{TS}^2} \right) = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \left(\frac{(r_{TS} \cdot \sin(\theta_s))^2}{r_{TS}^2} \right) = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \sin^2 \theta_s \quad 1.14$$

Se la radiazione solare incidente è concentrata senza perdite sulla zona focale e il ricevitore viene ipotizzato essere un corpo nero ideale, l'irradianza captata sarà pari alla potenza assorbita dal ricevitore (eq. 1.15)

$$G_{SC} \cdot A_C = \sigma \cdot T_S^4 \cdot \sin^2 \theta_s \cdot A_C = Q_R \quad 1.15$$

È possibile definire la potenza al ricevitore anche con la legge di Stefan-Boltzmann, sapendo che T_R è la temperatura del ricevitore.

$$Q_R = \sigma \cdot T_R^4 \cdot A_R \quad 1.16$$

Confrontando le equazioni 1.15 e 1.16 è possibile affermare che per il secondo principio della termodinamica la temperatura del ricevitore non può superare la temperatura del Sole. Supponendo che la temperatura al ricevitore sia pari a quella del Sole è possibile valutare il massimo rapporto di concentrazione teorico (eq. 1.17), valido per un sistema che concentra la radiazione su un punto [9].

$$C = \frac{A_C}{A_R} \leq \frac{1}{\sin^2 \theta_S} \cong 46200 \quad 1.17$$

In realtà il rapporto di concentrazione ha valori sempre molto inferiori rispetto al limite termodinamico, perché sono presenti dei limiti ottici.

A questo punto si vuole ricavare il rapporto di concentrazione massima teorica nel punto focale dei sistemi parabolici reali.

L'immagine del Sole nel punto focale è un'area con forma e dimensione che dipendono dall'apertura dello specchio e dall'ampiezza dell'angolo di bordo, detto angolo di Rim ϕ_R [2]. L'area totale sulla zona focale è composta dalle immagini provenienti da ciascun punto della superficie dello specchio. La rappresentazione della radiazione solare sul punto focale non è omogenea, ma segue un andamento Gaussiano, con irradianza maggiore nel centro e minore nella parte esterna. Nella figura 1.13 viene mostrato l'andamento ricavato sperimentalmente al piano focale di un sistema.

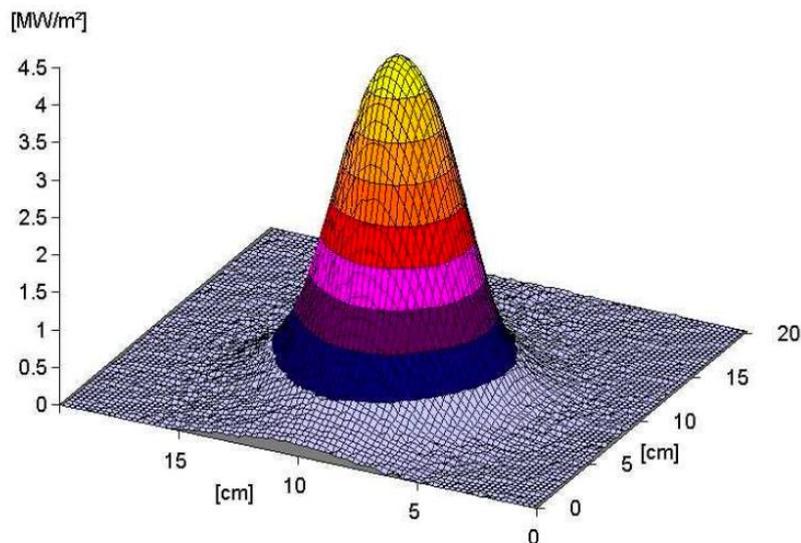


Figura 1.13 Distribuzione dell'irraggiamento in un impianto a concentrazione solare a parabole, presso DLR a Colonia [2]

Si ricava il rapporto di concentrazione di un disco solare con ricevitore a forma circolare.

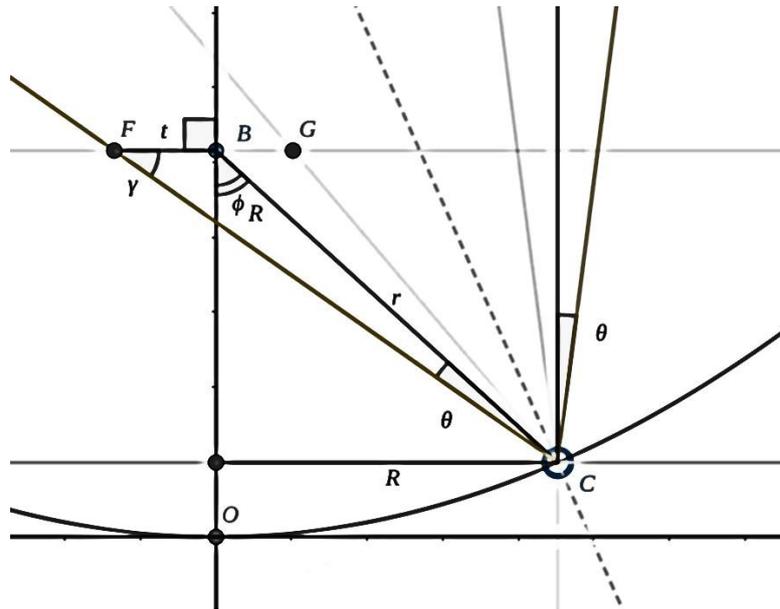


Figura 1.14 Configurazione di un disco solare con ricevitore circolare [8]

Il rapporto di concentrazione è pari a [8]:

$$C_{disco,piatto} = \frac{\pi \cdot R^2}{\pi \cdot t^2} = \frac{R^2}{t^2} \approx \frac{\sin^2 2\phi_R}{4 \sin^2 \theta} \quad 1.18$$

Per ricavare il valore massimo dell'angolo di Rim è possibile imporre la derivata del rapporto di concentrazione rispetto all'angolo di Rim uguale a zero.

$$\frac{dC_{disco,piatto}}{d\phi_R} = \frac{4 \sin 2\phi_R \cos 2\phi_R}{4 \sin^2 \theta} = 0 \quad 1.19$$

$$\phi_{R,max} = \frac{\pi}{4} = 45^\circ \rightarrow C_{disco,piatto,max} = \frac{1}{4 \sin^2 \theta} = \frac{1}{4} \cdot C \quad 1.20$$

Il ragionamento è analogo nel caso di un disco solare con ricevitore di tipo sferico.

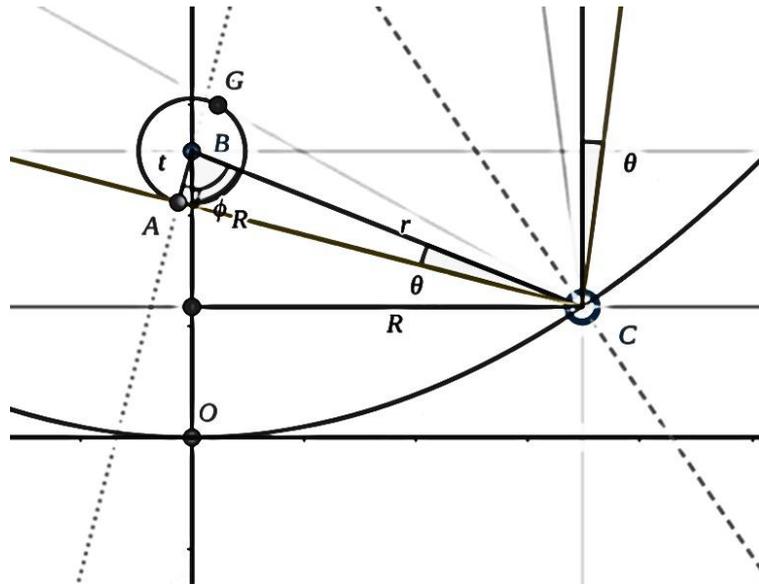


Figura 1.15 Configurazione di un disco solare con ricevitore sferico [8]

$$C_{disco,sfer} = \frac{\pi \cdot R^2}{4 \cdot \pi \cdot t^2} = \frac{R^2}{4 \cdot t^2} \approx \frac{\sin^2 \phi_R}{4 \sin^2 \theta} \quad 1.21$$

$$\frac{dC_{disco,sfer}}{d\phi_R} = \frac{2 \sin \phi_R \cos \phi_R}{4 \sin^2 \theta} = \frac{\sin 2\phi_R}{4 \sin^2 \theta} = 0 \quad 1.22$$

$$\phi_{R,max} = \frac{\pi}{2} = 90^\circ \rightarrow C_{disco,sfer,max} = \frac{1}{4 \sin^2 \theta} = \frac{1}{4} \cdot C \quad 1.23$$

Si riassumono per ogni tipologia di CSP i limiti termodinamici e di bordo [8]. È possibile notare come i limiti ottici siano sempre di molto inferiori rispetto a quelli termodinamici.

	Limite termodinamico	Limite ottico del raggio di bordo
Disco con ricevitore piatto	46200	11550
Disco con ricevitore sferico	46200	11550
Lineare con ricevitore piatto	215	108
Lineare con ricevitore cilindrico	215	68.5

I sistemi reali hanno fattori di concentrazione minori rispetto ai rapporti teorici a causa di imperfezioni geometriche, come imperfezioni superficiali ed errori di orientamento del riflettore, o di limitazioni del materiale. I valori raggiunti dai fattori di concentrazione sono di circa 2000-6000 nel caso dei paraboloidi, e di meno di 82 per i collettori parabolici lineari. Le perdite ottiche e geometriche che possono verificarsi vengono elencate nei paragrafi successivi.

1.3.2 Temperatura massima teorica di assorbimento

La temperatura massima raggiungibile dal ricevitore dipende dal rapporto di concentrazione. Secondo la legge di Stefan-Boltzmann, l'emissione radiante della superficie di un corpo nero, in funzione della temperatura e della superficie è:

$$P = A \cdot \sigma \cdot T^4 \quad 1.24$$

Il bilancio al ricevitore sarà:

$$Q_C = Q_R \rightarrow A_C \cdot G_{SC} = A_R \cdot \sigma \cdot T_R^4 \quad 1.25$$

È possibile scrivere la temperatura al ricevitore in funzione del rapporto di concentrazione.

$$\frac{A_C}{A_R} = C \rightarrow T_R = \left(C \cdot \frac{G_{SC}}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}} = T_S \cdot \left(\frac{C}{C_{max}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad 1.26$$

La temperatura dell'assorbitore aumenterà all'aumentare del rapporto di concentrazione con l'andamento visibile in figura 1.16.

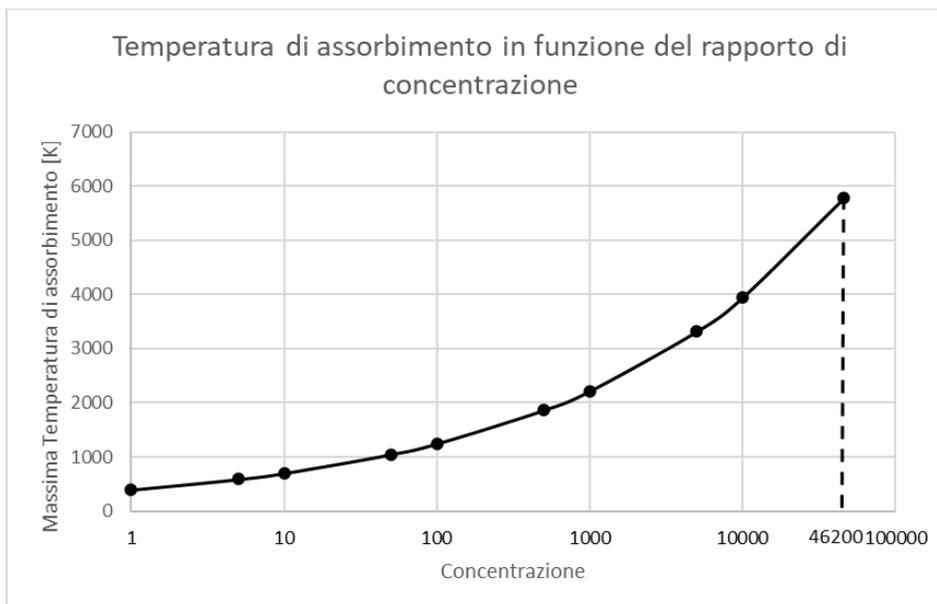


Figura 1.16 Rappresentazione della temperatura al ricevitore all'aumentare del rapporto di concentrazione

Questa dipendenza è teorica perché sono state effettuate le assunzioni di corpo nero sia per il Sole che per il ricevitore, nonostante nessuno oggetto reale possa essere considerato un corpo nero.

Per aumentare la temperatura del ricevitore si possono utilizzare rivestimenti selettivi, in modo da ridurre l'emissività, o proteggere gli assorbitori con tubi di vetro in modo che una parte della radiazione diffusa dall'assorbitore venga riflessa, assorbita e riemessa. Nelle stime appena fatte sono stati trascurati gli effetti di scambio termico dovute alle influenze atmosferiche che provocano un abbassamento della temperatura.

1.3.3 Angolo di Rim

L'angolo di Rim è un indicatore della curvatura del paraboloide perché rappresenta l'ampiezza angolare tra la linea che congiunge il punto focale con il bordo esterno del concentratore e l'asse ottico del concentratore.

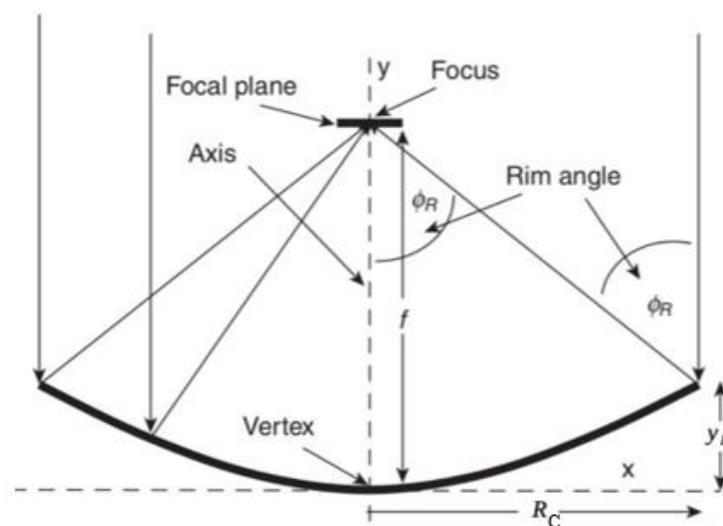


Figura 1.17 Rappresentazione delle grandezze caratteristiche di un concentratore solare

È possibile ricavare l'angolo di Rim sfruttando le relazioni trigonometriche:

$$\tan \phi_R = \frac{R_C}{f - y_R} = \frac{R_C}{f - \frac{R_C^2}{4 \cdot f}} \quad 1.27$$

Dove f è la lunghezza focale e indica la distanza dal vertice del paraboloide al fuoco.

Se il paraboloide ha un angolo di Rim piccolo, la curvatura sarà piccola e la distanza focale sarà maggiore. In generale si preferiscono angoli minori di 50° se sono utilizzati accoppiati con ricevitori a cavità, viceversa per un accoppiamento con ricevitori a superficie si preferiscono angoli maggiori di 50° anche fino a 90° (superficie emisferica).

1.3.4 Dimensionamento dell'area di apertura del concentratore

Il diametro e le dimensioni del concentratore solare dipendono dalla potenza termica richiesta dall'impianto. L'energia termica focalizzata al ricevitore dipende dall'area di apertura della parabola, che è la superficie su cui incide l'energia solare.

L'area di apertura dipende dal diametro del concentratore.

$$A_C = \frac{\pi}{4} \cdot D_C^2 \quad 1.28$$

Per calcolare il diametro del concentratore è necessario conoscere la lunghezza focale f e l'angolo di Rim ϕ_R .

$$D_C = 4 \cdot f \cdot (\csc(\phi_R) - \cot(\phi_R)) \quad 1.29$$

1.4 Bilancio energetico

L'equazione fondamentale di bilancio energetico che descrive i sistemi a concentrazione è la seguente:

$$Q_U = Q_C - Q_{spill} - Q_{refl} - Q_{emit} - Q_{conv} - Q_{cond} \quad 1.30$$

La potenza utile Q_U è pari alla potenza incidente al concentratore Q_C a cui vengono sottratte le perdite che possono essere raggruppate in:

- Perdite ottiche o geometriche dovuta alla radiazione che non incide sull'area di apertura del ricevitore Q_{spill} e alla radiazione riflessa all'esterno del ricevitore Q_{refl} .
- Perdite termiche che comprende le perdite per emissione della radiazione termica Q_{emit} , perdite dovute alla convezione naturale o forzata Q_{conv} e perdite conduttive dovute allo scambio termico con il fluido termovettore Q_{cond} .

Dall'equazione 1.31 si può valutare l'efficienza energetica del generico ricevitore solare, data dal rapporto tra il flusso termico utile e la radiazione concentrata incidente.

$$\eta_{ric} = \frac{Q_U}{Q_C} \quad 1.31$$

In figura 1.18 viene rappresentata l'efficienza del ricevitore in funzione del fattore di concentrazione ottico e della temperatura media del ricevitore [10].

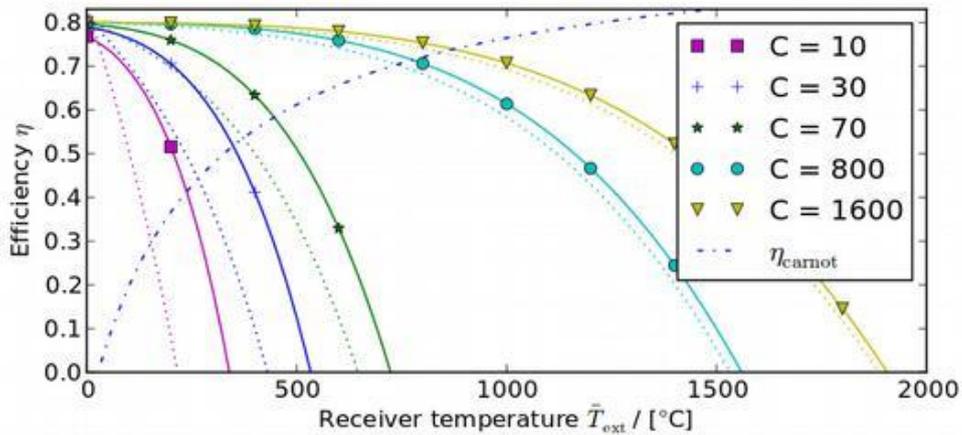


Figura 1.18 Efficienza del ricevitore in funzione del fattore di concentrazione ottico e della temperatura media del ricevitore

[10]

Si analizzano nel dettaglio le perdite che avvengono nel sistema.

1.4.1 Perdite ottiche dovute a imprecisioni geometriche

Le perdite ottiche sono dovute soprattutto alle imperfezioni geometriche degli specchi. I difetti possono essere macroscopici, come errori di inclinazione e forma, dovuti a deformazioni strutturali, o microscopici, legati alla rugosità superficiale. La presenza di scabrosità superficiale comporta che la radiazione solare sia distribuita in modo imperfetto, diffondendo il flusso di calore su un'area più ampia.

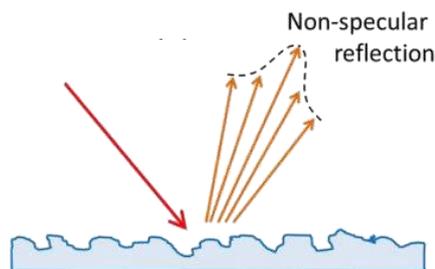


Figura 1.19 Influenza delle imperfezioni superficiali sulla riflessione del raggio [8]

È possibile stimare la perdita di radiazione riflessa dovuta a questi errori tramite il fattore di intercettazione, cioè il rapporto tra radiazione riflessa che colpisce l'assorbitore e la radiazione totale incidente. I sistemi parabolici disponibili sul mercato, che trovano un giusto compromesso tra costi di investimento e maggiore precisione, hanno fattori di intercettazione compresi tra 0.96 e 0.97 [8].

1.4.2 Perdite ottiche dovute alle caratteristiche del materiale

Le perdite ottiche sono dovute al materiale degli specchi e dell'assorbitore che hanno valori limitati delle caratteristiche superficiali quali riflessione, assorbimento e trasmittanza.

Il coefficiente di riflessione o riflettanza della superficie riflettente indica la frazione di energia incidente che viene riflessa. Il coefficiente di assorbimento o assorbanza del ricevitore è la frazione di energia incidente che viene assorbita e ha valore unitario nel caso di corpi neri. In alcuni casi per ridurre le perdite termiche, il ricevitore viene inserito all'interno di un tubo di vetro, in modo da creare un'intercapedine in cui è mantenuto il vuoto. In questo caso le perdite ottiche sono influenzate anche dal valore della trasmittanza, che rappresenta la frazione di energia che attraversa lo strato di vetro.

Per ridurre le perdite è necessario effettuare la manutenzione dei componenti in modo da ridurre il grado di sporco delle superfici.

1.4.3 Perdite ottiche correlate alla variabilità dell'angolo di incidenza della radiazione

Le perdite ottiche sono influenzate anche dall'errore di posizionamento, cioè la posizione dello specchio e del ricevitore, e di tracciamento, errori di orientamento del collettore dovute al non perfetto inseguimento solare, definite “perdite coseno”.

Le perdite dovute all'instabilità dell'angolo di incidenza risultano maggiori nel caso di sistemi dotati di movimentazione a un asse. Nel caso di tracciamento a due assi invece l'angolo di incidenza tra la radiazione diretta e l'area di apertura viene mantenuto nullo.

La variazione continua degli angoli di incidenza influenza sia le prestazioni geometriche che quelle ottiche. Incide sulle prestazioni geometriche perché al crescere dell'angolo di incidenza aumenta la distanza tra specchi e fuoco del ricevitore e quindi si ha un aumento dell'area focale. L'efficienza ottica varia perché cambiando l'angolo di incidenza variano i valori di riflettività, trasmittanza e assorbimento. Si ricorda che quando nelle specifiche tecniche vengono indicati i coefficienti caratteristici dei materiali, questi si riportano con angoli di incidenza nulli.

Per valutare gli effetti delle perdite che dipendono dall'angolo di incidenza si può usare la correzione dell'angolo di incidenza (IAM) dato dal rapporto tra l'efficienza ottica del campo solare per un generico angolo di incidenza e l'efficienza del campo solare ideale, che si ha quando $\theta = 0^\circ$ [5].

$$IAM = \frac{\eta_{ott}(\theta)}{\eta_{ott}(\theta = 0^\circ)} \quad 1.32$$

1.4.4 Perdite ottiche dovute ad effetti ombra

Le perdite dovute a zone d'ombra si hanno quando i raggi solari incidono sulle superficie riflettenti con basse inclinazioni e quindi si possono avere ostacoli o interferenze tra il sole e gli specchi. Per massimizzare l'efficienza di captazione vengono utilizzati dei metodi di ray-tracing.

1.4.5 Perdite termiche

In prossimità del ricevitore si verificano le perdite termiche che sono tanto maggiori quanto maggiore è la differenza di temperatura tra fluido termovettore e aria circostante.

Nella figura 1.20 vengono visualizzate le perdite termiche per diverse tipologie di impianti [8]. Le perdite di calore dalla superficie calda del ricevitore avvengono a causa della convezione naturale e dell'emissione elettromagnetica nello spettro dell'infrarosso. Si nota come l'andamento sia simile per tutti i modelli.

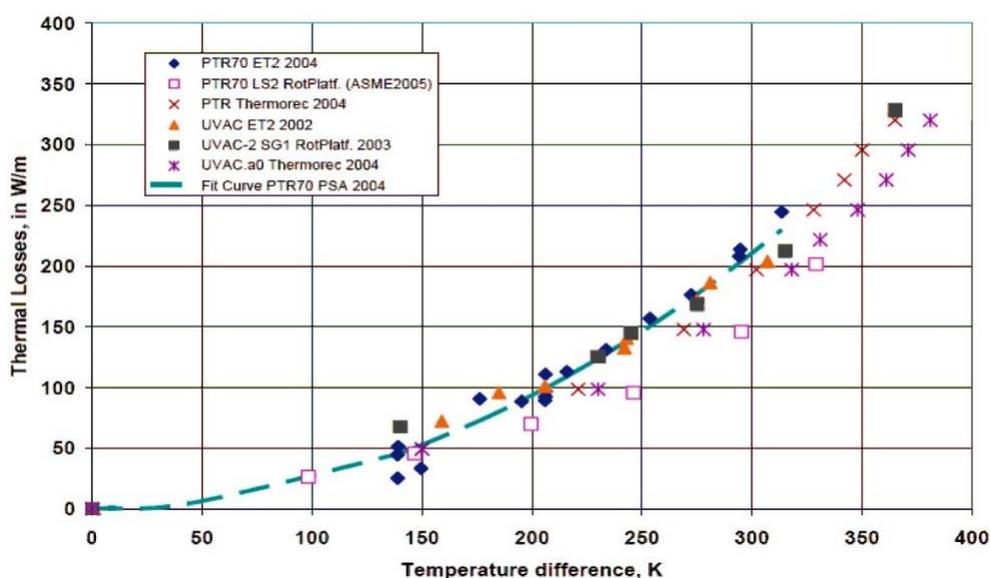


Figura 1.20 Andamento delle perdite termiche in funzione della differenza di temperatura per diversi ricevitori [8]

Le perdite per convezione e la differenza di temperatura sono proporzionali.

$$Q_{conv} = h \cdot A_R \cdot \Delta T \quad 1.33$$

Dove h è il coefficiente di scambio termico che è dipendente dalle condizioni del vento e dell'umidità dell'aria. Le relazioni per determinare il coefficiente di scambio termico vengono riportati in allegato [A1].

Per ridurre le perdite convettive spesso si utilizza un involucro esterno di vetro che copre il tubo dell'assorbitore. Questa applicazione provoca un aumento delle perdite per riflessione termica, ma riduce quelle per emissione termica. Nel caso di utilizzo di vetro con bassa trasmissività per le lunghezze d'onda del campo dell'infrarosso, si crea un effetto serra convettivo nell'intercapedine.

La perdita di calore radiativa tiene conto dell'assorbimento della radiazione termica a temperatura ambiente e dell'emissione radiante alla temperatura superficiale. Spesso la differenza tra l'assorbimento medio dell'aria e l'emissività è molto esigua e la formula diventa:

$$Q_{emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_R \cdot (T_{amb}^4 - T_R^4) \quad 1.34$$

L'uso di ricevitore a cavità permette di ridurre le perdite radiative, perché vengono ridotte le riflessioni e le emissioni termiche verso l'esterno. Per ridurre le perdite radiative spesso viene utilizzato materiale selettivo che incrementa l'assorbività nello spettro solare e minimizza l'emissività della radiazione termica alla temperatura operativa del ricevitore.

Le perdite per conduzione risultano direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra ricevitore e aria esterna e inversamente proporzionale alla resistenza conduttiva.

$$Q_{cond} = A_R \cdot \frac{T_R - T_{amb}}{R_R} \quad 1.35$$

Per generare il flusso di lavoro è necessario trasmettere il calore assorbito al fluido termovettore. Il flusso termico per un ricevitore tubolare dovrà attraversare la resistenza termica del rivestimento selettivo superficiale, lo spessore del materiale della parete e dello strato limite convettivo all'interno del tubo.

È possibile visualizzare in figura 1.21 le varie perdite che si possono avere al ricevitore.

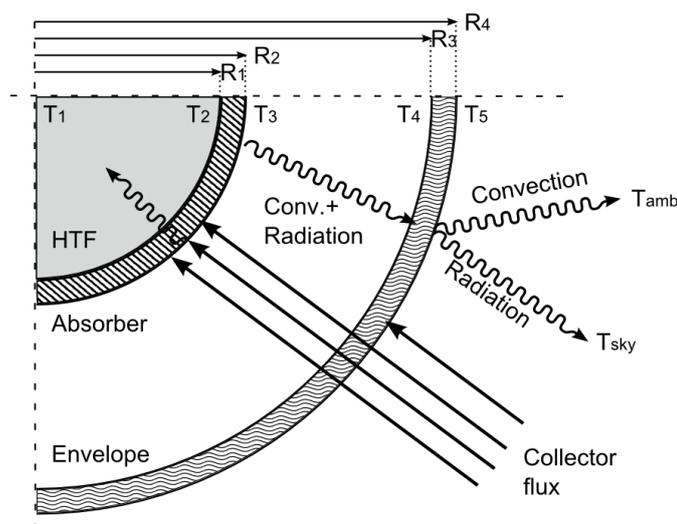


Figura 1.21 Rappresentazione delle perdite termiche per il ricevitore di un collettore parabolico lineare [11]

La dissipazione termica è proporzionale alle dimensioni del ricevitore, quindi una riduzione della superficie di apertura potrebbe contribuire ad una minor dispersione del calore, ma allo stesso tempo un'area più estesa permetterebbe di catturare una maggiore quantità di radiazioni, riducendo le “spillage losses”. È necessario quindi trovare un compromesso per ridurre al minimo le perdite.

2 Accumulo termico

L'accumulo termico è il sistema che deve essere in grado di accumulare l'energia, conservarla minimizzando le perdite e rilasciarla nel momento in cui è richiesta. Per ridurre le perdite per conduzione e convezione viene inserito un buon isolante termico, mentre per ridurre le perdite per irraggiamento bisogna limitare quanto possibile la temperatura dell'accumulo. Un sistema di accumulo ben progettato è in grado di apportare diversi vantaggi all'impianto tra cui l'incremento dell'efficienza globale del sistema, una maggiore disponibilità e flessibilità della risorsa, risparmio economico e riduzione delle emissioni di inquinanti. Nel caso in esame viene sfruttato l'accumulo termico poiché rende possibile il disaccoppiamento tra la fase di produzione di energia termica e la fase di utilizzo, permettendo l'uso dell'energia solare anche durante le ore notturne.

2.1 Tipologie di accumulo termico

A seconda delle necessità dell'impianto si possono scegliere soluzioni differenti di accumulo che vengono riepilogate in figura 2.1.

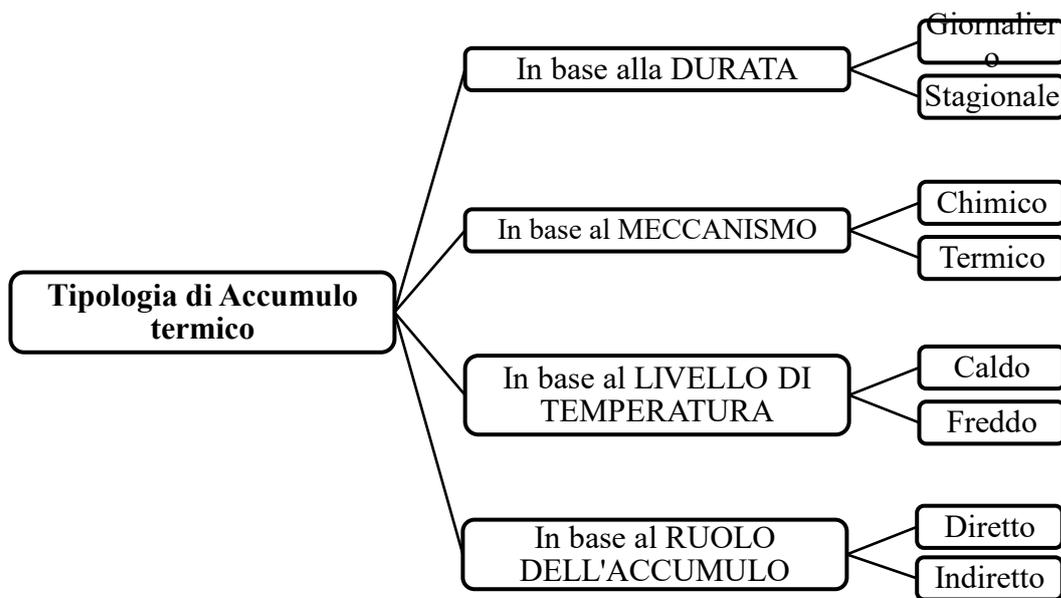


Figura 2.1 Schematizzazione delle varie tipologie di accumulo termico

2.1.1 In base alla durata

In base alle tempistiche di carica e scarica dell'accumulo si distinguono gli accumuli di breve durata o giornalieri e quelli di lunga durata o stagionali.

L'accumulo stagionale è pensato per contenere l'energia utile per un'intera stagione, quindi spesso le dimensioni sono molto grandi e ciò comporta problematiche dovute alle dispersioni termiche, che giustificano la limitata diffusione di questa tipologia.

L'accumulo giornaliero prevede la possibilità di stoccare l'energia per soddisfare il fabbisogno energetico di 1-2 giorni.

2.1.2 In base al meccanismo

In base al meccanismo si possono distinguere gli accumuli chimici che sfruttano le reazioni chimiche o gli accumuli termici che sfruttano le proprietà fisiche del materiale.

Gli accumuli chimici sfruttano reazioni di assorbimento dove due sostanze, dette assorbente e sorbato, interagiscono grazie ai legami fisici deboli (forze di Van der Waals o ponti a idrogeno). La reazione di assorbimento può essere così schematizzata:



A seconda delle applicazioni le sostanze hanno diverso stato fisico, ma le più comuni hanno assorbente in forma solida e il sorbato (tipicamente l'acqua) che passa da stato liquido a vapore. Il materiale assorbente che è microporoso, permette alle molecole di sorbato di depositarsi sulla loro superficie. La reazione si troverà in equilibrio a una determinata temperatura, definita temperatura di inversione T^* , cioè quando l'energia libera di Gibbs si annulla.

$$\Delta G = \Delta H - T^* \cdot \Delta S = 0 \quad 2.2$$

$$T^* = \frac{\Delta H}{\Delta S} \quad 2.3$$

Con il variare della temperatura si avrà il passaggio da reagenti a prodotti e viceversa, così come si può visualizzare nella figura 2.2.

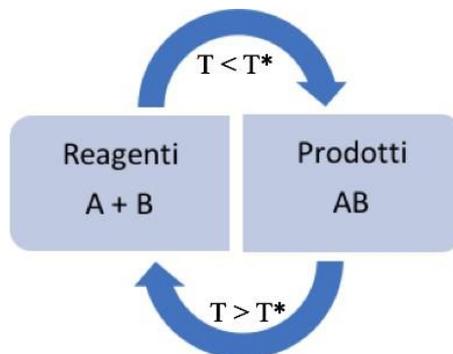


Figura 2.2 Rappresentazione della reazione di assorbimento in funzione della temperatura

La reazione viene definita endotermica se il flusso termico è in ingresso ed esotermica se è in uscita. Gli accumuli termici si dividono in sensibile, se sfruttano l'incremento di temperatura del materiale, o latente, se sfruttano il cambiamento di fase del materiale.

- L'accumulo sensibile sfrutta le proprietà fisiche di un materiale per immagazzinare energia interna. L'accumulo di calore è calcolato come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m \cdot c_p \cdot dT \quad 2.4$$

Dove T_i e T_f sono rispettivamente la temperatura iniziale e finale della sostanza di accumulo, m è la sua massa, c_p il calore specifico. Lo stoccaggio sensibile del calore in un materiale dipende dalla sua capacità termica, che determina la densità di energia e la diffusività termica.

Il materiale più utilizzato per questo tipo di scambio è l'acqua, perché ha ottime proprietà di scambio termico ed è disponibile a basso costo.

- L'accumulo latente sfrutta il cambiamento di stato del materiale per creare un accumulo quasi isoterma. Le dimensioni dei serbatoi, in questo caso, sono di minori dimensioni in quanto l'energia accumulata nella transizione di fase è maggiore rispetto a quella di un accumulo sensibile con la stessa quantità in massa. La quantità di calore accumulata viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_{fus}} m \cdot c_{p,s} \cdot dT + \int_{T_{fus}}^{T_f} m \cdot c_{p,l} \cdot dT \quad 2.5$$

Dove con T_{fus} si indica la temperatura di fusione del materiale e con L_{fus} il calore

latente di fusione.

2.1.3 In base al livello di temperatura

Si parla di accumulo caldo o freddo a seconda della temperatura di utilizzo della fonte. Quelli più utilizzati e diffusi sono gli accumuli caldi che a seconda della temperatura si dividono in accumuli ad alta temperatura ($T > 120$ °C) o a bassa temperatura ($T < 120$ °C).

2.1.4 In base al ruolo dell'accumulo

Gli accumuli si definiscono diretti o indiretti a seconda se forniscono direttamente l'energia immagazzinata per l'utilizzo o se necessitano di convertitori.

La configurazione ad accumulo diretto prevede il passaggio da risorsa termica ad accumulo con l'incremento dell'energia immagazzinata dovuto alla differenza di entalpia. Al calore trasferito è associata anche una differenza di entropia che comporta delle limitazioni nel sistema e aumenta le perdite.

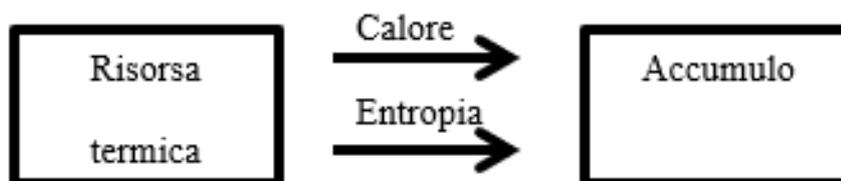


Figura 2.3 Rappresentazione accumulo diretto

La configurazione ad accumulo indiretto prevede l'utilizzo del convertitore per intercettare il flusso di entropia proveniente dalla risorsa termica e trasferirlo all'ambiente.

Nell'accumulo viene trasferita solo exergia, cioè energia completamente utilizzabile. In questo modo si crea una grande densità di energia e si riducono le perdite.

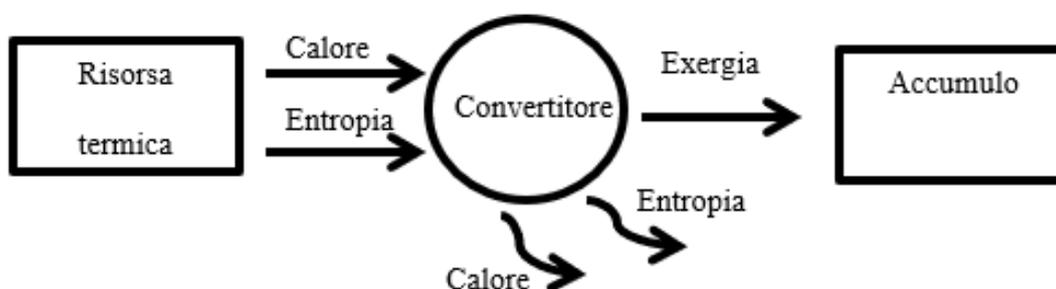


Figura 2.4 Rappresentazione accumulatore indiretto

2.2 Parametri per la progettazione

Per progettare un efficace sistema di accumulo termico è necessario valutare opportunamente sia le caratteristiche del mezzo che permette lo stoccaggio del calore che del materiale che lo contiene [12].

Il primo parametro da ricavare è la capacità, cioè l'energia termica massima che il sistema può contenere [kWh]. Tuttavia, quando si dimensiona un accumulatore, è necessario tenere conto anche delle perdite delle fasi di carica, mantenimento e scarica. Il parametro che permette di tenerne conto è l'efficienza, cioè il rapporto tra l'energia rilasciata nella fase di scarica e l'energia accumulata durante la carica. Questo termine è influenzato dalla qualità del serbatoio e dalle proprietà chimico-fisiche del materiale.

Al crescere della capacità da immagazzinare, cresce anche la dimensione dell'accumulo [m^3]. Questo parametro incide sul posizionamento dell'accumulo nell'impianto.

Le dimensioni dell'accumulo dipendono dal materiale selezionato. Per descrivere il comportamento del mezzo i parametri fondamentali sono la densità di energia [kJ/m^3] e

l'energia specifica [kJ/kg], che indicano la quantità di energia che il mezzo è in grado di accumulare o rilasciare rispettivamente per unità di volume e per unità di massa. Maggiori sono i valori di densità di energia, minori saranno i volumi di accumulo.

Per ricavare la cinetica del processo è necessario conoscere la potenza specifica [kW/kg] che esprima la potenza che il mezzo è in grado di gestire durante le fasi di carica e scarica. Risulta importante l'ottimizzazione di questo parametro nelle applicazioni che hanno un tempo limitato per le fasi, nello specifico maggiore è la potenza specifica, maggiore sarà la velocità di carica/scarica. Questo valore è strettamente collegato alla durata dell'accumulo, cioè il periodo durante il quale il serbatoio è in grado di accumulare energia.

I materiali di immagazzinamento e dei contenitori lavorano all'interno di un determinato range di temperature operative, che deve comprendere le temperature di esercizio dello stoccaggio [$^{\circ}C$]. Il superamento delle temperature operative porterebbe alla degradazione chimica e meccanica del componente.

Per la sicurezza dell'impianto è consigliabile scegliere materiali non infiammabili.

Il costo complessivo dell'impianto influenza la fattibilità o meno dell'opera. I parametri che influenzano l'investimento sono sia il costo per unità di massa o di volume [$€/kg$; $€/m^3$] che la durata dell'impianto [$anni$]. Il costo è strettamente legato alla maturità della tecnologia. Gli anni di durata dell'impianto, invece, devono essere sufficienti per avere il rientro dell'investimento.

Nella tabella seguente si riassumono i valori tipici per l'accumulo con acqua calda, con materiale a cambiamento di fase e con reazione chimica [13].

Sistema di accumulo	Capacità (kWh/t)	Potenza (MW)	Efficienza (%)	Periodo di stoccaggio	Costo (€/kWh)
Accumulo sensibile	10-50	0.001-10	50-90	Giorni/mesi	0.1-10
PCM	50-150	0.001-1	75-90	Ore/mesi	10-50
Termochimico	120-250	0.01-10	75-100	Ore/giorni	8-100

Per scegliere la categoria più adatta per l'applicazione che si sta sfruttando ci si può basare sui dati della tabella qui presente. Il PCM risulta un buon compromesso in termini di capacità di accumulo e costo rispetto all'accumulo sensibile e al termochimico. Quest'ultimo, anche se statisticamente risulta essere il migliore, non è ancora una tecnologia affermata.

2.3 PCM

Dopo aver presentato le varie tecnologie per accumulo termico, si vogliono fornire maggiori dettagli per la tipologia di accumulo termico latente, perché è quella selezionata per il lavoro di questa tesi.

I materiali a cambiamento di fase, che vengono utilizzati per l'accumulo del calore latente, sono semplicemente denominati PCM (Phase Change Materials).

I materiali a cambiamento di fase sono molto comuni in natura e differiscono per la tipologia di trasformazione di stato. Nel passaggio solido-solido il calore viene accumulato

durante la trasformazione della struttura cristallina del materiale. Il vantaggio di questi materiali consiste in una maggiore facilità nella progettazione e nel design dell'accumulo. Tuttavia, sarebbe preferibile sfruttare il passaggio liquido-gas perché consente uno scambio di calore latente maggiore rispetto al tipo precedente, ma porta altresì ad una variazione dei volumi troppo elevati che implicano grossi problemi nella gestione dell'accumulo. A livello commerciale è più facile imbattersi nei materiali che sfruttano il passaggio solido-liquido perché è caratterizzata da una minima variazione di volume specifico tra le due fasi. I maggior vantaggi derivanti dall'utilizzo di accumuli a cambiamento di fase rispetto a impianti con altri materiali o a calore sensibile sono:

- La possibilità di accumulare maggior energia termica rispetto agli accumuli sensibili e di conseguenza la possibilità di utilizzare accumuli di minore dimensione.
- Temperatura relativamente costante
- Numero di cicli ON-OFF degli ausiliari minore rispetto al caso con accumulo sensibile

I maggiori svantaggi sono:

- Perdita di stabilità chimica del materiale ed erosione dei materiali di incapsulamento del PCM
- Possibili problematiche ambientali

2.3.1 Classificazione

I materiali a cambiamento di fase si dividono in tre categorie principali: composti organici, composti inorganici e miscele eutettiche. La figura 2.5 permette di visualizzare la classificazione dei PCM.

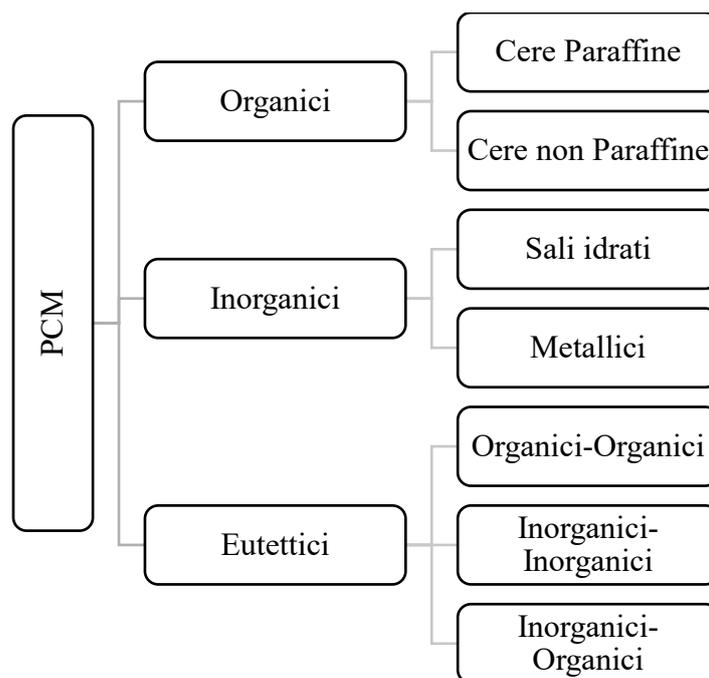


Figura 2.5 Classificazione dei materiali a cambiamento di fase

- **PCM ORGANICI**

I PCM Organici sono sostanze che possono fondere e solidificare più volte senza segregazione e degradazione nel tempo del calore latente di fusione. Questi in genere non sono corrosivi e sono molto economici rispetto alle altre tipologie. I PCM Organici si dividono in cere paraffine e cere non paraffine.

Le cere paraffine si adattano molto bene all'accumulo termico, perché possiedono un'elevata densità di energia. Le molecole organiche di cui è formata hanno struttura molecolare del tipo $CH_3(CH_2)_nCH_3$. Al variare del numero n di gruppi di CH_2 è possibile agire sulle proprietà termiche, in modo particolare sulla temperatura di fusione. Le cere paraffine si utilizzano nel range di temperatura tra 6 e 80 °C e a temperatura ambiente hanno la consistenza è simile a quella della cera. Altri aspetti positivi di questi composti

sono la stabilità nel tempo, il basso costo, il limitato fenomeno di reattività e corrosività con i materiali con cui sono in contatto e la sicurezza a livello impiantistico. Tuttavia, questi materiali hanno bassa conducibilità termica ed è quindi necessario avere grandi superfici di scambio termico per aumentare la velocità dei processi di carica e scarica.

Le cere non paraffine è la categoria più estesa dei PCM e quindi i materiali presentano le più varie proprietà. In generale si dividono in acidi grassi e altri PCM organici non paraffini. Sono caratterizzati da un ampio campo di utilizzo (8-130 °C), elevato calore latente di fusione e assenza di sotto-raffreddamento. Tuttavia, sono infiammabili, hanno vari livelli di tossicità e maggior costo rispetto alle paraffine senza apportare miglioramenti alle proprietà fisiche.

- **PCM INORGANICI**

I PCM Inorganici hanno un maggior calore latente di fusione ma tende a degradare nel tempo e si dividono in sali idrati e metallici.

I sali idrati sono leghe di sali ed acqua che formano un tipico solido cristallino indicato da una formula generale $AB \cdot nH_2O$. Variando il numero delle molecole di acqua è possibile modificare la temperatura di fusione del sale (disidratazione o idratazione). Durante la fase di fusione questi sali possono essere totalmente solubili nell'acqua di idratazione (fusione congruente) o parzialmente solubili (fusione incongruente). A causa della minor densità, i sali meno idrati si posizionano nella parte bassa dell'accumulo rendendo, dopo un determinato numero di cicli, il cambiamento di fase sempre più irreversibile. Per limitare questo fenomeno si può introdurre l'agitazione meccanica. Un altro problema riguarda il sotto-raffreddamento, dovuto alla velocità di nucleazione dei cristalli di sale-idrato molto bassa. Ciò vuol dire che il materiale continua la fase di raffreddamento oltre il punto di

solidificazione. Per evitare il sotto raffreddamento è possibile introdurre agenti di nucleazione che facilitano la creazione del cristallo. Per evitare il fenomeno della segregazione, cioè la degradazione del sale con il rilascio di una o più molecole di acqua, le soluzioni che si possono applicare sono: l'utilizzo di acqua in eccesso o di agenti nucleanti, il trattenimento di alcuni cristalli in una regione piccola e fredda, la modifica della composizione chimica del sistema o l'incapsulamento del PCM.

I materiali metallici sono utilizzati per l'accumulo ad alta temperatura. La caratteristica principale consiste nell'avere un'alta densità di energia e conducibilità termica, ma hanno diverse problematiche di degenerazione, che limitano le caratteristiche dopo alcuni cicli e che non permettono un loro reale utilizzo per l'elevato numero di problemi ingegneristici che il loro uso comporterebbe.

- **PCM EUTETTICI**

I PCM eutettici sono una miscela di due o più sostanze con caratteristiche derivanti dalle sostanze pure di partenza. La temperatura di fusione della miscela sarà sempre minore delle temperature di fusione delle sostanze di partenza, il vantaggio è che si possono sfruttare le proprietà di un materiale, abbinandolo a un secondo materiale in modo da trovare la temperatura di interesse.

2.3.2 Caratteristiche

Per scegliere il PCM adatto per l'applicazione designata è necessario effettuare un'analisi più dettagliata delle proprietà termofisiche, chimiche ed economiche del materiale. Vengono elencate le proprietà che un PCM deve possedere [14].

È necessario avere dei buoni requisiti termodinamici quali:

- Punto di fusione alla temperatura di funzionamento
- Alto valore del calore latente di fusione, in modo da sfruttare il più possibile il calore latente
- Alto valore del calore specifico, in modo da sfruttare anche una quota di calore sensibile
- Alta conducibilità termica in modo da aumentare la velocità dei processi di carica e scarica e limitare le differenze di temperatura.
- Assenza di segregazione, che è un processo irreversibile in cui si forma un sale idrato minore. Questo fenomeno comporta un peggioramento delle proprietà termiche e delle prestazioni del materiale.
- Piccole variazioni di volume durante il cambiamento di fase così da semplificare i contenitori e gli scambiatori di calore.

Per quanto riguarda i requisiti cinetici il più importante riguarda l'assenza del fenomeno di sotto-raffreddamento che consiste nel ritardo del processo di solidificazione, mantenendo il materiale ancora liquido anche al di sotto della temperatura di solidificazione. Questo fenomeno è dovuto alla bassa velocità di nucleazione del materiale: la temperatura quindi scende al di sotto della temperatura di solidificazione e poi risale nuovamente e avvia il fenomeno di cambiamento di fase. Come è possibile notare in figura 2.6, questo fenomeno avviene solo durante la solidificazione e non durante la liquefazione.

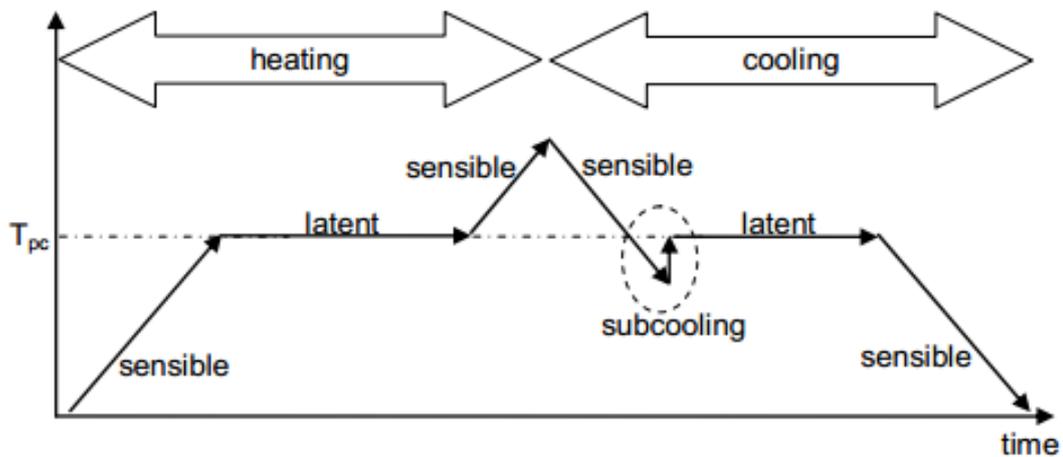


Figura 2.6 Variazione schematica della temperatura durante il riscaldamento (fusione) e il raffreddamento (solidificazione) di un PCM con subcooling [15]

Altri requisiti sono:

- Stabilità chimica nel tempo
- Assenza di tossicità
- Comportamento non corrosivo con i materiali con cui è in contatto
- Rispetto dei limiti di infiammabilità, eventualmente con l'aggiunta di ritardanti di fiamma.
- Facile reperibilità nel mercato e basso costo
- Resistenza ad un elevato numero di cicli risulta una caratteristica fondamentale per ridurre la manutenzione del componente

Nonostante sia facile trovare materiali che soddisfano le condizioni di calore latente e temperatura di fusione, la maggior parte delle altre caratteristiche vengono difficilmente rispettate. Di conseguenza spesso si cerca di compensare queste carenze con l'uso di sostanze eutettiche in modo da raggiungere le proprietà cercate.

Si confrontano le proprietà dei PCM organici e inorganici con le proprietà dell'acqua e della roccia con i dati ricavati da letteratura [16].

PROPRIETÀ	ROCCIA	ACQUA	PCM ORGANICO	PCM INORGANICO
DENSITÀ, KG/M3	2240	1000	800	1600
CALORE SPECIFICO, KJ/KG	1.0	4.2	2.0	2.0
CALORE LATENTE, KJ/KG	-	-	190	230
CALORE LATENTE, KJ/M3	-	-	152	368
MASSA DI ACCUMULO KG/MJ	67000	16000	5300	4350
VOLUME DI ACCUMULO M3/MJ	30	16	6.6	2.7
MASSA DI ACCUMULO RELATIVA	15	4	1.25	1.0
VOLUME DI ACCUMULO RELATIVO	11	6	2.5	1.0

Figura 2.7 Confronto delle proprietà dei PCM organici e inorganici con le proprietà dell'acqua e della roccia [16]

I PCM sono caratterizzati da un'elevata densità di energia di accumulo, ma il vantaggio diminuisce se ci si allontana dalla temperatura di cambiamento di fase poiché il calore specifico dello stato solido e dello stato liquido risultano minori rispetto a quello dell'acqua.

2.4 Tecniche di miglioramento dello scambio termico

Spesso lo scambio termico dei PCM risulta limitato, quindi bisogna trovare dei modi per aumentarlo. Nei materiali in cui la conducibilità termica è molto bassa, è possibile aggiungere anche materiali con alta conducibilità termica come grafite, fibre metalliche o matrici di metallo/ceramica [17]. Un'altra soluzione è effettuare l'incapsulamento della sostanza così da bilanciare la bassa conducibilità con un'elevata superficie di scambio termico. L'incapsulamento permette di portare altri benefici al materiale come prevenire cambiamenti nella sua composizione chimica evitando interazioni con l'ambiente, aumentare la compatibilità del PCM con i materiali circostanti interni all'accumulo,

migliorarne la maneggevolezza e ridurre possibili variazioni esterne di volume. In generale l'incapsulamento può essere di due tipi:

- Macro-incapsulamento consiste nell'includere il PCM in tubi, sfere, pannelli e altri recipienti che possono fungere da scambiatori o essere incorporati in altri elementi.

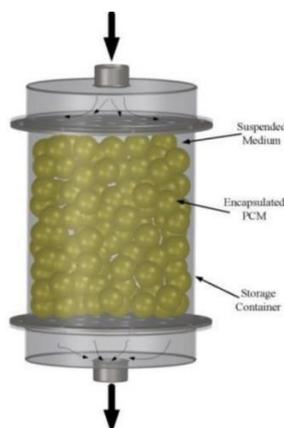


Figura 2.8 Accumulo con Macro-incapsulamento [18]

- Micro-incapsulamento è una tecnica in fase di sviluppo che consiste in piccole particelle sferiche di PCM delimitato da un film polimerico fino e con alto peso molecolare [19]. Il diametro del rivestimento è compreso tra 1 – 1000 μm e coincide con le strutture del reticolo cristallino del materiale. Il micro-incapsulamento migliora la stabilità del ciclo fusione-solidificazione essendo la separazione di fase confinata a distanze microscopiche. Tuttavia, essendo questa applicazione ancora in fase di sviluppo risulta essere molto costosa e ancora poco utilizzata.

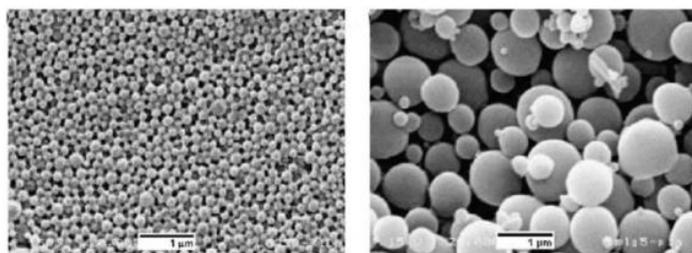


Figura 2.9 Rappresentazione di PCM microincapsulato [20]

2.5 Tipologie di sistemi di accumulo termico

Ci sono diverse tipologie di sistemi di accumulo. Quello più semplice e molto usato negli impianti a concentrazione solare con sali fusi è quello con due accumuli, uno caldo e uno freddo come è possibile vedere in figura 2.10. In questo sistema il fluido termovettore viene scaldato e si accumula direttamente nel serbatoio caldo e da esso viene prelevata una portata quando si deve sfruttare la fonte di calore. Dopo aver ceduto il calore, il fluido termovettore viene raccolto in un serbatoio freddo dove rimane immagazzinato fino al nuovo utilizzo. La semplicità dell'impianto consiste nel fatto che è lo stesso fluido che funge sia da termovettore che da materiale immagazzinante. Tuttavia, la presenza di due serbatoi rende l'impianto più ingombrante e costoso.

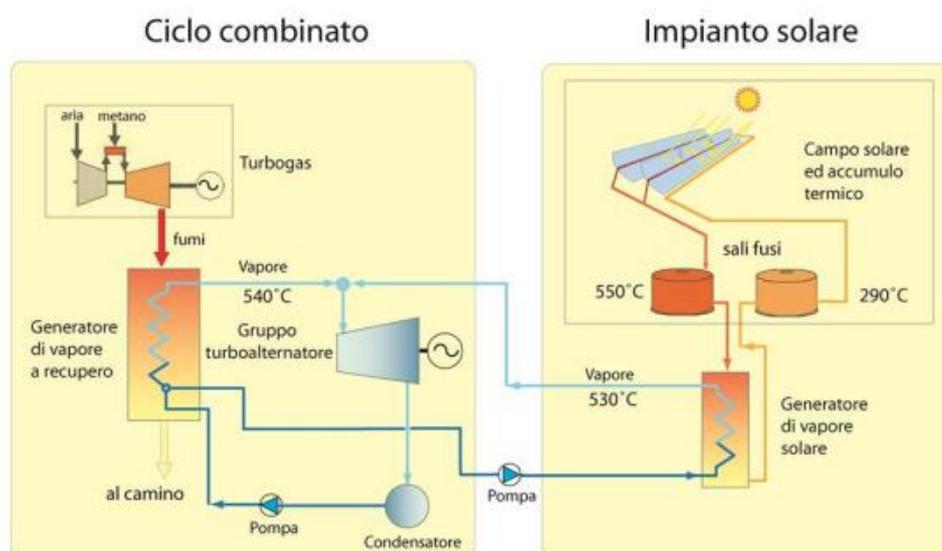


Figura 2.10 Esempio di impianto a doppio serbatoio: schema impianto a concentrazione solare Archimede – Priolo (SR) [6]

Questo impianto può essere utilizzato anche con un fluido di stoccaggio differente dal fluido termovettore, tuttavia i costi in questo caso sono superiori.

Ci sono anche sistemi costituiti da un solo serbatoio detti termoclini perché al loro interno si stabilisce un gradiente di temperatura che dipende dal livello di carica del serbatoio. La tipologia più semplice consiste in un fluido in fase liquida immagazzinato nel serbatoio. Il sistema risulta più economico rispetto alle altre tecnologie, ma è difficile mantenere la temperatura nominale di uscita nella fase di scarica. In alcuni sistemi viene posto un deflettore isoterma che separa il fluido caldo dal fluido freddo.

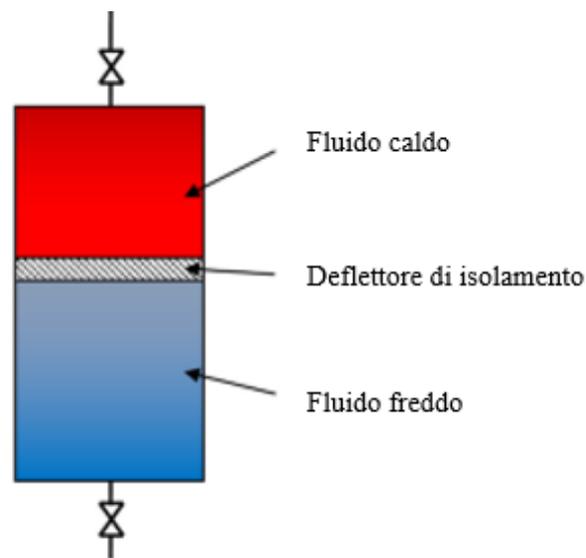


Figura 2.11 serbatoio di accumulo termico termocline con deflettore di isolamento termico mobile [21]

La tecnologia dell'accumulo termocline con letto impaccato consiste in un unico serbatoio con all'interno mezzi solidi, rocce o materiali ceramici, che permettono di prevenire la miscelazione convettiva e ridurre la quantità di fluido richiesta [22]. Il calore viene ceduto al materiale quando il fluido fluisce in un verso e recuperato quando scorre in direzione opposta.

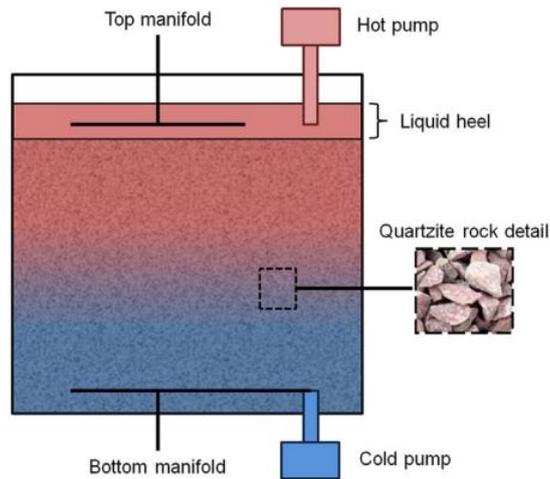


Figura 2.12 Serbatoio termoclino a sali fusi con roccia di quarzite [22]

L'ultima tipologia consiste in accumulo con materiale che immagazzina il calore tramite lo scambio termico con il fluido termovettore che scorre all'interno della tubazione. Rispetto al caso precedente, non avendo il contatto diretto con il materiale, il fluido termovettore subisce minori perdite di carico ma resta il problema dell'abbassamento di temperatura tipico del termoclino. In questo sistema l'accumulo può essere solo sensibile o misto tra sensibile e latente se viene inserito un PCM con temperatura di fusione nel range di funzionamento.

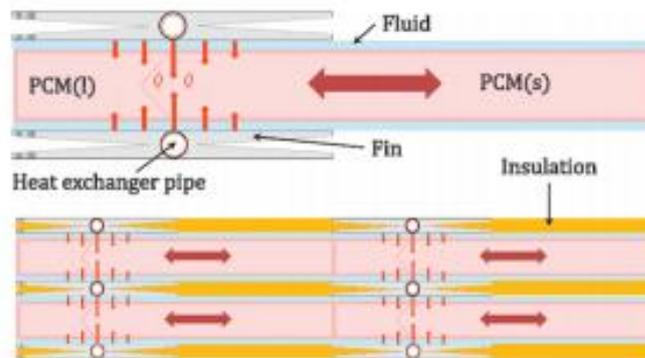


Figura 2.13 Accumulo di calore con scambiatore di calore tra fluido termovettore e PCM [22]

Per mantenere costante la temperatura in uscita dal serbatoio, è necessario che il PCM sia mantenuto in uno stato di transizione di fase. Per diminuire il fenomeno dell'abbassamento della temperatura, tipico del termoclino, si può suddividere l'accumulo in blocchi più piccoli e alimentarli singolarmente in parallelo, in modo da caricare (o scaricare) un pezzo per volta.

L'utilizzo di più PCM con configurazione a cascata (figura 2.14) può migliorare la velocità di trasferimento del calore del sistema e, se i materiali vengono scelti correttamente, si riesce a mantenere una differenza di temperatura costante tra ingresso e uscita.

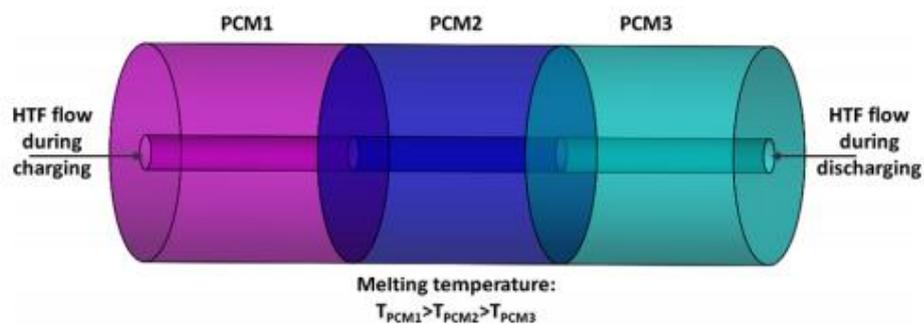


Figura 2.14 Modello fisico di un accumulatore con diversi PCM in serie [22]

3 *Ciclo Rankine Organico*

Per la generazione di energia elettrica il ciclo più diffuso è il ciclo Rankine. Nella configurazione di riferimento è composto da quattro dispositivi: la pompa, il generatore di vapore, la turbina e il condensatore.

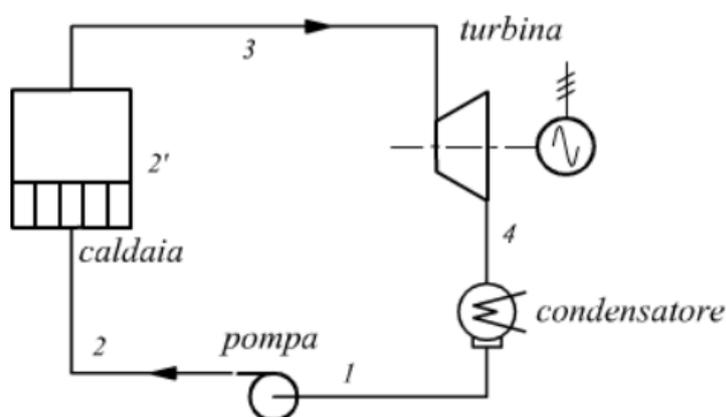
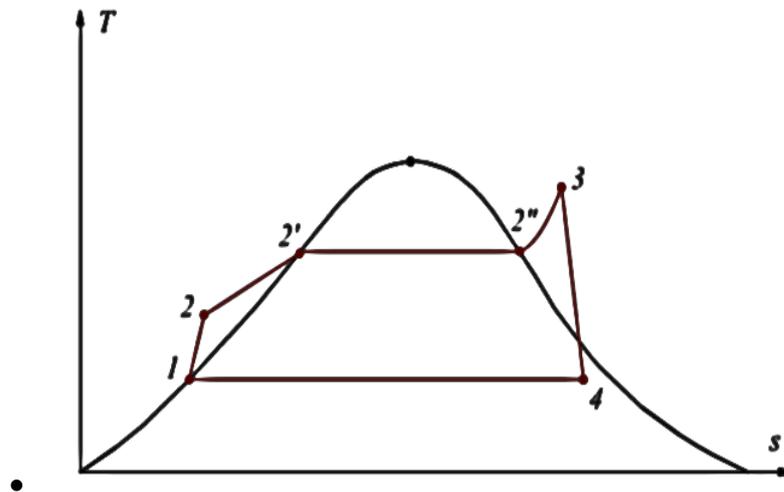


Figura 3.1 Rappresentazione componenti Ciclo Rankine [23]

Le trasformazioni che avvengono nel ciclo sono:

- 1-2: compressione nella pompa;
- 2-3: scambio di calore nel generatore di vapore. È possibile dividere questa operazione in riscaldamento fino alla temperatura di evaporazione che avviene nell'economizzatore, evaporazione del fluido nell'evaporatore e surriscaldamento fino alla temperatura di ingresso in turbina nel surriscaldatore;

- 3-4: espansione in turbina e conseguente trasformazione di energia meccanica in energia elettrica grazie all'alternatore;
- 4-1: scambio di calore nel condensatore che riporta il fluido allo stato liquido.



• Figura 3.2 Rappresentazione del Ciclo Rankine su diagramma Temperatura – Entropia [23]

Il ciclo Rankine a fluido Organico (ORC) differisce dal tradizionale ciclo Rankine a vapore solo per il fluido termovettore utilizzato. Si preferisce utilizzare fluidi “bassobollenti”, piuttosto che l’acqua, perché permettono di avere un ciclo performante a temperature più basse e realizzare un miglior accoppiamento con la sorgente termica rinnovabile, che si trova a temperature più basse di quelle ottenibili a valle di un generatore di calore alimentato con fonti fossili.

3.1 Caratteristiche dei fluidi organici

La scelta del fluido organico è molto importante, perché influenza sia le prestazioni dell’impianto che i costi di investimento e manutenzione. Di seguito vengono indicate le

caratteristiche principali che bisogna analizzare per la scelta del fluido da inserire nel ciclo Rankine organico [24].

3.1.1 Curva di saturazione

I fluidi organici possono essere catalogati in diversi modi, ma la classificazione più importante si basa sulla pendenza della curva di saturazione del vapore, perché influenza l'efficienza del ciclo Rankine, l'applicabilità del fluido e le caratteristiche dei componenti dell'impianto.

Le tipologie di curve di saturazione sono tre:

- Fluido isoentropico con pendenza positiva della curva limite superiore verticale

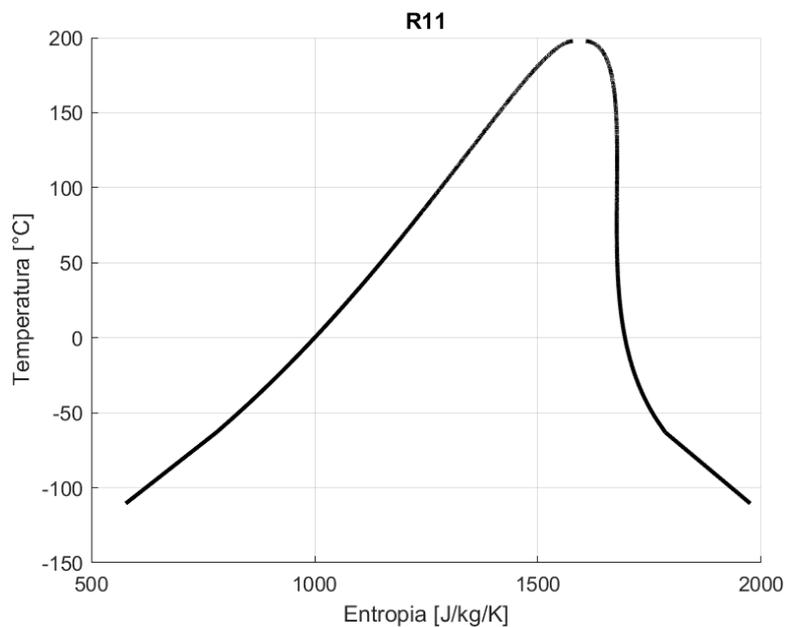


Figura 3.3 Esempio diagramma T-s per fluido isoentropico: R11

- Fluido umido (wet) con pendenza della curva limite superiore negativa, così come è quella dell'acqua. Con l'espansione isentropica in turbina si ha formazione di condensato

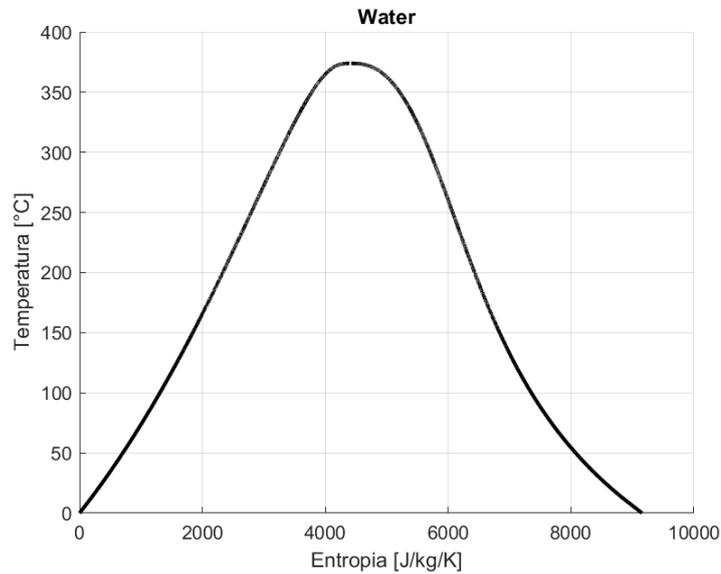


Figura 3.4 Esempio diagramma T-s per fluido umido: Acqua

- Fluido asciutto (dry) con pendenza della curva limite superiore positiva. In questo caso espandendo isentropicamente si arriva nella zona dei vapori surriscaldati.

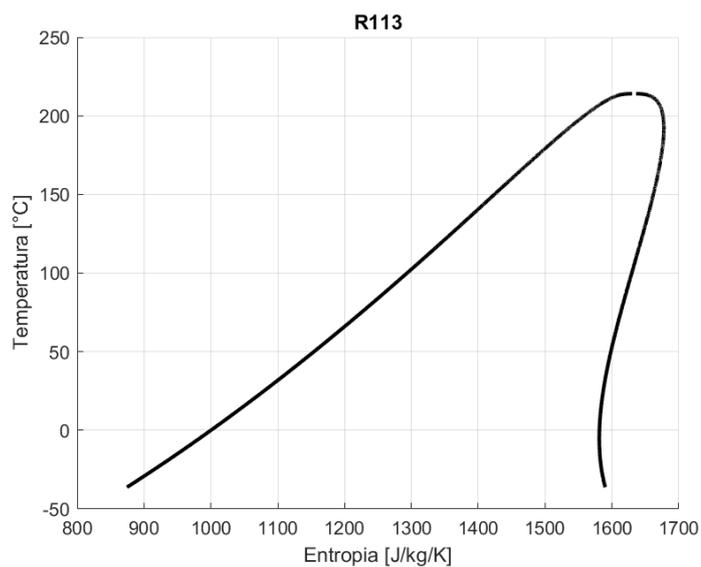


Figura 3.5 Esempio diagramma T-s per fluido umido: R113

In genere i fluidi bagnati hanno anche temperature critiche modeste, quindi, per aumentare il rendimento del ciclo, è necessario utilizzare pressioni di espansione molto alte. Per fare ciò spesso bisogna effettuare uno o più surriscaldamenti, in modo da evitare formazione di condensato negli ultimi stadi della turbina. Questa impostazione dell'impianto risulta economicamente sconsigliata nonostante abbia buoni rendimenti.

L'uso di fluidi asciutti o isentropici rende non necessario il surriscaldamento, perché all'uscita della turbina isentropica si è in presenza di vapore surriscaldato. Inoltre, si potrebbe inserire un rigeneratore per sfruttare l'energia termica del vapore surriscaldato scaldando il fluido uscente dalla pompa.

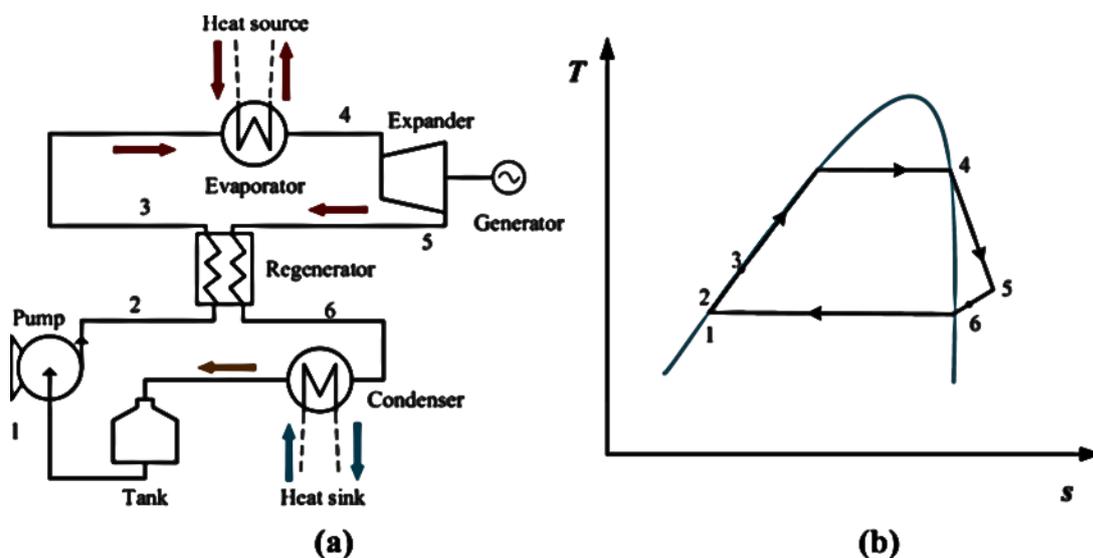


Figura 3.6 Ciclo Rankine rigenerativo: rappresentazione su schema (a) e su diagramma Temperatura-Entropia (b) [25]

La rigenerazione aumenta l'efficienza del ciclo, ma lo scambiatore di calore necessario per l'applicazione comporta un aumento del costo. In impianti di piccola taglia non è consigliato perché la progettazione per una corretta efficienza è molto difficile, si rischia

infatti di diminuire il rendimento se la temperatura del fluido termovettore all'uscita della turbina risultasse troppo elevata.

3.1.2 Temperatura e pressione critica

Per la scelta della temperatura critica è necessario non discostarsi troppo dalla temperatura della sorgente termica in modo da diminuire l'entropia generata dallo scambio termico, che è proporzionale alla differenza di temperatura tra la sorgente e il fluido. Rispettando queste condizioni si ha un innalzamento del rendimento termodinamico del ciclo, perché la temperatura di evaporazione risulta il più vicino possibile alla temperatura massima teorica raggiungibile con quella fonte. Per quanto riguarda la pressione è necessario non avvicinarsi troppo alla pressione critica, perché vicino al punto critico le proprietà subiscono forti variazioni, quindi per piccole variazioni di temperature si avranno grandi variazioni di pressione che provocherebbero ai componenti rottura per fatica del materiale.

3.1.3 Calore latente di evaporazione

La distanza tra la curva di liquido saturo e di vapore saturo permette di visualizzare la quantità di calore latente. A parità di potenza meccanica prodotta dalla turbina, i fluidi con maggiore calore latente, producendo più lavoro specifico, richiedono una minore portata massica.

3.1.4 Densità del liquido e del vapore

È necessario che il fluido selezionato abbia sia la densità in fase liquida che in fase vapore la più alta possibile. Avere alta densità della fase liquida comporta una diminuzione delle perdite di pompaggio, mentre avere alta densità della fase vapore riduce le perdite di carico negli scambiatori.

3.1.5 Calore specifico e conducibilità termica

Il calore specifico del liquido non influenza il lavoro netto estratto dal ciclo. Diversamente, il calore specifico del vapore influisce sul costo dell'evaporatore perché, in presenza di un basso valore, aumenta l'area di scambio necessaria.

Anche la conducibilità termica influisce nella dimensione dell'aria dello scambiatore. Nello specifico più è alta la conducibilità termica, maggiore sarà lo scambio termico negli scambiatori di calore e quindi diminuirà l'area necessaria per lo scambio.

3.1.6 Viscosità

È necessario conoscere la viscosità del fluido perché influenza lo scambio termico e le perdite di carico nei tubi.

Il coefficiente di scambio termico infatti è pari a:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} = \frac{0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \cdot k}{d} \quad 3.1$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} \quad 3.2$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad 3.3$$

Della relazione 3.2 sappiamo che il numero di Reynolds è inversamente proporzionale alla viscosità (μ), mentre (eq. 3.3) il coefficiente di Prandtl è direttamente proporzionale. Dall'equazione 3.1 risulta che la viscosità è direttamente proporzionale al coefficiente di scambio termico, di conseguenza all'aumentare della viscosità, aumenterà anche il coefficiente di scambio termico.

Le perdite di carico distribuite in un tubo sono:

$$\Delta P = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot u^2}{2 \cdot d} \quad 3.4$$

Dove f è il fattore di attrito che è inversamente proporzionale al numero di Reynolds e quindi direttamente proporzionale alla viscosità.

Di conseguenza avere una viscosità più bassa permette una riduzione sia delle perdite di carico che del coefficiente di scambio termico.

3.1.7 Pressione di evaporazione e condensazione

Per ridurre lo spessore dei tubi e migliorare il funzionamento delle guarnizioni è necessario mantenere la pressione di evaporazione entro determinati limiti.

Per quanto riguarda la pressione di condensazione i limiti maggiori si hanno nel caso di impianti di grossa taglia, dove si preferisce mantenere pressioni maggiori rispetto a quella

ambiente in modo da evitare infiltrazioni di aria nell'impianto. Per gli impianti di piccola taglia, invece, non essendo difficile garantire una buona tenuta con costi limitati, è possibile scendere al di sotto della pressione ambiente senza avere grosse perdite di pressione.

3.1.8 Stabilità chimica del fluido e compatibilità con i materiali

Diversamente dall'acqua, ad alta temperatura i fluidi organici soffrono il problema della stabilità chimica. È necessario quindi stare al di sotto di determinate temperature perché il fluido potrebbe decomporsi perdendo le sue caratteristiche peculiari.

È necessario anche effettuare dei test di compatibilità tra il fluido e i materiali che stanno a contatto, per evitare un'eccessiva manutenzione dell'impianto.

3.1.9 Tossicità e infiammabilità

La tossicità e l'infiammabilità sono rischiose nel caso di fughe di fluido. Per l'infiammabilità è necessario utilizzare apparecchiature a norma ATEX, mentre per la tossicità basta mantenere una buona ventilazione dei locali. Secondo la classificazione ASHRAE i fluidi sono raggruppati in ordine crescente secondo la loro tossicità (A o B) e infiammabilità (1, 2 o 3)

3.1.10 Impatto ambientale

Gli indici che tengono conto dell'incidenza dei fluidi sull'impatto ambientale sono due:

- L'ODP (Ozone depletion potential) indica la capacità dei fluidi di distruggere lo strato di ozono che si trova negli strati più alti dell'atmosfera. Questo indice è misurato in rapporto al fluido R-11, a cui viene attribuito il valore di 1.
- Il GWP (Global warming potential) indica la capacità dei fluidi di contribuire a incrementare il surriscaldamento globale. Questo indice è calcolato in termini di CO_2 equivalente, alla CO_2 è quindi attribuito il valore unitario.

I fluidi di lavoro devono rispettare le normative vigenti, che negli ultimi anni hanno ristretto la lista dei fluidi utilizzabili, bandendo quelli più inquinanti.

3.1.11 Temperatura di congelamento

La temperatura di congelamento deve essere minore della temperatura minima raggiunta dal ciclo. Inoltre, si consiglia di sceglierla la più bassa possibile in modo da evitare il congelamento durante l'inverno.

3.2 Vantaggi rispetto al Ciclo Rankine tradizionale

Un aspetto fondamentale per la progettazione del ciclo Rankine è individuare quali siano i parametri che maggiormente regolano il funzionamento e agire su di essi per realizzare il miglior assetto impiantistico tale da soddisfare le specifiche di progetto e migliorare il rendimento. Per capire se è effettivamente vantaggioso l'utilizzo di fluidi organici, si analizzano le principali differenze impiantistiche tra il Ciclo Tradizionale e l'ORC.

Rispetto ai fluidi organici l'acqua ha i seguenti vantaggi:

- non è tossica, infiammabile e inquinante per l'ambiente
- ha una buona stabilità chimica e termica, infatti non rischia di decomporsi se non a temperature estremamente alte
- è un fluido presente in abbondanza e molto economico
- ha un alto calore specifico e latente

È possibile confrontare le curve di saturazione di alcune sostanze organiche con quella dell'acqua in un diagramma T-s:

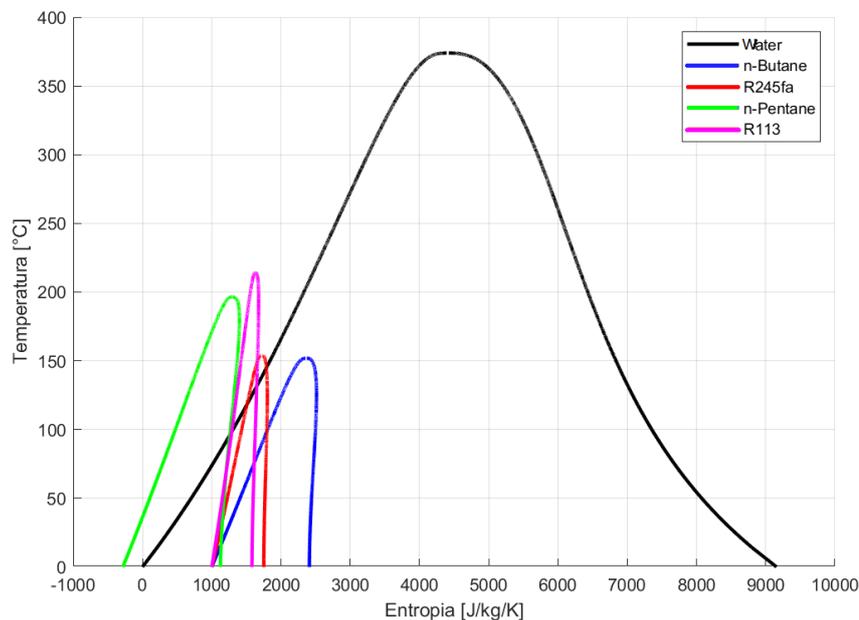


Figura 3.7 Confronto curve di saturazione di fluido organici con l'acqua su diagramma T-s. I fluidi confrontati sono n-Butano, R245fa, n-Pentano, R113

3.2.1 Vantaggi all'espansore

Essendo l'acqua un fluido umido, nel ciclo Rankine a vapore c'è sempre bisogno di un certo grado di surriscaldamento per evitare la formazione di goccioline di acqua in turbina, che porterebbero all'erosione delle palette della turbina. Il vantaggio di scegliere fluidi

organici è che molti di questi sono isentropici o asciutti, quindi la pendenza della curva di vapore saturo è positiva. Ciò vuol dire che, anche se si fa espandere il fluido dalle condizioni di vapore saturo senza surriscaldare, il problema della formazione di goccioline di liquido nell'espansore è evitato. Ciò aumenta la vita del componente e abbatte i costi di investimento, non essendo necessario l'utilizzo di materiale anticorrosivo.

I cicli Rankine organici hanno una differenza di entalpia molto più bassa rispetto a quelli a vapore quindi è possibile utilizzare una turbina a singolo stadio che è meno complessa e più economica.

3.2.2 Vantaggi all'evaporatore

Il punto di ebollizione dei fluidi organici è molto più basso rispetto a quello dell'acqua. Questa proprietà permette di sfruttare i flussi termici a bassa temperatura proveniente dalle fonti rinnovabili e ridurre i problemi tecnologici all'interno dei componenti. La progettazione dei componenti per un utilizzo a una più bassa temperatura porterà a un abbattimento dei costi.

3.2.3 Vantaggi al condensatore

La densità della fase liquida e la viscosità più bassa rispetto all'acqua permettono di ridurre le perdite di carico nei tubi e di migliorare lo scambio termico riducendo la grandezza dello scambiatore di calore.

4 Attività sperimentale e ottimizzazione CSP

L'obiettivo di questa sezione è quella di stimare la distribuzione delle temperature sul ricevitore e valutare la temperatura massima raggiunta in modo da selezionare i materiali impiegati per i componenti principali quali termocoppie e raccordi, sulla base dello stress termico riscontrato. La determinazione non è semplice perché si deve tener conto delle perdite convettive, radiative e conduttive, anche in assenza di fluido che sottragga calore.

La modellazione è stata effettuata prendendo come riferimento il concentratore solare presente presso l'Energy Center Lab di Torino, su cui sono montate delle termocoppie. Si sono confrontate le temperature del modello matematico con le temperature delle termocoppie per valutare la qualità del modello costruito al variare dell'irraggiamento disponibile a Torino.

Le dimostrazioni sperimentali vengono effettuate tramite due modelli effettuati con il software Comsol Multiphysics. Un modello descrive l'intero sistema composto da paraboloide captante e ricevitore concentrandosi sul comportamento ottico, l'altro analizza il comportamento termico del ricevitore.

4.1 Caratteristiche concentratore solare

Per il seguente lavoro è stato utilizzato un paraboloide circolare, dotato di una superficie riflettente che converge i raggi solari su un ricevitore puntiforme, collocato sul fuoco geometrico.

Il paraboloide utilizzato per la nostra analisi è collocato sul tetto dell'Energy Center, a Torino. È prodotto da El.Ma Srl Electronic Machining [26], per la produzione di elettricità con motore Stirling.



Figura 4.1 Concentratore solare parabolico installato sul tetto dell'Energy Center

La parabola in alluminio, con superficie captante di $4.5 m^2$, è rivestita con un film polimerico, che permette di avere buone caratteristiche di riflettività, pari all'80 %.

Il metodo di tracciamento utilizzato dal concentratore è del tipo attivo. I dati vengono inseriti tramite una centralina che visibile nella figura seguente [26].

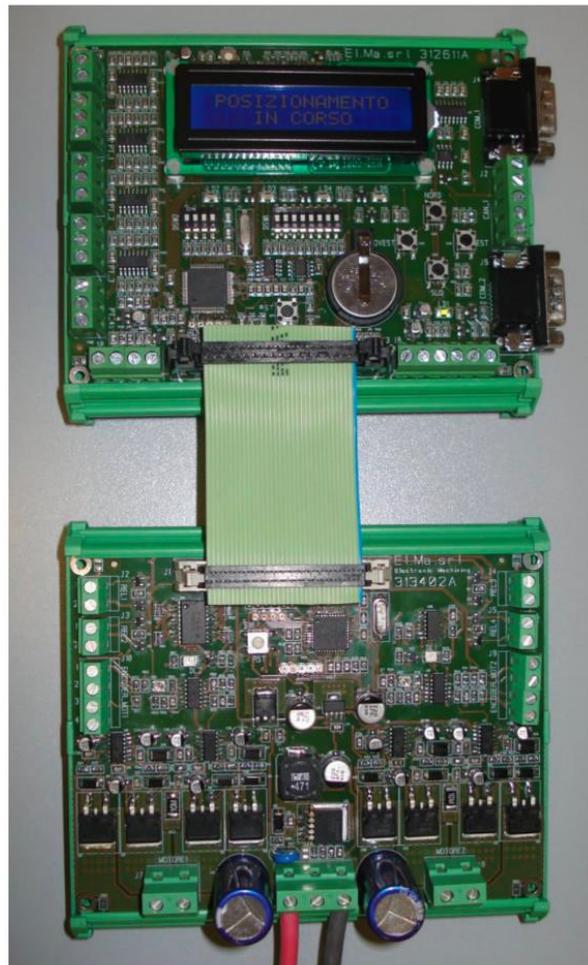


Figura 4.2 Pannello di controllo per la gestione dei parametri operativi necessari per la movimentazione dell'impianto [26]

Nel nostro caso, al posto del motore Stirling, è presente un ricevitore cilindrico orizzontale internamente cavo. Il ricevitore è composto per il 94% da Allumina (Al_2O_3), un materiale ceramico, molto resistente anche a temperature alte, fino a circa $1800\text{ }^{\circ}C$, e con conducibilità termica molto bassa, per minimizzare le perdite termiche conduttive.

L'Allumina garantisce inoltre una buona resistenza alla corrosione e una buona resistenza all'usura.

Sul ricevitore sono montate delle termocoppie così come indicato in figura 4.3, per misurare la temperatura puntuale nella zona focale, all'ingresso e all'uscita del ricevitore.

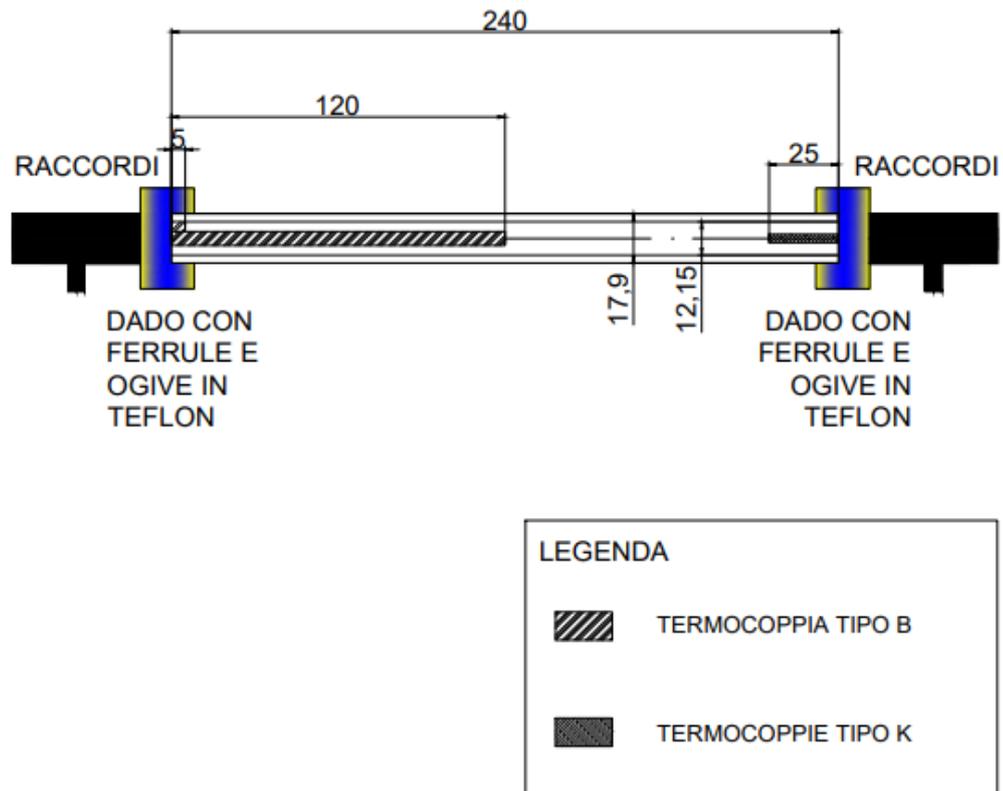


Figura 4.3 Ricevitore cilindrico orizzontale con termocoppie

Le termocoppie utilizzate sono di due tipi [27]:

- Termocoppia di tipo B è composta da Platino e Rodio e permette la misura di temperature tra i 50 °C e 1800 °C. Questa termocoppia viene utilizzata per misurare la temperatura nel fuoco (T0).

- Termocoppia di tipo K è composta da Nichel e Cromo e permette di misurare temperature con limite massimo di 1100 °C. Nel ricevitore le termocoppie di tipo K sono due (T1 e T2). Queste termocoppie risultano poco stabili e tra i 250 °C e i 600°C possono provocare errori di diversi gradi.

Il sistema è posto su un montante mobile che consente il movimento su due assi, in modo da garantire l'esposizione ottimale verso il Sole e ridurre le perdite per ombreggiamento e per variazione dell'angolo di irraggiamento.

4.2 Software utilizzato

Per la modellazione si è scelto di utilizzare Comsol Multiphysics, software che permette di lavorare tramite la tecnologia BEM-FEM (Boundary Element Method - Finite Element Method), cioè utilizza il metodo degli elementi finiti, discretizzando il continuo tramite opportune mesh.

Il software permette di creare le caratteristiche geometriche, inserire le opportune proprietà del materiale e della fisica che descrive i fenomeni subiti.

Questo software, tramite il modulo Ray Optics Module, permette di modellare la propagazione delle onde elettromagnetiche con il ray tracing per studiare l'interazione dei raggi solari con le superfici. La generazione dei raggi è puramente aleatoria, per questo la simulazione si basa sul metodo Monte Carlo, mentre le caratteristiche fisiche e geometriche del concentratore influiscono con una distribuzione probabilistica [28].

4.3 Modellazione sistema e valutazione rendimento ottico

Il concentratore è stato modellato sfruttando i modelli geometrici presenti nella libreria di Comsol. Dell'elemento geometrico conosciamo l'area captante e la lunghezza focale, da cui è possibile ricavare l'angolo di Rim.

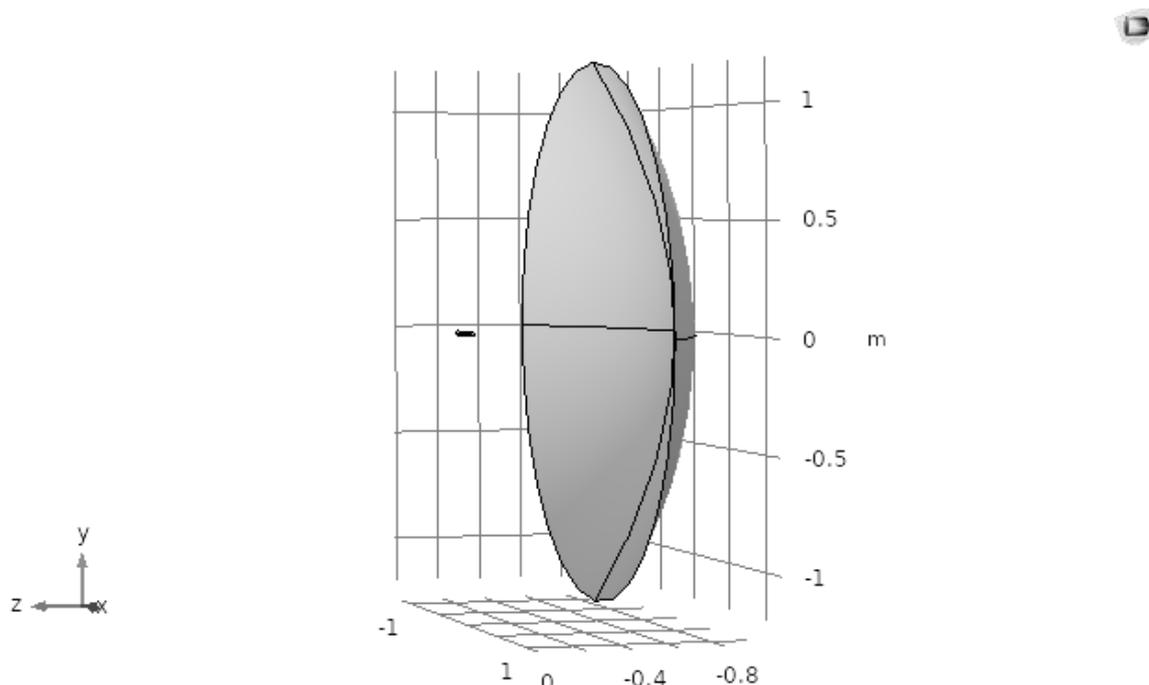


Figura 4.4 Modellazione geometrica del disco solare e del ricevitore cilindrico orizzontale

Nel modello è stato incluso anche un ricevitore cilindrico orizzontale con la sezione centrale coincidente con il piano focale. Il ricevitore ha le stesse dimensioni di quello reale, diametro di 17.9 mm e altezza di 240 mm (figura 4.3). Nella modellazione il ricevitore è stato diviso in tre parti, ciascuna delle quali rappresenta l'area misurata dalle termocoppie presenti.

Il dominio viene discretizzato generando una mesh molto fitta che permette di calcolare le distribuzioni dei parametri di interesse sulle superfici riflettenti del paraboloide e su quelle captanti del ricevitore.

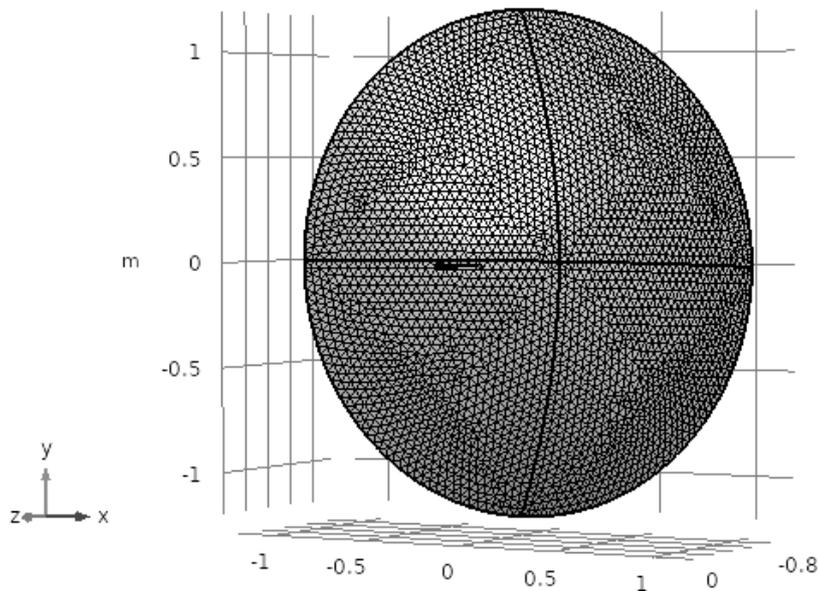


Figura 4.5 Mesh realizzata per la superficie riflettente del paraboloide

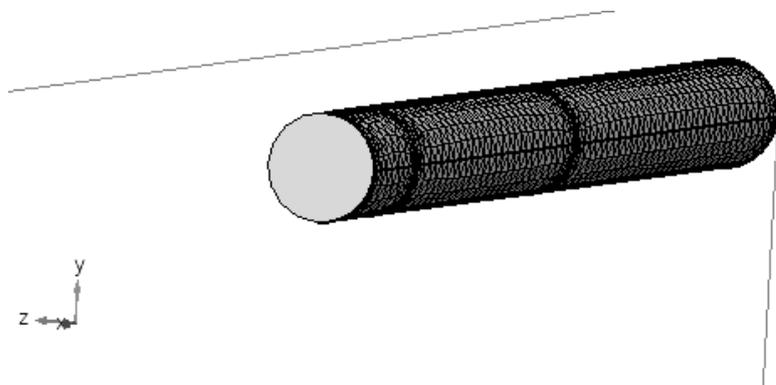


Figura 4.6 Mesh realizzata per la superficie assorbente del ricevitore

Il software per ogni raggio simulato con una potenza fissa che dipende dalla potenza totale della sorgente, determina il punto di incidenza della radiazione sulla parabola che è stata

selezionata con la funzione “Illuminated Surface”. Sfruttando il metodo Monte Carlo, i raggi simulati vengono emessi da 100000 punti separati, la loro direzione è funzione del vettore del raggio in arrivo e della normale alla superficie mentre la loro intensità dipende dalla potenza della sorgente. La direzione e l'intensità della radiazione riflessa dipende dalla curvatura del paraboloide.

Quando i raggi raggiungono la superficie del ricevitore, vengono arrestati perché è stata imposta la funzione “Wall Surface”, dipendente dal grado di assorbimento della superficie ricevente. Viene effettuata una stima del flusso termico depositato utilizzando la funzione “Potenza dei raggi depositati”.

Come detto nel capitolo 1, il riflettore parabolico ideale potrebbe concentrare i raggi su un punto, ma a causa di imperfezioni nel paraboloide si viene a creare un'area focale. L'uso del metodo Monte Carlo permette di tenere in considerazione le perdite dovute a:

- Assorbimento dello specchio parabolico
- Scabrosità superficiale dello specchio
- Immagine del Sole con semi angolo di apertura pari a $\theta_s = 4.65 \text{ mrad}$.
- Limb darkening, cioè la diminuzione dell'intensità luminosa proveniente dal perimetro del disco visibile del Sole

Si analizza il comportamento ottico della tecnologia nel caso ideale e in quello reale e per entrambi si determina la potenza della sorgente conoscendo l'area di apertura del disco A e l'intensità dei raggi incidenti.

$$Q_C = A_C \cdot G_b \quad 4.1$$

4.3.1 Caso ideale

Nel caso ideale si assume che la superficie sia perfettamente liscia e riflettente ($\alpha = 0$), l'angolo massimo di apertura del disco solare $\theta_S = 4.65 \text{ rad}$ e intensità dei raggi incidenti $G_b = 800 \text{ W/m}^2$, che corrisponde al flusso radiativo massimo riportato sul manuale di utilizzo del paraboloide [26]. Questa implementazione è utile per avere la soluzione più idealistica del paraboloide, per questo motivo si tengono in considerazione le dimensioni finite del Sole.

La maggior parte della radiazione solare incidente nel concentratore è depositata nel centro, mentre spostandosi verso i bordi, la densità di radiazione diminuisce. Nella figura 4.7 viene mostrata la distribuzione spaziale dei raggi captati. La distribuzione è indicata in termini di potenza depositata e l'intensità dei raggi riflessi è $I_{th} = 10^{-3} \text{ W/m}^2$.

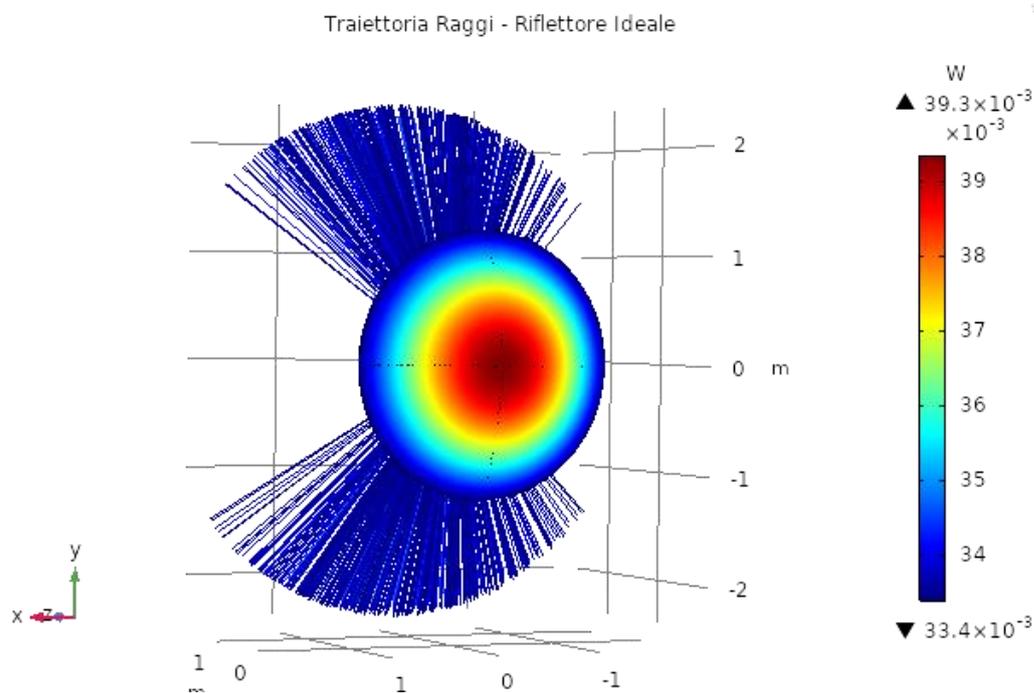


Figura 4.7 Distribuzione dei raggi incidenti sul riflettore ideale in termini di densità di potenza - Caso ideale con riflettore parabolico perfettamente liscio e riflettente

Una seconda osservazione riguarda la precisione di riflessione dei raggi da parte del riflettore. Nel caso ideale il ricevitore riceve il maggior numero di radiazione, infatti solo un numero molto ridotto di raggi propagano oltre il piano focale perché non vengono intercettati dal ricevitore. Si può anche osservare come per lo più i raggi che propagano oltre il ricevitore, siano quelli provenienti dal bordo della parabola, che creano due fasci speculari.

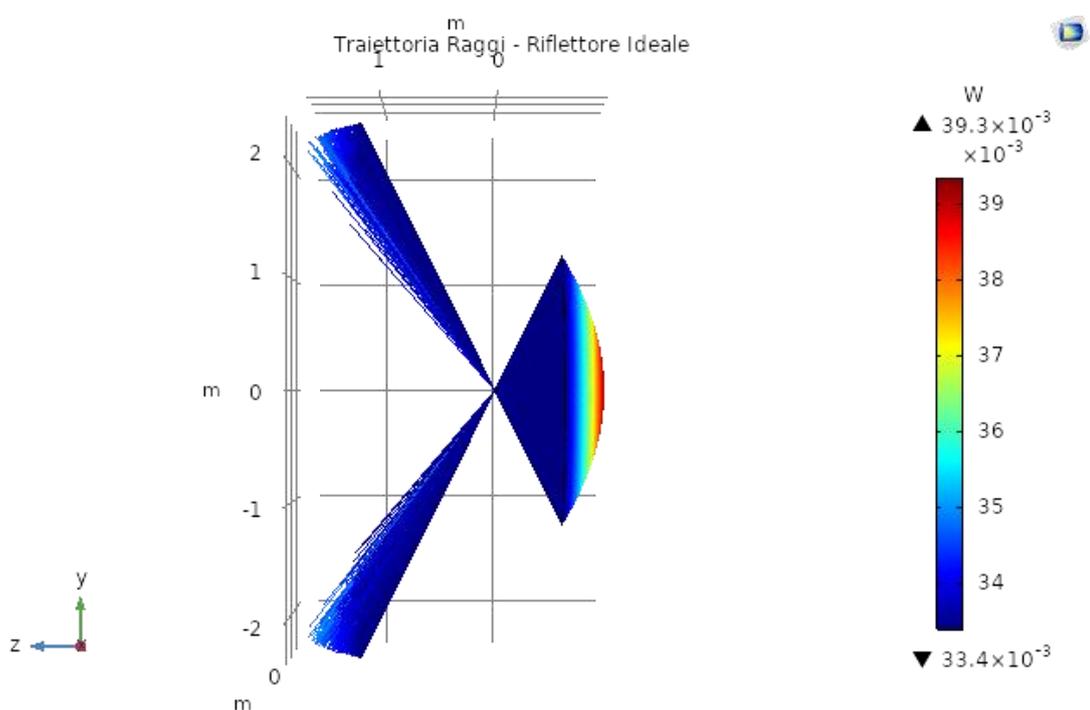


Figura 4.8 Traiettorie dei raggi riflessi dal riflettore ideale e focalizzati sul ricevitore - Caso ideale con riflettore parabolico perfettamente liscio e riflettente.

Sul ricevitore, tramite la funzione presente in Comsol Multiphysics “Potenza depositata dai raggi”, è possibile stimare il flusso termico depositato e valutare l’area focale. Poiché l’area focale è molto più piccola rispetto l’area captante, la potenza termica depositata è molto elevata.

Per il caso ideale il flusso termico depositato è abbastanza omogeneo e con area circolare.

Il flusso termico massimo depositato, nel centro dell'area è di circa $1.77 \cdot 10^7 \text{ W/m}^2$.

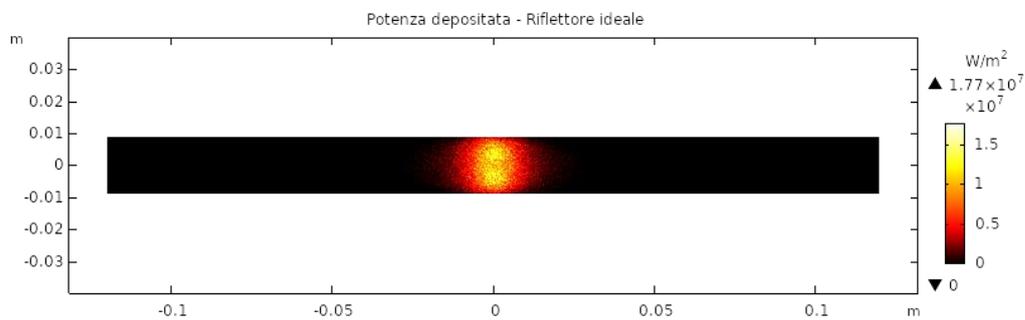


Figura 4.9 Distribuzione della potenza termica depositata nel piano del ricevitore – Caso ideale con riflettore parabolico perfettamente liscio e riflettente

Viene rappresentata (figura 4.10) anche la mappa di temperatura del piano che si riferisce al ricevitore, in modo da analizzare la risposta termica del componente. La distribuzione delle temperature risulta leggermente più allargata, creando una forma ellittica, rispetto a quella della potenza depositata.

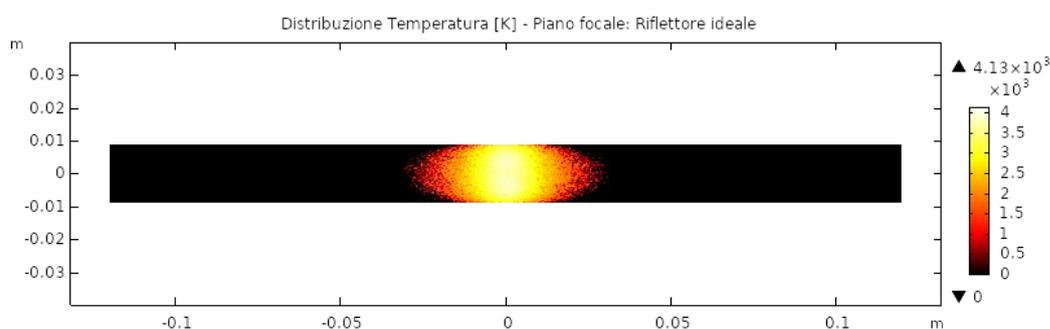


Figura 4.10 Distribuzione del flusso termico depositato nella sezione centrale del ricevitore – Caso ideale con riflettore parabolico perfettamente liscio e riflettente.

4.3.2 Caso reale

Per analizzare il caso reale viene perfezionato il modello per tenere conto del fenomeno di limb darkening e ridurre l'intensità della radiazione solare emessa dalle zone periferiche del Sole. Il modello viene descritto da una funzione empirica con andamento esponenziale con esponenti dipendenti dalla lunghezza d'onda [28]. Rimangono inalterate le caratteristiche di arrivo dei raggi $\theta_S = 4.65 \text{ rad}$ e $G_b = 800 \text{ W/m}^2$).

La superficie captante viene selezionata non perfettamente liscia, ciò provoca una deviazione casuale della direzione teorica della radiazione riflessa, creando una concentrazione sul piano focale con una maggiore area. Così come indicato dall'azienda produttrice del concentratore [26], viene posto un coefficiente di assorbimento ($\alpha = 0.2$): ciò vuol dire che rispetto alla radiazione incidente l'80% viene riflessa, mentre il restante 20% viene assorbita.

Come è visibile nella figura 4.11, la presenza del limb darkening permette una distribuzione spaziale della potenza depositata molto più eterogenea, rispetto al caso ideale, perché i raggi incidono in modo casuale sulla superficie del paraboloide.

Tuttavia, essendo la distribuzione più eterogenea, la densità di potenza presente sul bordo della parabola aumenta e di conseguenza aumentano anche i raggi che non vengono intercettati dal ricevitore (figura 4.12). Inoltre, la presenza della rugosità superficiale modifica in modo casuale l'angolo di riflessione, aumentando la presenza di raggi non intercettati dal ricevitore.

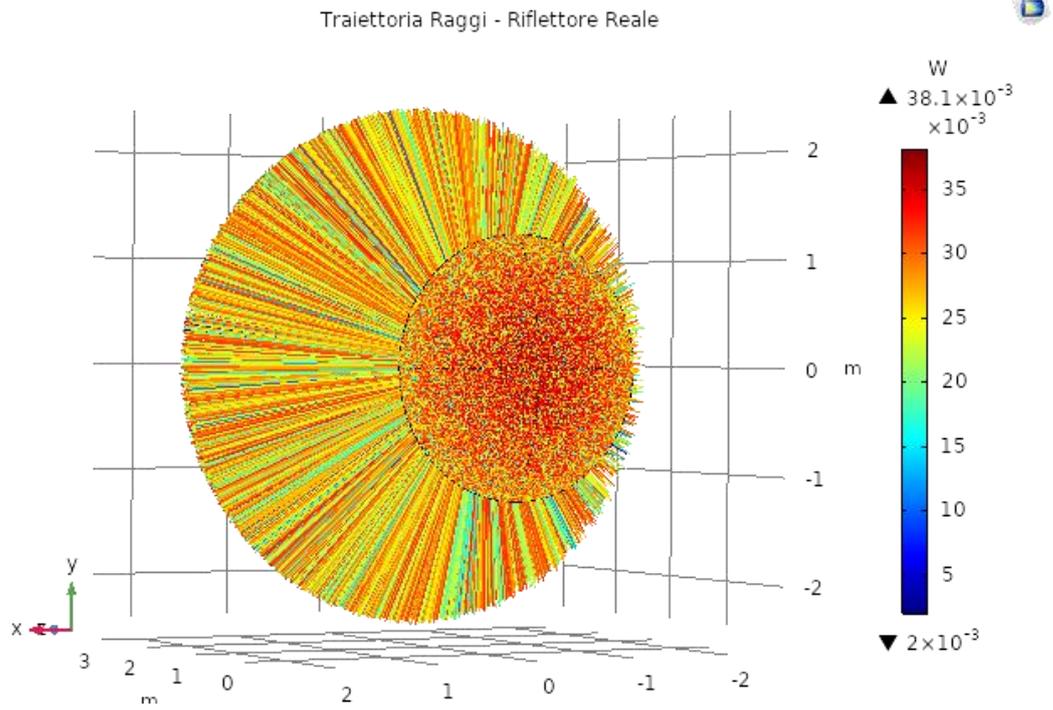


Figura 4.11 Distribuzione dei raggi incidenti sul riflettore reale in termini di densità di potenza – Caso reale con rugosità superficiale, solar limb darkening e assorbimento

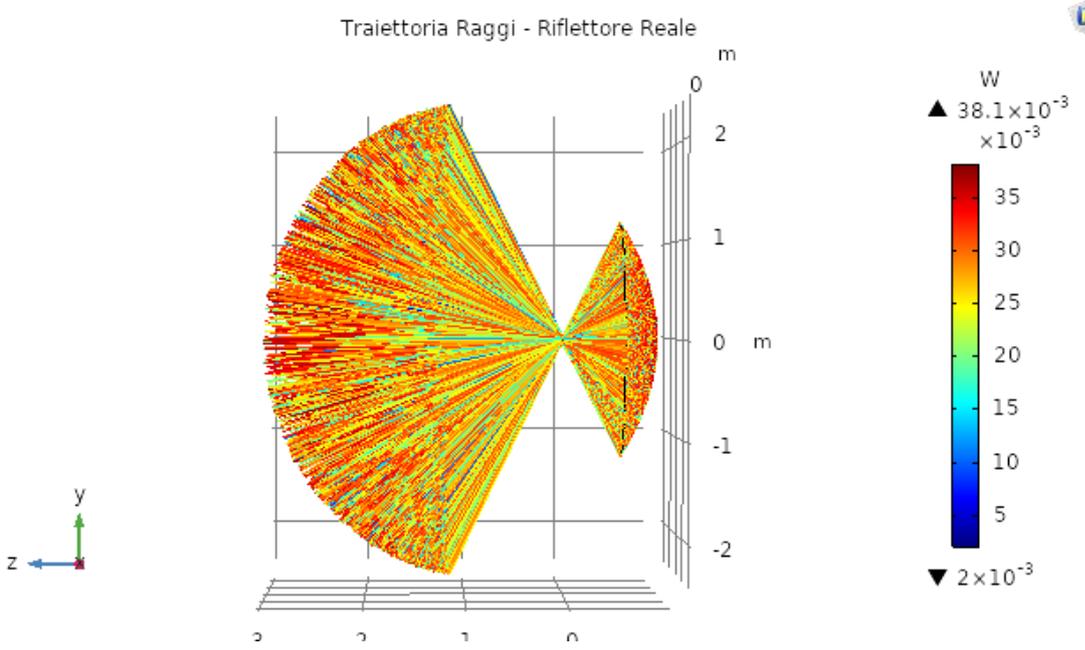


Figura 4.12 Traiettorie dei raggi riflessi da un riflettore reale e focalizzati sul ricevitore – Caso reale con rugosità superficiale, solar limb darkening e assorbimento

La dispersione dei raggi riflessi porta a un allargamento dell'area focale, che non ha più una forma circolare ma ellittica e una potenza depositata massima più bassa rispetto al caso precedente $1.38 \cdot 10^7 \text{ W/m}^2$.

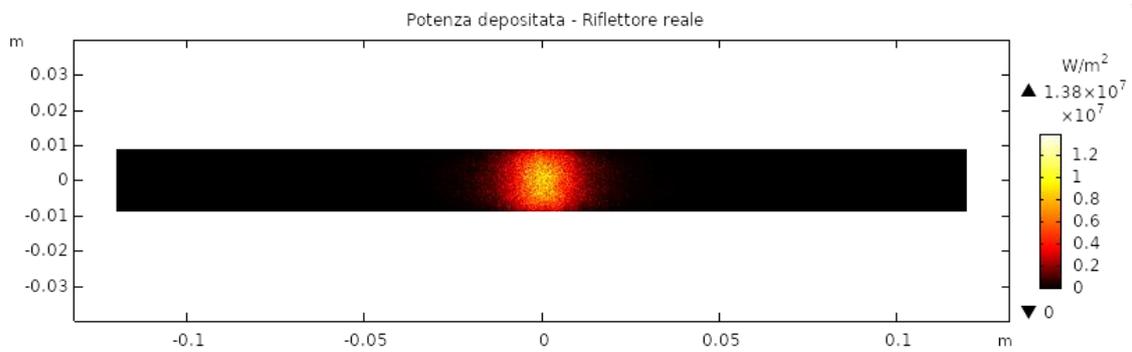


Figura 4.13 Distribuzione del flusso termico depositato nel piano focale del ricevitore – Caso reale con rugosità superficiale, solar limb darkening e assorbimento

La presenza di queste perdite porta a una riduzione significativa delle temperature.

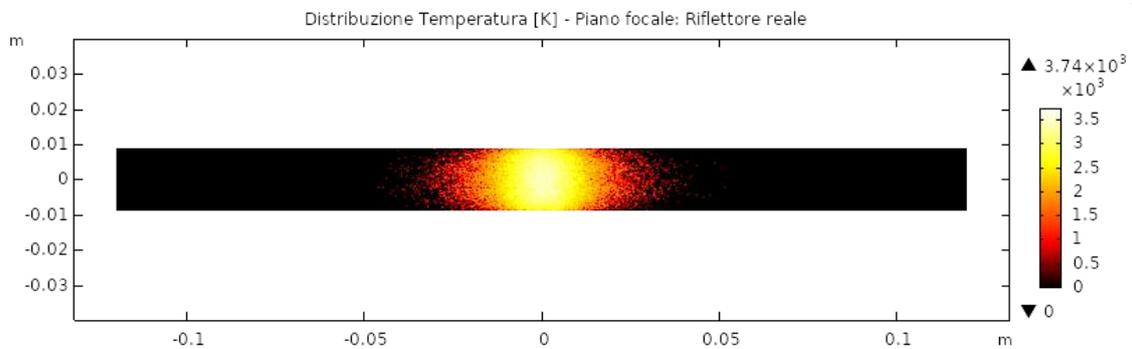


Figura 4.14 Distribuzione del flusso termico depositato nella sezione centrale del ricevitore – Caso reale con riflettore parabolico in cui vengono inclusi i fattori di rugosità superficiale, assorbimento e solar limb darkening

4.3.3 Valutazione delle perdite ottiche

Di seguito si riassumono i valori massimi raggiunti nelle simulazioni.

Caso	Temperatura massima [K]	Flusso termico massimo [kW/m²]
Ideale	4130	$1.77 \cdot 10^4$
Reale	3740	$1.38 \cdot 10^4$

Si importano i dati della distribuzione del flusso sul piano focale in Matlab, così da elaborarli e trovare il flusso medio e la temperatura media raggiunta nel ricevitore.

L'area di target è stata ricavata sommando i nodi con valori di flusso diversi da zero e moltiplicandoli per l'area del singolo elemento della mesh. Dall'area di target si è ricavato il raggio focale.

Caso	Temperatura media [K]	Flusso termico medio [kW/m²]	Area di target [m²]	Raggio [mm]	Potenza al ricevitore [kW]
Ideale	2483	$3.36 \cdot 10^3$	$5.42 \cdot 10^{-4}$	13	1,8
Reale	2165	$2.00 \cdot 10^3$	$6.23 \cdot 10^{-4}$	14	1,2

Il rendimento del concentratore solare, spesso semplicemente indicato come rendimento ottico, è pari a:

$$\eta_{ott} = \frac{Q_R}{Q_C} \quad 4.2$$

Dove Q_C è la potenza proveniente dall'energia solare e Q_R è quella incidente sul ricevitore.

$$Q_C = A_c \cdot G_b = 4.5 \cdot 800 = 3.6 \text{ kW} \quad 4.3$$

Inoltre, conosciamo Q_R sia per il riflettore ideale che per quello reale, pari alla potenza ricavata in tabella. Il rendimento ottico nel caso ideale è pari al 51 %, mentre nel caso reale è pari al 35 %.

4.4 Modellazione ricevitore e valutazione perdite termiche

La trattazione effettuata finora si è incentrata sul comportamento ottico del materiale, ma è necessario aggiungere una trattazione aggiuntiva per effettuare uno studio più realistico al fine di considerare le perdite termiche che avvengono nel ricevitore.

Viene creato una seconda modellazione su Comsol per valutare le perdite termiche al ricevitore. La simulazione viene effettuata in uno spazio bidimensionale per ottenere una visione più realistica della distribuzione della temperatura. La fisica utilizzata nel modello è "Trasferimento di calore in solidi" e può essere studiato sia in regime stazionario che in regime transitorio. Le perdite di calore sono dovute alla convezione naturale e all'irraggiamento tra la superficie esterna del ricevitore e l'aria ambiente.

Viene modellata la geometria 2D del ricevitore con una superficie di concentrazione avente forma circolare, supponendo un raggio focale di 8 mm.

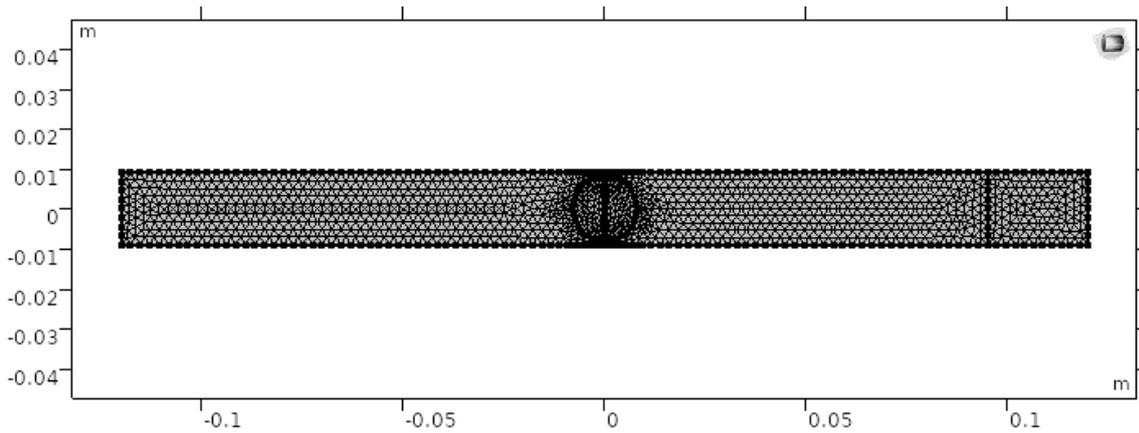


Figura 4.15 Mesh realizzata per la superficie assorbente del ricevitore

Per ricavare l'andamento delle temperature in presenza di irradianza solare massima captata si effettua uno studio stazionario.

Il risultato ottenuto restituisce una temperatura massima al ricevitore pari a 1088°C, valore minore rispetto al valore limite di funzionamento del ricevitore.

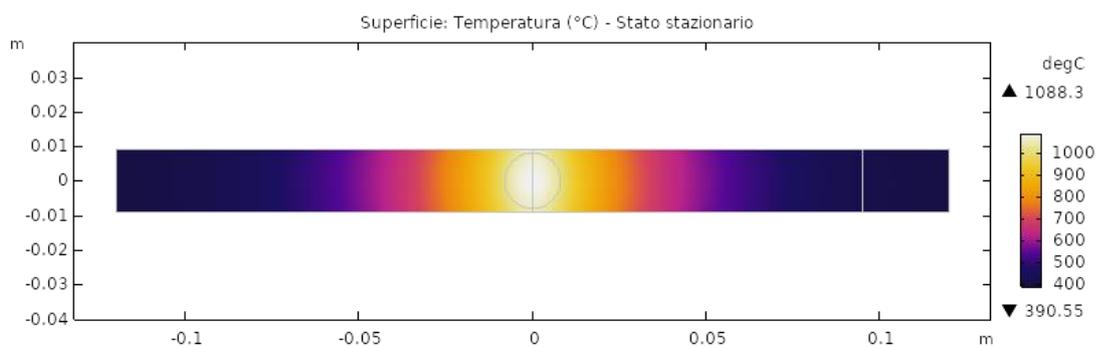


Figura 4.16 Mappa 2D di temperatura del ricevitore cilindrico orizzontale considerando la dissipazione di calore, per via convettiva e radiativa, dovuta all'esposizione con l'atmosfera

Alle temperature raggiunte le termocoppie riescono a stimare i valori, anche se bisogna notare che per la termocoppia di tipo B siamo molto vicini al limite superiore. Il materiale

utilizzato ha una buona resistenza alle alte temperature, quindi non dovrebbero presentarsi problemi strutturali del componente.

Nota la distribuzione di temperature sul ricevitore, si è voluto stimare il rendimento termico del sistema. Dalla temperatura media del ricevitore, ricavata dal file Matlab pari a 382 °C, sono state calcolate analiticamente le perdite per irraggiamento e per convezione.

Per la stima delle perdite si fa riferimento alle relazioni esposte nel Capitolo 1. Per ricavare le perdite per irraggiamento è stato necessario porre l'emissività del materiale pari a 0.70 [29].

Le perdite convettive dipendono dal coefficiente di scambio termico che varia a seconda degli effetti di convezione naturale e forzata che incidono sulla superficie esterna [30]. Il coefficiente adimensionale di Nusselt per la convezione forzata dipende dal vento che lambisce le pareti esterne del ricevitore. Per calcolare il coefficiente di scambio termico laminare sono noti la temperatura dell'aria esterna, la velocità del vento $u=1.5$ m/s e il diametro del ricevitore. Da tabelle presenti in letteratura [30] sono stati ricavate le proprietà dell'aria alla temperatura ambiente:

$$Pr = 0.7088, \nu = 1.5280 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ e } k = 0.0258 \frac{\text{W}}{\text{m K}}.$$

Il rendimento del ricevitore o rendimento termico è pari a:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{FLD}}{Q_R} \quad 4.4$$

Conosciamo Q_R perché è stato calcolato precedentemente. Q_{FLD} è invece la potenza assorbita dal ricevitore che è pari a:

$$Q_{FLD} = Q_R - Q_{emit} - Q_{conv} = 1260 - 95 - 23 = 1142 \text{ W} \quad 4.5$$

Il rendimento termico sarà del 91%.

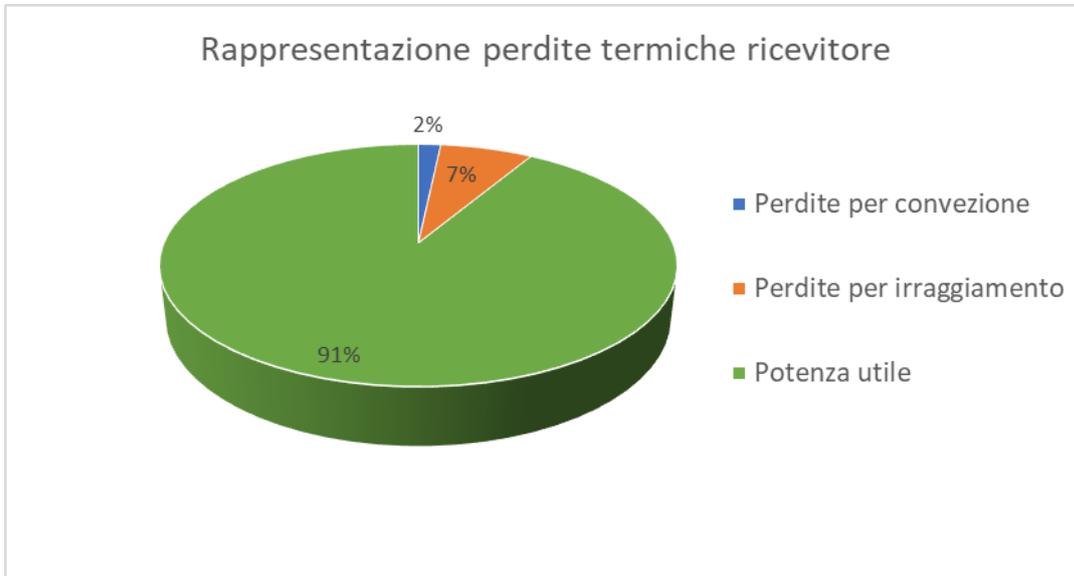


Figura 4.17 Rappresentazione perdite termiche del ricevitore

4.5 Confronto con i dati sperimentali

Per verificare l'attendibilità del modello matematico costruito e del sistema di misura attuato presso l'Energy Center, si sono confrontati i valori delle temperature delle termocoppie con i valori in uscita dalla simulazione FEM.

Sono stati analizzati due giorni del periodo autunnale, ma di anni diversi. La radiazione globale nei due giorni analizzati è molto simile, ma cambia la configurazione delle termoresistenze. Infatti, si è scelto di analizzare le misure di questi giorni per verificare quale posizione delle termocoppie risulti più efficace: in un caso le termocoppie sono poste all'interno del ricevitore, nell'altro è presente una sola termocoppia posta a contatto con la parete esterna del ricevitore.

La procedura e i modelli sono analoghi a quelli visti nei paragrafi precedenti. In questo caso avendo i dati con un time step di 30 minuti, si è sfruttato su Comsol lo sweep parametrico inserendo nel modello ottico la radiazione solare diretta e in quello termico oltre al flusso medio depositato sul ricevitore, la temperatura ambiente e l'umidità relativa. Per diminuire il costo computazionale, degli altri parametri ambientali (velocità del vento e pressione) sono stati inseriti dei valori medi, poiché si è visto che variavano poco durante il giorno.

4.5.1 Misure 29 novembre 2019

La prima configurazione ha la termocoppia di tipo B posta all'esterno del ricevitore, a contatto con la parete, come mostrato nella Figura 4.18.



Figura 4.18 Visualizzazione disposizione termocoppia rispetto al ricevitore per la misurazione del 29 novembre

Le misurazioni sono state effettuate tra le 11:30 alle 16:45 del 29 novembre 2019.

I valori meteo provengono dalla stazione meteorologica posta sul tetto dell'Energy Center. La strumentazione installata è un prodotto dell'azienda EKO [31] costituito da un inseguitore solare su cui sono montati un piranometro, un pireliometro e uno spettro radiometrico.

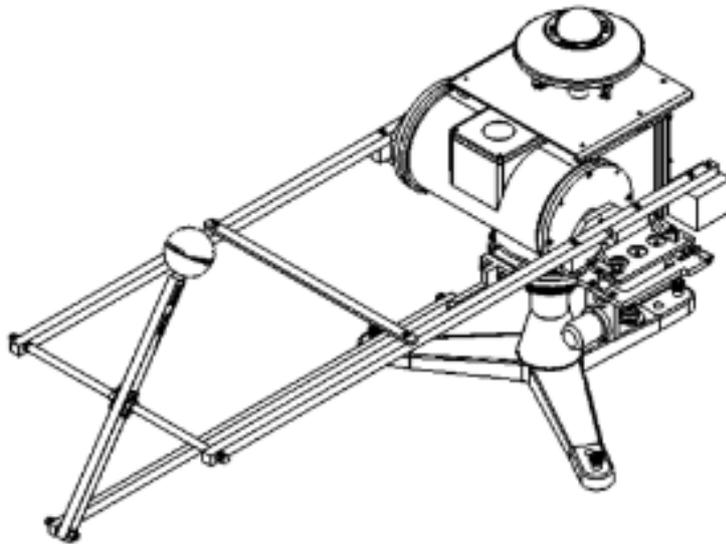


Figura 4.19 Stazione meteo [31]

Dal piranometro provengono le misure dell'irradianza solare diretta e diffusa, necessarie per effettuare il calcolo. Si ricorda, infatti, che il CSP sfrutta la radiazione solare diretta.

Con il primo modello si è ricavata la potenza depositata al ricevitore e si è fatto un confronto calcolando lo stesso valore con il rendimento ottico, calcolato in precedenza con la formula:

$$Q_R = \eta_{ott} \cdot A_c \cdot G_b \quad 4.6$$

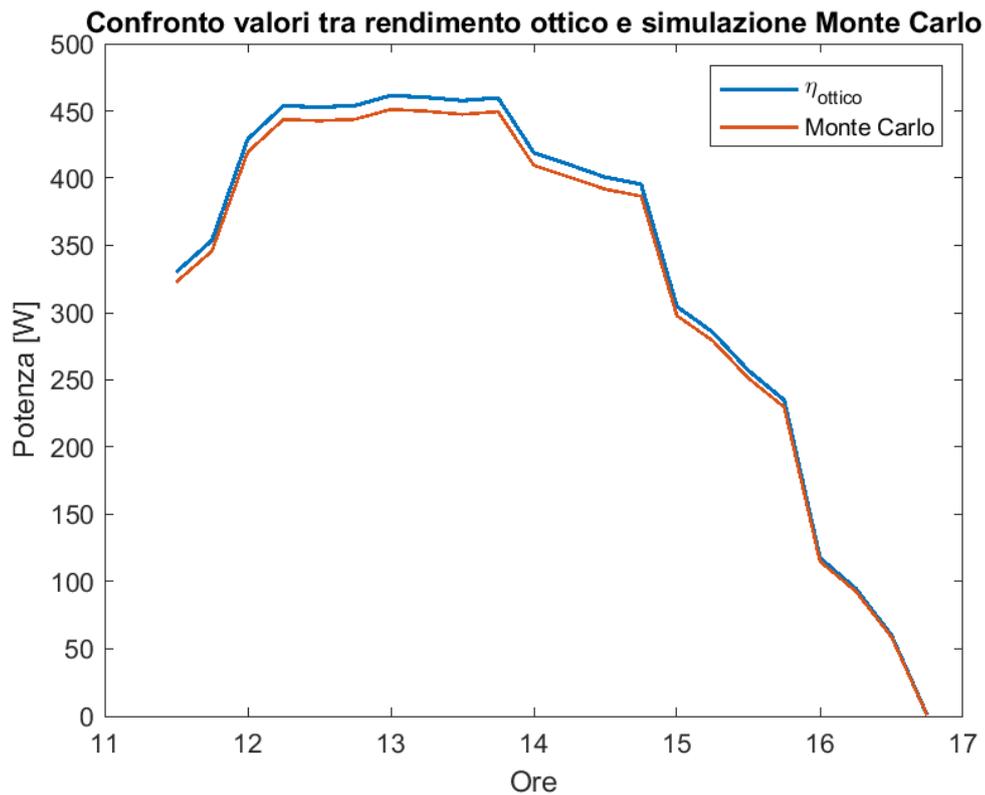


Figura 4.20 Confronto delle potenze incidenti al ricevitore calcolate con il Metodo Montecarlo e tramite il rendimento ottico –
Misurazione 29 novembre 2019

È possibile notare come le due curve siano abbastanza coincidenti, quindi il valore del rendimento ottico si ritiene abbastanza affidabile. Utilizzare il rendimento ottico risulta molto utile dato l'alto costo computazionale del metodo Montecarlo.

Dal secondo modello si è ricavata la temperatura media dell'area focale e la temperatura media del ricevitore. I valori si sono messi a confronto con i valori della termocoppia e della temperatura media del ricevitore calcolata dal rendimento termico.

Per calcolare la temperatura media si effettua un calcolo iterativo ipotizzando la temperatura media ad ogni step fino a giungere al valore di rendimento desiderato. La formula utilizzata per il calcolo del rendimento è:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{A_R \cdot (\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_R^4 - T_{amb}^4) - h \cdot (T_R - T_{amb}))}{G_b \cdot A_C \cdot \eta_{ott}} \quad 4.7$$

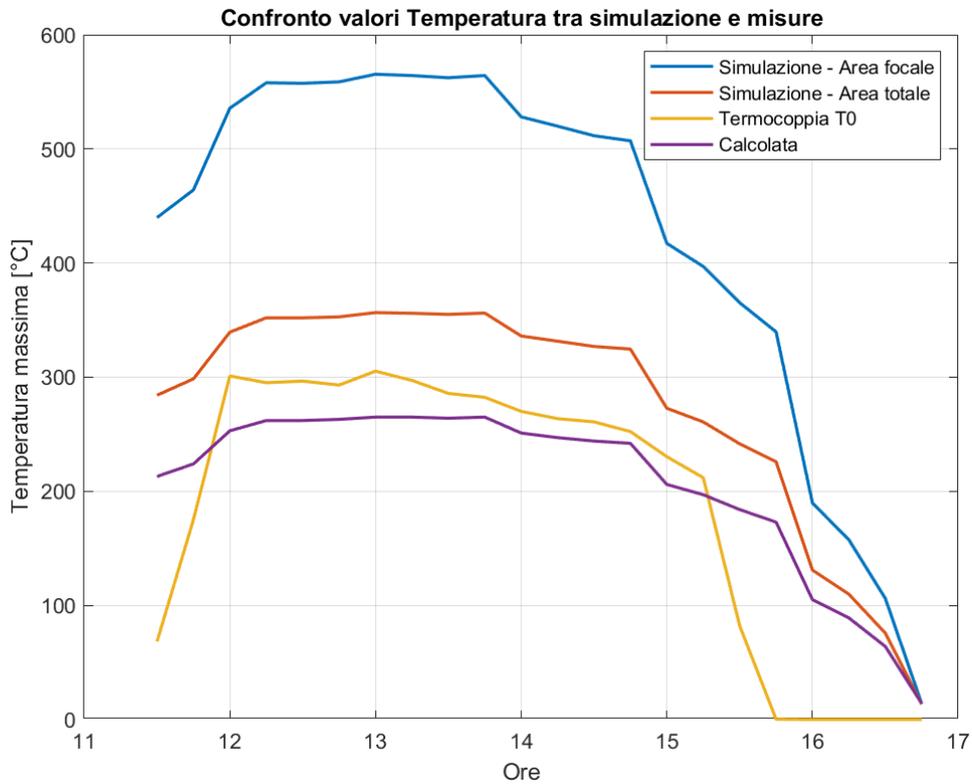


Figura 4.21 Confronto valori della temperatura con simulazione, Calcolo e termocoppia – Misurazione 29 novembre 2019

Si nota come tra i valori ricavati dal modello di Comsol quello che meglio rappresenta i valori della termocoppia sia il valore medio dell'area totale del ricevitore, nonostante la termocoppia sia posta in prossimità del fuoco. Inoltre, si è potuto verificare come il valore calcolato con il rendimento termico, risulti una buona alternativa rispetto all'utilizzo del Software.

4.5.2 Misure 27 ottobre 2020

Nel set di misure effettuate il 27 ottobre 2020 si è variata la posizione della termocoppia di tipo B che è stata posizionata all'interno del ricevitore. Le misurazioni sono state effettuate tra le 7:00 e le 17:30.

Viene verificato che anche per queste misure il calcolo tramite il rendimento ottico è una buona approssimazione.

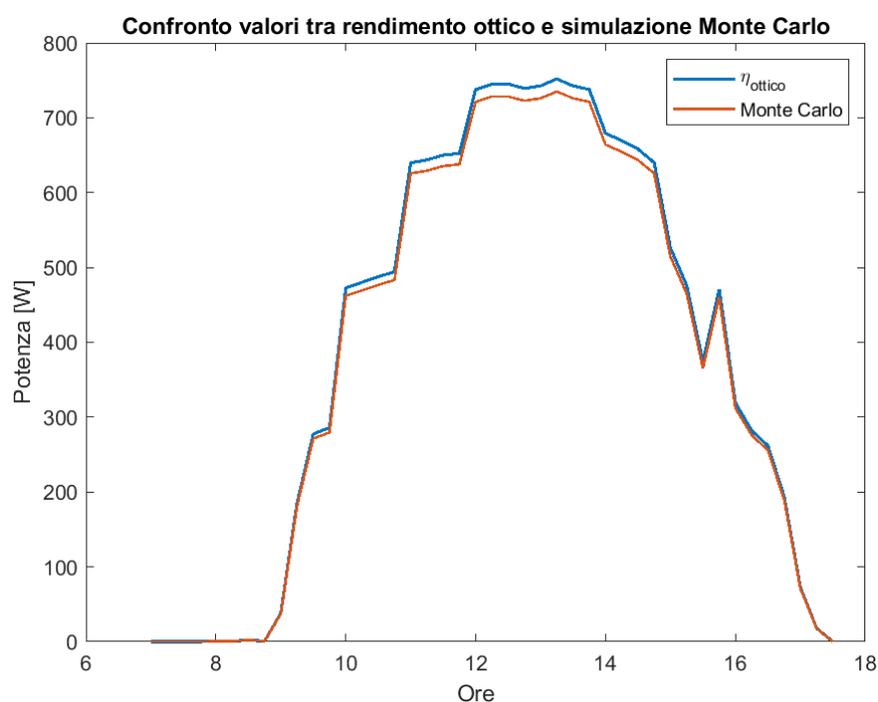


Figura 4.22 Confronto delle potenze incidenti al ricevitore calcolate con il Metodo Montecarlo e tramite il rendimento ottico –
Misurazione 27 ottobre 2020

Nell'immagine seguente si visualizzano gli andamenti della temperatura. Come nel caso precedente i valori della termocoppia risultano più vicini ai valori della temperatura media del ricevitore piuttosto che alla temperatura media dell'area focale

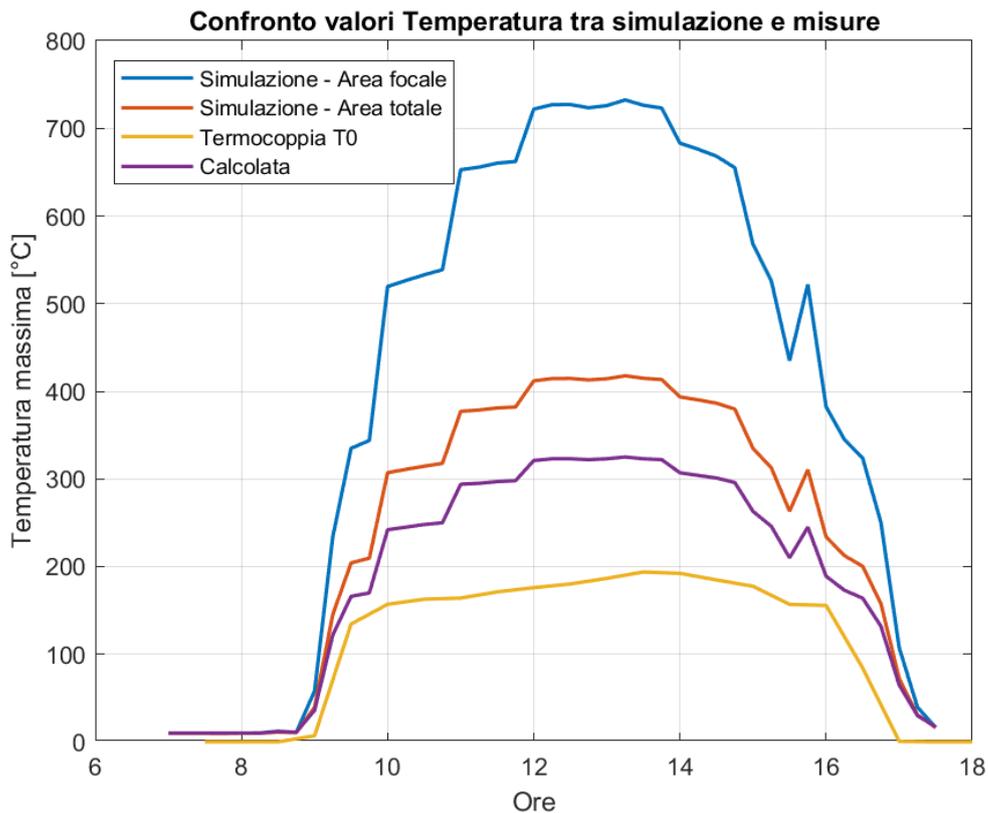


Figura 4.23 Confronto valori della temperatura con simulazione, Calcolo e termocoppia – Misurazione 27 ottobre 2020

In conclusione, per questo set di misure la differenza di temperatura risulta troppo elevata. Ciò potrebbe significare che la configurazione utilizzata, che vede la termocoppia all'interno del ricevitore, risulti poco precisa e quindi resta da preferire la prima configurazione. Tuttavia, visualizzando il rapporto tra l'irradianza solare diretta e l'irradianza globale si è notata un'anomalia, che è possibile vedere in figura 4.24.

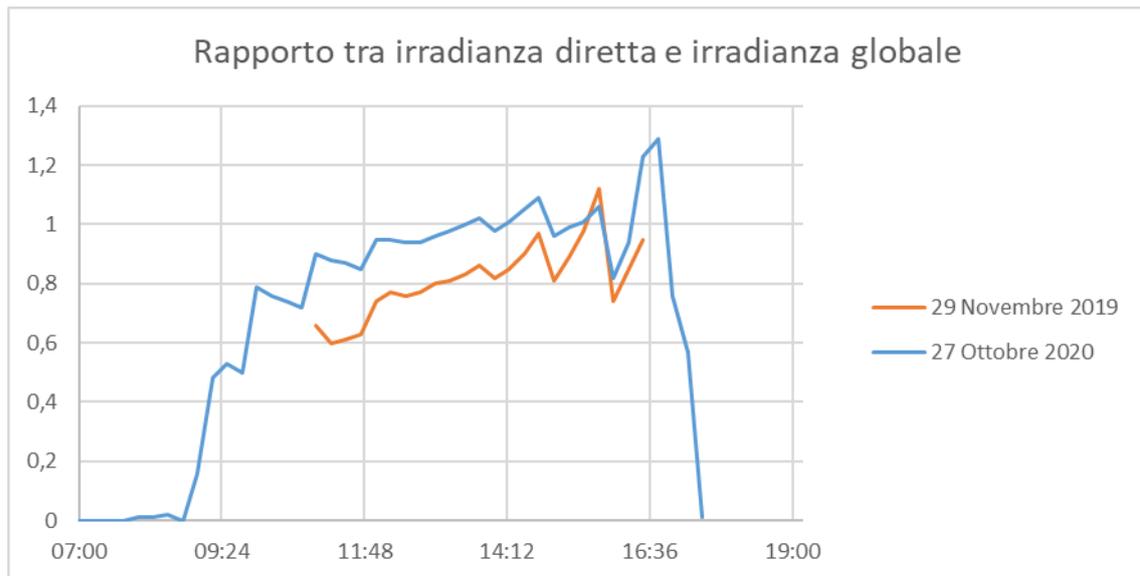


Figura 4.24 Rapporto tra irradianza solare diretta e globale ricavata tramite piranometro [31]

I rapporti non solo risultano troppo alti, soprattutto per la misurazione del 27 ottobre, ma in alcuni casi sono sopra l'unità ed essendo l'irradianza globale la somma dell'irradianza diretta e diffusa ciò risulta fisicamente impossibile. La non accuratezza dei valori di temperatura, quindi, può essere imputabile all'imprecisione di taratura del sistema di misura della stazione meteo, per cui sarebbe consigliabile una ricalibrazione del sistema.

4.6 Valutazioni temperature durante l'anno

A questo punto si vuole valutare l'andamento della temperatura nel ricevitore durante l'anno al fine di stimare la produttività dell'impianto e per farlo bisogna tenere conto dell'andamento dell'irraggiamento globale.

Nonostante i valori di irraggiamento e le condizioni atmosferiche siano variabili, essendo dei fenomeni aleatori, è possibile ricavare il trend per visualizzare l'andamento giornaliero e stagionale.

I valori di radiazione globale e delle condizioni atmosferiche sono stati rilevati dalla stazione meteorologica del Politecnico di Torino [32]. Per valutare l'andamento per ogni stagione, sono state ricavate le medie tra i valori corrispondenti al giorno centrale di ogni mese, nel caso di giornata limpida e soleggiata, altrimenti si sono considerati i giorni adiacenti che rispettassero le caratteristiche.

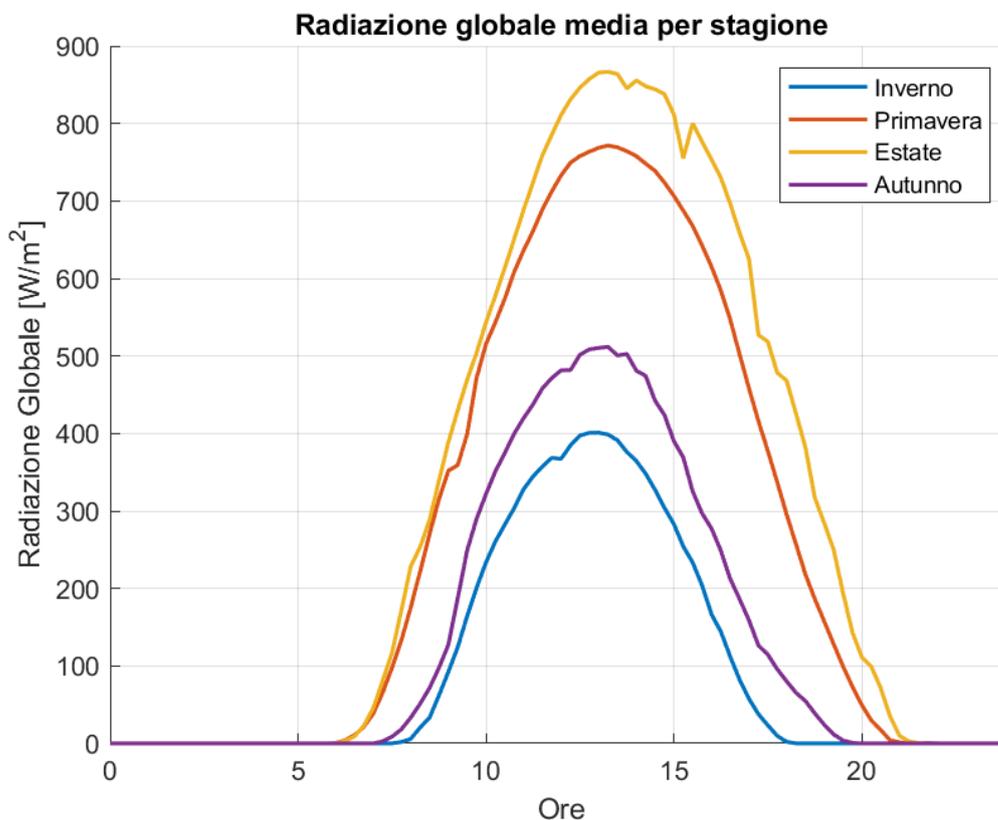


Figura 4.25 Andamento stagionale della radiazione globale media durante il giorno.

È evidente come la curva estiva sia più ampia, dato il maggior numero di ore con radiazione solare, e caratterizzata da valori di radiazione globale solare più alti rispetto le altre stagioni.

Gli andamenti stagionali risultano simili, con picco presente intorno a mezzogiorno. La resa dell'impianto sarà maggiore nei mesi estivi e minore in quelli invernali.

Essendo in possesso della sola radiazione globale, si è dovuta ipotizzare la percentuale appartenente alla componente diretta. Questa percentuale risulta condizionata dalla presenza di goccioline e di aerosol presenti in aria. Non essendo presenti i dati per la zona di Torino, la percentuale della componente diretta media durante l'anno pari al 70% per le giornate soleggiate è stata ricavata sulle basi di uno studio sull'argomento presente in letteratura [33].

Per ricavare il flusso medio incidente sul ricevitore è stato utilizzato il rendimento ottico piuttosto che il Metodo Monte Carlo, dato l'alto numero di valori da processare e l'affidabilità che è stata dimostrata nelle simulazioni precedenti. I valori calcolati sono stati poi importati nel modello 2D semplificato per la determinazione delle perdite termiche e processati tramite lo sweep parametrico.

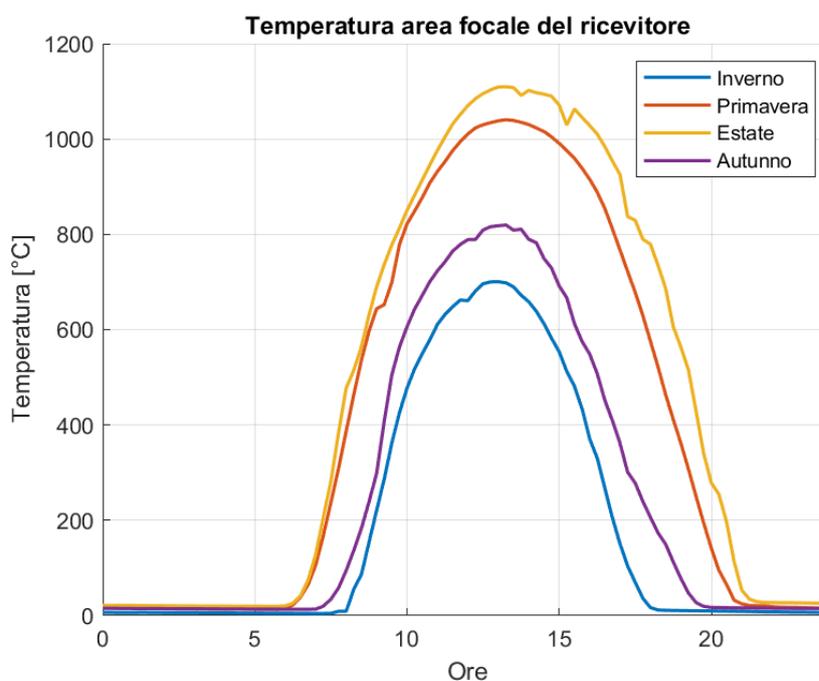


Figura 4.26 Curve stagionali di temperatura del ricevitore durante il girono

5 Caso studio

Il sistema in esame è un impianto micro-combinato di calore ed energia per un edificio residenziale. L'impianto è costituito da tre circuiti separati:

- Il circuito primario che vede il passaggio del fluido termovettore all'interno del ricevitore del campo solare concentrato e l'accumulo del calore nel serbatoio. L'accumulo di calore avviene con un materiale in cambiamento di fase (PCM)
- Il circuito secondario che trasferisce il calore dall'accumulo allo scambiatore di calore del ciclo Rankine Organico (ORC)
- Circuito termico del ciclo ORC, opportunamente dimensionato, che permette la conversione dell'energia termica in energia elettrica

Lo schema dell'impianto è visibile nella figura 5.1.

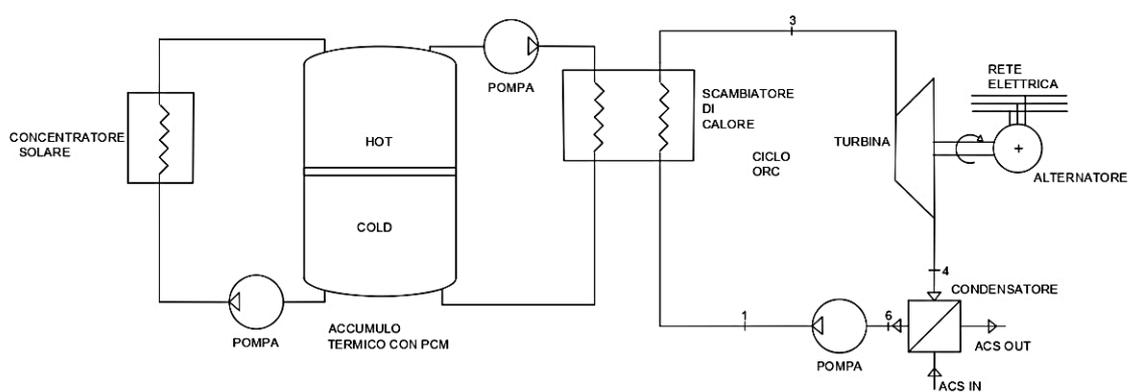


Figura 5.1 Schema Impianto composto da concentratore solare, accumulo termico con materiale PCM e ciclo ORC

L'impianto è in grado di fornire energia termica sufficiente a un edificio residenziale composto da 6 alloggi (ciascuno pensato per 4 persone). L'obiettivo è massimizzare la potenza elettrica prodotta utilizzando il calore di scarto del condensatore del motore ORC per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria (fornitura di ACS) [34]. L'accumulo deve garantire energia termica a temperatura medio-alta sufficiente per il funzionamento per sei ore dell'impianto di produzione nel periodo di assenza dell'energia solare.

Lo scopo di questo progetto è valutare la fattibilità di un sistema di energia e calore solare innovativo ad alte prestazioni con le tecnologie attualmente presenti, anche se poco utilizzato per impianti di piccole dimensioni. Le tecnologie sono state scelte per raggiungere questo obiettivo ottenendo un buon compromesso tra prestazioni e costi.

Viene presentata una metodologia per il dimensionamento dei vari componenti e la scelta dei materiali.

5.1 ORC

L'impianto provvede alla produzione di energia elettrica, che può essere auto-consumata o immessa in rete attraverso un inverter, necessario per la sincronizzazione in fase e in tensione con la corrente di rete. Inoltre, si è pensato di sfruttare l'energia termica ceduta dal condensatore dell'ORC per la produzione di ACS, in modo da garantire la totale copertura giornaliera. L'edificio per cui si è pensato l'impianto è provvisto di 6 unità abitative, ciascuna delle quali pensata per 4 persone. Ipotizzando che la quantità di acqua calda sanitaria sufficiente per ogni persona sia di circa 50 l al giorno, con una temperatura di

uscita di 60 °C e di ingresso dalla rete idrica di 10 °C, si è ricavato che il condensatore debba cedere 11.6 kW.

La configurazione del ciclo ORC, utilizzato in questo progetto, consiste in quattro parti principali: la pompa, l'evaporatore, l'espansore e il condensatore.

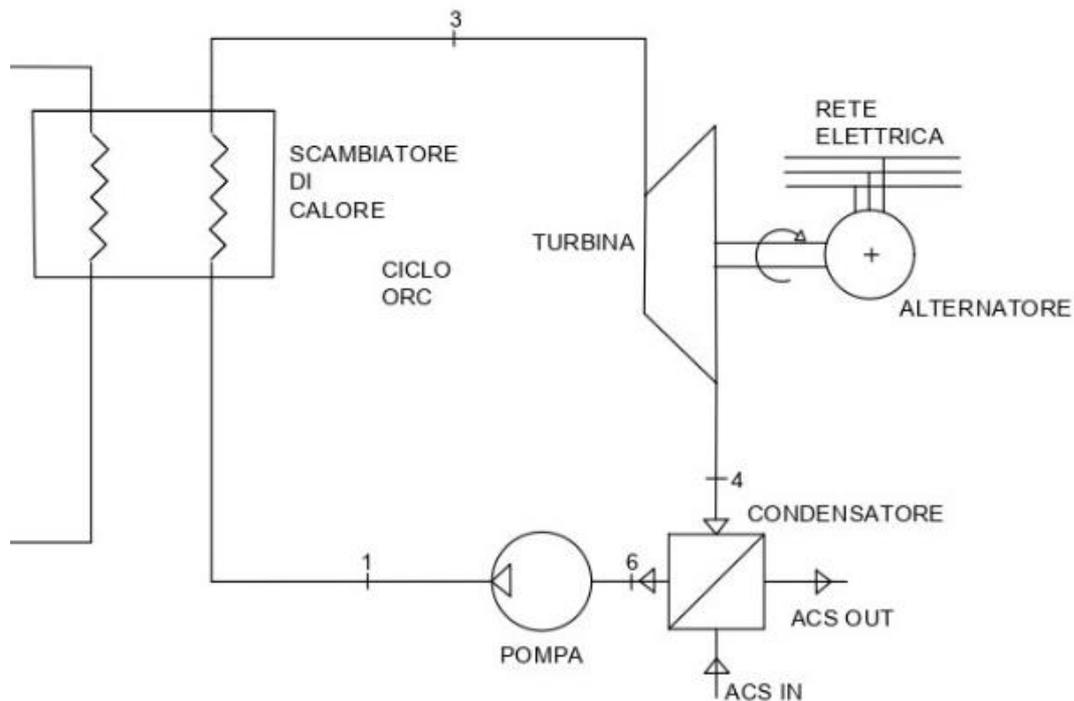


Figura 5.2 Rappresentazione ciclo ORC

Per la determinazione dei valori necessari per il dimensionamento dei componenti dell'impianto e per la scelta del fluido termovettore è stato creato un modello di simulazione in Matlab sfruttando le proprietà termodinamiche ottenute dal database Coolprop [35].

Per semplificare ulteriormente il modello, vengono effettuate le seguenti ipotesi.

1. Il trasferimento di calore avviene solo all'interno dello scambiatore ad alta temperatura e del condensatore.
2. Sono escluse le perdite termiche e per attrito nei tubi e negli scambiatori di calore.
3. Le variazioni cinetiche e potenziali di energia vengono ignorate nella simulazione.
4. Si considera lo stato stazionario
5. Efficienze isoentropiche della pompa e della turbina pari a 0.8
6. Efficienza meccanica della turbina pari a 0.95 ed efficienza dell'alternatore pari a 0.97. Dal prodotto dei due rendimenti risulta che il rendimento elettrico della turbina è pari a 0.92.

5.1.1 Fluidi selezionati per la ricerca

La selezione dei fluidi organici ha effetti sostanziali sulle prestazioni del sistema e sulla degenerazione ambientale come il potenziale di riscaldamento globale (GWP) e il potenziale di riduzione dell'ozono (ODP). Le proprietà caratteristiche di un fluido organico sono state già analizzate nel capitolo 2.

Per la scelta del fluido di lavoro sono stati selezionati tutti i fluidi organici presenti nella libreria di Coolprop e si è verificato quale fosse il migliore.

In una prima fase vengono esclusi dalla lista:

- I fluidi che contengono Cloro perché sono stati vietati dal protocollo di Montreal [36] non essendo sicuri per lo strato di Ozono
- I fluidi umidi, così da evitare la formazione di gocce di liquido all'interno dell'espansore.

Vengono riportati i fluidi preselezionati e le proprietà critiche.

Fluido di lavoro	Nome alternativo	P_{cr} [MPa]	T_{cr} [°C]
Acetone	-	4.700	234.9
Benzene	-	4.894	288.9
Butano	-	3.796	152.0
Butene	-	4.005	146.1
Cicloesano	-	4.075	280.5
Decano	-	2.103	344.5
Dodecano	-	1.817	384.9
Eptano	-	2.736	267.0
Esano	-	3.034	234.7
Isobutano	-	3.64	134.7
Isobutene	-	4.010	144.9
Isoesano	-	3.040	224.5
Isopentano	-	3.396	187.2
Neopentano	-	3.196	160.6
Nonano	-	2.281	321.4

Fluido di lavoro	Nome alternativo	P_{cr} [MPa]	T_{cr} [°C]
Ottano	-	2.497	296.2
Pentano	-	3.370	196.5
1,1,1,2,3,3,3-eptafluoropropano	R-227ea	2.999	102.8
1,1,1,2,3,3-esafluoropropano	R-236ea	3.502	139.3
1,1,1,3,3,3-esafluoropropano	R-236fa	3.200	124.9
1,1,2,2,3-pentafluoropropano	R-245ca	3.925	174.42
1,1,1,3,3-pentafluoropropano	R-245fa	3.640	154.0
1,1,1,3,3-pentafluorobutano	R-365mfc	3.240	186.75
Octafluorociclobutano	R-C318	2.777	115.2
Toluene	-	4.126	318.6
Trans-butene	-	4.027	155.5

5.1.2 Dimensionamento componente

In questa sezione vengono presentate le equazioni utilizzate per calcolare i diversi parametri e per determinare le prestazioni del ciclo. A tutti i componenti viene applicato il primo principio della termodinamica e all'intero ciclo il secondo principio della termodinamica, per determinare il trasferimento di calore, il lavoro in ingresso, in uscita e le perdite.

Avere un rapporto di pressione più elevato porta ad una maggiore efficienza, ma bisogna sempre rispettare delle restrizioni. Vicino alla pressione critica, piccole variazioni di temperatura equivalgono a grandi variazioni di pressione rendendo instabile il sistema. Da ricerche effettuate in letteratura sono risultati validi questi due metodi:

- Impostare il limite di pressione superiore del ciclo di 0.1 MPa inferiore alla pressione critica [37].
- Impostare la temperatura limite del ciclo minore di 10-15 °C rispetto la temperatura critica [38].

Si è scelto quindi di rispettare entrambi i limiti.

Il processo di assorbimento del calore nel ciclo ORC terminerà in uno stato di vapore saturo perché lavorando con fluidi secchi o isentropici non è necessario surriscaldare il fluido, avendo la sicurezza di restare nella zona del vapore surriscaldato all'uscita della turbina. Surriscaldare il fluido comporterebbe un aumento dei costi dovuto allo scambiatore di calore e un possibile peggioramento del rendimento termico dovuto alla diminuzione della portata massica del fluido di lavoro [39].

La temperatura del condensatore viene fatta variare in modo da mantenere una differenza di temperatura al pinch-point di 10 °C, ma se necessario la temperatura viene aumentata per avere una pressione minima al condensatore di 5kPa [37].

Vengono mostrati i risultati ottenuti dalla simulazione. I valori sono stati ordinati in ordine crescente per quanto riguarda la temperatura all'evaporatore.

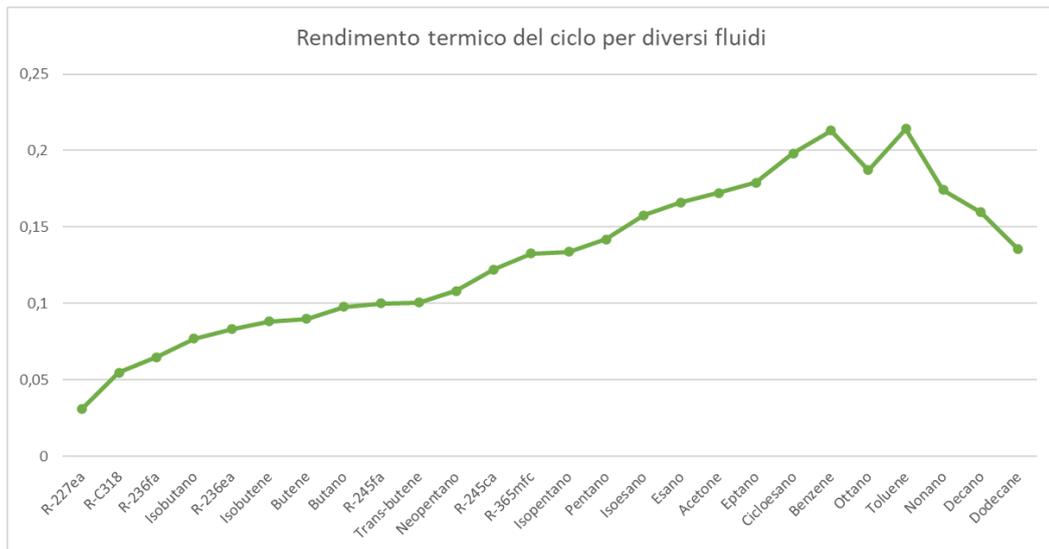


Figura 5.3 Rendimento termico del ciclo ORC con diversi fluidi organici

L'efficienza termica conferma che i fluidi con una temperatura critica più elevata hanno prestazioni migliori nell'ORC [40]. Per la selezione del fluido di lavoro si sono scartati i fluidi con rendimento termico inferiore al 10% e si è analizzato l'andamento della potenza netta in turbina. In questo caso i risultati sono stati ordinati in ordine crescente del rendimento.

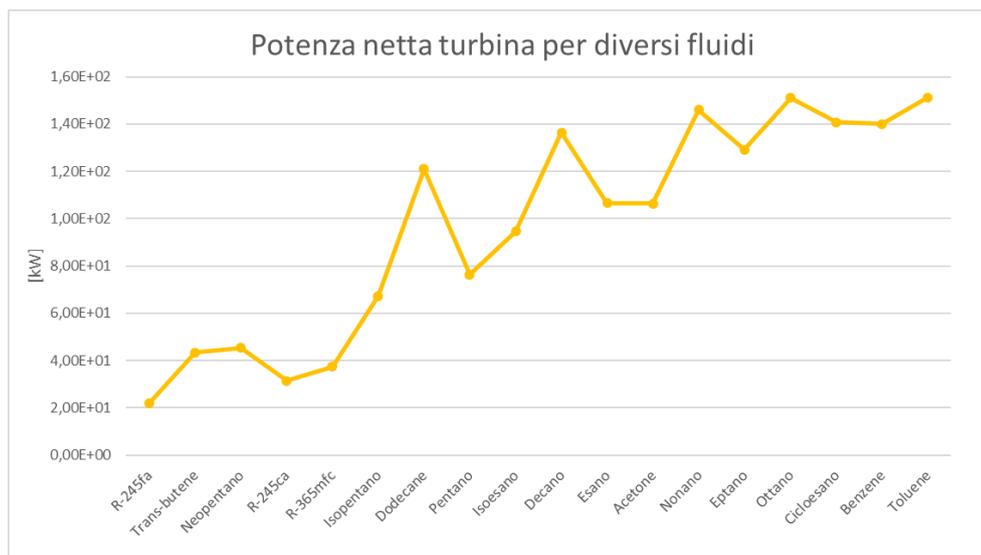


Figura 5.4 Potenza netta prodotta nella turbina del ciclo ORC con diversi fluidi organici

A questo punto sono stati ancora selezionati i fluidi che al crescere del rendimento permettono anche un aumento della potenza netta in turbina. Di questi fluidi si sono volute visualizzare la massima temperatura all'evaporatore e la minima temperatura al condensatore.

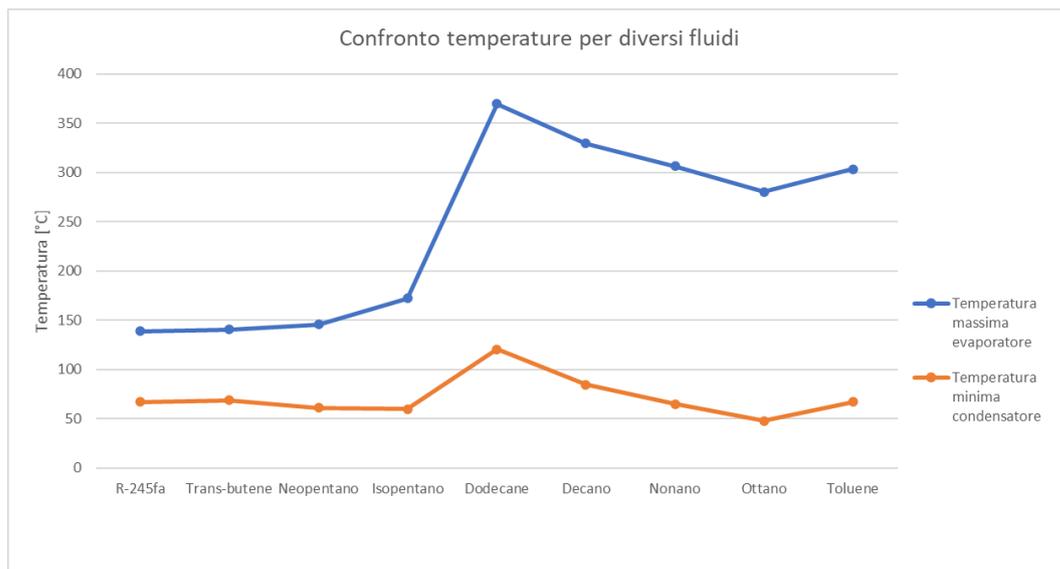


Figura 5.5 Rappresentazione delle temperature massime e minime del ciclo ORC con diversi fluidi organici

Tra questi fluidi si è preferito scegliere l'isopentano perché permette di avere una temperatura all'evaporatore inferiore ai 200 °C e con un rendimento migliore rispetto agli altri fluidi presenti intorno a quel valore. Avere una temperatura più bassa risulta utile per diminuire le perdite termiche nell'intero sistema.

Viene visualizzato il diagramma Temperatura-Entropia con i punti principali del ciclo.

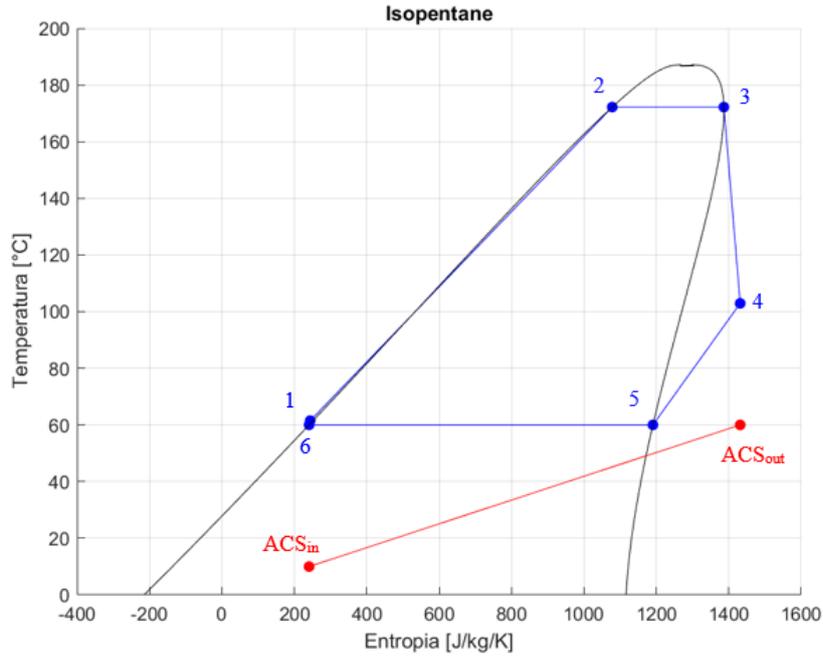


Figura 5.6 Rappresentazione del ciclo ORC con Isopentano su diagramma Temperatura-Entropia

Per il calcolo si è partiti dalla determinazione della temperatura massima e minima del ciclo e quindi si sono ricavati i capisaldi 3 e 6 presenti sulla curva di saturazione. Per determinare il caposaldo 4 si è prima ricavato il punto ideale alla stessa pressione di 4 ma con stessa entropia di 3. Sapendo che il rendimento isentropico della turbina è pari a 0.8 si è ricavato il valore dell'entalpia di 4.

$$\eta_{is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,id}} \quad 5.1$$

In modo analogo, conoscendo il rendimento della pompa, pari a 0.8 si è potuto ricavare l'entalpia del caposaldo 1.

$$\eta_{is} = \frac{h_{1,id} - h_6}{h_1 - h_6} \quad 5.2$$

Di seguito si possono osservare la definizione dei processi di ciclo e le caratteristiche termodinamiche di tutti i punti

- 1→2: riscaldamento;
- 2→3: evaporazione;
- 3→4: espansione;
- 4→6: condensazione;
- 6→1: pompaggio.

<u>Caposaldo</u>	<u>Temperatura [°C]</u>	<u>Pressione [bar]</u>	<u>Entalpia [kJ/K]</u>	<u>Entropia [J/kg K]</u>
1	61.512	26.786	81.807	243.89
2	172.2	26.786	545.7	1078.2
3	172.2	26.786	545.7	1386.4
4	102.93	2.7313	478.47	1431.6
5	60	2.7313	393.03	1190.6
6	60	2.7313	76.617	240.79

Figura 5.7 Valori dei capisaldi ricavati con simulazione su Matlab con l'ausilio della libreria Coolprop

Calcolate le caratteristiche termodinamiche in tutti i punti del ciclo è stato possibile calcolare la portata in massa di fluido organico circolante all'interno del ciclo:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{Q_{COND}}{h_3 - h_2} \quad 5.3$$

Conoscendo la portata del fluido si sono potuti calcolare la potenza utilizzata dalla pompa, la potenza termica in ingresso all'evaporatore e la potenza netta in turbina. Per ricavare la potenza elettrica prodotta dall'impianto si è ipotizzando un rendimento elettrico del 92%.

Il rendimento termico dell'impianto è stato calcolato nel seguente modo:

$$\eta_{th,ORC} = \frac{W_{net} - W_{p,ORC}}{Q_{eva}} \quad 5.4$$

Infine, si è verificato tramite ASPEN l'accuratezza dei risultati.

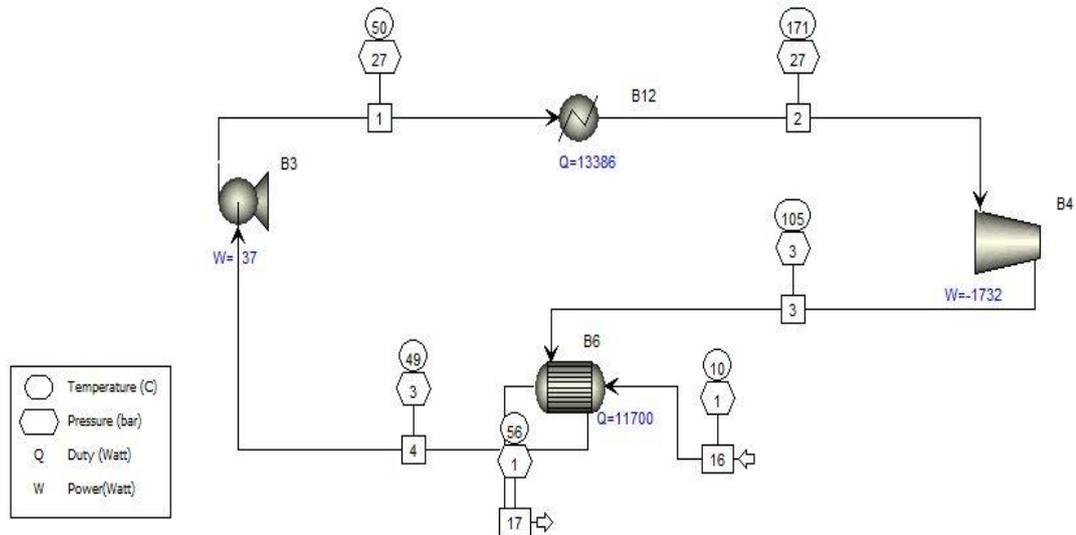


Figura 5.8 Soluzione simulazione del ciclo ORC su ASPEN

Si riassumono i valori ricavati nella tabella seguente.

Potenza termica in ingresso	464	kW
Potenza netta in turbina	67	kW
Potenza elettrica	61.7	kWe
Potenza ceduta dal condensatore	11.7	kW
Potenza spesa da pompa	5.2	kW
Portata fluido organico	0.03	Kg/s
Rendimento	0,13	-

5.2 Accumulo termico

L'accumulo deve essere dimensionato per contenere l'energia termica necessaria al funzionamento dell'ORC per sei ore al giorno. La potenza termica in ingresso deve essere di 464 kW con una temperatura superiore a 183 °C per garantire la temperatura al pinch-point.

5.2.1 Scelta del PCM

Il materiale di stoccaggio deve avere una temperatura di fusione che sia al di sotto della temperatura di funzionamento del sistema e una temperatura di decomposizione al di sopra della temperatura limite raggiunta.

Facendo riferimento a quanto è riportato in letteratura [16], si sono confrontate le caratteristiche dei materiali commercialmente prodotti con una temperatura di fusione tra i 100 e i 300 °C. Per la scelta del materiale si è preferito quello che avesse una temperatura di fusione circa uguale alla temperatura minima richiesta nello scambiatore di calore posto come evaporatore dell'ORC, pari a 183 °C. Si riportano nella tabella seguente i fluidi che rispettano questa caratteristica.

Composizione	a-wt%	Temperatura di fusione	Calore latente
	b-mol%	[°C]	[kJ/kg]
LiNO ₃ (57)–43NaNO ₃	a	193	248
LiNO ₃ (49)–51NaNO ₃	a	194	265
LiNO ₃ (45)–47NaNO ₃ –8Sr(NO ₃) ₂	a	200	199
LiNO ₃ (87)–13NaCl	a	208	369
LiOH(30)–70NaOH	b	213	305
NaNO ₃ (54)–46KNO ₃	a	222	117
KNO ₃ (54)–46NaNO ₃	a	222	100
NaOH(20)–80NaNO ₂	b	231	230
NaNO ₂ (80)–20NaOH	b	232	252
NaNO ₂ (27)–73NaOH	b	237	294
NaOH(73)–27NaNO ₂	b	237	272
NaNO ₃ (18.3)–3.6NaCl–78.1NaOH	b	242	242
NaOH(78.1)–3.6NaCl–18.3NaNO ₃	b	242	242
NaOH(78.1)–3.6NaCl–18.3NaNO ₃	b	242	242
NaOH(28)–72NaNO ₃	b	246	225
NaNO ₃ (70)–30NaOH	b	247	158
NaNO ₃ (72)–28NaOH	b	247	237
NaNO ₃ (40.2)–4.2NaCl–55.6NaOH	b	247	213
NaOH(55.6)–4.2NaCl–40.2NaNO ₃	b	247	213
NaOH(55.6)–4.2NaCl–40.2NaNO ₃	b	247	213

La scelta è ricaduta su una miscela composta da nitrato di Litio per l'83% in massa e solfato di Sodio per il 13% in massa ($LiNO_3 - NaCl$) perché è caratterizzato dal più alto calore

latente rispetto ai fluidi analizzati. Questo materiale risulta ideale per la nostra applicazione perché presenta un elevato calore latente, tipico di una miscela di sale, ma una temperatura di transizione di fase molto più bassa dovuta all'aggiunta di $LiNO_3$.

Oltre alle due caratteristiche appena analizzate, un altro parametro per la selezione dei PCM da utilizzare nei sistemi di accumulo è la stabilità termica, che comprende sia la stabilità termica in più cicli di riscaldamento / raffreddamento sia la temperatura di decomposizione termica del PCM, che imposta il limite di temperatura superiore per il materiale da utilizzare in un'applicazione pratica. I valori sono stati ricavati da studi [41] sulla stabilità termica del sale eutettico selezionato, effettuati utilizzando un analizzatore termogravimetrico (TGA).

Nel test si è verificata per prima la stabilità termica a breve termine, in cui il campione è stato ciclicamente riscaldato e raffreddato a una velocità di $10\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ da $50\text{ }^\circ\text{C}$ a $250\text{ }^\circ\text{C}$.

I valori di perdita di peso per i primi cinque cicli sono mostrati nella figura seguente.

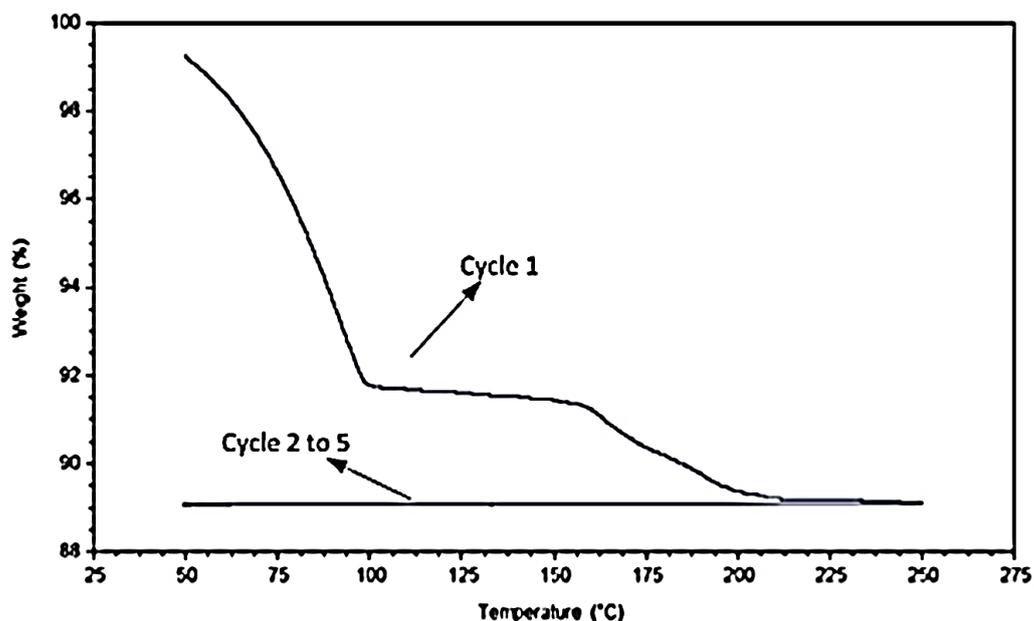


Figura 5.9 Misurazioni cicliche della perdita di peso utilizzando un TGA per $LiNO_3-NaCl$ (87-13%) in funzione del ciclo di temperatura tra $50\text{ }^\circ\text{C}$ e $250\text{ }^\circ\text{C}$ per 5 volte [41]

Si può vedere che nel primo ciclo la perdita di peso sia di circa il 10,6%, causata dall'evaporazione dall'umidità assorbita dal campione, ma nei cicli successivi le perdite di peso sono impercettibili.

Nel secondo test [41] il campione è stato posto sotto un'atmosfera di azoto puro e riscaldato dalla temperatura ambiente (20 °C) ad una velocità di riscaldamento di 5 °C/min. Nel grafico seguente è possibile analizzare la perdita di peso percentuale del PCM all'aumentare della temperatura e del tempo.

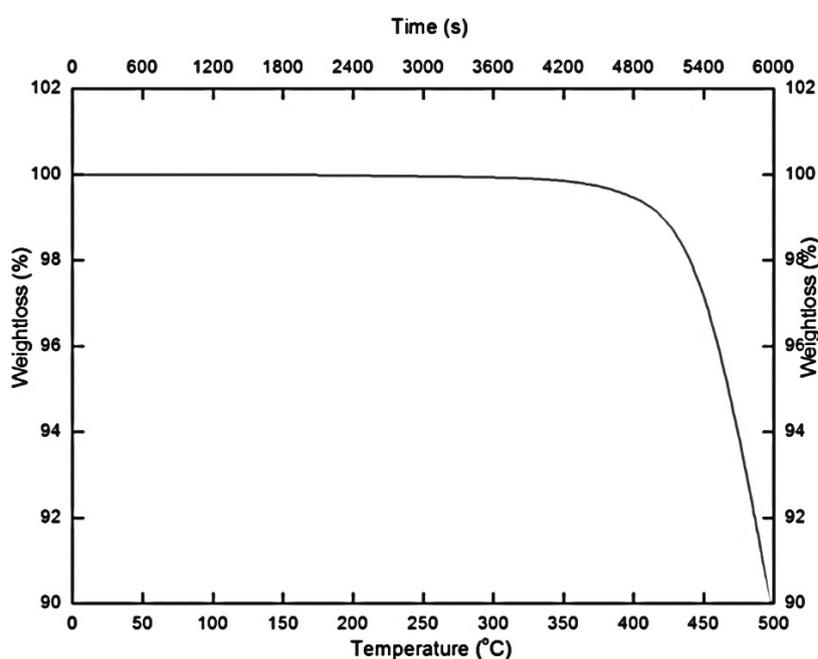


Figura 5.10 Perdita di peso percentuale di un sale binario di $\text{LiNO}_3\text{-NaCl}$ (87-13%) con il tempo e la temperatura durante un test di stabilità chimica ad alta temperatura [41]

Si può vedere che la temperatura di decomposizione è compresa tra 400 °C e 450 °C. Essendo questa temperatura al di sopra delle temperature di esercizio pensate per l'impianto, si ritiene che la caratteristica rispetti le aspettative.

Un'altra caratteristica che è necessario valutare è la conducibilità termica, perché permette di determinare la geometria del sistema di accumulo e le velocità di carica e scarica che

possono essere realizzate. I valori della conducibilità termica dei sali fusi tra i punti di fusione e di ebollizione sono calcolabili tramite la seguente funzione [41]:

$$\lambda(T) = 0.57 - 1.55 \cdot 10^{-4} \cdot (T - T_{fus}) \quad 5.5$$

Si nota come all'aumentare della temperatura la conduttività termica prevista si riduce, ma si prevede che lavorando al di sotto dei 400 °C il valore oscilla tra 0.54 e 0.57 W/m K.

Anche la densità cambia con l'aumentare della temperatura (espressa in K) secondo la seguente relazione empirica [41]:

$$\rho(T) = 1931 - 0.554 \cdot T \quad 5.6$$

All'aumentare della temperatura anche la densità diminuisce e varia tra 1558 e 1664 $\frac{kg}{m^3}$.

La scelta di questo PCM risulta ottima anche dal punto di vista economico: è un sale eutettico formato da NaCl che è disponibile in grandi quantità a prezzi commerciali bassi e da $LiNO_3$ che è un nitrato con domanda in forte aumento, quindi la tecnologia per la produzione sta migliorando per soddisfare questa domanda.

Si riassumono le proprietà fondamentali del PCM scelto alla temperatura di fusione e a 400°C [41] [42].

LiNO ₃ (87)–13NaCl	Calore latente	Calore specifico	Conduttività termica	Densità
	[kJ/kg]	[kJ/kg K]	[W/m K]	[kg/m ³]
Stato solido		0.98	-	2343
Cambiamento di fase	369		0.57	1664
Stato liquido	-	1	0.54	1558

Si nota che dopo aver fatto raffreddare il campione il materiale che ha subito la corrosione più grave è il rame, mentre quello che reagisce meglio è l'acciaio 316. Nonostante per applicazioni pratiche sarebbe necessario un test di corrosione molto più preciso e rigoroso per garantire ottime prestazioni a lungo termine, la selezione si ritiene affidabile per una prima analisi dell'impianto.

5.2.3 Caratteristiche del serbatoio

Gli impianti CSP di grandi dimensioni sfruttano il sale fuso abbinato a un sistema di accumulo a due serbatoi, uno che accumula il fluido caldo e l'altro che accumula il fluido freddo. Il metodo è molto utilizzato perché risulta essere semplice ed efficace, tuttavia ciò porta a un aumento dei costi e la necessità di avere a disposizione molto spazio. Da studi effettuati [43] si è notato che l'uso di un unico serbatoio piuttosto che due, porta a una riduzione dei costi del 35 %.

Si è deciso di adattare questo concetto per un uso residenziale, dove è richiesto che gli impianti occupino il minor spazio possibile e abbiano costi non troppo elevati. La progettazione consiste in un unico serbatoio, detto termoclino, che immagazzina il PCM sia caldo che freddo sfruttando la stratificazione termica. La separazione tra il fluido caldo e il fluido freddo può avvenire con un metodo brevettato e utilizzato in un impianto in Spagna [21] che sfrutta un deflettore di isolamento che si muove all'interno del serbatoio mantenendo il fluido caldo sopra e quello freddo sotto, così come è possibile vedere in figura.

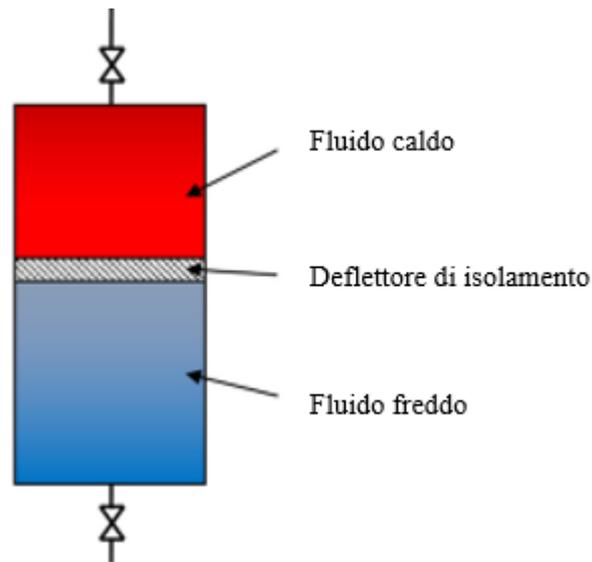


Figura 5.12 Un serbatoio di accumulo termico termoclino con deflettore di isolamento termico mobile [21]

Del materiale di stoccaggio si vuole utilizzare sia l'immagazzinamento latente, che parte di quello sensibile [44]. Il serbatoio lavorerà tra 185°C e 260 °C immagazzinando calore sensibile nel materiale solido tra 185 °C e 208 °C, calore latente dal cambiamento di stato a 208 °C e calore sensibile nel materiale allo stato liquido tra 208 °C e 360 °C.

Come fluido termovettore, sia per prelevare calore dal circuito con CSP che per fornirlo al circuito con impianto ORC, si è pensato di utilizzare un olio di silicone con le seguenti proprietà [45]:

	Temperatura di fusione [°C]	Temperatura limite stabilità [°C]	Conducibilità termica [W/ m K]
Olio di silicone	-20	400	~0.1

Il dimensionamento del serbatoio è stato effettuato per contenere l'energia necessaria per il funzionamento del ciclo ORC per sei ore. Si è ipotizzato che il serbatoio fosse perfettamente isolato. La relazione utilizzata è la seguente:

$$V = Q_{eva} \cdot h_{fun} \cdot \rho_{PCM} \cdot (c_{p,s} \cdot (T_{fus} - T_{cold}) + L_{fus} + c_{p,l} \cdot (T_{hot} - T_{fus})) \quad 5.7$$

Il volume necessario al serbatoio è di 13.57 m^3 che, immaginando un serbatoio a forma cilindrica, avrebbe dimensioni di circa 2.5 m di diametro e 2.8 m di lunghezza.

5.3 CSP

Si è, infine, dimensionato il concentratore solare. Per la progettazione vengono prima scelti i materiali che permettono una raccolta dell'energia più efficiente e si ricavano le temperature raggiunte e il flusso di energia entrante al ricevitore con le dimensioni del paraboloide presente presso l'energy center.

5.3.1 Materiali del concentratore

Per ottimizzare la radiazione riflessa del concentratore è importante scegliere opportuni materiali; di seguito troviamo alcuni tra quelli più utilizzati [46].

Product Name	Manufacture	Materials	Working Temp. (°C)	Reflective (%)	Emissive (%)
VM2000	3 M	Polymeric Film, Non Metal	125	98	2
SA-85	3 M	Aluminum, Acrylic	95	98	2
ECP-305	3 M	Silver, Aluminum Acrylic	125	97	3
Acrylic Mirror	Gcip	Silver, Acrylic	100	95	5
MIRO-SUN	Alanod	Aluminum, Acrylic	98	95	5
Reflect Tech	Alanod	Aluminum, Acrylic	95	92	8
Reynolds	Alcan	Aluminum	500	86	14
Astro	Astro Aluminum	Aluminum	85	97	3
Clear Dome	Metalized Products	Aluminum, Polyethylene	100	97	3
Heat Shield I	Metalized Products	Aluminum, Polyethylene	100	97	3
Heat Shield II	Metalized Products	Aluminum, Polyethylene	100	97	3
Plexiglas	Evonic Industries	Plexiglas with Mirror	90	90	10
MirroFlex	ATI	Thermoplastic, Silver, Gold, Brass, etc.	125	80	20
Mylar	Gafix plastics	Aluminum Mylar	89	97	3
Spin Off	Metalized Products	Aluminum Polyethylene	110	97	3
IBAD	IBAD	Polymer, Copper, Silvered, Alumina	95	97	3
Kraft Paper	Ra Bar Products Inc	Aluminum	98	90	10
Roche John SA-85	3 M	Aluminum, Acrylic	95	98	2
Mirror Polished Stainless	MSS	Polished Stainless	80	50	50
CERMET	Sun Select	Ceramic Metallic Coating Layer	90	95	5

Il parametro di interesse per la scelta del materiale è la riflettività, perché un valore elevato indica maggiori probabilità del raggio di raggiungere la zona focale.

Sono diversi gli studi effettuati per ottimizzare la potenza depositata in funzione dei costi di investimento [46]. Le prestazioni migliori si ottengono da specchi di argento posti su vetro di spessore 1 mm, mentre un'alternativa più economica, ma altrettanto valida consiste nell'utilizzo di piastre di alluminio o argento rivestiti da film polimerici riflettenti. Il metodo più utilizzato è arricchire i riflettori di argento su strati di vetro con ferro.

Per la progettazione è stato scelto di utilizzare VM200 caratterizzato da una riflessività del 98 %.

5.3.2 Ricevitore

Nel ricevitore è necessario ridurre quanto più possibile le perdite ottiche e termiche (radiative, convettive e conduttive), per questo vengono applicati dei rivestimenti speciali e misure di isolamento termico.

Nel caso in esame si è preferito utilizzare un ricevitore cilindrico con dimensioni analoghe a quello utilizzato all'Energy Center. Per la scelta del materiale del ricevitore è possibile valutare quello opportuno analizzando le temperature di funzionamento [47].

Materiali per i ricevitori a tubo		[°C]
Tipiche lege di acciaio	Incoloy 800HT	600
	Inconel 625 – LCF	565
	Haynes 230	565
	Inconel 625 rivestito con superficie selettiva Pyromark 2500	>500
	Acciai inossidabili austenitici	>800
Ceramici	Carburo di silicio	1500
	Alumina-silica	1200
Materiali per assorbitori volumetrici del ricevitore		[°C]
Materiali porosi (HEM)	Rete metallica	1000
	Schiuma ceramica	1700

L'olio di silicone risulta chimicamente compatibile con i materiali in acciaio [48]. Si è scelto, quindi di utilizzare AISI 316, materiale molto utilizzato nei progetti attualmente presenti.

La portata di olio di silicone circolante all'interno del ricevitore viene regolata in funzione dell'intensità della radiazione solare, in modo da mantenere costante la temperatura del fluido in ingresso al serbatoio.

Per minimizzare le perdite radiative si può agire o sul materiale o sulla geometria del ricevitore. Dal punto di vista geometrico, un ricevitore a cavità migliora il rendimento

termico perché si riducono le riflessioni e le emissioni termiche verso l'esterno. Volendo agire sul materiale invece, si potrebbero utilizzare rivestimenti selettivi perché offrono elevato assorbimento della radiazione solare e bassa emissività termica da parte delle pareti calde del ricevitore. Nel caso in esame si è deciso di utilizzare il ricevitore con rivestimento selettivo con emissività superficiale pari a 0.15.

Per ridurre le perdite convettive si può racchiudere la superficie del ricevitore con un tubo di vetro e mantenere l'ambiente sottovuoto, come è possibile vedere in figura.



Figura 5.13 Ricevitore con tubo sottovuoto e vetro prodotto da ASE su licenza ENEA [6]

Questa tecnica, abbinata all'uso di un vetro con bassa trasmissività per le lunghezze d'onda appartenente all'infrarosso, crea un effetto serra contenitivo e riduce l'emissione termica verso l'ambiente esterno, ma diminuisce il valore di riflessione. Si è deciso di non applicare questa tecnica perché, nel caso di ricevitori cilindrici, le dispersioni per convezione naturale sono nell'ordine dell'1% di Q_{ric} mentre le perdite per convezione forzata dell'ordine del 2-3% di Q_{ric} .

5.3.3 Dimensionamento del paraboloide

Per il dimensionamento è stato utilizzato il modello matematico creato con COMSOL già visto nel capitolo 4. Si è partiti utilizzando le stesse dimensioni geometriche del concentratore solare presente presso l'Energy Center, ma cambiando i materiali dei componenti secondo quanto appena descritto. Per calcolare il nuovo rendimento ottico si è ipotizzata l'irradianza solare massima captabile, pari a 800 W/m^2 .

Irradianza solare	Area captazione	Flusso medio	Area target	Rendimento ottico
W/m^2	m^2	kW/m^2	m^2	-
800	4.5	$2.4507 \cdot 10^3$	$6.2344 \cdot 10^{-4}$	0.42

Sono state quindi ricavate le perdite termiche al ricevitore, utilizzando la metodologia del capitolo 4. Dato il basso valore di emissività le perdite termiche risultano basse e il rendimento è pari al 98%.

Sapendo che durante il giorno si devono accumulare 10 GJ, è possibile stimare la potenza termica media che deve essere fornita dal ricevitore. Le ore di irradianza solare presente vengono ipotizzate pari a 7.

$$Q_{FLD} = \frac{E}{t_{ill}} = \frac{10 \cdot 10^9}{7 \cdot 3600} = 3.97 \cdot 10^2 \text{ kW} \quad 5.8$$

Sapendo che il rendimento termico è pari a 98 % e il rendimento ottico è pari al 42 % è possibile ricavare il calore che deve essere captato dal concentratore.

$$Q_C = \frac{Q_{FLD}}{\eta_{ott} \cdot \eta_{term}} = \frac{3.97 \cdot 10^5}{0.42 \cdot 0.98} = 9.64 \cdot 10^2 \text{ kW} \quad 5.9$$

Per il caso considerato è possibile ricavare l'area captante necessaria:

$$A_C = \frac{Q_C}{G_b} = \frac{9.64 \cdot 10^5}{800} = 1.21 \cdot 10^3 \text{ m}^2 \quad 5.10$$

L'area captante di queste dimensioni vorrebbe dire un disco parabolico con un raggio da circa 20 m, quindi non fattibile, essendo le parabole sostenibili economicamente e operativamente fattibili fino a un diametro di 15 m [7]. Si può pensare, però, di creare sette parabole con raggi da 7,5 m e quindi una superficie captante di 177 m^2 . Cambiando le dimensioni della parabola sarà necessario cambiare anche l'area del ricevitore, si sfrutta il rapporto di concentrazione geometrico della parabola posta sul tetto dell'Energy Center che è pari a 667. L'area ricevente deve essere pari a 0.26 m^2 : si è ipotizzato un ricevitore cilindrico con diametro 220 mm e lunghezza di 75 cm e si è modellato il nuovo sistema su Comsol.

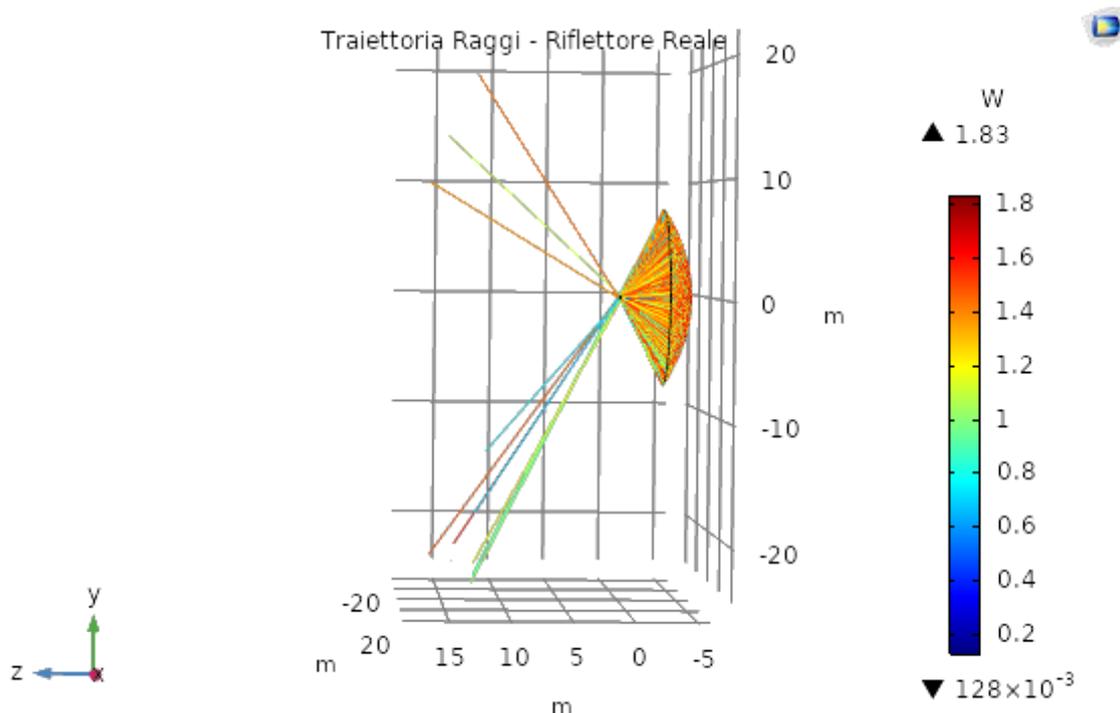


Figura 5.14 Traiettorie dei raggi riflessi da riflettore con raggio da 7.5 m

In particolare, si può notare come la dimensione del ricevitore risulta adeguata a ricevere il maggior numero possibile di raggi proveniente dal concentratore.

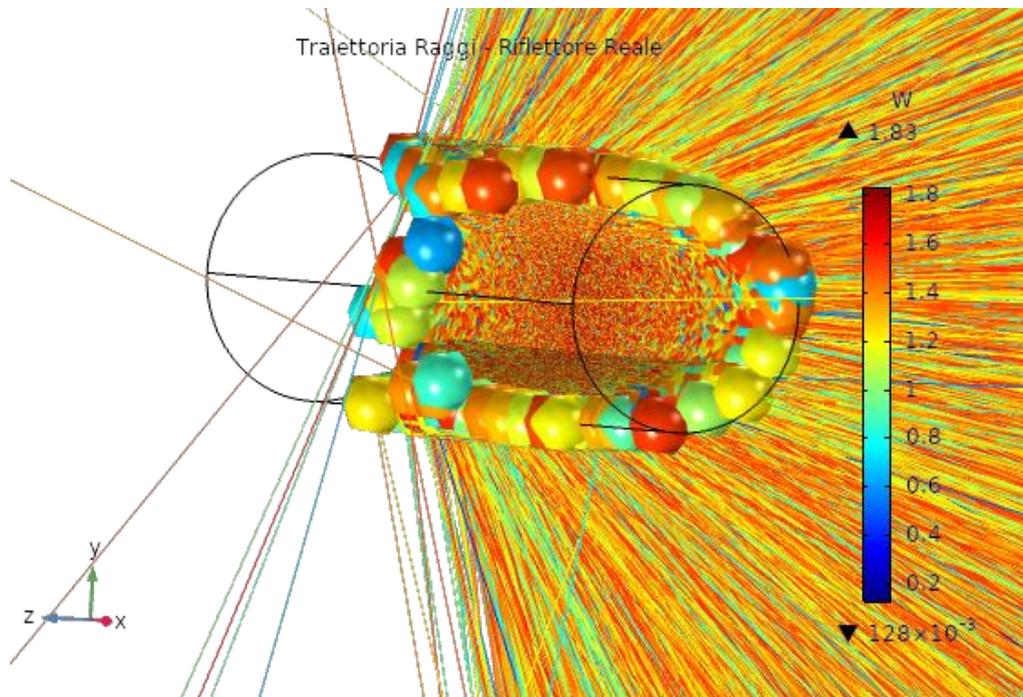


Figura 5.15 Particolare dei raggi incidenti sul ricevitore con dimensioni 220 mm di diametro e 750 mm di lunghezza. Con i nuovi valori del flusso depositato sul ricevitore è stato possibile ricavare la potenza assorbita e la temperatura media del ricevitore e da questi si è potuto calcolare il rendimento ottico e termico del sistema.

Q_C	Q_R	η_{ott}	T_R	η_{th}
kW	kW	—	$^{\circ}C$	—
141	75.8	0.54	676	0.62

Dalle medie stagionali di irradianza solare globale ricavate come già visto nel Capitolo 4 (figura 4.25) in riferimento alla città di Torino, ipotizzando l'irradianza diretta pari al 70%

rispetto all'irradianza globale [33] è stato possibile ricavare quanti CSP delle dimensioni appena viste sono necessarie per soddisfare il fabbisogno, supponendo un rendimento ottico del 54% e un rendimento termico del 62 %.

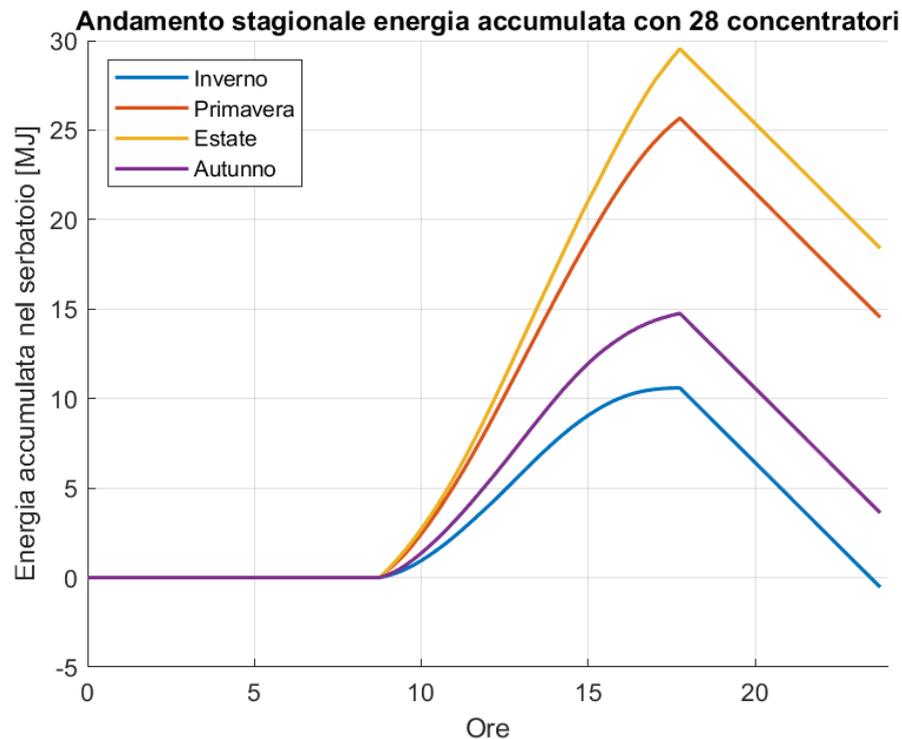


Figura 5.16 Andamento stagionale della quantità di calore accumulato all'interno del serbatoio termocline con 28 concentratori solari

Con 28 concentratori solari il fabbisogno risulterebbe quasi soddisfatto anche per la stagione invernale, tuttavia l'impianto avrebbe bisogno di un'area molto estesa per la collocazione dei concentratori oltre ad un investimento troppo elevato per un impianto di queste dimensioni. Volendo soddisfare il fabbisogno nella sola stagione estiva i concentratori necessari si riducono a 11, come è possibile vedere nella figura 5.17.

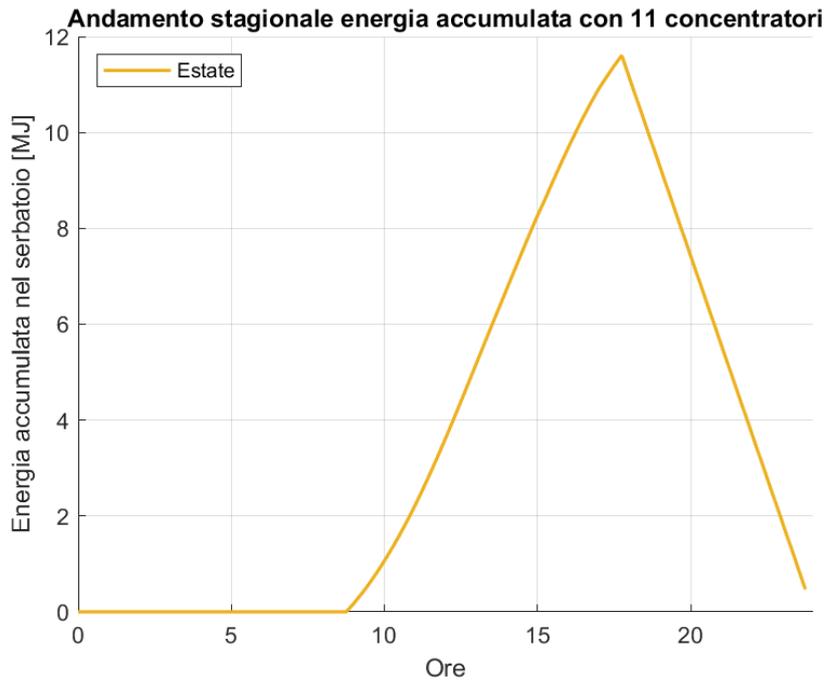


Figura 5.17 Andamento stagionale della quantità di calore accumulato all'interno del serbatoio termocline con 8 concentratori solari

Probabilmente l'impianto potrebbe essere ottimizzato se progettato per una zona dell'area equatoriale dove l'irradianza diretta risulta nettamente superiore rispetto la città di Torino.

5.4 Ottimizzazione impianto

Per la progettazione dell'impianto si è pensato di utilizzare prodotti, per quanto possibile, semplici ed economici. Tuttavia, ci sono diversi miglioramenti che, se accuratamente studiati e valutati, potrebbero permettere la fattibilità di un impianto.

Per quanto riguarda il ciclo ORC si potrebbe introdurre un ulteriore scambiatore di calore all'impianto e rendere il circuito rigenerativo.

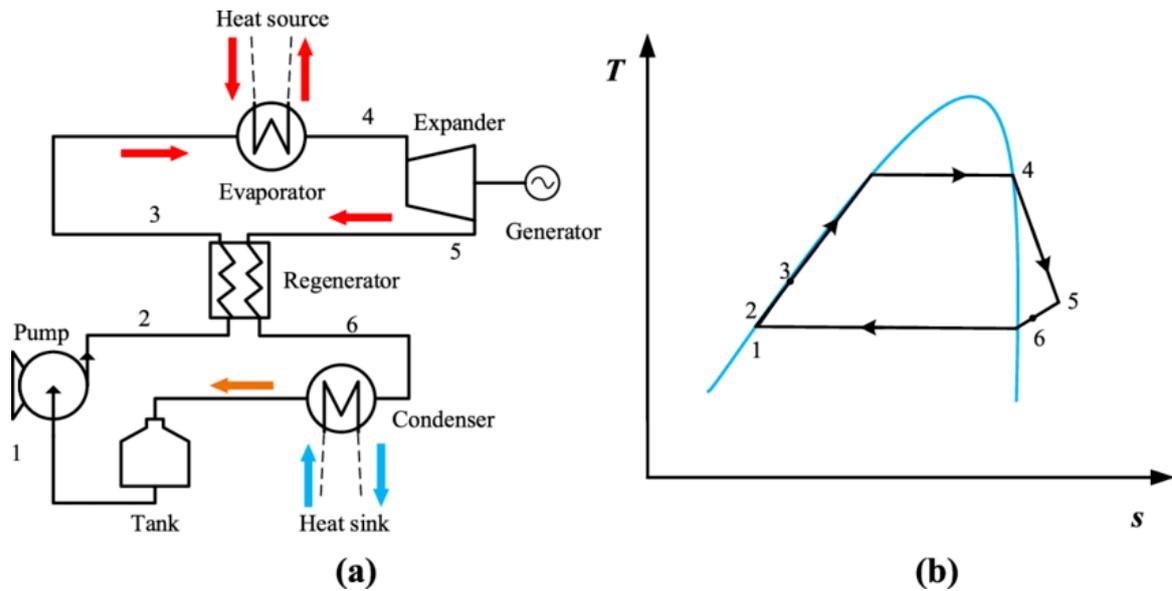


Figura 5.18 Ciclo Rankine rigenerativo: rappresentazione su schema (a) e su diagramma Temperatura-Entropia (b) [25]

L'aggiunta di un ulteriore scambiatore aumenterebbe il costo di investimento, ma la spesa potrebbe comportare una diminuzione tale di richiesta di calore da compensare le spese che comportano l'accumulo di maggiore energia termica.

Per il dimensionamento del ciclo Rankine organico rigenerativo, le condizioni di definizione delle pressioni e temperature alte e basse sono rimaste invariate. A differenza del caso analizzato precedentemente il calore ceduto al condensatore è solo quello del cambiamento di fase. Nella figura 5.19 è possibile notare come varia il rendimento dei vari fluidi rendendo l'impianto cogenerativo.

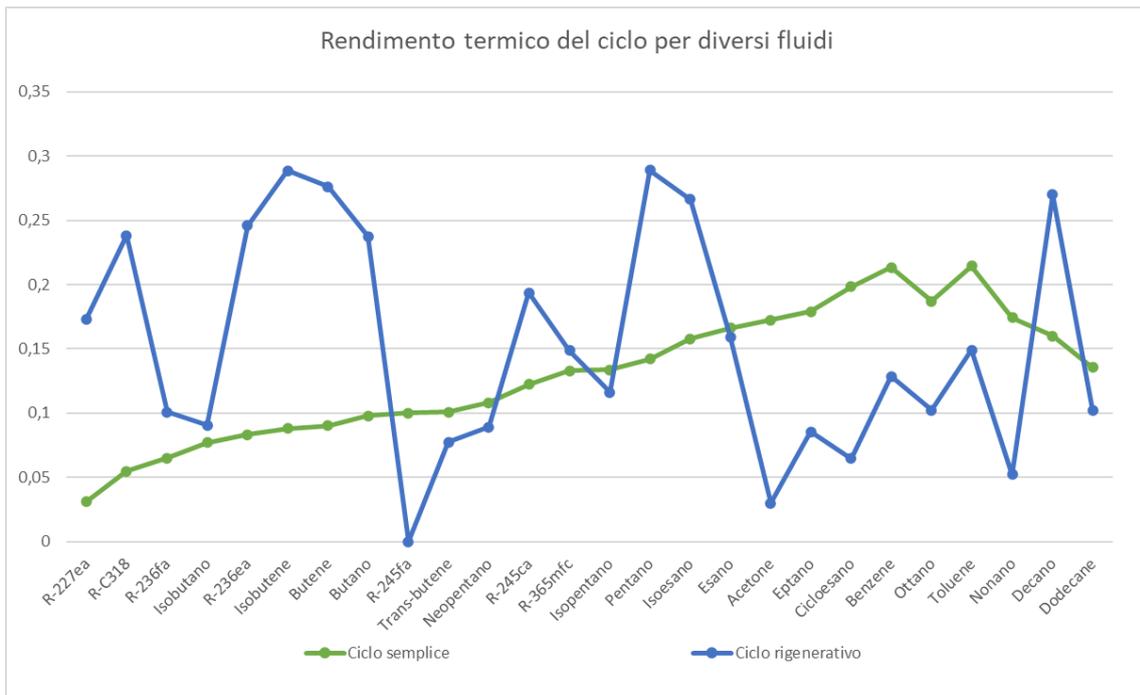


Figura 5.19 Confronto del rendimento termico del ciclo Rankine Organico sia in configurazione semplice che cogenerativa

Si nota come per molti fluidi il rendimento termico del ciclo aumenta in modo evidente.

Per quanto riguarda l'accumulo termico si può pensare di migliorare lo scambio termico creando un sistema a letto impaccato, che utilizza rocce o altri materiali ceramici incapsulati in piccole sferette. Durante il processo di caricamento, il fluido termovettore, proveniente dal concentratore solare, viene immesso dall'alto e fluisce uniformemente attraverso il materiale poroso riscaldandolo. Viceversa, durante lo scaricamento il fluido termovettore viene inserito dal basso e compie l'operazione inversa [22]. Nella figura 5.20 è possibile vedere un esempio di un accumulo termico di questo tipo.



Figura 5.20 Accumulo termico a letto impaccato con particelle ceramiche [22]

Se apportando le modifiche agli altri componenti dell'impianto, l'energia richiesta risultasse ancora abbastanza elevata, si può pensare di cambiare la tipologia di concentrazione solare utilizzando un impianto a torre. Viene visualizzata nella figura 5.21 un esempio di impianto a concentrazione solare a torre, che sfrutta la struttura stessa per la collocazione del serbatoio di accumulo.

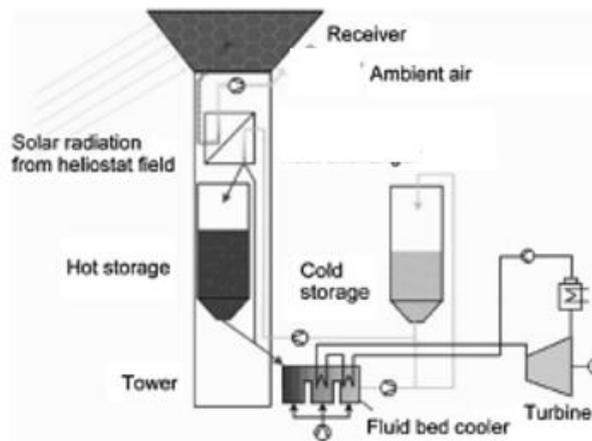


Figura 5.21 Esempio di impianto a torre con accumulo termico caldo e freddo e ciclo ORC [49]

Il ricevitore, all'interno del quale scorrerà il fluido termovettore, riceverà l'energia necessaria dai vari eliostati provvisti di un sistema che permette il corretto posizionamento della superficie in base alla posizione del Sole.

Conclusioni

Il seguente elaborato ha lo scopo principale di valutare la fattibilità di un impianto con concentratore solare parabolico per uso residenziale. La tecnologia a concentrazione solare negli ultimi anni, si sta molto diffondendo per impianti di grossa taglia, tuttavia l'uso per impianti di piccola taglia è ancora in fase di studio. Riuscire a realizzare un impianto con questa tecnologia permetterebbe all'edificio di essere energeticamente indipendente con una produzione di carbonio nulla. Infatti, l'accumulo termico permette di sfruttare l'energia rinnovabile anche quando non è disponibile, come ad esempio nelle ore notturne.

Per introdurre la fase progettuale è stato necessario valutare le tecnologie e le caratteristiche dei principali componenti da utilizzare. Si è anche effettuato uno studio sperimentale su un concentratore parabolico, posto presso l'Energy Center, attraverso un confronto tra modello matematico e valori misurati tramite termocoppie. Lo scopo è quello di proporre un modello per la stima delle perdite termiche e ottiche da utilizzare nella fase di progettazione. Per realizzare il modello è stata eseguita un'analisi ottica del concentratore sfruttando il metodo Montecarlo tramite un codice implementato in Comsol. Nello stesso software, impostando l'analisi agli elementi finiti e la fisica di scambio termico, si è potuto studiare anche il comportamento termico del ricevitore.

La parte principale della tesi si concentra, invece, sulla fase di progettazione. Si è valutata la possibilità di realizzare un impianto con concentratore solare del tipo a disco parabolico, accumulo termico con materiale in cambiamento di fase e ciclo Rankine a fluido Organico

per la produzione combinata di energia termica ed energia elettrica. L'impianto potrebbe servire un edificio residenziale, composto da sei alloggi, fornendo 11.7 kWth per acqua calda sanitaria e 61.7 kWe. L'obiettivo è quello di creare un sistema il più semplice possibile e poco costoso per permettere la diffusione di un impianto che immagazzini energia per la produzione, in modalità cogenerativa di energia elettrica e termica. Per il dimensionamento si è analizzato ogni singolo componente scegliendo per ognuno i materiali, le tecnologie e le dimensioni più adeguate.

Per primo è stato dimensionato il ciclo Rankine a fluido Organico impostando i limiti di pressione e temperatura inferiore e superiore tramite opportune ipotesi ricavate dalla letteratura. Per la scelta del fluido di lavoro del ciclo si sono selezionati i fluidi organici secchi e isoentropici che non contengono cloro perché vietati dal protocollo di Montreal. Tramite uno script Matlab che sfrutta la libreria Coolprop, si è proceduto all'individuazione del fluido ottimale selezionando quello che garantisce i migliori valori di rendimento termico del ciclo, ma anche una temperatura allo scambiatore caldo il più bassa possibile in modo da ridurre le perdite termiche. Il fluido scelto è l'Isopentano, che è stato inserito, insieme alle altre grandezze di partenza del ciclo, all'interno di ASPEN per verificare le potenze in ingresso e in uscita. Per migliorare il rendimento e diminuire l'energia necessaria in ingresso si sarebbe potuto utilizzare un impianto rigenerativo, che avrebbe sfruttato il vapore surriscaldato in uscita dalla turbina per preriscaldare il fluido prima dell'ingresso nell'evaporatore. In questo modo l'energia richiesta dall'evaporatore sarebbe diminuita e ciò avrebbe influito sul dimensionamento del resto dell'impianto. Il dimensionamento effettuato in questo studio risulta essere solo un punto di partenza per il progetto vero e proprio a causa delle approssimazioni introdotte che hanno trascurato le perdite reali, l'effetto della sovrappressione, i rendimenti di pompaggio, il rendimento in turbina non

ideale, il trasferimento termico non isobaro, ecc. Una volta valutata la fattibilità di questo progetto si può procedere al dimensionamento reale che tenga conto di tutti i fattori di non idealità.

L'accumulo vuole fornire l'energia necessaria al funzionamento dell'impianto per 6 ore. Il sistema, diversamente dagli impianti di grossa taglia attualmente diffusi, utilizza un unico serbatoio, definito termoclino, con materiale in cambiamento di fase in modo da sfruttare oltre al calore sensibile anche il calore latente che permette l'immagazzinamento di una grossa quantità di calore in condizioni quasi isoterme. Per la scelta del materiale di stoccaggio si è preferito un materiale non combustibile, non tossico, economico e disponibile. La scelta è ricaduta su $LiNO_3 - NaCl$ perché oltre alle caratteristiche appena elencate ha un valore del calore latente molto elevato. Le difficoltà avute in questa fase riguardano la scarsa presenza in letteratura di valori che descrivono le proprietà termiche dei materiali a cambiamento di fase, si suggerisce quindi di affiancare questo tipo di scelta con apposite prove in laboratorio. Per ridurre le dimensioni e migliorare il rendimento di accumulo si potrebbe agire sul trasferimento di calore aggiungendo particelle o materiali ad alta conduttività termica. Per un'analisi più approfondita sulle prestazioni del sistema di accumulo, inoltre, si dovrebbero definire le efficienze energetiche ed exergetiche.

Le difficoltà maggiori si sono presentate nel dimensionamento del concentratore solare perché l'energia necessaria all'accumulo risulta troppo elevata per la tecnologia selezionata. Si sono scelti i materiali e, sfruttando il modello creato nella fase sperimentale, si sono ricavati i rendimenti ottici e geometrici. Con i valori dell'irradianza media stagionale per la città di Torino, l'impianto richiederebbe 28 concentratori solari con raggio dell'aria captante di 7.5 m per soddisfare la richiesta invernale, mentre ne basterebbero 11 per soddisfare il fabbisogno estivo. Le dimensioni risultano eccessive per l'utenza indicata

e anche i costi, considerando che un solo concentratore solare dal raggio poco maggiore di 1 metro ha un costo di circa 18000 €. Poiché i concentratori solari lavorano con l'irradianza solare diretta, questo impianto funzionerebbe meglio in aree calde, secche e con ridotta quantità di polveri sospese, come potrebbe essere la zona equatoriale. Inoltre, bisogna tener conto che il sistema analizzato è solo un prototipo e non un sistema ottimizzato, ma con gli studi futuri si può pensare a un miglioramento della tecnologia, a una riduzione dei costi e quindi a una diffusione di questo tipo di impianto anche per il residenziale con rientri degli investimenti ragionevoli.

Per concludere si può affermare che un possibile sviluppo futuro potrebbe migliorare le caratteristiche e l'efficienza dell'impianto e abbattere il costo, soprattutto se si pensa che questa tecnologia può favorire la transizione energetica verso un'economia rinnovabile e carbon free.

Allegati

A1. Determinazione coefficiente di scambio termico

Le perdite convettive dipendono dal coefficiente di scambio termico, che varia a seconda degli effetti di convezione naturale e forzata che incidono sulla superficie esterna [46]. L'equazione per il calcolo del coefficiente adimensionale di Nusselt relativo al trasferimento di calore per convezione naturale da un piano verticale isoterma è:

$$Nu_{nat} = \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Re^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad \text{a.1}$$

Per quanto riguarda il numero di Nusselt per la convezione forzata dipende dal vento che lambisce le pareti esterne del ricevitore.

$$Nu_{forced} = 0.332 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{a.2}$$

Con l'aumentare della temperatura del ricevitore il numero di Nusselt diminuisce leggermente, ma aumenta lo scambio di calore a causa dell'aumento della conducibilità termica dell'aria [50].

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad \text{a.3}$$

Ringraziamenti

A fine di questo percorso ci tengo a ringraziare il Politecnico di Torino per avermi formato, per le persone e i professionisti che mi ha permesso di conoscere e per le esperienze di collaborazione che mi hanno fatto crescere.

Ringrazio l'ing Papurello per avermi dato la possibilità di effettuare questo studio sperimentale che mi ha permesso di visualizzare le difficoltà progettuali di una tecnologia in via di sviluppo.

Grazie a tutti coloro che hanno contribuito alla realizzazione di questa tesi dandomi spunti, passandomi materiale di ricerca o regalandomi semplicemente un po' di tempo per ascoltare le mie preoccupazioni. Un grazie particolare a Davide, mamma e papà, Claudia e Salvatore e a Sara per aver fatto tanto per me in questi ultimi mesi.

Riferimenti

- [1] IEA, «Data and Statistics,» [Online]. Available: <https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=TPESbySource>.
[Consultato il giorno Gennaio 2021].
- [2] M. Günther, «Advanced CSP Teaching Materials Chapter 2 Solar Radiation,» 2011.
[Online]. Available: <http://energy-science.org/bibliotheque/cours/1361469594Chapter%2002%20radiation.pdf>.
- [3] C. Massetti, «L'atmosfera e il clima, Sintesi di Geografia,» Università degli Studi Roma Tre, 2020.
- [4] European Commission, «PHOTOVOLTAIC GEOGRAPHICAL INFORMATION SYSTEM,» [Online]. Available: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_download/map_index_c.html#.
- [5] G. Fracastoro e M. Simonetti, «Dispense del corso di “Technology for renewable energy sources”,» Politecnico di Torino.
- [6] T. Crescenzi, M. Falchetta, A. Fontanella, E. Metelli, A. Miliozzi, F. Spinelli e L. Sipione, «Opportunità di applicazione delle tecnologie solari termodinamiche in

- Italia,» [Online]. Available: <https://www.enea.it/it/seguici/pubblicazioni/pdf-volumi/v2016-applicazione-tecnologie-solari.pdf>.
- [7] R. B. Diver e W. B. Stine, «A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology,» Sandia National Laboratories.
- [8] J. Pye e K. Lovegrove , «Fundamental principles of concentrating solar power (CSP) systems,» Woodhead, 2012.
- [9] C. Zamparelli, «Collettori a concentrazione per l'impiego dell'energia termica solare,» Marzo 2012. [Online]. Available: [1] <http://www.solarconcentrators.eu/thermodynamic/it/introduzione-ai-concentratori-solari/35-descrizione-sistemi-solari-a-concentrazione/46-collettori-solari-a-concentrazione.html>.
- [10] J. Coventry e C. Andraka, Dish systems for CSP, vol. Solar Energy, 2017.
- [11] R. Forristall, «Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver,» *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*, 2003.
- [12] G. Alva, Y. Lin e G. Fang, «An overview of thermal energy storage systems,» *Energy*, vol. 144, pp. 341-378, 2018.
- [13] A. Hauer e Z. Bayern, «Storage Technology Issues and,» in *CERT Energy Storage Workshop*, Paris, 2011.

- [14] U. Herrmann e D. Kearney , «Survey of thermal energy storage for parabolic trough power plants,» *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, n. 2, pp. 145-152, 2012.
- [15] H. Mehling e L. F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [16] A. Milozzi, E. Veca, S. Sau, R. Grena, M. Celino, M. Falconieri e F. Rondino, «Individuazione e caratterizzazione di miscele di materiali a cambiamento di fase e nanoparticelle da impiegare come sistemi alternativi di accumulo termico,» 2013. [Online]. Available: https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/solare-termodinamico/2012/rds-2013-079.pdf.
- [17] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman e E. K. Stefanakos, «Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants,» *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, n. 4, pp. 285-319, 2013.
- [18] I. Sarbu e C. Sebarchievici, «A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage,» *Sustainability* , vol. 10, n. 1, p. 191, 2018.
- [19] M. N. A. Hawlader, M. S. Uddin e M. M. Khin, «Microencapsulated PCM thermal energy storage system,» *Applied Energy*, n. 74, pp. 195-202, 2003.
- [20] A. Andreozzi, F. Ascione, N. Bianco, M. Caliano e M. Iasiello, «Studio e individuazione di soluzioni tecniche per il miglioramento della trasmissione del calore in sistemi di accumulo termico basati sui materiali a cambiamento di fase (PCM) nell'ambito dell'accumulo del freddo,» Enea, 2015.

- [21] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lazaro, P. Dolado e B. Zalba, «State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 - concepts, materials and modellization.,» *Renew Sustain Energy*, n. 14, pp. 31-55, 2010.
- [22] M. Liu, N. H. Steven Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob, G. Will, W. Saman e F. Bruno, «Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 1411-1432, 2016.
- [23] G. Ranieri, «edutecnica.it,» [Online]. Available: <http://www.edutecnica.it/macchine/rankine/rankine.htm>.
- [24] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis e G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n. 8, pp. 3963-3979, 2011.
- [25] D. Zhao, S. Deng, L. Zhao, W. Xu, W. Wang, X. Nie e M. Chen, «Overview on artificial intelligence in design of Organic Rankine Cycle,» *Energy and AI*, 2020.
- [26] El. Ma Srl, Electronic Machining, *Manuale uso e manutenzione - Concentratore solare a disco*, Riva del Garda, 2019.
- [27] G_sensor S.R.L., [Online]. Available: <https://www.sensoriditemperatura.it/la-termocoppia/>.

- [28] C. Boucher, How to Model Solar Concentrators with the Ray Optics Module, COMSOL Blog, 2016.
- [29] G. Cao, S. J. Weber, S. O. Martin, T. L. Malaney, S. R. Slattery, M. K. Anderson, K. Sridharan e T. R. Allen, «In Situ Measurements of Spectral Emissivity of Materials for Very High Temperature Reactors,» *Nuclear Technology*, vol. 175, n. 2, pp. 460-467, 2011.
- [30] T. Bergman, A. Lavine, F. Incropera e D. Dewitt, «Introduction to Heat transfer - Sixth edition,» John Wiley & Sons, Inc, 2002.
- [31] EKO, Instruction manual Sun Tracker Series STR-21G, STR-22G, STR32G.
- [32] Politecnico di Torino, «Smart and Green Building management services - Ambiente esterno,» [Online]. Available: https://www.swas.polito.it/intra/w4e_living_lab/operatore/esterno/meteo_giorno.asp.
- [33] G. Zhang e Y. Ma, «Clear-Sky Surface Solar Radiation and the Radiative Effect of Aerosol and Water Vapor Based on Simulations and Satellite Observations over Northern China,» *Remote Sensing Monitoring Aerosols and Its Effects on Atmospheric Radiation*, 2020.
- [34] A. Ramos, M. A. Chatzopoulou, J. Freeman e C. N. Markides, «Optimisation of a high-efficiency solar-driven organic Rankine cycle for applications in the built environment,» *Applied Energy*, vol. 228, pp. 755-765, 2018.
- [35] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin e V. Lemort, «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property

Library CoolProp,» *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, n. 6, pp. 2498-2508, 2014.

- [36] UN environment programme, «The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer,» [Online]. Available: <https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol>.
- [37] U. Drescher e D. Bruggemann, «Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants,» *Applied Thermal Engineering*, n. 27, pp. 223-228, 2007.
- [38] A. M. Delgado-Torres e L. Garcia-Rodriguez, «Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system,» *Desalination*, n. 216, pp. 252-275, 2007.
- [39] Z. Han, P. Li, X. Han, Z. Mei e Z. Wang, «Thermo-Economic Performance Analysis of a Regenerative Superheating Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery,» *Energies*, vol. 10, n. 1593, 2017.
- [40] J. Li, J. Zeb Alvi, G. Pei, J. Ji, P. Li e H. Fu, «Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 98, pp. 786-797, 5 aprile 2016.
- [41] D. Zhou e P. Eames, «A study of a eutectic salt of lithium nitrate and sodium chloride (87–13%) for latent heat storage,» *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 167, pp. 157-161, 2017.

- [42] Y. Li, C. G. Wang, G. Y. Liu, Q. Z. Zhu e Z. Z. Qiu, «Thermal Property Characterization of a Low Supercooling Degree Binary Mixed Molten Salt for Thermal Energy Storage System,» *International Journal of Thermophysics*, vol. 40, n. 41, 2019.
- [43] D. Brosseau, J. W. Kelton, D. Ray, M. Edgar, K. Chisman e B. Emms, «Testing of thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems in parabolic trough power plants,» *Sol Energy Eng Trans*, n. 127, pp. 109-116, 2005.
- [44] European Academies Science Advisory Council, «Concentrating solar power:its potential contribution to a sustainable energy future,» in *EASAC policy report.*, 2011.
- [45] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu e A. M. Kannan, «Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review,» *Applied Energy*, vol. 146, pp. 383-396, 2015.
- [46] A. Z. Hafez, A. Soliman, K. A. El-Metwally e I. Ismail, Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications, Giza/Cairo University: Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, p. 1019–1036.
- [47] A. Z'Graggen, P. Haunter, G. Maag, M. Romero e A. Steinfeld, «Hydrogen production by steam gasification of,» *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 33, pp. 679-684, 2008.

- [48] Idro Energia Italia, «idroenergiaitalia.it,» [Online]. Available: <https://www.idroenergiaitalia.it/idroenergiaitalia/documenti-idroenergiaitalia/ODE/Compatibilita-chimica-dei-materiali-sostanze%20chimiche-Viton-NBR-PTFE-EPDM.pdf>.
- [49] S. Warkerkar, S. Schmitz, J. Goettsche, B. Hoffschmidt, M. Reibel e R. Tamme, «Air-Sand Heat Exchanger for High-Temperature Storage,» *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 133, n. 2, 2011.
- [50] S. Lambrughi e A. Serafino, Utilizzo dell'anidride carbonica in sistemi solari a concentrazione lineare, Milano: Facoltà di Ingegneria Industriale - Politecnico di Milano, 2011.