# POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea Ingegneria Energetica e Nucleare (LM-30)



# Tesi di Laurea Magistrale

# CICLO DI RANKINE ORGANICO (ORC) SU PICCOLA SCALA

# GUIDATO DA UN CONCENTRATORE SOLARE (CSP)

Relatore:

Ing. Davide Papurello

Candidato:

Antonio Marra

Luglio 2021

Abstract	5
Nomenclatura	8
Introduzione	13
1 Tecnologia a concentrazione solare (CSP)	19
1.1 ENERGIA SOLARE	19
1.2 IRRADIANZA SOLARE	21
1.3 CAPTAZIONE ENERGIA SOLARE	31
1.4 SOLUZIONI A CONCENTRAZIONE SOLARE	35
1.4.1 Classificazione CSP	35
1.4.2 Grandezze caratteristiche	
1.4.3 Bilancio e Perdite	47
2 Ciclo Rankine Organico	56
2.1 CLASSIFICAZIONE FLUIDI ORGANICI	
2.1.1 Curva di saturazione	58
2.1.2 Composizione chimica	61
2.2 PROPRIETA' FLUIDI	63
2.3 ANALISI ENERGETICA	70
2.3.1 Caso semplice	71
2.3.2 Caso rigenerativo	73
2.4 VANTAGGI E SVANTAGGI	75
2.4.1 Vantaggi	75

# Indice

	2.4.2	Svantaggi	76
3	Accum	ulatori CSP	
3	.1 CLAS	SSIFICAZIONE ACCUMULO	
	3.1.1	Temperatura di esercizio	
	3.1.2	Tempo di accumulo	
	3.1.3	Scambio termico	81
3	.2 CRIT	ERI DI SCELTA ACCUMULO	
3	.3 SVILU	UPPO ACCUMULI TERMICI	
	3.3.1 A	Accumuli Sensibili	
	3.3.2 A	Accumuli Latenti	
3	.4 TIPC	DLOGIE IMPIANTISTICHE DI ACCUMULO	
	3.1.4	Sistemi a doppio accumulo	91
	3.1.5	Accumulo termoclino	92
	3.1.6	Tubi di calore	94
	3.1.7	Accumulo a cascata	94
4 Pa	arte spe	rimentale: modellazione CSP	
4	.1 DES	CRIZIONE CONCENTRATORE	
4	.2 MOE	DELLO OTTICO: RAY TRACING METHOD	
	4.2.1 0	Geometria e Discretizzazione	
	4.2.2 C	Caso Ideale	
	4.2.3 C	Caso Reale	
	4.2.4	Scelta della Mesh appropriata	

	4.2.5 Valutazione Prestazioni Ottiche	113
	4.3 MODELLO DISPERSIONE TERMICA	116
	4.3.1 Caso Ottimale	117
	4.3.2 Caso Reale	119
	4.3.3 Analisi perdite termiche	121
	4.4 VALIDITÀ STUDIO SPERIMENTALE	123
	4.4.1 17 gennaio 2020	123
	4.4.2 10 marzo 2020	127
	4.4.3 17 novembre 2020	129
	4.5 ANDAMENTO TEMPERATURA STAGIONALE	131
5	Parte impiantistica: dimensionamento dell'impianto	134
	5.1 CICLO ORC	135
	5.1.1 Ciclo semplice	137
	5.1.2 Ciclo rigenerativo	138
	5.1.3 Scelta fluido e dimensionamento	139
	5.1.4 Punto ottimo dell'impianto: analisi di sensitività	145
	5.2 SCELTA FLUIDO HTF	152
	5.3 ACCUMULO PCM	153
	5.3.1 PCM utilizzati	154
	5.3.2 Dimensionamento	159
	5.3.3 Funzionamento	162
	5.4 IMPIANTO CSP	164

5.4.1 Dimensionamento	
5.4.2 Modellazione	
5.4.3 Valutazione prestazioni ottiche e termiche	
5.5 FABBISOGNO DI ENERGIA	
Conclusioni	175
Ringraziamenti	178
Riferimenti	179

## Abstract

Lo studio di tesi affrontato pone attenzione sulla fattibilità di alimentare un ciclo ORC di 10 kWe con un impianto CSP, prendendo come riferimento il riflettore installato sul tetto dell'Energy Centre a Torino.

Inizialmente sono state illustrate le tecnologie a concentrazione solare, ricavando le grandezze utili per la trattazione considerando un riflettore di tipo paraboidale.

Particolare interesse sul calcolo del rendimento dell'impianto, classificando i tipi di perdite e ricavando le relazioni che permettono di calcolare il rendimento ottico e termico del CSP.

In seguito, si è descritto il ciclo rankine alimentato da fluidi organici, suddividendo questi ultimi in base alle caratteristiche fisiche, chimiche e termiche.

Le strategie impiantistiche adottate per la produzione di energia, ponendo maggiore interesse su quelle a ciclo semplice e rigenerativo.

La natura imprevedibile della fonte rinnovabile solare ha previsto anche una trattazione sui sistemi di accumulo da poter accostare ad un impianto a concentrazione solare.

È stata effettuata una suddivisione in base al meccanismo di scambio termico, dando anche una breve descrizione sulle tecnologie ancora in fase di sviluppo.

Il lavoro di tesi inizia nel capitolo 4 con lo studio sperimentale per il sistema CSP.

È stato preso come riferimento il paraboloide installato sull'Energy Centre, creando un modello che riuscisse a simulare le condizioni di funzionamento reali. Inizialmente, utilizzando il metodo Monte Carlo per il tracciamento dei raggi, sono stati creati due modelli sul software COMSOL MULTYPHISICS. Il primo ideale pone

5

una riflettività del paraboloide massima e trascura la perdita del "limb darkening", il secondo pone una riflettività dell'80%.

Ricavato il flusso incidente, sono state calcolate analiticamente le prestazioni ottiche, ottenendo un valore molto simile a quello dichiarato dalla casa costruttrice.

Le prestazioni termiche sono state studiate anch'esse col software COMSOL, riproducendo le dimensioni del ricevitore costituito da un tubo di allumina sinterizzata posto a distanza focale dal paraboloide. Si sono analizzate due configurazioni: una trascurando le perdite per irraggiamento e con convezione naturale, l'altra includendo le perdite per irraggiamento e considerando una convezione forzata in relazione al vento atmosferico.

Nella prima configurazione si sono ottenute delle temperature massime conformi a quelle dichiarate dalla casa produttrice.

Infine, lo studio sperimentale è stato validato confrontando le temperature ricavate dal modello con quelle misurate da termocoppie poste sul ricevitore ottenendo una buona approssimazione.

L'ultimo capitolo è finalizzato al dimensionamento dell'impianto, partendo dal ciclo ORC fino ad arrivare all'impianto CSP.

Per il dimensionamento del ciclo ORC sono stati analizzati dieci fluidi organici con il software ASPEN PLUS sia nella configurazione semplice che in quella rigenerativa.

Il fluido con il rendimento maggiore è risultato essere l'R141-B.

È stata effettuata un'analisi di sensitività al fine di trovare il punto di lavoro che massimizzasse la produzione di potenza: nel primo caso è stata fatta variare la pressione massima del ciclo, nel secondo la temperatura massima.

L'accumulo si è dimensionato prendendo come riferimento lo studio sperimentale di due sostanze a cambiamento di fase: NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (46%-54%) e NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (40%-60%). I parametri di pressione massima e di temperatura massima del ciclo ORC sono stati scelti al fine di garantire l'accoppiamento più favorevole con il sistema di accumulo.

È stata adottata la tecnologia di accumulo termoclino con deflettore, la quale risulta essere la più compatta e meno ingombrante.

Infine, si è dimensionato il paraboloide in base al fabbisogno di energia elettrica giornaliero dell'impianto e sono state effettuate delle analisi di potenza ed energia giornaliera prodotta stagionale.

Il fabbisogno è soddisfatto con tre paraboloidi di raggio 7,5 m nel caso estivo, in quello invernale è prevista l'installazione di otto paraboloidi da 7,5 m.

# Nomenclatura

	Simbolo	Unità di misura
Albedo	ρ	[rad]
Altezza Serbatoio	Н	[m]
Altitudine Solare	$\alpha_s$	[rad]
Angolo Di Incidenza	heta	[rad]
Angolo Di Rim	$\Phi_{rim}$	[rad]
Angolo Di Zenith	$ heta_z$	[rad]
Angolo Inclinazione Generico Collettore	β	[rad]
Angolo Orario	ω	[rad]
Angolo Sole Terra	$ heta_s$	[rad]
Area Concentratore	$A_{C}$	[m <sup>2</sup> ]
Area Focale	$A_{FOC}$	[m <sup>2</sup> ]
Area Ricevitore	$A_R$	[m <sup>2</sup> ]
Assorbimento Temperatura Ambiente	$\alpha_{T,amb}$	[-]
Azimuth	$\gamma_s$	[rad]
Back Work Ratio	B.R	[-]
Calore Di Reazione	$\Delta H$	[J/kg]
Calore Latente Fusione	$L_{fus}$	[J/kg]
Calore Specifico Pressione Costante	$c_p$	[J/kg/K]
Calore Specifico Fase Liquida	$c_{p,l}$	[J/kg/K]
Calore Specifico Fase Solida	$C_{p,s}$	[J/kg/K]
Coefficiente Scambio Convettivo	h	[W/m²/K]
Conducibilitità	k	[W/m/K]
Costante Stefan-Boltzmann	σ	[W/m <sup>2</sup> /K <sup>4</sup> ]
Declinazione	δ	[rad]
Diametro	D	[m]
Diametro Concentratore	$D_{C}$	[m]
Differenza Temperatura	$\Delta T$	[m]

Distanza Terra-Sole	$r_{TS}$	[m]
Efficienza Accumulo	$\eta_{TES}$	[-]
Efficienza Pompa	$\eta_p$	[-]
Efficienza Rigeneratore	$\epsilon_R$	[-]
Emissività	ε	[-]
Emissività Temperatura Ricevitore	$\varepsilon_{T_R}$	[-]
Energia Evaporatore	$E_{eva}$	[J]
Energia Fase Carica	$E_{carica}$	[J]
Energia Fase Scarica	E <sub>scarica</sub>	[J]
Energia Reazione	$\Delta mc^2$	[eV]
Energia Turbina	$E_{turb}$	[J]
Fattore Attrito	f	[-]
Fattore Vista Cielo Superficie	$F_{SC}$	[-]
Fattore Viste Terreno Superficie	$F_{ST}$	[-]
Flusso Medio Incidente	$\Phi_{medio}$	[W/m <sup>2</sup> ]
Frazione Massa Reagente	$a_R$	[-]
Incidence Angle Modifier	I.A.M	[-]
Intensità Raggi Riflessi	$I_{th}$	[
Irradianza Diffusa	$G_d$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Diretta	$G_b$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Diretta Ortogonale Alla Superficie	$G_{bn}$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Riflessa	$G_r$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Solare	$G_{SC}$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Sulla Terra	G	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Totale	$G_{TOT}$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irradianza Totale Orizzontale	$G_{th}$	[W/m <sup>2</sup> ]
Irrafianza Diffusa Orizzontale	G <sub>dh</sub>	[W/m <sup>2</sup> ]
Lavoro Pompa	$L_p$	[J]
Lavoro Turbina	$L_t$	[J]
Lavoro Utile	$L_u$	[J]

Lunghezza Focale	f	[m]
Lunghezza Ricevitore	$L_R$	[m]
Lunghezza Tubo	L	[m]
Massa	m	[kg]
Neutrini	ν	[-]
Numero Concentratori	$n_{C}$	[-]
Nusselt	Nu	[-]
Ore Accumulo	$h_{acc}$	[h]
Ore Al Giorno	$h_{giorno}$	[h]
Perdita Conduzione	$Q_{cond}$	[W]
Perdita Radiativa	$Q_{rad}$	[W]
Perdite Convettive	$Q_{conv}$	[W]
Perdite Riflessione Imperfetta Raggi	$Q_{refl}$	[W]
Perdite Zone Non Illuminate Del Ricevitore	$Q_{spill}$	[W]
Portata Fluido Organico	$\dot{m}_{ORC}$	[kg/s]
Positroni	$e^+$	[-]
Potenza Accumulo	$Q_{TES}$	[W]
Potenza Al Netto Perdite Ottiche	$Q_{OTT}$	[W]
Potenza Assorbita Al Concentratore	$Q_{C}$	[W]
Potenza Assorbita Al Ricevitore	$Q_R$	[W]
Potenza Condensatore	$Q_{cond}$	[W]
Potenza Elettriva	$P_{el}$	[W]
Potenza Evaporatore	$Q_{eva}$	[W]
Potenza Netta	$W_{net}$	[W]
Potenza Pompa	$W_P$	[W]
Potenza Pompa Ideale	$W_{P_{id}}$	[W]
Potenza Radiazione Solare	$P_S$	[W]
Potenza Rigeneratore	$Q_{rig}$	[W]
Potenza Rigeneratore Max	$Q_{rig,max}$	[VV]
Potenza Turbina	$W_t$	[W]

Potenza Turbina Ideale	$W_{t,id}$	[W]
Potenza Utile	$Q_{UT}$	[W]
Prandtl	Pr	[-]
Pressione	Р	[bar]
Profondità Paraboloide	$\mathcal{Y}_R$	[m]
Protoni	$p^+$	[-]
Raggio Concentratore	R <sub>c</sub>	[m]
Raggio Serbatorio	R	[m]
Raggio Solare	$r_s$	[m]
Rapporto Concetrazione Geometrico	$C_g$	[-]
Rapporto Concetrazione Geometrico Piatto	$C_{g,piatto}$	[-]
Rapporto Concetrazione Geometrico Puntuale	$C_{g,punt}$	[-]
Rapporto Concetrazione Geometrico Sferico	$C_{g,sferic}$	[-]
Rapporto Concentrazione	С	[-]
Rendimento Ciclo Rankine	$\eta_{ORC}$	[-]
Rendimento Elettrico	$\eta_{el}$	[-]
Rendimento impianto cogenerativo	$\eta_{imp,cog}$	[-]
Rendimento Meccanico	$\eta_m$	[-]
Rendimento Ottico	$\eta_{ott}$	[-]
Rendimento Termico	$\eta_{th}$	[-]
Rendimento Utile	$\eta_{ut}$	[-]
Reynolds	Re	[-]
Riflettività Concentratore	ho	[-]
Semiasse Verticale	x	[m]
Semiasse Orizzontale	У	[m]
Temperatura Ambiente	$T_{amb}$	[K]
Temperatura Concentratore	$T_{C}$	[K]
Temperatura Fusione	$T_{fus}$	[K]
Temperatura massimo Stoccaggio	T <sub>out</sub>	[K]
Temperatura Media Ricevitore	$ar{T}_R$	[K]

Temperatura Minima Stoccaggio	$T_{in}$	[K]
Temperatura Ricevitore	$T_R$	[K]
Temperatura Sole	Т	[K]
Total Backwork Ratio	T.B.R	[-]
Velocità	и	[m/s]
Viscosità	μ	[Pa·s]
Volume Serbatoio PCM	$V_{PCM}$	[m <sup>3</sup> ]
Ozone Depletion Potential	0.D.P	[-]
Global Warming Potential	G.W.P	[-]

Il surriscaldamento globale, la sovrappopolazione e l'aumento di fabbisogno energetico hanno determinato la necessità di cercare fonti alternative per la produzione di energia.

L'abbandono dei combustibili fossili pone l'attenzione sullo studio di energie pulite e non esauribili se confrontate ai tempi umani.

Il passaggio da fonti convenzionali a fonti di natura rinnovabile prende il nome di transizione energetica e comprende: l'impiego di energia rinnovabile, l'aumento di efficienza energetica e risparmio energetico.

La transizione energetica è agevolata attraverso l'attuazione di direttive europee che attribuiscono ad ogni stato membro un obiettivo nazionale obbligatorio da raggiungere entro un lasso di tempo, onde evitare sanzioni.

Ogni stato membro garantisce il raggiungimento dell'obiettivo nazionale promuovendo il risparmio e l'efficienza energetica con campagne di sensibilizzazione e rilascio di incentivi.

Un esempio di direttiva UE è il "Piano 20 20 20", emessa in seguito al protocollo di Kyoto dell'11/12/1997, che prevedeva i seguenti obiettivi da raggiungere entro l'anno 2020:

- Riduzione di emissione gas serra del 20% rispetto alla quantità registrata nel 1990;
- Produzione del 20% di fonti rinnovabili sul consumo lordo di energia europeo;

Risparmio del fabbisogno di energia europeo del 20%.

Per rispondere alla decarbonizzazione del prossimo decennio, è stata adottata un'altra direttiva europea che ha stabilito degli obiettivi da raggiungere entro l'anno 2030, cioè il "Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima" (PNIEC).

Vengono riassunti i punti salienti:

- Riduzione di emissione gas serra del 40% rispetto alla quantità registrata nel 1990;
- Produzione del 32% di fonti rinnovabili sul consumo lordo di energia europeo;
- Risparmio del fabbisogno di energia europeo del 32,5%.

Affinché un target così grande venga raggiunto, le istituzioni internazionali, il mondo finanziario, i settori industriali e la società civile dovranno impegnarsi ed essere consapevoli che un'economia a basso impatto di carbonio consentirà uno sviluppo più sostenibile del pianeta.

#### Panorama Energetico Nazionale

Per avere un quadro generale della situazione si illustra il consumo di energia primaria in Italia:



Figura 1 Bilancio energetico italiano 2000-2018 [1]

Si può notare un consumo di Mtep all'anno in crescita fino ad una netta diminuzione dal 2013 (attuazione del piano 20-20-20).

Il picco minimo viene registrato l'anno seguente e successivamente si registra un leggero aumento. Prendendo in considerazione l'anno 2018 si rileva:

- Un calo dei combustibili fossili del 46% rispetto ai valori nel biennio 2006/2007. Il cambiamento è dato da una progressiva chiusura delle contrali a carbone e ad una riduzione dell'utilizzo di combustibili solidi nelle industrie;
- Una riduzione anche dell'utilizzo di combustibili gassosi del 3,4%, grazie anche ad un incremento di produzione energetica di tipo idroelettrico di oltre 30%;
- Un leggero aumento del petrolio (1,6%) causato dal prevalente utilizzo di quest'ultimo nel settore dei trasporti, anche se è stata registrata una diminuzione dell'oltre 35% se confrontata ai valori nei primi anni 2000;
- Un importante incremento nell'impiego di fonti rinnovabili dell'11,4% rispetto al 2017. Infatti, le energie rinnovabili hanno preso inevitabilmente piede negli ultimi anni ed hanno registrato un incremento medio annuale vicino al 6%;
- Una crescita delle importazioni nette di energia elettrica a causa dell'indisponibilità del parco nucleare francese[1].

L'attuazione di piani nazionali per mezzo di direttive UE ha consentito una penetrazione del rinnovabile negli ultimi dieci anni.

Nel seguente grafico è visibile questo cambiamento:



Figura 2 Mix energetico italiano 2000-2018 [1]

Si può osservare il cambiamento del mix energetico italiano, nel 2000 la produzione veniva coperta per l'88% dai combustibili fossili.

Dopo 18 anni, l'utilizzo del petrolio è diminuito del 16% e il rinnovabile ha preso il posto coprendo fino al 20% di fabbisogno energetico.

Infine, viene posta maggiore attenzione al mix energetico differenziando i vari tipi di fonti rinnovabili utilizzate e il loro contributo annuale:



Figura 3 Evoluzione fabbisogno con distinzione fonti energetiche [1]

È evidente una penetrazione delle fonti rinnovabili, raggiungendo nel 2018 una quota FER sul consumo del 35%.

Dal grafico si nota un aumento di fonti rinnovabili come eolico e fotovoltaico, ed anche un importante progresso delle bioenergie attraverso l'installazione di impianti a biomassa.

Entro 2030, grazie al PNIEC, si pianifica l'installazione di circa 40 GW prodotti principalmente da impianti fotovoltaici ed eolici. Inoltre, gli scenari SNAM-TERNA prevedono una crescita percentuale FER del 65%. [1]

Dai grafici si può dedurre che le fonti di energia più gettonate risultano essere quelle solari ed eoliche, ma il problema principale è che delle volte la domanda e l'offerta di queste energie risultano incompatibili.

Molti studi prevedono dei sistemi di accumulo che siano in grado di fornire energia all'occorrenza, risultando però costosi e poco vantaggiosi.

Il mercato per impianti che sfruttano l'energia solare è occupato principalmente da fotovoltaici, ma esistono anche altre tecnologie in grado di sfruttare questa fonte.

Per esempio, CSP o impianti a concentrazione solare, attraverso parabole ad alta riflettività, permettono di convergere i raggi solari in un punto preciso producendo calore.

L'energia termica ottenuta viene utilizzata per scaldare un fluido che in un ciclo di lavoro produce energia meccanica e, grazie ad un alternatore, si trasforma in energia elettrica.

Il vantaggio rispetto al fotovoltaico è dato dalla maggior facilità di poter immagazzinare energia termica al posto di energia elettrica.

17

Questa tecnologia è in grado di produrre calore ad alta temperatura, consentendo di soddisfare non solo il fabbisogno elettrico, ma anche il fabbisogno termico attraverso dei cicli cogenerativi.

A causa dei costi maggiori rispetto al fotovoltaico, però, viene spesso impiegata per produzioni di energia elevate e non per uso domestico.

Bisogna tener conto che il CSP presenta un ciclo di potenza vero e proprio, con una serie di macchine annesse che comportano un impatto negativo sui costi di realizzazione, soprattutto per impianti di piccola taglia.

Si può pensare di sfruttare calore a bassa temperatura e di consentire un maggiore fattore di utilizzo dell'impianto: il ciclo di potenza può essere alimentato da un fluido organico che prende il nome di ORC (Organic Rankine Cycle).

I fluidi organici, a differenza dei fluidi convenzionali, hanno dei punti di ebollizione più bassi e consentirebbero la produzione di potenza elettrica anche quando il CSP non lavora in condizioni ottimali. L'analisi di tesi affrontata vuole verificare la fattibilità di un ciclo ORC di piccola scala alimentato attraverso un CSP.

## 1 Tecnologia a concentrazione solare (CSP)

Il CSP è in grado di convergere i raggi solari in un punto preciso grazie ad un riflettore. I raggi incidenti si depositano nel ricevitore che trasferisce potenza ad un ricevitore.

Il riflettore, per consentire una convergenza ottimale dei raggi, deve essere dimensionato in una maniera opportuna e deve essere costituito da materiali ad alta riflettività.

Il ricevitore, per evitare perdite di calore in atmosfera, viene costruito con materiali basso emissivi in grado di assorbire la radiazione, deve inoltre garantire una buona conducibilità termica e resistenza ad elevate temperature.

In questo capitolo viene inizialmente introdotto il concetto di energia solare, con particolare attenzione all'irradianza diretta.

Successivamente si classificano i vari collettori solari, soffermandosi sulla tipologia parabolica, che è quella studiata nel lavoro di tesi.

Infine, si esporranno i sistemi di captazione solare e le varie perdite durante il trasferimento di energia.

## <u>1.1 ENERGIA SOLARE</u>

Gli impianti a concentrazione solare sfruttano il calore emesso dal sole per produrre energia. Il sole, la stella del nostro sistema solare, è posizionata al centro e presenta un raggio di circa 1.392.000 km. Grande all'incirca 109 la Terra, la stella solare ha una massa di  $2 \cdot 10^{30}$  kg. La struttura del sole, come intuibile dalla figura illustrata, è di tipo stratificata:



Figura 1.1 Struttura solare [2]

La parte più interna del sole, denominata nucleo, si estende fino a circa 0,23 il raggio solare. I valori di densità e temperatura raggiunte sono molto elevate:  $\rho \approx 100 \frac{g}{cm^3}$   $T \approx 1,5 \cdot 10^7 K$ .

Le temperature così elevate vengono generate da processi di fusione nucleare, nella quale un atomo di idrogeno viene convertito in elio liberando energia.

La reazione principale può essere descritta dalla seguente equazione 1.1:

$$4p^{+} \to 4He^{2+} + 2e^{+} + 2\nu + \Delta mc^{2}$$
 1.1

Quattro protoni si fondono formando 4 atomi di elio rilasciando 2 positroni e 2 neutrini. La reazione, a causa del difetto di massa tra reagenti e prodotti, rilascia la seguente quantità di energia:  $\Delta mc^2 = 26,7 MeV$  sotto forma di energia cinetica o energia elettromagnetica.

Questa energia passa nello strato adiacente, chiamata zona radiativa, la quale si estende da 0,23R a 0,7R.

La zona radiativa, con temperatura dimezzata rispetto a quella del nucleo, presenta valori di pressione e di densità molto più basse. Il passaggio di energia avviene attraverso processi radiativi.

La zona convettiva è compresa tra 0,7R fino al raggio totale del sole ed è caratterizzata da plasma: una miscela fluida instabile.

Il calore in questa zona viene propagato attraverso moti convettivi.

Il penultimo strato prende il nome di fotosfera attraverso il quale viene emessa la radiazione solare. L'emissione avviene sia come radiazione elettromagnetica sia tramite vento solare. La temperatura nella fotosfera è di circa 5800 K.

Infine, si hanno la cromosfera e la corona che hanno densità e temperature minori rispetto alla fotosfera e rappresentano l'atmosfera solare. Queste due zone sono visibili solo durante le eclissi solari.

### <u>1.2 IRRADIANZA SOLARE</u>

Si vuole porre maggior attenzione sul fenomeno di radiazione elettromagnetica nella fotosfera al fine di comprendere la fonte di energia utilizzata dai CSP.

L'emissione attraverso radiazione dipende dalla temperatura iniziale del corpo emissivo e, quindi, dalle sue proprietà superficiali.

Il fenomeno in cui la radiazione viene emessa dai corpi in relazione alla temperatura prende il nome di radiazione termica. La distribuzione di quest'ultima può essere raffigurata attraverso uno spettro continuo, il grafico raffigura lo spettro solare con l'irradianza spettrale di un corpo nero di 5778 K (temperatura della fotosfera) [3]:



Figura 1.2 Confronto tra spettro solare e spettro di un corpo nero a 5777 K [3]

La maggior parte dello spettro solare è posizionato nella zona visibile (compresa tra 360/400 nm e 760/830 nm), con lunghezze d'onda inferiori troviamo le radiazioni ultraviolette, con lunghezze superiori a 800 nm invece gli infrarossi.

La luce presenta una doppia natura: corpuscolare e ondulatoria. La prima può essere osservata attraverso l'emissione di elettroni quando un corpo viene investito da onde elettromagnetiche, la seconda è visibile con fenomeni di interferenza e diffrazione.

Gli impianti a concentrazione vengono alimentati dalla radiazione solare incidente sulla superficie terrestre, si è quindi più interessati alla sua intensità piuttosto che al suo spettro.

Per prima cosa si calcola la potenza totale della radiazione solare, applicando la legge di Stefan-Boltzmann e ipotizzando il sole come un corpo nero alla temperatura di 5778 K:

$$P_S = 4\pi r_S^2 \cdot \sigma \cdot T^4 = 4\pi (6,965 \cdot 10^8)^2 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 5778^4 = 3,85 \cdot 10^{26} W \quad 1.2$$

Successivamente si suppone che tutta la potenza rilasciata dal sole arrivi sulla terra, l'irradianza solare può essere calcolata dividendo semplicemente la potenza totale della radiazione solare per la distanza terra-sole al di fuori dell'atmosfera terrestre:

$$G_{SC} = \frac{P_S}{4\pi r_{TS}^2} = 3,85 \cdot \frac{10^{26}}{4\pi (1,496 \cdot 10^{11})^2} = 1367 \frac{W}{m^2}$$
 1.3

La radiazione che è in grado di arrivare alla superficie terrestre è ben diversa da quella calcolata in precedenza. Ci sono vari effetti che possono contribuire a ciò:

- L'orbita della terra attorno al sole e di tipo ellittico, di conseguenza la distanza terra-sole diminuisce col tempo;
- A causa dei vari strati atmosferici ci sono diversi fenomeni che contribuiscono all'attenuazione della radiazione solare: assorbimento, riflessione e diffusione.



Figura 1.3 Bilancio radiazione solare incidente [4]

L'immagine mostra che la radiazione assorbita dalla superficie terrestre risulta essere circa 51%. In parte viene riflessa prima di arrivare nell'atmosfera terreste, una volta arrivata in atmosfera viene riflessa o assorbita dalle nuvole o dall'atmosfera stessa ed infine una piccola parte subisce la riflessione stessa della superficie terrestre.

Il fenomeno dell'assorbimento viene favorito dalle molecole di vapore d'acqua e CO<sub>2</sub> che assorbono nel campo dell'infrarosso, mentre lo strato di ozono assorbe nel campo ultravioletto. I fenomeni di scattering provocano la produzione di radiazione diffusa, causata dalle goccioline di aerosol presenti in atmosfera.

La presenza di radiazione diffusa penalizza particolarmente gli impianti CSP che sono in grado di produrre energia solo per mezzo di radiazione diretta.

La radiazione solare incidente su una superficie orizzontale a livello del suolo è data da tre contributi:

- La radiazione diretta, G<sub>b</sub> che attraversa solo la componente trasparente dell'atmosfera ed incide direttamente sulla superficie;
- La radiazione diffusa, G<sub>d</sub> che inizialmente viene assorbita dalle molecole presenti in atmosfera e in seguito, una volta sottratto in contributo dovuto ad eventuali perdite, viene rilasciata in tutte le direzioni;
- La radiazione riflessa, G<sub>r</sub> o albedo, rappresenta la parte di radiazione diffusa e diretta la quale, una volta arrivata al suolo, viene riemessa nello spazio circostante per riflessione [2].

L'irradianza totale o radiazione solare globale è data dalla somma delle componenti sopraelencate:

$$G_{tot} = G_b + G_d + G_r 1.4$$



Figura 1.4 Contributi irradianza globale [2]

Si analizzano ora nello specifico le diverse irradianze:

$$G_b = G_{bn} cos \theta \tag{1.5a}$$

$$G_d = G_{dh} F_{sc} 1.5b$$

$$G_r = \rho G_{th} (1 - F_{sc}) \tag{1.5c}$$

- *G*<sub>bn</sub>: irradianza diretta ortogonale alla superficie;
- $\theta$ : angolo di incidenza dei raggi con la normale alla superficie;
- *G<sub>dh</sub>*: irradianza diffusa orizzontale;
- $\rho$ : albedo, coefficiente di riflessione delle superfici naturali;
- *G<sub>th</sub>*: irradianza totale orizzontale;
- *F<sub>sc</sub>*: fattore di vista cielo-superficie del collettore;
- *F<sub>st</sub>*: fattore di vista terreno-superficie del collettore;
- $\beta$ : angolo di inclinazione del generico collettore con l'orizzontale.

I sistemi a concentrazione solare utilizzano esclusivamente la componente diretta per la produzione di energia e questo comporta una determinazione molto precisa della posizione del sole.

Ora si suppone di avere un piano posizionato perpendicolarmente rispetto alla direzione della radiazione solare e si indicano rispettivamente l'irradianza normale diretta, quella diretta su piani orizzontali e infine su piani inclinati con i seguenti simboli: Gbn, Gb e Gbt.

In figura 1.5, un fascio di luce irradia un piano con diversi angoli di incidenza.

L'angolo che si crea tra la direzione del fascio e la normale al piano prende il nome di angolo di incidenza  $\theta$  [2].



Figura 1.5 Contributi irradianza incidente su piani inclinati [2]

Al variare dell'angolo di incidenza si può notare una variazione della superficie irraggiata, in particolare l'aumento dell'area illuminata è inversamente proporzionale alla potenza irradiata al metro quadro. Nel primo caso, quando la direzione del fascio è perpendicolare al piano irraggiato, l'angolo di incidenza risulta nullo.

Nel secondo caso quando il piano risulta essere disposto orizzontalmente, l'angolo di incidenza è uguale all'angolo di zenit solare. L'irradianza orizzontale diretta è:

$$G_b = G_{bn} cos \theta_z. \tag{1.6}$$

Nel terzo e ultimo caso la riduzione della radiazione diretta è causata da un orientamento non perpendicolare della superficie irradiata (effetto coseno).

L'irradianza su un piano inclinato risulta essere:

$$G_{bt} = G_{bn} cos\theta \qquad 1.7$$

Conoscendo la direzione del fascio di radiazioni possiamo essere in grado di effettuare la concentrazione dei raggi solari, un aspetto molto importante per i CSP che verrà affrontato nel prossimo paragrafo.

Ora viene fatta una breve trattazione sugli atlanti di irradiazione globale incidente, indispensabili per evidenziare le potenzialità solari di un territorio.

La radiazione solare è una fonte energetica molto valida, ma presenta un comportamento casuale e difficilmente prevedibile che impedisce verificarne l'esatta disponibilità.

La disponibilità di radiazione solare viene ottenuta attraverso monitoraggi in varie zone geografiche e ricavata mediante studi di tipo probabilistico.

l dati, una volta processati, vengono mappati su cartine geografiche come è visibile nella figura sottostante:



Figura 1.6 Mappa geografica europea irradianza diretta [5]

Dall'atlante solare si può notare che le regioni in cui si ha una maggiore irradianza solare depositata risultano essere in prossimità dell'equatore, invece man mano che ci si allontana verso i poli tende a diminuire.



Figura 1.7 Atlante solare italiano [6]

Viene riportato in dettaglio l'atlante solare italiano: le regioni del sud registrano dei valori di intensità solare maggiore rispetto a quelle situate a nord. Una mappatura così dettagliata ci permette di fare delle previsioni su quali zone potrebbero essere più favorevoli per l'installazione di impianti fotovoltaici o CSP.

Il grafico seguente mostra l'irradianza distinta in ogni sua componente prendendo come riferimento il mese di Agosto 2016 nella città di Torino:



Grafico 1.1 Componenti irradianza Torino Agosto 2016, dati esportati da: [7]

Si può notare che nelle condizioni di cielo limpido l'irradianza globale raggiunge il valore massimo di 1000 W/m<sup>2</sup>. Nelle condizioni naturali raggiunge un'irradianza di 800 W/m<sup>2</sup>, dato utile nella fase di progettazione del capitolo 4. La componente diretta, fondamentale per alimentare l'impianto CSP, raggiunge 600 W/m<sup>2</sup> nelle ore di punta.



Grafico 1.2 Componenti irraggiamento solare mensile Torino 2016, dati esportati da: [7]

Il grafico 1.2 mostra l'energia mensile prodotta sotto forma solare analizzando mese per mese. L'irraggiamento solare mensile rappresenta l'irradianza solare accumulata mensilmente, essa è maggiore nei mesi estivi di luglio/agosto, raggiungendo dei valori prossimi a 200 kWh/m<sup>2</sup>.

Sommando i valori di irraggiamento mensile nella componente orizzontale si ottiene 1277 kWh/m<sup>2</sup>, valore simile in figura 1.7 per la città di Torino.

Per il dimensionamento e lo studio di fattibilità di un impianto CSP in una zona geografica rispetto ad un'altra, ci si sofferma sull'andamento della componente normale diretta.

## <u>1.3 CAPTAZIONE ENERGIA SOLARE</u>

Al fine di poter effettuare la concentrazione dei raggi solari è necessario conoscere la direzione del fascio delle radiazioni o la posizione apparente del sole rispetto ad un osservatore terrestre.

Direzionando il concentratore perpendicolarmente al raggio solare si è in grado di catturare una maggior quantità di radiazione solare diretta: alcuni CSP sono dotati di un sistema ad inseguimento che seguono i movimenti del sole sulla volta celeste.

I concentratori solari a disco presentano un sistema di inseguimento solare a doppio asse, mentre i parabolici lineari e di tipo Fresnel ad asse singolo.

Esistono due tipi di sistema di riferimento per descrivere la posizione del sole nel tempo:

 Il sistema di riferimento equatoriale è basato sul piano che passa per l'equatore terreste. Quest'ultimo prende il nome di piano equatoriale e le due coordinate principali sono la declinazione δ e l'angolo orario ω. La prima è l'angolo compreso tra il piano equatoriale e la linea che congiunge il sole con la terra, l'angolo orario rappresenta lo spostamento del sole a Ovest o a Est del meridiano locale [8];





Figure 21: Horizontal coordinate

Figura 1.8 Sistema di riferimento equatoriale [9]

• Il sistema di riferimento orizzontale prende come riferimento il piano locale dell'osservatore e le sue coordinate principali sono: l'altitudine solare  $\alpha_s$ , cioè l'angolo tra il piano e la linea Terra-Sole e l'Azimuth solare  $\gamma_s$ , che indica lo spostamento angolare tra il sud e la proiezione del raggio sul piano orizzontale [10]. Oltre all'Azimuth solare può essere utilizzato lo Zenit  $\theta_z = 90^\circ - \alpha_s$ che rappresenta l'angolo tra la linea terra-sole e la verticale.





Figura 1.9 Sistema di riferimento orizzontale [9]

Per valutare la posizione del sole in un determinato luogo e ad una determinata ora si procede prima con il calcolo delle coordinate equatoriali.

Il valore dell'angolo di declinazione si ottiene con la formula di Cooper [11]:

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right)$$
 1.8

La formula di Cooper è un'approssimazione che dipende dal giorno dell'anno "n" ed oscilla tra -23.45° durante il solstizio di inverno e +23,45° nel solstizio d'estate.

L'angolo orario viene calcolato dalla seguente formula:

$$\omega = (\text{Local Time} - 12) \cdot 15^{\circ}$$
 1.9

L'angolo orario **ω** descrive lo spostamento angolare del Sole dal meridiano locale e dipende dal tempo solare "local time", il quale è funzione del giorno dell'anno, dell'ora standard, del luogo e della longitudine.

Una volta ottenute le coordinate principali nel riferimento equatoriale, è possibile calcolare quelle del riferimento orizzontale [10].

$$\sin\alpha_{\rm s} = \sin\phi\sin\delta + \cos\phi\cos\delta\cos\omega$$
 1.10

L'angolo di altitudine assume valori positivi all'alba e valori negativi durante il tramonto, ma dipende anche dalla latitudine, cioè l'angolo tra il piano equatoriale e la linea che congiunge l'osservatore con il centro della terra.

Ora è possibile calcolare l'angolo di Azimuth con la seguente formula:

$$\cos \gamma_{\rm s} = \frac{\sin \alpha_{\rm s} \sin \phi - \sin \delta}{\cos \alpha_{\rm s} \cos \phi}$$
 1.11

Il termine  $\cos \gamma_s$  è simmetrico rispetto al valore x=0 e in questo modo si perdono delle informazioni importanti sulla posizione del sole, per ovviare a questo problema si utilizza una convenzione di segno per esplicitarla:

- $\gamma = -90^{\circ}$  (est) se  $\gamma_s < 0^{\circ}$
- $\gamma = 90^{\circ}$  (ovest) se  $\gamma_s > 0^{\circ}$

Analogamente è possibile calcolare l'angolo di Zenith:

$$\cos \theta_z = \sin \alpha_s = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega$$
 1.12

I valori ottimali dell'angolo di inclinazione della superficie captante  $\beta$  e l'orientamento  $\gamma$  dipendono dalle condizioni esterne, in particolare dalla latitudine e dalla posizione del sole. La condizione più favorevole per l'assorbimento dei raggi incidenti al fine massimizzare la radiazione diretta, si presenta quando la superficie è ortogonale ad essi.

Nei mesi estivi, a causa dell'elevata altezza del sole, l'angolo di tilt deve avere un angolo di inclinazione inferiore, al contrario nei mesi invernali può raggiungere valori prossimi ai 90°.

Viene calcolato l'angolo  $\theta$ , angolo compreso tra la normale alla superficie e la direzione dei raggi incidenti [10]:

$$\cos\theta = \cos\theta_z \cos\beta + \sin\theta_z \sin\beta \cos\left(\gamma_s - \gamma\right)$$
 1.13

Per superfici rivolte a sud  $\gamma = 0$ , quindi la relazione diventa:

$$\cos\theta = \cos\theta_z \cos\beta + \sin\theta_z \sin\beta \cos\gamma_s \qquad 1.14$$

È bene tenere presente che le relazioni precedenti non tengono conto delle possibili deviazioni che la luce riscontra durante l'attraversamento dello strato atmosferico, il quale provoca un discostamento della posizione del sole apparente. Questo aspetto è molto importante per i CSP, poiché anche dei piccoli errori di rilevamento degli angoli, potrebbero portare alla non perfetta incidenza dei raggi solari sul ricevitore solare e conseguentemente ad una diminuzione dell'efficienza.

### **1.4 SOLUZIONI A CONCENTRAZIONE SOLARE**

I sistemi a concentrazione solare, attraverso un concentratore, focalizzano i raggi solari ad un ricevitore che ne assorbe l'energia e la trasferisce ad un fluido termovettore.

In base alla temperatura operativa ottenuta varia il tipo di applicazione, per la produzione elettrica vengono impiegate fonti di calore ad alta e media temperatura (maggiore di 450°C).

In questo paragrafo si analizzano le varie soluzioni a concentrazione solare, ponendo particolare attenzione ai tipi di impianto realizzabili in base alla produzione di potenza, all'efficienza e alla temperatura operativa del fluido termovettore. Una volta effettuata la classificazione degli impianti verranno elencate e ricavate le grandezze caratteristiche del sistema riflettore-ricevitore. Infine si illustreranno le perdite durante le condizioni di esercizio del CSP, molto utili nella parte sperimentale del capitolo quattro.

### 1.4.1 Classificazione CSP

In base alla geometria utilizzata per la concentrazione dei raggi, si possono distinguere i seguenti sistemi:

 Concentratori parabolici lineari, attraverso i quali il fluido di lavoro raggiunge temperature operative comprese tra 150°C e 400°C. I raggi vengono concentrati su una linea focale dove è posizionato un ricevitore orizzontale cilindrico e possono raggiungere al massimo una potenza elettrica di 100 MWe;


Figura 1.10 Concentratore parabolico lineare [12]

 Torri solari, il riflettore è formato da una serie di specchi (eliostati), dotati da un sistema di inseguimento a doppio asse che convergono i raggi su un ricevitore posto su una torre. Le temperature operative sono molto elevate, comprese tra 500°C e 1000°C e consentono di produrre fino a 200 MWe;



Figura 1.11 Concentratore a torre solare [13]

• Riflettore a disco parabolico, in grado di produrre temperature operative comprese tra 300°C e 1800°C. Sono dotati di un sistema di inseguimento a doppio asse e riescono a convergere la radiazione diretta in una piccolissima

regione se confrontata a quella del riflettore chiamata fuoco del ricevitore. Le potenze installate non superano i 150 kWth.



Figura 1.12 Concentratore a disco parabolico [14]

I concentratori a disco parabolico presentano la più elevata efficienza elettrica, fino al 30% [15]. In genere vengono accoppiati con un motore di tipo Stirling per produrre energia.

Poiché il lavoro di tesi è incentrato sullo studio di un concentratore a disco, d'ora in poi verrà preso come riferimento quest'ultimo per il calcolo delle grandezze fondamentali, ricavandone le perdite.

## 1.4.2 Grandezze caratteristiche

Si analizzano ora le principali grandezze utili per il dimensionamento di un impianto CSP a disco.

#### Rapporto di concentrazione

Una delle grandezze fondamentali per descrivere l'impianto CSP è il rapporto di concentrazione C. Quest'ultimo è definito come il rapporto tra l'intensità di radiazione presente nella zona focale e il flusso radiante che investe il concentratore, cioè prima di raggiungere l'assorbitore.

Spesso viene utilizzata un'approssimazione, denominata rapporto di concentrazione geometrico che è dato dal rapporto tra la superficie di apertura del ricevitore e la superficie del ricevitore illuminata dalla radiazione [16].

Se si ipotizza che la superficie dell'assorbitore copra esclusivamente l'immagine del sole, otterremo la seguente relazione:

$$C_g = \frac{area \; dell'apertura}{area \; assorbitore} = \frac{A_c}{A_R}$$
 1.15

Idealmente si potrebbe pensare di ottenere qualsiasi valore di  $C_g$  arrivando a generare, al posto dell'area focale, un punto adimensionale.

Ciò risulta impossibile anche per un riflettore perfetto, poiché la radiazione solare non arriva sulla terra attraverso dei raggi perfettamente paralleli e quindi si otterrà sempre un'area estesa nella zona focale.



Figura 1.13 Cono di campionamento dei raggi solari sulla terra [16]

Questo fenomeno porta a dei limiti termodinamici del rapporto di concentrazione geometrico, oltre il quale non è possibile andare. Vediamo ora di ricavare i limiti sopracitati.

Innanzitutto, si calcola l'irradianza che raggiunge la Terra [16]:

$$G = G_0 \left(\frac{r^2}{R^2}\right) = G_0 \left(\frac{(Rsin\theta_s)^2}{R^2}\right) = G_0 \sin^2 \theta_s = \sigma T_s^4 \sin^2 \theta_s$$
 1.16

Si ipotizza che la radiazione solare sia concentrata su un ricevitore escludendo ogni genere di perdita. Quindi l'area del ricevitore deve avere delle caratteristiche ideali e si assume sia un corpo nero a temperatura T<sub>R</sub>:

$$G = \sigma T_s^4 \sin^2 \theta_s = P_R = \sigma T_R^4 A_R$$
 1.17

Il valore massimo di C<sub>geom</sub> e quindi di concentrazione puntuale avviene nelle condizioni di perfetto equilibrio, quando la temperatura della terra è uguale a quella del sole [17]:

$$C_{g,punt} = \frac{A_C}{A_R} \le \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \cong 46200$$
 1.18

 $\theta_s = 4,65$  mrad è il semiangolo formatosi in seguito alla non perpendicolarità dei raggi solari (figura 1.13). A causa delle perdite ottiche, difficilmente ci si avvicina al valore appena ottenuto.

Ora si ricavano i vari limiti geometrici per i concentratori a disco considerando una diversa geometria del ricevitore.

Nel caso di un ricevitore piatto il rapporto C<sub>g</sub> risulta essere:



Figura 1.14 Configurazione con ricevitore piatto [16]

$$C_{g,piatto} = \frac{\pi R^2}{\pi t^2} \approx \frac{\sin^2 2\phi_R}{4\sin^2 \theta_s}$$
 1.19a

L'angolo  $\phi_R$  prende il nome di angolo "rim", cioè l'angolo compreso tra l'asse ottico e la linea che congiunge il punto più estremo del paraboloide con il punto focale.

È un parametro importante per il dimensionamento di un ricevitore, perché si è in grado di ottenere il valore massimo di concentrazione ponendo  $\phi_R = 45^{\circ}$ .

Note queste informazioni, per ottenere il  $C_{max}$  basta derivare l'equazione 1.19 a rispetto a  $\phi_R$  e porlo uguale a 45°:

$$\frac{dC_{g,piatto}}{d\phi_R} = \frac{4\sin 2\phi_R \cos 2\phi_R}{4\sin^2 \theta_s} = 0$$
 1.19a

$$\phi_{R,max} = \frac{\pi}{4} = 45^{\circ} \rightarrow \quad C_{g,piatto,max} = \frac{1}{4\sin^2\theta_s} = \frac{1}{4}C_{g,punt}$$
 1.19c

Nel caso di un ricevitore di tipo sferico, si procede come fatto in precedenza:



Figura 1.15 Configurazione con ricevitore sferico [16]

Il rapporto di concentrazione è:

$$C_{g,sferic} = \frac{\pi R^2}{4\pi t^2} \approx \frac{\sin^2 \phi_R}{4\sin^2 \theta_s}$$
 1.20a

Effettuando la derivata e sostituendo il valore di angolo rim che consente di ricavare il  $C_{max}$ , si ricava:

$$\frac{dC_{g,sferic}}{d\phi_R} = \frac{2\sin\phi_R\cos\phi_R}{4\sin^2\theta_s} = \frac{\sin 2\phi_R}{4\sin^2\theta_s} = 0$$
 1.20b

$$\phi_{R,max} = \frac{\pi}{4} = 45^{\circ} \rightarrow \qquad C_{g,sferic,max} = \frac{1}{4\sin^2\theta_s} = \frac{1}{4}C_{g,punt}$$
 1.20c

È bene ricordare che i calcoli effettuati escludevano qualsiasi tipo di imperfezione ottica e geometrica, assumendo il ricevitore come un corpo nero.

Se si considerano i limiti ottici si ottengono dei rapporti di concentrazione molto più bassi.

Si allega una tabella riassuntiva che elenca tutti i  $C_{g,max}$  teoricamente raggiungibili considerando ed escludendo le imperfezioni ottiche [16]:

	Thermodynamic limit	Edge Ray optical limit
Dish Flat Aperture	46200	11550
Dish Spherical Aperture	46200	11550
Trough Flat Aperture	215	108
Trough Cylindrical Aperture	215	68,5

Tabella 1. 1 Rapporti di concentrazione massimo e del limite ottico per diversi sistemi CSP

#### Temperatura massima teorica di assorbimento

Il flusso incidente sul ricevitore è direttamente proporzionale al rapporto di concentrazione, un flusso maggiore a parità di superficie comporta anche un aumento di temperatura.

Si può quindi dedurre che la temperatura di assorbimento dipenda da C.

Per calcolare la temperatura massima teorica di assorbimento si usa la correlazione radiativa di Stefan-Boltzmann:

$$P = A \sigma T^4 \tag{1.21}$$

L'emissione radiante della superficie di un corpo nero risulta essere dipendente alla quarta potenza della temperatura. Considerando anche l'assorbitore e il ricevitore corpi neri, si è in grado di utilizzare correlazione 1.19 per entrambi i componenti.

Il valore di temperatura massima si ottiene quando la potenza rilasciata dal riflettore risulta essere uguale a quella assorbita dal ricevitore.

Si procede col bilancio di massa:

$$Q_C = Q_R \rightarrow A_C \cdot G_{sc} = A_R \cdot \sigma \cdot T_R^4$$
 1.22

Ricordando che il rapporto tra  $A_R e A_C \dot{e}$  il rapporto di concentrazione, si ricava che:

$$T_R = T_C \cdot \left(\frac{c}{c_{\max}}\right)^{\frac{1}{4}} = 5778 \left(\frac{c}{46200}\right)^{\frac{1}{4}}$$
 1.23

Variando il rapporto di concentrazione calcoliamo l'andamento della temperatura del ricevitore:



Figura 1.16 Temperatura massima al variare del rapporto di concentrazione C [11]

La temperatura massima di assorbimento risulta essere direttamente proporzionale al rapporto di concentrazione, bisogna ricordare però che l'equazione 1.21 è puramente teorica poiché si sono considerati ricevitore e riflettore come corpi neri. Per ottenere valori più elevati di temperature possono essere adottate delle soluzioni atte a diminuire l'emissività, ad esempio i rivestimenti selettivi sui ricevitori risultano essere una buona alternativa. Nel calcolo della temperatura massima sono stati analizzati solo gli effetti radiativi e trascurate le influenze atmosferiche.

#### Area di apertura concentratore

La superficie totale della parabola che è investita dall'energia solare, cioè l'area del concentratore che riceve la radiazione, è definita come area di apertura del concentratore.

$$A_C = \frac{\pi}{4} D_C^2 \tag{1.24}$$

Per calcolare il diametro del concentratore è necessario conoscere l'angolo di rim e la lunghezza focale:

$$D_{C} = 4 \cdot f \cdot (\csc(\phi_{R}) - \cot(\phi_{R}))$$
 1.25

L'energia termica captata dal ricevitore dipende dalle dimensioni di quest'ultimo. Infatti, conoscendo il valore di riflettività del materiale e il rapporto di concentrazione si è in grado di calcolare la potenza depositata sul riflettore:

$$Q_{in} = C_g \cdot I \cdot \rho \tag{1.26}$$

- Cg: rapporto di concentrazione del paraboloide solare;
- I [W/m<sup>2</sup>]: irradianza solare;
- $\rho$ : riflettività del concentratore.

#### Angolo Rim

Come già accennato nel sottocapitolo 1.3.1, l'angolo di rim è l'angolo compreso tra l'asse ottico e la retta congiungente il punto focale con il punto più estremo della parabola.



Figura 1.17 Geometria di un CSP a disco [18]

L'angolo di Rim è un parametro fondamentale per il dimensionamento del riflettore poiché rappresenta la curvatura del paraboloide.

Nel calcolo dei rapporti ci concentrazione massimi teorici abbiamo imposto un valore di 45°. Questo valore permette di raggiungere dei rapporti di concentrazione elevati, generando alti valori di prestazione termica.

La formula per il calcolo dell'angolo è la seguente:

$$\tan \phi_{rim} = \frac{R}{f - y_R} = \frac{4fR}{4f - R^2}$$
 1.27

Dove per f si intende la lunghezza focale, per R il raggio del paraboloide.

Anche se il valore ottimo è di 45°, in base al tipo di ricevitore i valori possono variare da meno di 50° per ricevitori a cavità fino a 90° per ricevitori a superficie.

#### Lunghezza focale

Nella figura 1.16 è visibile la lunghezza focale f che rappresenta la distanza tra il fuoco e il vertice del paraboloide, con  $y_R$  invece si intende la profondità del paraboloide.

Le grandezze sono calcolate mediante queste formule:

$$f = \frac{D_C}{4\tan\left(\frac{\phi_{rim}}{2}\right)}$$
 1.28

$$h = \frac{D_c^2}{16f}$$
 1.29

#### Area di apertura del ricevitore

La radiazione riflessa dal concentratore incide sul ricevitore, il quale ha il compito di raccogliere maggior radiazione possibile e trasferirla al fluido di lavoro.

Solitamente si preferiscono ricevitori di dimensioni contenute al fine di ridurre il più possibile le perdite convettive.

$$A_R = \frac{\pi}{4} d_R^2 \tag{1.30}$$

Conoscendo la geometria dell'impianto siamo in grado di calcolare l'area di apertura del ricevitore per mezzo del rapporto di concentrazione:

$$A_R = \frac{A_C}{C_g}$$
 1.31

Ipotizzando un'area di tipo circolare possiamo procedere a ritroso per calcolare il diametro del ricevitore.

## 1.4.3 Bilancio e Perdite

La radiazione captata da un riflettore è maggiore rispetto a quella che incide sul ricevitore, ciò è dovuto dal fatto che si verificano una serie di perdite che impattano sulla potenza effettivamente assorbita.

In questo paragrafo verranno analizzate le perdite più significative di natura ottica e termica. Infine, un bilancio di energia complessivo evidenzierà tutti i contributi di perdita elencati.

## Perdite ottiche

 Perdite a causa di imprecisioni geometriche, dovute soprattutto da imperfezioni presenti sulle superfici captanti. I materiali utilizzati per la riflessione sono affetti da errori di tipo microscopico e macroscopico: i primi si verificano in seguito a deformazioni strutturali, quindi errori di forma e inclinazione; i secondi sono provocati da zone di scabrosità che comportano una minor precisione nella riflessione dei raggi.



Figura 1.18 Errori microscopici: effetto della rugosità superficiale [16]

Attraverso il fattore di intercettazione si possono stimare le perdite dovute a imprecisioni geometriche. Il fattore di intercettazione è il rapporto tra la radiazione riflessa dal riflettore e la radiazione che investe il ricevitore.

Gli attuali sistemi parabolici, garantendo un giusto compromesso tra costi di investimento e precisione, consentono di ottenere dei valori dell'ordine di 0,96-0,97 [16].

 <u>Perdite dovute a prestazioni limitate dei materiali.</u> In questo caso\_i materiali utilizzati,\_\_seppur di prestazioni elevate, presentano delle perdite di riflessione, assorbimento o trasmittanza. I riflettori, costituiti da specchi rivestiti da argento o alluminio, non riescono a riflettere tutta la radiazione captata.

Stesso discorso vale per il ricevitore, il quale non è in grado di assorbire tutta la radiazione che lo investe. Una delle soluzioni adottate è quella di rivestire l'assorbitore con materiali selettivi in grado di ridurre la riflettività fino a valori di assorbimento di circa 95% [11]. Bisogna considerare il fatto che i dati misurati si riferiscono ad apparecchiature perfettamente pulite, per minimizzare queste perdite è bene effettuare una pulizia frequente.

3. <u>Perdite dovute alla variabilità dell'angolo di incidenza della radiazione</u>, sono errori dovuti al posizionamento del riflettore e dell'assorbitore ed errori causati dal non perfetto inseguimento solare ("perdite del coseno").

L'instabilità dell'angolo di incidenza della radiazione diretta risulta più influente se il sistema ad inseguimento è ad asse singolo, nel caso di inseguimento solare a doppio asse risulta essere nulla.

Le perdite dovute alla variazione continua dell'angolo di incidenza possono influenzare sia le prestazioni ottiche ma anche l'efficienza di intercettazione. Per angoli di incidenza maggiori di zero si verifica una riduzione del rendimento ottico a causa di variazioni di natura riflettiva, trasmissiva e assorbitiva. Il crescere dell'angolo di incidenza provoca un allungamento dei raggi solari che vanno dal riflettore all'assorbitore, diminuendo il fattore di intercettazione con conseguente calo dell'efficienza ottica.

Le perdite che dipendono dall'angolo di incidenza vengono tenute conto dal termine IAM ("Incidence angle modifier"), che rappresenta il confronto tra l'efficienza ottica per un generico angolo di incidenza e l'efficienza nelle condizioni ideali, ossia con angolo di incidenza nullo[11]:

$$IAM = \frac{\eta_{SF,opt}(\theta)}{\eta_{SF,opt}(\theta = 0^{\circ})}$$
 1.32

4. <u>Perdite di effetto d'ombra</u>, causate dalla presenza di zone d'ombra. Quest'ultime si formano quando le inclinazioni dei raggi solari sulle superfici riflettenti sono basse. Non viene sfruttata tutta la superficie captante dei riflettori a causa della presenza di ostacoli o edifici interposti tra il sole e il ricevitore. Per massimizzare l'efficienza di captazione vengono messi a punto dei metodi di "tracciamento solare" (ray tracing), argomento che verrà affrontato più nel dettaglio nel capitolo dedicato allo studio sperimentale.

#### Perdite termiche

Nel ricevitore si verificano le perdite termiche che crescono proporzionalmente alla differenza di temperatura tra fluido termovettore e l'aria esterna.

La figura 1.18 mette in relazione le perdite termiche di diversi ricevitori al variare della differenza di temperatura [16]:



Figura 1.19 Andamento perdite al variare della differenza di temperatura [16]

Le perdite di calore sono sia di tipo convettivo, che di tipo radiativo.

Poiché la superficie esterna del ricevitore ha una temperatura elevata, tende a scambiare calore verso l'ambiente esterno. Temperature maggiori dell'assorbitore comportano perdite maggiori di tipo termico.

Le perdite di tipo convettivo possono essere ricavate dalla formula seguente:

$$Q_{conv} = h A_R \Delta T \quad [W]$$
 1.33

Come detto in precedenza le perdite convettive dipendono dalla differenza di temperatura, ma anche dalle condizioni dell'aria esterna e quindi dal coefficiente di scambio termico (h).

Per ridurre le perdite convettive sono state adottate delle soluzioni impiantistiche che prevedono l'installazione di un involucro esterno alla superficie dell'assorbitore. Tra il vetro e l'assorbitore si genera un ambiente sottovuoto che privilegia lo scambio di tipo radiativo.

Lo strato esterno vetroso scambia con l'ambiente esterno calore per convenzione: la temperatura più bassa del vetro consente di ridurre le perdite.

Per le perdite di tipo radiativo viene adottato il seguente bilancio, che tiene conto dell'assorbimento della radiazione a temperatura ambiente e l'emissione alla temperatura superficiale del ricevitore:

$$Q_{rad} = \alpha_{T_{amb}} \cdot \sigma \cdot A_R \cdot T_{amb}^4 - \epsilon_{T_R} \cdot \sigma \cdot A_R \cdot T_R^4$$
 1.34

La formula precedente, anche se rispecchia il fenomeno realistico, è più laboriosa da applicare perché tiene conto delle emissioni e assorbimento a temperature differenti.

Per semplificare il tutto,  $\alpha_{T_{amb}}$  e  $\varepsilon_{T_R}$  sono considerati uguali, la formula diventa:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_R \cdot (T_{amb}^4 - T_R^4)$$
 1.35

Al fine di ridurre le perdite di tipo radiativo, vengono adottati dei rivestimenti selettivi di materiale cermetico, cioè un composto di ceramica e metallo.

Il rivestimento è in grado di assorbire meglio la radiazione solare con basse perdite di emissioni ed ha anche un'ottima protezione alla corrosione [2].

Le proprietà radiative ed ottiche variano in base alla temperatura di lavoro. Sono stati adottati dei test di stabilità termica ad alta temperatura (1250°C) per diversi rivestimenti ottenendo i seguenti risultati:



Figura 1.20 Emissività rivestimenti variando la temperatura [19]

Le perdite convettive che dipendono dal salto di temperatura tra il ricevitore e l'ambiente esterno possono essere descritte dalla formula che segue:

$$Q_{cond} = A_R \cdot \frac{T_R - T_{amb}}{R_R}$$
 1.36

La scelta del materiale adottata dev'essere ponderata: si preferiscono materiali ad alta conducibilità termica per il trasferimento di calore al fluido termovettore, ma a sua volta un'alta conducibilità comporta a perdite maggiori.

Infine, si allega un'immagine riassuntiva dei meccanismi di scambio termico per un ricevitore con rivestimento esterno in vetro:



Figura 1.21 Perdite termiche nel ricevitore di un collettore parabolico lineare [20]

#### **Bilancio Energetico**

Una volta analizzate tutti i tipi di perdite si procede con il bilancio di energia del sistema CSP [13]:

$$Q_{UT} = Q_C - Q_{spill} - Q_{refl} - Q_{rad} - Q_{conv} - Q_{cond}$$
 1.37

•  $Q_{UT}$ , potenza utilizzabile dal ciclo termodinamico;

- *Q<sub>C</sub>*, potenza incidente sul riflettore;
- *Q<sub>spill</sub>*, perdite dovute a zone non illuminate del ricevitore;
- *Q<sub>refl</sub>*, perdite di riflessione imperfetta dei raggi solari;
- $Q_{rad}$ , perdite di scambio radiativo tra ricevitore e ambiente esterno;
- *Q<sub>conv</sub>*, Perdite di tipo convettivo con ambiente esterno;
- $Q_{cond}$ , perdite di tipo conduttivo nel trasferimento di calore al fluido.

Il bilancio di energia è dato dalla potenza che investe il riflettore  $Q_c$ , al netto di tutte le perdite che ne conseguono.

È utile esplicitare due rendimenti per la trattazione sperimentale:

$$\eta_{ott} = \frac{q_{ott}}{q_c}$$
 1.38

$$\eta_{th} = \frac{Q_{UT}}{Q_{ott}}$$
 1.39

Dove  $Q_{ott}$  rappresenta la potenza trasferita dal riflettore al ricevitore al netto di perdite ottiche,  $Q_{UT}$  è invece la potenza utile utilizzabile dall'impianto, al netto di perdite termiche del ricevitore.

I due rendimenti possono essere inglobati per ottenere il l'efficienza dell'impianto:

$$\eta_{ut} = \eta_{ott} \cdot \eta_{th} = \frac{Q_{UT}}{Q_C}$$
 1.40

Le perdite ottiche e termiche variano in base al collettore e al tipo di impianto CSP. Vengono presi come riferimento i seguenti dati tabulati:

	$\bar{\eta}_{\mathrm{shade}}$	$\bar{\eta}_{\cos}$	$ar{\eta}_{\mathrm{refl}}$	$\bar{\eta}_{\mathrm{block}}$	$\bar{\eta}_{\mathrm{atmos}}$	$ar{\eta}_{ m rcv,th}$	$\bar{\eta}_{ m rcv,opt}$	$\bar{\eta}_{\mathrm{trans}}$	$ar{\eta}_{ ext{field}}$
m LFR	0.786	0.758	0.940	0.888	1.00	0.907	0.923	0.997	0.415
trough	0.879	0.847	0.940	1.00	1.00	0.921	0.888	0.979	0.558
tower	0.966	0.844	0.940	0.991	0.955	0.928	0.974	0.989	0.655
$\operatorname{dish}_1$	0.947	1.00	0.940	1.00	1.00	0	.91	0.965	0.782
$\operatorname{dish}_2$	0.965	1.00	0.940	1.00	1.00	0	.91	0.962	0.794

Tabella 1. 2 rendimenti per ogni tecnologia CSP [21]

I valori in tabella dimostrano che il sistema CSP a disco presenta i valori di rendimento totali più alti.

Nella relazione 1.37 vengono trascurate le perdite del coseno  $\eta_{cos}$  (di inseguimento solare), di bloccaggio  $\eta_{block}$  e di intensità delle radiazioni a causa dello strato atmosferico  $\eta_{atmos}$ . Le perdite d'ombra  $\eta_{shade}$  e di riflessione  $\eta_{refl}$  vengono conteggiate nel rendimento ottico.

Il ciclo Rankine è un ciclo termodinamico che trasforma energia termica in lavoro, idealmente è costituito da due trasformazioni isobara e due isoentropiche.

Per la sua semplicità viene utilizzato nella generazione di potenza elettrica grazie all'espansione di una turbina.

Solitamente il fluido termovettore più utilizzato è il vapore acqueo.



Figura 2.1 Ciclo di Rankine [22]

Il ciclo consta di quattro trasformazioni:

- 4-1 compressione isoentropica, la pompa porta il fluido da condizione di liquido saturo a condizioni di liquido surriscaldato;
- 1-2 evaporazione isobara, l'economizzatore assorbe calore da una fonte esterna e porta il fluido alle condizioni di liquido saturo alla temperatura di

ingresso della turbina, in seguito, un evaporatore trasforma il fluido in vapore;

- 2-3 espansione isoentropica, il vapore entra in turbina e viene espanso fino a bassa pressione;
- 3-4 condensazione isobara, il condensatore cede calore di scarto e il fluido ritorna alle condizioni iniziali.



Figura 2.2 Diagramma T-S ciclo Rankine semplice [T]=K, [S]= kJ/Kg/K [22]

I cicli Rankine Organici (ORC) convertono calore per mezzo di un ciclo Rankine utilizzando dei fluidi organici ad alto peso molecolare e a bassi punti di ebollizione.

In questo modo è possibile sfruttare fonti di energia a bassa temperatura per produrre energia elettrica, impattando positivamente sui costi di produzione ed esercizio.

Le fonti di calore utilizzabili per gli ORC sono: geotermia, recuperi di calore da processi industriali e impianti di cogenerazione a biomassa.

I cicli a fluido organico hanno avuto un progressivo sviluppo dagli anni '70 con taglie di potenza elettrica da pochi kW sino anche a 10-20 MW. [23]

# 2.1 CLASSIFICAZIONE FLUIDI ORGANICI

La scelta del fluido organico da utilizzare ha un grosso impatto sulle condizioni di esercizio dell'impianto.

Naturalmente si predilige un fluido che consente di ottenere dei rendimenti alti e che abbia delle buone proprietà termodinamiche.

Importante per la scelta del fluido da adoperare sono i parametri ODP e GWP, il primo tiene conto del danneggiamento dello strato di ozono, il secondo della CO<sub>2</sub> prodotta contribuendo ad effetto serra e surriscaldamento globale.

Oltre ad essere non inquinante, il fluido organico deve avere una buona stabilità chimica per ridurre il rischio di esplosioni e incendi.

## 2.1.1 Curva di saturazione

Una prima distinzione viene effettuata in base alla curva di saturazione del vapore. Con differenti pendenze variano le condizioni di lavoro del ciclo, le accortezze impiantistiche adottate e i rendimenti ottenuti.

Possiamo suddividere i fluidi organici in:

 Fluidi secchi (dry fluids), la pendenza della curva limite superiore è positiva e presentano in genere un alto peso molecolare;



Figura 2.3 Diagramma T-S R-113 (Triclorofluoroetano)

• Fluidi isoentropici (isentropic fluids), presentano una pendenza pressoché nulla che scende verticalmente come una curva isoentropica;



Figura 2.4 Diagramma T-S R-11 (Triclorofluorometano)

• Fluidi bagnati (wet fluids), con una pendenza della curva negativa e presentano un basso peso molecolare, come ad esempio l'acqua;



Figura 2.5 Diagramma T-S H2O (Acqua)

In base al tipo di fluido, durante l'espansione isoentropica in turbina si ottengono delle condizioni diverse:

- Se il fluido è secco, dopo l'espansione, si trova nella condizione di vapore surriscaldato;
- Se il fluido è isoentropico, a fine espansione, si raggiungono le condizioni di vapore saturo;
- Se il fluido è bagnato, in uscita dalla turbina si ottiene una miscela liquidovapore.

Per ovviare alla produzione di condensato in espansione e per aumentarne l'efficienza, i fluidi bagnati subiscono un surriscaldamento.

In questo modo, allontanandosi dalle condizioni di saturazione, l'espansione in turbina produrrà sempre fluido allo stato di vapore, garantendone il corretto funzionamento. Un'altra soluzione sarebbe quella di adottare una turbina di espansione a vite (screw expander), evitando il surriscaldamento e consentendo un'espansione e due fasi, ma i costi sono ancora elevati per la produzione di piccola potenza.

Una strategia utilizzata per l'aumento dell'efficienza è anche quella di effettuare la rigenerazione termica attraverso dei spillamenti di vapore che consentono di ridurre la potenza termica assorbita dall'evaporatore.

## 2.1.2 Composizione chimica

Un altro criterio di classificazione dei fluidi organici è in base alla natura chimica che li caratterizza. Conoscendo le sostanze di cui è composto un fluido, si è in grado anche di risalire alle proprietà termiche, corrosive e infiammabili.

I fluidi organici utilizzati per la produzione di energia possono essere suddivisi i tre grandi macrocategorie: silossani, fluidi refrigeranti e miscele.

#### <u>Silossani</u>

Sono composti chimici che presentano un gruppo funzionale che deriva dalla combinazione di silicio ossigeno e alcano.

Molto utilizzati in ambito industriale, sono in grado di raggiugere temperature superiori a 400°C. Hanno delle buone proprietà termodinamiche e raggiungono dei rendimenti alti, presentando delle temperature di ebollizione comprese tra 50 °C e 100 °C.

È consigliabile una pressione minima di lavoro di 0,1 bar, se si scende al di sotto ne consegue un'elevata portata nei condotti, danneggiamento della turbina e una diminuzione dello scambio termico a causa della presenza di incondensabili. A causa della massa molecolare considerevole presentano delle pressioni critiche basse, tra i 10 e i 20 bar. Le temperature critiche sono comprese tra i 250 e i 300 °C. Si predilige sempre una pressione critica più alta possibile, ma grazie a temperature critiche elevate, i silossani vengono utilizzati per cicli di potenza.

I fluidi presentano un punto di flash point abbastanza alto (intorno ai 34 °C) e le portate utilizzate per i cicli ORC sono piuttosto basse garantendone la possibilità di utilizzo. I silossani hanno inoltre un indice ODP nullo[24].

#### Fluidi refrigeranti

Ampliamente utilizzati per i cicli ORC, i fluidi refrigeranti vengono chiamati così per via del loro utilizzo. Di tipo prevalentemente secco, questi tipi di fluidi vengono usati principalmente a bassa temperatura per via del basso punto di ebollizione.

Come spiegato nel paragrafo precedente, il fatto di avere una pendenza negativa della curva di saturazione, consente di espandere senza il timore di trovare condensa.

I fluidi refrigeranti possono essere di tipo naturale come ad esempio l'ammoniaca, il propano, l'anidride carbonica; o artificiale, chiamati Freon. I freon derivano dalla sostituzione di atomi alogeni nel metano o nell' etano e vengono prendono il nome di alogenuri achilici.

Chiamati impropriamente CFC (cloro-fluoro-carburi), hanno un'elevata stabilità chimica, sono inerti e non infiammabili, ma alcuni composti sono stati banditi poiché danneggiano lo strato di ozono.

Per risolvere questo problema, sono stati studiati altri composti con assenza di Cl, ad esempio gli idrofluoroeteri, i quali vengono utilizzati come sostituto dei CFC e

62

possiedono: un basso GWP, assenza di fire e flash point, inerti chimicamente e ottima resistenza termica.

### <u>Miscele</u>

Vengono combinati vari fluidi per ottenere le proprietà desiderate.

La peculiarità delle miscele è che il passaggio di fase liquido-vapore non avviene a temperatura costante, ma aumenta.

Le combinazioni che si possono ottenere per le miscele sono praticamente infinite [24].

# 2.2 PROPRIETA' FLUIDI

Si analizzano i criteri per la scelta dei fluidi organici in base ai limiti intrinsechi, vincoli impiantistici e quelli imposti dalla legge per via dell'inquinamento.

## Temperatura e pressione critica

La temperatura critica rappresenta un parametro fondamentale per la scelta del fluido organico e non deve essere troppo inferiore a quella della sorgente calda per una serie di motivi:

- La grossa distanza tra le curve di scambio genera entropia;
- Il rendimento termodinamico non è massimizzato a causa delle temperature di vapore nettamente inferiori di evaporazione rispetto a quella della fonte utilizzata.

È fortemente sconsigliato fare lavorare i fluidi a pressioni maggiori o uguali di quella critica. In corrispondenza del punto critico, per piccole variazioni di temperatura, corrispondono grosse variazioni di pressioni che rendono il ciclo inutilizzabile e instabile.

Per i fluidi asciutti, se si evapora a temperature molto prossime a quella critica può succedere che all'inizio dell'espansione ci si possa trovare all'interno della curva limite superiore espandendo un fluido bifase.



Figura 2.6 Diagramma T-S: espansione ad una pressione vicina a quella critica [25]

Alcuni studi consigliano di operare a temperature inferiori di 10-15°C rispetto a quella critica, altri suggeriscono di far lavorare il fluido a pressioni inferiori di 10 bar rispetto a quella critica, altri ancora effettuano un'analisi grafica osservando la curva limite superiore per determinare la pressione massima del ciclo.

#### Calore Latente di Evaporazione

Osservando il diagramma T-S siamo in grado di risalire all'entità del calore latente: più grande è la distanza tra le due curve limite, maggiore è il calore latente del fluido. È importante considerare il fatto che con più alti calori latenti l'area del ciclo aumenta.

L'area del ciclo rappresenta il calore scambiato con l'esterno ed è direttamente proporzionale al lavoro specifico prodotto, quindi calori latenti maggiori comportano l'impiego di turbine con più stadi.

#### Densità del fluido

Nella fase liquida è preferibile un fluido che abbia un'alta densità poiché si avranno minori perdite nella fase di pompaggio e quindi una diminuzione del lavoro effettuato dalla pompa.

Si introducono due parametri che tengono conto di questa perdita BR (Backwork Ratio) e TBR (Total Backwork Ratio):

$$B.R. = \frac{L_p}{L_u}$$
 2.1

$$T.B.R. = \frac{L_p}{L_t}$$
 2.2

Lp, Lu, Lt sono rispettivamente il lavoro richiesto dalla pompa, il lavoro utile del ciclo e il lavoro prodotto dalla turbina.

Si prediligono valori più bassi possibile dei coefficienti e in determinate configurazioni possono avere valori dell'ordine del 5-10%.

Nella fase di vapore è anche preferibile una densità alta in modo tale da ridurre le perdite di carico negli scambiatori, inoltre una maggiore densità comporta ad una minor portata riducendo le dimensioni delle macchine.

#### <u>Viscosità</u>

Lo scambio termico e le perdite di carico nei tubi sono influenzati dalla viscosità. In primis si calcola il numero di Nusselt con la relazione di Dittus-Boelter in condizioni turbolente:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{2.3}$$

Il coefficiente di scambio liminare risulta essere:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \cdot k}{D}$$
 2.4

$$Re = \frac{u \cdot c_p \cdot D}{\mu}$$
 2.5

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$
 2.6

I numeri di Reynolds e Prandtl risultano essere rispettivamente inversamente e direttamente proporzionale alla viscosità ( $\mu$ ). L'esponente sul numero di Reynolds è più grande di quello sul numero di Prandtl (n) che assume al massimo il valore 0,4 nel caso di riscaldamento.

Siccome nella relazione 2.4 il numero di Reynolds ha più peso del numero di Prandtl, all'aumentare della viscosità diminuisce lo scambio termico.

Le perdite distribuite che agiscono su un tubo:

$$\Delta P = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot u^2}{2 \cdot D}$$
 2.7

Il fattore f prende il nome di fattore d'attrito e risulta essere inversamente proporzionale al numero di Reynolds, di conseguenza è direttamente proporzionale alla viscosità.

Per ridurre le perdite di carico e aumentare lo scambio termico si preferiscono fluidi organici a bassa viscosità.

#### Pressione di evaporazione e condensazione

La pressione di evaporazione non deve essere elevata in modo tale da ridurre la presenza di fughe del fluido e limitare lo spessore dei tubi.

La pressione di condensazione, invece, è preferibile che sia in sovrappressione rispetto all'ambiente circostante per evitare infiltrazioni interne all'impianto.

Se l'impianto ORC è di piccola taglia, come nel nostro caso, è possibile utilizzare fluidi in depressione rispetto all'ambiente, poiché per garantire la tenuta, non sono necessari costi elevati.

#### Stabilità chimica e compatibilità

A differenza dell'acqua, non tutti i fluidi organici sono stabili ad alte temperature. Variando la temperatura possono cambiare le loro proprietà chimiche e termodinamiche danneggiando l'impianto. Alcuni composti organici reagiscono chimicamente con l'ambiente circostante provocando fenomeni di corrosione.

Il fluido deve essere quindi stabile quando è a contatto con le pareti delle componenti impiantistiche durante tutto il ciclo di lavoro.

#### Temperatura di congelamento

La temperatura di congelamento non deve essere compatibile alla temperatura dell'ambiente esterno, nemmeno nelle condizioni invernali.

Si preferiscono fluidi con bassa temperatura di congelamento per evitare danni all'impianto.

#### Tossicità e infiammabilità

Buona parte dei fluidi organici sono tossici e infiammabili e per questo motivo è bene evitare che ci siano delle fughe nell'impianto. Se la sostanza è infiammabile si prevede l'installazione di apparecchiature che rispettano la norma ATEX.

Per quanto riguarda la tossicità è necessario mantenere una buona ventilazione nei locali.

Lo standard ASHRAE classifica i refrigeranti in base al grado di infiammabilità, per cui è consigliabile la consultazione prima di adoperare il fluido.

#### Indici ODP e GWP

Come già spiegato nella parte introduttiva, per ODP o GWP si intende rispettivamente la capacità di distruggere lo strato di ozono e di contribuire al surriscaldamento globale.

L'indice ODP viene misurato prendendo come riferimento il fluido R-11 che viene posto ad un valore uguale a uno. I fluidi CFC hanno dei valori elevati di OPD e per questo motivo sono stati banditi.

L'indice GWP ha come riferimento il valore della CO2 posto unitario, ma esistono fluidi che hanno dei valori di GWP piuttosto elevati pari a 1000 [26].

In questa trattazione, per la scelta del fluido, sono stati presi come riferimento questi indici, al fine di ridurre il più possibile l'impatto ambientale.

Infine, una tabella riepilogativa riassume le caratteristiche ottimali del fluido organico tenendo conto delle condizioni ideali di esercizio e delle proprietà fisiche e chimiche:

Caratteristiche fluido organico					
Temperatura massima	10/15°C inferiore alla T <sub>crit</sub>				
Pressione massima	10 bar inferiore alla P <sub>crit</sub>				
Densità	Alta				
Viscosità	Bassa				
Temperatura di congelamento	Bassa				
Stabilità chimica	Alta				
Tossicità	Bassa o assente				
Infiammabilità	Bassa o assente				
Indici					
T.B.R	5-10%				
B.R.	5-10%				
O.D.P	0				
G.W.P	0				

I valori ottimali di ODP e GWP risultano essere idealizzati, in quanto è impossibile trovare un fluido con le cosiddette caratteristiche.

I limiti europei imposti prevedono dei fluidi che abbiano almeno un ODP inferiore ad 1 e più vicino possibile al valore nullo. Invece, per quanto riguarda il GWP, dal 2020, sono stati aboliti fluidi con valori maggiori di 2500 [27].

## 2.3 ANALISI ENERGETICA

In questo sotto capitolo si effettua un'analisi energetica del ciclo Rankine per dare maggiore chiarezza sulle formule adottate nella parte impiantistica.

Le soluzioni impiantistiche adottate per i cicli ORC sono innumerevoli:

- Cicli Rankine semplici, già citati nell'introduzione;
- Cicli Rankine a recupero o rigenerativi, con un recuperatore interposto tra turbina e condensatore;
- Cicli Rankine a doppia espansione con un recuperatore a scambio diretto;
- Ciclo di flash organico, che mediante un serbatoio flash espande il fluido producendo una frazione di vapore, la quale entra in turbina producendo potenza, la frazione liquida invece bypassa la turbina;
- Cicli Trilaterali (TLC), i quali espandono la miscela a due fasi [22].

Nella trattazione verranno considerati due tipi di impianto tra quelli citati: il ciclo Rankine semplice e successivamente il ciclo rigenerativo esplicitandone le peculiarità impiantistiche ed energetiche.

## 2.3.1 Caso semplice

Si prende un ciclo di riferimento per calcolare le potenze necessarie per alimentare il ciclo e le potenze prodotte.

Le cadute di pressione all'evaporatore e al condensatore sono considerate trascurabili.



Figura 2.7 Diagramma T-S ciclo ORC di riferimento: isopentano [23]

Il caposaldo 1 rappresenta le condizioni iniziali del fluido che viene compresso fino al punto 2 per raggiungere la pressione desiderata.

Conoscendo la portata del ciclo, la potenza fornita alla pompa di alimento è:

$$W_{p_{id}} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_{2id} - h_1)$$
 2.8

Se non si conoscono le entalpie può essere adottata quest'altra formula:

$$W_{pid} = \dot{m}_{orc} \cdot \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$
 2.9
Dove  $\rho$  rappresenta la densità del fluido e  $P_2$   $P_1$  rispettivamente le pressioni di uscita e di ingresso dalla pompa.

Grazie all'efficienza della pompa ( $\eta_p$ ), si può ricavare la potenza reale assorbita:

$$W_p = \frac{W_{pid}}{\eta_p}$$
 2.10

La potenza fornita all'evaporatore e quella ceduta al condensatore sono:

$$Q_{eva} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_5 - h_2) \tag{2.11}$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_6 - h_1) \tag{2.12}$$

L'espansione della turbina genera energia meccanica ricavata nel seguente modo:

$$W_{Tid} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_5 - h_{6_{id}})$$
 2.13

Conoscendo il rendimento isoentropico ( $\eta_{is}$ ) della turbina si è in grado di calcolare la potenza realmente prodotta.

$$h_6 = h_5 - \eta_{is} \cdot (h_5 - h_{6id})$$
 2.14

$$W_T = \dot{m}_{orc} \cdot (h_5 - h_6)$$
 2.15

Il rendimento del ciclo risulta essere:

$$\eta_{orc} = \frac{w_{net}}{q_{eva}} = \frac{w_T - w_p}{q_{eva}}$$
 2.16

I rendimenti ottenuti dal ciclo rankine organico possono raggiungere valori superiori del 15%, anche se non sono elevati, bisogna considerare il fatto che sfruttano calore a bassa temperatura, quindi più facile da reperire.

Per ottenere ulteriori migliorie nel rendimento si ricorre a cicli rankine rigenerativi. Per lo schema impiantistico si fa riferimento alla figura 2.1.

# 2.3.2 Caso rigenerativo

Nel ciclo rigenerativo si interpone uno scambiatore di calore a valle della turbina che ha il compito di preriscaldare il fluido prima di entrare nell'evaporatore.



Figura 2.8 Schema impiantistico ciclo ORC rigenerativo [22]

L'aggiunta dello scambiatore di calore consente di avere una temperatura più bassa in ingresso del condensatore e di avere una temperatura più alta all'ingresso dell'evaporatore risparmiando potenza termica da fornire.

Si allega un esempio di ciclo rigenerativo:



Figura 2.9 Diagramma T-S ciclo ORC rigenerativo [28]

Per il calcolo della potenza assorbita dalla pompa ci si affida alle relazioni 2.8 2.9 e 2.10. Conoscendo l'efficienza del rigeneratore  $\epsilon_R$ , si ricava la potenza scambiata [20]:

$$Q_{rig,max} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h'_5 - h_{2a}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4a} - h_{2a})$$
 2.17

$$\epsilon_{R} = \frac{Q_{rig}}{Q_{rig,max}} = \frac{h_{5} - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$
2.18

$$Q_{rig} = \epsilon_R \cdot Q_{rig,max} = \epsilon_R \cdot \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4a} - h_{2a})$$
 2.19

In questo caso le potenze all'evaporatore risultano essere:

$$Q'_{eva} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_5)$$
 2.20

$$Q'_{cond} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_1)$$
 2.21

La potenza generata in turbina viene calcolata come nelle relazioni 2.13, 2.14, 2.15 considerando i nuovi pedici 3,4a,4s.

Infine, il rendimento è:

$$\eta_{orc} = \frac{w_{net}}{q'_{eva}} = \frac{w_T - w_p}{q'_{eva}}$$
 2.22

 $Q'_{eva}$  nel caso rigenerativo è inferiore a  $Q_{eva}$  calcolata nel paragrafo precedente.

Dalla formula del rendimento è intuibile che diminuendo la potenza all'evaporatore a parità di potenza netta prodotta, il rendimento aumenta.

Anche se il rendimento migliora, la complessità dell'impianto aumenta e l'aggiunta di un altro scambiatore potrebbe impattare negativamente sui costi di investimento. Se l'impianto è di piccola taglia, si preferisce una configurazione più semplice, bisogna valutare se il risparmio energetico in termini economici è maggiore rispetto al costo di installazione di un altro scambiatore.

## 2.4 VANTAGGI E SVANTAGGI

Dopo aver classificato i fluidi organici ed effettuato l'analisi energetica del ciclo ORC, vengono riassunti i principali vantaggi e svantaggi nell'utilizzo rispetto i fluidi convenzionali.

#### 2.4.1 Vantaggi

La peculiarità più evidente rispetto ai fluidi di lavoro convenzionali sono le temperature di lavoro.

Le basse temperature consentono di utilizzare una vasta gamma di fonti energetiche per alimentare il ciclo, come ad esempio fonti rinnovabili o calore di scarto nei processi industriali.

Inoltre, i cicli Rankine classici a vapore d'acqua hanno delle problematiche applicative a basse temperature e pressioni, a causa degli enormi volumi e portate da adottare per ottenere la potenza richiesta. Le applicazioni più gettonate sono di piccola taglia (da pochi kW fino ad alcuni MW).

Col passare degli anni si è cercato di creare dei moduli delle macchine consentendo di avere dei vantaggi dal punto di vista dell'ingombro e una riduzione dei costi di produzione.

Vengono, in seguito, riassunti i principali vantaggi dei cicli ORC:

75

- L'utilizzo di fluidi secchi favorisce l'assenza di condensato dopo l'espansione, con un aumento della durata delle turbine;
- Il basso numero di giri della turbina consente un collegamento diretto al generatore di giri, consentendo una minore perdite di conversione elettrica;
- Se si utilizzano fluidi sintetici, la corrosione risulta assente garantendo una maggiore affidabilità e minore manutenzione;
- La semplicità dell'impianto nelle fasi di avviamento e arresto non necessita di personale specializzato;
- Facile regolazione con buone prestazioni di lavoro anche quando l'impianto non è a regime;
- Bassa rumorosità;
- Efficienze elevate per basse sorgenti di calore e anche per impianti di piccola taglia (alcuni kW);
- Le basse pressioni di esercizio consentono di semplificare la costruzione dell'impianto;
- Il salto termico e di pressione ridotto permette di installare turbine più piccole ed economiche (a scroll o monostadio);
- L'impianto può essere telecontrollato anche dal produttore dell'impianto [24].

# 2.4.2 Svantaggi

Gli svantaggi sono dati principalmente dalla natura dei fluidi utilizzati:

- Devono essere utilizzati fluidi che rispettino gli indici GWP e ODP;
- Non devono essere corrosivi e infiammabili provocando delle situazioni di pericolo e complicando la natura dell'impianto;

- Non bisogna creare un collegamento diretto con fonti di energia che hanno un range di temperatura molto più alto. L'impiego di un altro fluido intermedio complica l'impianto e aumenta il costo di quest'ultimo;
- È una tecnologia in fase di sviluppo ancora non competitiva;
- Il progetto e sviluppo di espansori volumetrici non unificati, ma adattati in base al fluido di lavoro scelto.

Facendo un bilancio tra vantaggi e svantaggi si può concludere che, rispettando i limiti imposti e tenendo presente delle considerazioni di natura impiantistica, il ciclo ORC risulta essere conveniente per produzione di piccola potenza a bassa temperatura. Le fonti rinnovabili presentano un disallineamento tra la domanda di energia e l'offerta. Anche se sono delle fonti illimitate, la loro natura così imprevedibile e aleatoria per la produzione di potenza non le rendono così competitive rispetto alle fonti convenzionali.

Per ovviare a questo problema si pensa di accumulare l'energia e di rilasciarla all'occorrenza per mezzo di un accumulo termico. L'accumulo consta di tre fasi: carico, immagazzinamento e scarico. La prima fase consiste nell'assorbimento di energia dall'impianto, nella seconda l'energia si conserva e infine, nella fase di scarico, viene rilasciata quando l'impianto non riesce a compensare il picco di domanda elettrica. Le tre fasi vengono riassunte dalla figura:



Figura 3.1 Fasi di accumulo termico [29]

I tre processi descritti precedentemente devono essere ripetuti nel tempo, l'accumulo quindi deve avere una buona capacità, stabilità nelle fasi di ricarica e scarica, durata e soprattutto una buona efficienza di conservazione dell'energia termica. Il vantaggio di utilizzare un impianto CSP per la produzione di energia elettrica rispetto ad un fotovoltaico risiede proprio nella natura dell'accumulo: risulta più facile immagazzinare energia termica piuttosto che energia elettrica, rendendolo più competitivo rispetto ad altre energie rinnovabili.

In questo capitolo verrà fatta una classificazione degli accumuli, si illustreranno poi brevemente le tipologie di stoccaggio dell'energia e le migliorie adottare per aumentare l'efficienza.

# 3.1 CLASSIFICAZIONE ACCUMULO

Esistono diversi criteri per classificare i sistemi di accumulo termico, analizzeremo quelli in base alla temperatura di esercizio, al tempo di stoccaggio e in base al tipo di scambio termico.

## 3.1.1 Temperatura di esercizio

Possiamo suddividere gli accumuli in base a degli intervalli di temperatura che li classifica in:

 Accumuli termici ad alta temperatura (HTTES), accumuli per gli impianti che abbiano una temperatura di esercizio superiore a 500°C. Adoperati soprattutto se le fonti sono di tipo rinnovabile e nel recupero di calore di scarto. Può essere utilizzato in varie applicazioni grazie al range alto di temperatura, ma l'uso più frequente avviene in ambito industriale o per centrali termiche con turbine a gas. Materiali utilizzati per l'accumulo ad alta temperatura sfruttano il cambiamento di fase e sono: sali idrati o composti del sale, leghe metalliche e metalli fusi;

- Accumuli termici a media temperatura (MTTES), per accumuli con temperature comprese tra 100°C e 500°C. Comprendono un range di temperatura interessante che comporta una serie di applicazioni, come ad esempio negli impianti CSP. I materiali impiegati sono simili ai casi precedenti, come PCM eutettici e sali idrati;
- Accumuli termici a bassa temperatura (LTTS), con temperature di esercizio tra i 10°C e i 100°C. Utilizzati principalmente in ambito residenziale per riscaldamento e raffrescamento. Sono accoppiati con impianti di produzione cogenerativa e con collettori solari [30]. I materiali più utilizzati risultano essere l'acqua negli accumuli sensibili. Per quelli di tipo latente la penetrazione di PCM organici è sempre più marcata, i quali possono essere suddivisi in acidi grassi e paraffini.

### 3.1.2 Tempo di accumulo

Un altro criterio di classificazione è il periodo di stoccaggio richiesto che ci permette di suddividere gli accumuli come: a breve termine e a lungo termine. È importante tenere conto che alcuni sistemi possono essere classificati come intermedi:

- Accumulo a breve termine, comprende tutti i sistemi di accumulo in grado di immagazzinare un tempo minimo di poche ore fino ad una settimana. L'energia viene stoccata ad alta temperatura in modo tale da consentire uno scambio diretto con l'utilizzatore alla temperatura richiesta;
- Accumulo a lungo termine, in grado di stoccare grosse quantità di energia fino a 3/4 mesi. Utilizzati soprattutto in impianti solari termici di grossa taglia, accumulano il calore durante la stagione estiva e lo rilasciano nelle stagioni di bassa produzione come l'autunno o l'inverno;

#### 3.1.3 Scambio termico

Il tipo di scambio termico è un parametro fondamentale per contraddistinguere i tipi di accumulatori. L'accumulo chimico sfrutta una reazione chimica che assorbe energia durante la fase di carica e la libera in fase di scarica. L'accumulo sensibile immagazzina energia sfruttando l'incremento di temperatura, invece lo stoccaggio dell'accumulo latente avviene attraverso un cambiamento di fase della sostanza.

Gli ultimi due possono essere denominati anche accumuli termici, perché entrambi sfruttano le proprietà termiche dei materiali.

#### Chimico

Anche nel caso di accumulo chimico si vuole stoccare energia termica ma ciò avviene attraverso delle reazioni chimiche tra due materiali. Nelle reazioni chiamate di assorbimento, la sostanza assorbente (A) e quella che viene assorbita (B) interagiscono tra di loro per mezzo di forze di Van der Waals o ponti a idrogeno.

Si allega la reazione chimica:

$$AB + calore \leftrightarrow A + B$$
 3.1

Affinché avvengano queste reazioni è necessaria una fonte di calore, se quest'ultima viene fornita alla reazione è detta di tipo endotermica, in caso contrario, se libera energia termica, prende il nome di reazione esotermica.

Nella fase di carica, la reazione diventa endotermica e stocca il calore fornito, nella fase di scarica diventa di tipo esotermica.

La quantità di calore in grado di essere accumulata si calcola nel seguente modo[31]:

81

$$Q_{TES} = a_r \cdot m \cdot \Delta H \tag{3.2}$$

 $a_r$  rappresenta la frazione in massa reagente, m la massa del composto AB e  $\Delta H$ calore di reazione rilasciato per unità di massa.

Uno dei principali vantaggi di questi sistemi è dato dal valore di densità di energia: sono in grado di accumulare e rilasciare energia ad alta temperatura.

Inoltre, presenta una perdita di calore trascurabile nel tempo e un'opzione di stoccaggio a lungo termine con un volume dell'accumulo relativamente ridotto.

Lo stoccaggio attraverso reazioni chimiche è ancora in fase di sviluppo e tutti gli studi fatti in laboratorio sono per accumuli di piccola scala e per un breve periodo di scarica [32][33].

#### Sensibile

L'accumulo sensibile sfrutta la variazione di temperatura per immagazzinare il calore. Nella fase di carica la temperatura del materiale aumenta invece durante la fase di scarica la temperatura diminuisce rilasciando energia.

Il materiale si può trovare sia allo stato solido che allo stato liquido.

Siccome la resa dell'accumulo sensibile dipende fortemente dalla temperatura, le caratteristiche termiche del materiale risultano essere fondamentali per una buona efficienza.

il calore stoccato dipende dalla capacità termica specifica, dal salto di temperatura e dalla massa di materiale:

$$Q_{TES} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{3.3}$$

Tutti gli impianti CSP su scala industriale utilizzano questo tipo di accumulo, i materiali più utilizzati sono: Sali fusi, olio, vapore, ceramiche e grafite [34]. Il sistema di accumulo più comune per il CSP risulta essere a doppio serbatoio (freddo e caldo) utilizzando sali fusi sia come materiale per lo stoccaggio che come fluido ad alta temperatura, il quale trasferisce calore ad un ciclo Stirling o Brayton.

#### Latente

Anche l'accumulo latente, come quello sensibile, strutta le proprietà termiche del materiale. La differenza sostanziale rispetto al sensibile è che sfrutta il cambiamento di fase per stoccare energia.

L' accumulo latente presenta un valore di densità energetica molto più alto rispetto a quello sensibile a parità di variazione di temperatura, questo consente di adottare accumuli più piccoli per la stessa energia stoccata, risparmiando sia spazio che materiali impiegati.

La relazione che ci permette di calcolare il calore stoccato da un accumulo latente è [34]:

$$Q_{TES} = m \cdot \left[ c_{p,s} \cdot \left( T_{fus} - T_{in} \right) + L_{fus} + c_{p,l} \cdot \left( T_{out} - T_{fus} \right) \right]$$
 3.4

- *m*, massa del materiale;
- $c_{p,s}$ , calore specifico alla fase solida;
- *T<sub>in</sub>*, temperatura minima di stoccaggio;
- L<sub>fus</sub>, calore latente passaggio fase solida-liquida;
- $c_{p,l}$ , calore specifico alla fase liquida;
- *T<sub>out</sub>*, temperatura massima di stoccaggio;

#### • $T_{fus}$ , temperatura di fusione.

Dalla relazione si può notare che la fase di accumulo non avviene esclusivamente in modo latente ma è presente anche una quota sensibile che consente, inizialmente, di portare il materiale alla temperatura di fusione e in seguito a riscaldarlo durante la fase liquida.

I materiali utilizzati per gli accumuli latenti sono i PCM ("phase change materials") che possono essere di tipo organici, inorganici ed eutettici. Ogni sostanza PCM ha diversi range di temperatura di fusione e gli impieghi risultano essere differenti. Poiché i sistemi CSP lavorano ad alte temperature, i PCM più utilizzati sono: i sali inorganici, eutettici del sale e metalli e leghe metalliche.

Queste sostanze possono immagazzinare calore a media e alta temperatura coprendo un intervallo di temperatura di fusione che va da un minimo di 120 °C fino ad un massimo di 707 °C. La seguente tabella porta un esempio di PCM per ogni range di temperatura compatibile con la tecnologia CSP:

Range Temperatura	Tipo PCM	T <sub>fus</sub>
Medio-Bassa	LiNO3, NaNO3, KNO3 (37,7-18-44,5 mol%)	120 °C
Media	NaNO <sub>3</sub> , KNO <sub>3</sub> (54-46 wt%)	222 °C
Medio-Alta	KNO3	337 °C
Alta	Li2CO3-Na2CO3 (44,3-55,7 wt%)	496° C
	Li2CO3-K2CO3 (28-72 wt%)	498 °C
	Na2CO3-K2CO3 (50-50 mol%)	707 °C

Tabella 3.1 Esempi di PCM per accumulo CSP a media-alta temperatura [35]

Al fine di ridurre il costo di accumulo, molti studi si sono incentrati sul possibile utilizzo dei sali.

Tuttavia, questi ultimi presentano una bassa conduttività termica che impatta sul trasferimento di calore tra il fluido di lavoro e il PCM, in particolare durante la fase di scarica.

Le strategie per ovviare a questo problema consistono nell'estensione della superficie di trasferimento del calore per aumentare lo scambio termico attraverso l'incapsulamento del PCM o l'aggiunta di alette alle pareti dello scambiatore [34].

Inoltre, si è cercato di inserire dei materiali ad alta conducibilità come, ad esempio, ossido di magnesio e grafite [36][37].

Gli studi effettuati finora sono perlopiù teorici a causa dei costi elevati e della difficoltà di effettuare esperimenti ad alte temperature [38][39].

# <u>3.2 CRITERI DI SCELTA ACCUMULO</u>

Per la scelta dell'accumulo da installare bisogna analizzare dei paramenti di base in modo tale da garantire la migliore performance in base al contesto richiesto.

Al fine di ottenere un impianto energetico performante e ottimale anche in fase di accumulo è necessario garantire la condizione di massimo rendimento.

Si riassumono i parametri da tenere in considerazione:

 Densità di energia [kJ/m<sup>3</sup>], l'energia che un accumulatore è in grado di immagazzinare a parità di volume. È un parametro fondamentale nella scelta del materiale, perché a parità di condizioni, si può scegliere quello a densità migliore in grado di stoccare la stessa energia con dimensioni più ridotte;

- Energia specifica [kJ/kg], è l'energia che il materiale è in grado di stoccare a parità di massa. Questo parametro ha meno influenza rispetto al precedente, perché gli accumuli latente e sensibile presentano valori di energia specifica simile ma densità di energia differente (maggiore per il latente);
- Potenza specifica [kW/kg], potenza processata nelle fasi di carica e scarica a parità di massa. Poiché la potenza rappresenta l'energia rilasciata nell'unità di tempo, la potenza specifica descrive la velocità con cui il materiale rilascia e stocca energia;
- Costo [€/kg, €/m<sup>3</sup>], rappresenta il costo rapportato al peso e al volume del materiale utilizzato. Naturalmente un accumulo più piccolo e meno pesante risulta essere più conveniente. Bisogna considerare anche il fatto che una tecnologia in via di sviluppo risulta essere sempre meno conveniente rispetto ad una più matura;
- Durata dell'accumulo [anni], un accumulo duraturo nel tempo è preferibile.
   Il criterio per la scelta dipende dal ritorno di investimento, un accumulo in grado di resistere fino al completo rientro di capitale risulta avere la meglio rispetto ad uno con poca vita;
- Temperatura di esercizio [°C], in base all'utilizzo conviene scegliere un accumulo che abbia una temperatura di esercizio compatibile con quella dell'impianto;
- Taglia [m<sup>3</sup>], i limiti imposti dalle dimensioni dei locali tecnici vincolano il dimensionamento degli accumuli;
- Efficienza [-], rappresenta il rapporto tra l'energia rilasciata nella fase di scarica e l'energia stoccata in fase di carica:

$$\eta_{TES} = \frac{E_{scarica}}{E_{carica}}$$
 3.5

- Il valore di  $\eta_{TES}$  dipende dal materiale presente nell'accumulo e dai materiali utilizzati per il contenimento. Il rendimento può variare nella fase di esercizio e generalmente tende a diminuire;
- Sicurezza, è preferibile adoperare materiali inerti, non corrosivi e non tossici;

Sistema di accumulo	Capacità	Potenza	Efficienza	Durata	Costo
	[kWh/t]	[MW]	[%]	dell'Accumulo	[€/kWh]
Sensibile (acqua)	10-50	0,001-10	50-90	giorni/mesi	0,1-10
PCM	50-150	0,001-1	75-90	ore/mesi	10-50
Chimico	120-250	0,01-10	75-100	ore/giorni	8-100

Tabella 3.2 Confronto parametri base accumuli [40]

Il PCM risulta avere la una buona capacità ed efficienza con un costo medio-alto. Nel capitolo 5, quando l'accumulo verrà dimensionato, si utilizzeranno due materiali a cambiamento di fase di tipo eutettico. L'impianto considerato nel lavoro di tesi sarà di piccola taglia, la durata di accumulo sarà di qualche ora e siccome la tecnologia di tipo chimico è ancora in fase di sviluppo, la scelta del PCM risulta appropriata.

# 3.3 SVILUPPO ACCUMULI TERMICI

L'importanza dell'accumulo per i CSP ha comportato una serie di studi promettenti focalizzati sul miglioramento dello scambio termico ottenendo una maggiore densità termica. Inoltre, l'utilizzo di materiali convenienti per lo stoccaggio è un altro parametro da considerare. In questo sotto capitolo si spiegheranno le soluzioni adottate e verranno distinte quelle per gli accumuli di tipo sensibile da quelle di tipo sensibile.

## 3.3.1 Accumuli Sensibili

Gli stoccaggi di tipo sensibile presentano un costo ridotto se l'intervallo di temperatura operativa è più ampio, si preferiscono materiali che abbiano:

- Bassa temperatura di congelamento
- Elevata temperatura operativa
- Alte proprietà fisiche (capacità termica, conducibilità e densità);
- Buona stabilità termica;
- Basso costo;
- Bassa corrosione del materiale di contenimento.

Sono state analizzate le proprietà di sali fusi, in particolare si è aggiunto LiNO3 a NaNO3-KNO3 al fine di abbassare la temperatura di congelamento e di migliorare la stabilità termica. E' stato studiato anche un sale di nitrato quaternario (LiNO3-NaNO3-Ca(NO3)2), il quale ha un range di temperatura molto ampio compreso tra 130 e 550°C [34].

Materiali particolarmente interessanti risultano essere i liquidi ionici (IL), i quali presentano una temperatura di congelamento molto bassa (100°C) se confrontata a quella dei fluidi di trasferimento convenzionali.

Un altro vantaggio è dato dalle loro proprietà fisiche e chimiche: elevata capacità termica, un'eccellente stabilità chimica e fisica, bassa pressione di vapore e risultano essere non nocive [41]. I fluidi ionici possono essere dei buoni sostituti dei fluidi sintetici usati negli impianti CSP.

Altri studi finalizzati al miglioramento delle proprietà fisiche di trasferimento, hanno come protagonista l'utilizzo di nano particelle. Queste sono in grado di aumentare la capacità termica, la conducibilità e la densità dei fluidi di trasferimento convenzionali.

Tutta via il meccanismo utilizzato per migliorare il calore specifico non è del tutto chiaro, poiché si tratta di uno studio in via di sviluppo[34].

In linea di massima alcuni studi hanno notato che il calore specifico tende ad aumentare quando le particelle utilizzate presentano delle dimensioni maggiori [42].

### 3.3.2 Accumuli Latenti

Gli accumuli di tipo latente hanno delle proprietà interessanti per le applicazioni a concentrazione solare, infatti presentano:

- Elevata densità energetica;
- Isotermia durante i processi di carica e scarica;

Tuttavia, la bassa conduttività termica dei PCM salini inorganici ostacola il trasferimento di calore tra il materiale di stoccaggio e il fluido di trasferimento. Per ovviare a questo problema si cerca di aumentare la conducibilità inserendo dei materiali con buone proprietà termiche come ad esempio la grafite[31].

Un'altra soluzione consiste nell'aumentare l'area di trasferimento attraverso un processo chiamato incapsulamento: il PCM viene impacchettato in tubi, sfere, pannelli o altri recipienti [34].



Figura 3.2 Incapsulamento PCM in un serbatoio termoclino [43]

La geometria più gettonata risulta essere quella di tipo sferico in quanto sia la più facile da imballare ed inoltre rappresenta la geometria col più alto rapporto tra la superficie di trasferimento di calore e il volume totale.



Figura 3.3 Visione dettagliata incapsulamento PCM sferico: (b) rivestimento metallico, (c) rivestimento metallico dopo 200 cicli [44]

La figura 3.3 mostra una capsula di PCM sferica rivestita con metallo prima e dopo duecento cicli, la capsula presenta quindi una buona durata.

Oltre alla geometria, un altro aspetto importante da valutare è il materiale di contenimento perché la maggior parte dei PCM utilizzati ad alta temperatura sono

sali inorganici, i quali risultano essere corrosivi per i materiali di contenimento. Un potenziale rivestimento può essere a doppio strato: il primo di tipo polimerico, il secondo di biossido ci silicio.



Figura 3.4 PCM incapsulato da uno strato di ossido di silicone [34]

# 3.4 TIPOLOGIE IMPIANTISTICHE DI ACCUMULO

Esistono diverse configurazioni impiantistiche per l'accumulo, ognuna con le sue peculiarità. Si analizzano i sistemi a doppio accumulo e accumulo stratificato per quelli sensibili, invece le tecnologie a tubi di calore e a cascata per quelli latenti.

## 3.1.4 Sistemi a doppio accumulo

È il sistema a doppio serbatoio è il sistema di accumulo più utilizzato negli impianti a concentrazione solare e consiste nell'utilizzo di due riserve: una di tipo caldo e l'altra di tipo freddo. Il fluido termovettore si scalda per mezzo di un impianto CSP e viene immagazzinato nell'accumulo caldo. All'occorrenza, una portata di fluido viene mandata ad uno scambiatore, il quale assorbe energia per il ciclo di lavoro. Una volta raffreddato, il fluido termovettore viene stoccato nell'accumulo di tipo freddo. I fluidi utilizzati sono principalmente oli diatermici e sali fusi, questi ultimi come già detto in precedenza, presentano un'elevata temperatura di congelamento. Il compito della riserva fredda è quello di impedire che il fluido raggiunga temperature inferiori a quelle di congelamento.



Figura 3.5 Impianto solare a doppio accumulo[45]

Il vantaggio di questo impianto è che il fluido termovettore può essere anche utilizzato come mezzo di accumulo, ma questo comporta anche l'installazione di due serbatoi impattando maggiormente sull'ingombro.

### 3.1.5 Accumulo termoclino

Per ovviare ai problemi di ingombro e costo, si può pensare di installare un solo accumulo chiamato "termoclino", il quale sfrutta il fenomeno della stratificazione per fungere contemporaneamente da riserva calda e fredda.

Grazie ai moti convettivi nella parte alta si concentra fluido ad alta temperatura, in quella inferiore invece fluido freddo. Quando l'impianto richiede potenza il fluido

viene estratto dalla parte superiore e, una volta raffreddato, viene immesso nella parte inferiore.

Per garantire una buona resa dell'accumulo, viene installato un deflettore che ha il compito di separare il lato freddo da quello caldo. Il deflettore si sposta su e giù in relazione alla quantità di fluido caldo uscente e alla quantità di fluido freddo entrante.



Figura 3.6 PCM incapsulato da uno strato di ossido di silicone [34]

Nell'accumulo termoclino il range di temperatura tra la parte fredda e quella calda non è elevato, per cui è bene tenere conto del fenomeno di "cricchetto termico" in fase di progetto. Questo fenomeno consiste nella rottura catastrofica della parete del serbatoio a causa dell'espansione ciclica dovuta al fluido di accumulo[34].

Anche l'accumulo a stratificazione insieme a quello a doppio serbatoio è di tipo sensibile. L'installazione di un singolo accumulo può comportare un risparmio del 35% se confrontato al sistema a doppia riserva [46].

### 3.1.6 Tubi di calore

Una strategia adottata per migliorare il trasferimento di calore tra il fluido HTF ("hot-transfer-fluid") e il PCM è il tubo di calore. All'interno della tubazione scorre il PCM che scambia calore lungo le pareti, all'esterno delle quali è presente il fluido termovettore. Il grosso vantaggio consiste nello sfruttare la convenzione forzata, che conferisce una migliore resa nello scambio di calore.



Figura 3.7 Meccanismo tubi di calore [34]

Uno dei problemi riscontrati riguarda la solidificazione del PCM durante la fase di scarica, il che comporta un aumento della resistenza tra PCM e HTF diminuendone il trasferimento di calore. Per ovviare a questo problema, il sistema PCM deve essere in movimento e la portata può essere regolata al fine di ottenere la potenza desiderata [34].

### 3.1.7 Accumulo a cascata

Per aumentare il trasferimento di calore del PCM, è stata adottata un'altra soluzione impiantistica che consiste nell'utilizzo di più materiali a cambiamento di fase affiancati tra di loro. Questo sistema prende il nome di "accumulo a cascata".



Figura 3.8 PCM a cascata [34]

I diversi moduli affiancati consentono di sfruttare al meglio lo scambio di calore, infatti ogni PCM ha una sua temperatura di fusione compatibile con la diminuzione di temperatura del fluido termovettore che scorre nel tubo. Anche se la temperatura del fluido diminuisce, si possono utilizzare dei PCM opportuni che abbiano lo stesso salto di temperatura col fluido. Questo consente di ottenere un flusso di scambio costante, rendendo l'impianto più stabile in condizioni di esercizio. In questo capito si descriveranno i punti salienti per la modellazione di un sistema a concentrazione solare di tipo paraboloide.

Verrà preso come riferimento il riflettore collocato sul tetto dell'Energy Centre a Torino e mediante il software COMSOL MULTIPHYSICS si confronteranno le temperature ottenute dal modello con quelle registrate dalle termocoppie poste sul ricevitore.

Il software utilizza l'analisi alle differenze finite (FEM) discretizzando la geometria da studiare in tanti elementi di piccola dimensione. Suddiviso in diversi moduli, COMSOL, consente di simulare fenomeni fisici di diversa natura: elettrica, meccanica, acustica, fluidodinamica, termica e ottica. Nel lavoro di tesi verranno utilizzati principalmente il modulo ottico e termico.

Un primo modello stimerà le proprietà ottiche del sistema riflettore-ricevitore mediante una simulazione Montecarlo per il tracciamento dei raggi ("Montecarlo Ray Tracing Method"). La generazione dei raggi solari avviene attraverso un fenomeno puramente aleatorio che consente di ricavare caratteristiche fisiche, come ad esempio rugosità superficiale del riflettore, e caratteristiche geometriche, come la superficie di irraggiata del ricevitore, con una distribuzione di tipo probabilistico [47].

Una seconda simulazione sarà dedicata all'analisi delle perdite di dispersione termica nell'assorbitore.

96

# 4.1 DESCRIZIONE CONCENTRATORE

Il sistema a concentrazione considerato presenta un riflettore a disco, che converge i raggi solari su un ricevitore tubolare posto a distanza focale.

Il paraboloide, composto da alluminio, è rivestito da uno strato polimerico che gli conferisce un'elevata riflettività e delle buone proprietà ottiche. Il paraboloide, prodotto da El.Ma. Srl Eletronic Machining, è generalmente affiancato ad un ciclo Stirling che consente di produrre energia elettrica.

Al posto del motore Stirling è presente un ricevitore costituito da un tubo di Allumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), in grado di resistere ad elevate temperature.



Figura 4.1 Paraboloide dell'Energy Centre

La superficie del riflettore ha una resa notevole: con una radiazione normale diretta di 800 W/m² raggiunge un rendimento ottico dell'80% ed è in grado di produrre una potenza termica pari a 2,8 kW, mentre nel punto focale si raggiungono temperature superiori a 1800 °C [48].

In figura 4.1, nella parte inferiore del disco, è visibile il supporto mobile del sistema ad inseguimento solare, il quale permette un'esposizione ottimale alla radiazione solare.

Il sistema, di tipo a doppio asse (azimuth e tilt), viene aggiornato istante per istante in modo tale da ottenere la migliore precisione teorica. La direzione di inseguimento viene calcolata tenendo in considerazione data, ora, latitudine e longitudine, garantendo una precisione maggiore di 0,015°.

Il sistema di inseguimento viene regolato dalla centralina che può essere collegata ad un PC utilizzando un software dedicato [48].



Figura 4.2 Pannello di controllo che gestisce i parametri per il tracciamento solare [48]

# 4.2 MODELLO OTTICO: RAY TRACING METHOD

Al fine di ricavare le proprietà ottiche del concentratore collocato sull'Energy Centre, si parte inizialmente col calcolo del flusso di calore nel piano focale.

La strategia di calcolo consiste nell'utilizzo del metodo di tracciamento dei raggi del software COMSOL. Il modulo ottico di COMSOL (Ray Optics Module) è in grado di ricavare le grandezze fondamentali per il nostro studio: andamento della temperatura e flusso che investe il ricevitore.

l raggi, emessi in direzione casuale, raggiungono il disco che a sua volta riflette la radiazione utilizzando l'opzione "Illuminated Surface" del software.

l raggi convergono idealmente in un punto del ricevitore, il quale li assorbe e non ne consente più la propagazione attraverso la funzione "Wall" di COMSOL.

La concentrazione dei raggi nell'assorbitore non avviene in modo ideale e, al posto di un punto focale, si ottiene un'area focale di assorbimento. Questo avviene a causa di alcuni errori che impediscono di raggiungere le condizioni ideali:

- Assorbimento, il disco non è un riflettore perfetto ed una frazione significativa di energia viene assorbita dalla superficie captante;
- Scabrosità superficiale, gli specchi del riflettore non sono perfettamente lisci e questo comporta ad una non perfetta convergenza dei raggi riflessi. La radiazione viene concentrata in modo imperfetto generando un'area più ampia nella zona focale;
- Sunshape, i raggi che investono la superficie terrestre non sono paralleli.
   A causa delle dimensioni del sole, i raggi incidenti presentano un'inclinazione pari a 4,65 mrad. Per maggiore chiarezza si fa riferimento alla figura 1.12;

 Limb darkening, fenomeno di oscuramento del bordo riflettente.
 L'intensità solare è elevata al centro del disco e diminuisce man mano che ci si avvicina all'estremità.

La simulazione Monte Carlo Ray Tracing terrà conto di tutte le perdite elencate ad eccezione del primo modello che trascurerà la perdita per assorbimento, considerando la superficie del disco perfettamente liscia e riflettente. Invece, nel secondo modello, si considererà un coefficiente di assorbimento pari a  $\alpha = 0,2$  [1].

#### 4.2.1 Geometria e Discretizzazione

La geometria del paraboloide è stata ottenuta inserendo dei dati di input su COMSOL. Conoscendo la lunghezza focale e l'angolo di Rim, si può utilizzare la relazione 1.23 per ricavare il diametro del riflettore (D<sub>c</sub>).

Nel modulo Ray Optics, la geometria ottenuta è la seguente:



Figura 4.3 Geometria preimpostata del riflettore nella libreria di COMSOL

Nel nostro caso,  $R_2$  è uguale a zero, poiché il paraboloide non presenta un foro al centro. Si riassumono i dati di input inseriti per ottenere la geometria:

Nome	Espressione	Valore	Descrizione
f	0,92	0,92 m	Lunghezza focale
$\Phi_{rim}$	45	0,7854 rad	Angolo di Rim
D <sub>R</sub>	$4f \cdot (\csc(\Phi) - \cot(\Phi))$	1,80 m	Diametro Riflettore
A <sub>R</sub>	$\pi \cdot d^2/4$	2,544 m <sup>2</sup>	Area Captante

Tabella 4.1 Dati di input riflettore

Il ricevitore, invece, è stato dimensionato considerando una geometria cilindrica posta orizzontalmente. Le dimensioni del cilindro sono state ricavate prendendo come riferimento le dimensioni del piano focale reale:



Figura 4.4 Disposizione termocoppie ricevitore

La lunghezza totale è stata ricavata prendendo come estremi i punti T1 e T3, il diametro risulta essere di 18 mm.

I punti T1, T2 e T3 rappresentano i punti di posizionamento delle termocoppie di tipo K che registrano gli andamenti di temperatura del piano focale.

Composte da Cromel (Ni-Cr) e Alumel (Ni-Al) presentano un campo di lavoro elevato: da un minimo di -200°C fino ad un massimo di 1260°C. Coprendo un range

di temperatura così ampio, le tre termocoppie, non consentono di ottenere delle misurazioni precise ad ogni intervallo di temperatura.

All'interno del cilindro, in corrispondenza del punto focale (T2), è stata installata un'altra termocoppia interna (T0) di tipo B, composta da Platino e Rodio che consente di registrare temperature elevate fino a 1800°C [49].

Quest'ultima sarà fondamentale nella fase di validità del modello sperimentale.



Figura 4.5 Disposizione termocoppia interna (T0)

Una volta generata la geometria sul software, uno dei punti salienti è la scelta della mesh, al fine di ottenere un risultato preciso e veritiero. La scelta è ricaduta sulla configurazione di discretizzazione più fitta possibile: si registreranno dei valori elevati di temperatura e flusso incidente, la minima incertezza può comportare ad un errore anche di centinaia di gradi.



Figura 4.6 Mesh sistema paraboloide-ricevitore ("Extremely Fine")

Siccome la configurazione della mesh "estremamente fitta" è stata applicata anche al ricevitore, i singoli elementi di discretizzazione sono più difficili da individuare (figura 4.7). Questo ci garantisce di ricavare un modello con un'elevata precisione.



Figura 4.7 Mesh Ricevitore ("Extremely Fine")

Una volta discretizzata la geometria, si procede con la simulazione di tracciamento dei raggi. Nella simulazione vengono emessi 10<sup>5</sup> raggi solari che investono il riflettore, la loro direzione dipende dal vettore del raggio d'arrivo e della normale alla superficie, invece la loro intensità dipende dalla potenza della sorgente. L'irradianza riflessa sul ricevitore dipende dalle caratteristiche geometriche e di riflessione del riflettore. Si analizzano ora i casi di riflettore ideale e reale.

#### 4.2.2 Caso Ideale

Nel caso ideale, l'irradianza solare diretta viene posta a 800 W/m<sup>2</sup> e l'angolo massimo di apertura del disco  $\theta_s$  = 4,65 mrad. Si considera il paraboloide perfettamente liscio e riflettente, trascurando le perdite di assorbimento.

Nella figura seguente si può notare la direzione dei raggi:



Figura 4.8 Caso ideale, traiettoria dei raggi

La concentrazione dei raggi da parte del riflettore avviene in modo preciso, senza alcuna dispersione. Il ricevitore, posto a distanza focale, è in grado di catturare tutta la radiazione riflessa dal paraboloide.

È importante soffermarsi sulla radiazione solare depositata dal riflettore, il quale presenta una radiazione maggiore nella zona centrale e man mano tende a diminuire avvicinandosi ai bordi. La distribuzione è indicata in base alla potenza depositata e l'intensità dei raggi riflessi è dell'ordine di  $I_{th} = 10^{-3} W/m^2$ .

Ora si vuole stimare la potenza assorbita dal ricevitore.

Una volta impostata la condizione di "Wall", la quale è in grado di arrestare i raggi che investono il ricevitore, è possibile stimare il flusso incidente sul ricevitore.

In seguito, si stimerà l'area focale per il calcolo della potenza.

Il flusso termico depositato risulta essere:







Figura 4.10 Distribuzione flusso termico ricevitore-caso ideale 3D

Il valore massimo di flusso registrato è di circa  $2,02 \cdot 10^7 W/m^2$ . La distribuzione del flusso incidente è pressoché circolare, presenta valori più alti vicino al punto focale e man mano diminuisce.

Si vuole utilizzare il modello anche per ricavare l'andamento di temperatura in modo tale da risalire alla temperatura massima raggiunta sulla superficie del ricevitore:



Figura 4.11 Distribuzione Temperatura ricevitore-caso ideale



Figura 4.12 Distribuzione Temperatura ricevitore-caso ideale 3D

La temperatura massima raggiunta risulta essere di 4344 K. È un valore molto elevato, dato appunto dalle condizioni ideali analizzate.

### 4.2.3 Caso Reale

Il caso reale tiene conto del fenomeno di limb darkening che provocherà una diminuzione delle prestazioni del riflettore. Questo comporta ad una riduzione dell'intensità di radiazione solare che incide sul ricevitore.

In accordo con l'azienda produttrice [48], il coefficiente di assorbimento  $\alpha$  viene posto uguale a 0,2 questo vuol dire che solo l'80% della radiazione verrà riflessa. La restante parte viene persa: in parte assorbita dalla non perfetta riflettività del disco e la restante parte non raggiunge il ricevitore a causa della rugosità superficiale che tende a deviare i raggi dalla direzione focale.

Le condizioni di irradianza solare e l'angolo sole-terra rimangono invariati dal caso ideale.
Inserendo come input il valore del coefficiente di assorbimento, il software COMSOL includerà il fenomeno di limb darkening, come è visibile nella figura seguente:



Figura 4.13 Caso reale, traiettoria dei raggi

Si può notare un andamento più eterogeneo della potenza depositata, poiché i raggi incidono casualmente su riflettore a causa del fenomeno del limb darkening. La direzione dei raggi che investono il ricevitore è deviata a causa della rugosità superficiale del paraboloide. Tutti i raggi, quindi, non riescono ad arrivare nella zona focale del ricevitore, provocando una perdita di flusso incidente.



Figura 4.14 Traiettoria raggi, focus ricevitore

In figura 4.14 si possono notare nel dettaglio i raggi che non riescono a raggiungere il ricevitore.



Si procede con la mappatura del flusso incidente sul ricevitore:

Figura 4.15 Distribuzione flusso termico ricevitore-caso reale



Figura 4.16 Distribuzione flusso termico ricevitore-caso reale 3D

Rispetto al caso ideale, si può notare una netta diminuzione del flusso massimo provocata dalle perdite accennate in precedenza.

Il valore massimo del flusso incidente è di  $1,11 \cdot 10^7 W/m^2$  e l'area focale risulta essere più ampia rispetto al caso ideale a causa della deviazione dei raggi solari.

Come nel caso ideale, si generano i grafici di andamento della temperatura:



Figura 4.17 Distribuzione temperatura ricevitore- caso reale



Figura 4.18 Distribuzione temperatura ricevitore-caso reale 3D

L'imperfetta convergenza dei raggi causa una distribuzione ellittica anche per la temperatura, registrando una temperatura massima inferiore rispetto al caso ideale e pari a 3739 K.

# 4.2.4 Scelta della Mesh appropriata

Completata la simulazione ottica, bisogna verificare la precisione e l'attendibilità dei risultati ottenuti. Questi parametri dipendono direttamente dal tipo di discretizzazione effettuata.

Al fine di esplicitare l'entità dell'errore commesso scegliendo un tipo di mesh meno fitta, viene presa come riferimento quella adottata nella simulazione ottica ("Extremely Fine"). Si calcola l'errore relativo rispetto ad un valore ottenuto dalla mesh di riferimento e si effettuano delle considerazioni in merito.

Esportando i valori di temperatura massima e flusso massimo nelle condizioni reali per ogni mesh, si ottiene il seguente grafico:



Figura 4. 19 Analisi sensitività mesh

La figura rappresenta l'errore relativo commesso per il calcolo del flusso massimo incidente sul ricevitore e per la temperatura massima. L'errore commesso sulla temperatura massima non supera il 10% indipendentemente dalla scelta della mesh adottata. Bisogna anche considerare che un errore poco maggiore del 5% può causare una differenza di temperatura di oltre 200°C rispetto al caso di mesh più fitta.

Diverso è l'errore che si può commettere per il flusso massimo il quale, nelle configurazioni di mesh meno fitta, presenta un errore di oltre il 20%.

Errore maggiore avviene poiché l'ordine di grandezza del flusso massimo è di 10<sup>7</sup>÷10<sup>6</sup> W/m<sup>2</sup> e il calcolo computazionale risente della sua efficienza quando il numero che si vuole ottenere è descritto da un elevato numero di digits.

Si allega la tabella con i dati ottenuti:

dx	$\Phi_{max}$	T <sub>max</sub>	Err <sub>Tmax</sub>	$Err_{\phi_{max}}$
[ <i>m</i> ]	$[W/m^2]$	[K]	[%]	[%]
2,29E-03	1,11E+07	3739,02	0,0	0,0
6,10E-03	1,11E+07	3739,02	0,0	0,0
1,52E-02	1,04E+07	3676,89	1,7	6,5
2,74E-02	8,73E+06	3509,53	6,1	21,2
4,27E-02	8,73E+06	3509,53	6,1	21,2

Tabella 4.2 Tabella riassuntiva errori sensitivity mesh

Dalla tabella 4.2 è visibile che le discretizzazioni più vantaggiose risultano essere le prime tre, le prime due possono essere utilizzate indistintamente poiché presentano gli stessi valori. Al fine di alleggerire il calcolo computazionale, la seconda discretizzazione è più vantaggiosa della prima.

## 4.2.5 Valutazione Prestazioni Ottiche

Una volta ricavato il modello ottico, si procede con la valutazione delle proprietà ottiche al fine di confrontarle con quelle della casa produttrice.

Inizialmente, si esportano i dati ottenuti da COMSOL su Matlab per il calcolo del flusso medio e dell'area focale:



Figura 4.19 Distribuzione flusso ricevitore-caso reale su MATLAB

Per ottenere il flusso medio, l'algoritmo analizza tutti i nodi della superficie del ricevitore e quando si individuano valori di flusso non nulli, viene fatta una media.

Il calcolo dell'area focale viene effettuato memorizzando le coordinate più lontane dal punto focale che hanno registrato un valore di flusso diverso da zero. Le coordinate x e y ottenute rappresentano i semiassi di un'ellisse e l'area focale può essere calcolata nel seguente modo:

$$A_{FOC} = \pi \cdot x \cdot y \tag{4.1}$$

Si ricava la potenza incidente sul ricevitore:

$$Q_{OTT} = \Phi_{\text{medio}} \cdot A_{FOC} \qquad 4.2$$

Una volta ottenuta la potenza del ricevitore bisogna calcolare la potenza depositata dal concentratore:

$$Q_C = A_C \cdot G \tag{4.3}$$

Dove A<sub>c</sub> rappresenta l'area del concentratore e G l'irradianza solare diretta.

Utilizzando la relazione 1.35 è possibile ricavare il rendimento ottico del paraboloide:

$$\eta_{OTT} = \frac{q_{OTT}}{q_c} \tag{4.4}$$

Si allega una tabella riassuntiva delle grandezze calcolate sia nel caso ideale che in quello reale:

	$\Phi_{ m medio}$	x	у	A <sub>FOC</sub>	<b>Q</b> <sub>OTT</sub>	<b>Q</b> <sub>c</sub>	$\eta_{OTT}$
	$[W/m^{2}]$	[m]	[m]	$[m^2]$	[kW]	[kW]	[-]
IDEALE	4,17 · 10 <sup>6</sup>	0,0155	0,0087	$4,24 \cdot 10^{-4}$	1,766	2,035	0,868
REALE	2,28 · 10 <sup>6</sup>	0,0243	0,009	$6,87 \cdot 10^{-4}$	1,567	2,035	0,770

Tabella 4.3 Calcolo Area focale e rendimento ottico, caso ideale e reale

Come dichiarato dalla casa produttrice, nella condizione di irradianza diretta pari a 800 W/m<sup>2</sup>, il rendimento ottico del concentratore ( $\eta_{OTT}$ ) può raggiungere l'80% di efficienza.

Anche per la temperatura si importano i dati su Matlab al fine di stimare la temperatura media in prossimità dell'area focale:



Figura 4.20 Distribuzione temperatura ricevitore-caso reale su MATLAB

La temperatura massima è elevata (2258 K). Il modello ottico non tiene conto delle perdite di dispersione termiche del ricevitore per convezione e irraggiamento. Si crea un altro modello per tenere conto anche di queste perdite.

### 4.3 MODELLO DISPERSIONE TERMICA

Per creare un modello più simile alla realtà del ricevitore, è necessario includere anche le perdite di tipo termico. Il tipo di perdite termiche verrà suddiviso in:

- Perdite convettive;
- Perdite di irraggiamento;

Le prime avvengono a causa di un salto di temperatura tra l'aria esterna e la temperatura superficiale del ricevitore. I moti convettivi dell'aria generano una dispersione del calore causando una riduzione del flusso sfruttabile dal fluido di lavoro e una riduzione della temperatura massima. Le seconde si verificano a causa della superficie del ricevitore, che irraggia calore verso l'esterno in accordo con la legge di Stefan-Boltzmann.

Il modello è stato creato grazie al modulo di COMSOL "heat transfer in solids", il quale permette di studiare il comportamento dei materiali in regime stazionario o transitorio. Al fine di semplificare la trattazione, si terrà conto solo dello stato stazionario.

Per il modello si analizzano due casi: il primo considererà le perdite convettive ipotizzando una convezione laminare e trascurando le perdite di irraggiamento. Nel secondo, invece, la convezione sarà di tipo forzato e verranno considerate le perdite per irraggiamento.

#### 4.3.1 Caso Ottimale

La modellazione in 2D considera come altezza il diametro del ricevitore, invece come lunghezza la distanza che intercorre tra le due termocoppie (T1 e T3) come nel modello ottico.

È stato ipotizzato un raggio focale di 5 mm e il coefficiente di scambio termico (h) viene ricavato in condizioni laminari. La mappatura che si ottiene è la seguente:



Figura 4.21 Distribuzione temperatura ricevitore con perdite convettive-caso ottimale

Nel caso ottimale la temperatura massima raggiunta è di 1819 °C, il manuale della casa produttrice afferma che nelle condizioni ottimali, il riflettore è in grado di convergere dei raggi ottenendo delle temperature maggiori di 1800 °C.

Si riassumono le condizioni di input per ottenere il risultato:

- Il materiale del ricevitore è l'allumina sinterizzata 99,7% (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) con conducibilità termica  $k = 38,5 W/(m^2 \cdot K)$  [50];
- Il flusso incidente medio utilizzato è del caso reale nel modello ottico  $(\Phi_{\rm medio} = 2,28 \cdot 10^6 W/m^2);$
- Il coefficiente di scambio termico (h) è stato calcolato in condizioni laminari;
- Le condizioni di ambiente sono state considerate alla  $T_{amb} = 20 \circ C e p = 1 atm.$

Per la stima del coefficiente h, è stata utilizzata la relazione sperimentale presente nella libreria del modulo di scambio termico di COMSOL 4.5:

$$h = \frac{k}{D} \cdot \left( 0.6 + \frac{0.387 R a_D^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left(\frac{0.559}{P_{\Gamma}}\right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$
 4.5

l numeri di Prandtl (Pr) e di Raleygh (*Ra*) dell'aria sono stati valutati alla pressione atmosferica e alla media tra la temperatura dell'ambiente ( $T_{amb}$ ) e la temperatura media del ricevitore ( $\overline{T}_R$ ) utilizzando il software REFPROP.

#### 4.3.2 Caso Reale

Per valutare le proprietà termiche del ricevitore e validare il modello sperimentale, è bene considerare tutti i contributi di perdita alle peggiori condizioni reali.

In questo caso verranno aggiunte le perdite per irraggiamento e le perdite convettive con un coefficiente di scambio calcolato in regime turbolento.

Ipotizzando un raggio focale di 8 mm, si ottiene la figura 4.22:



Figura 4.22 Distribuzione temperatura ricevitore con perdite convettive-caso reale

A differenza del caso ottimale, si raggiungono temperature inferiori a causa della convezione forzata. Anche le estremità, più lontane dalla sorgente, presentano un gradiente di temperatura decisamente più basso.

Le condizioni di input ambientali, di flusso e del materiale rimangono invariate. Rispetto al caso ottimale, le differenze risultano essere:

- Coefficiente h calcolato in convezione forzata, ipotizzando una velocità del vento di u = 1,2 m/s;
- Perdite radiative ricavate ipotizzando un emissività  $\varepsilon = 0,4$  [51].

Il coefficiente di scambio termico è stato ricavato considerando la relazione sperimentale presente nella libreria di COMSOL:

$$h = \frac{k}{D} \left( 0,3 + \frac{0,62Re_D^{\frac{1}{2}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{P_r}\right)^{\frac{2}{3}}\right)^{\frac{1}{4}}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right)^{\frac{4}{5}} \right)$$

$$4.6$$

La relazione dipende dal numero di Prandtl e dal numero di Reynolds, che a sua volta è direttamente proporzionale alla velocità del vento. La diminuzione elevata della temperatura massima quindi dipende dal vento, che favorisce l'aumento delle perdite convettive.

Attraverso la funzione "parametric sweep" di COMSOL, si ricava il grafico che mette in relazione la temperatura massima con la velocità del vento:



Grafico 4.1 Relazione tra temperatura massima e velocità del vento.

Entro i 2 m/s, la temperatura massima del ricevitore supera i 1000 °C, invece quando il vento è quasi assente si possono raggiungere valori vicini a 1200 °C.

Nelle condizioni di vento più probabili a Torino, ossia tra 0 e 2 m/s, la variazione di temperatura nel ricevitore è di quasi 200 °C.

Si può dedurre quindi che la velocità del vento è un fenomeno non trascurabile per il calcolo delle perdite termiche.

#### 4.3.3 Analisi perdite termiche

Ora si vogliono valutare le perdite termiche, calcolando analiticamente i due contributi di irraggiamento e convezione.

Inizialmente si ricava la temperatura media del ricevitore ( $\overline{T}_R$ ) dalla mappatura ottenuta su COMSOL, in seguito vengono valutate le proprietà dell'aria facendo una media tra  $\overline{T}_R$  e  $T_{amb}$ .

Una volta ricavate le proprietà dell'aria da REFPROP, si stima il coefficiente h e infine si ottengono le perdite convettive e radiative, quest'ultime ipotizzando un'emissività di 0,4 [36].

Per il calcolo del coefficiente di scambio liminare si fa riferimento alla relazione 4.6, le perdite convettive e radiative vengono calcolate rispettivamente dalle relazioni 1.31 e 1.33.

Ora si è in grado di calcolare il rendimento termico tramite la relazione:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{UT}}{Q_{OTT}} = \frac{Q_{OTT} - Q_{conv} - Q_{irr}}{Q_{OTT}}$$

$$4.7$$

Si allega una tabella riassuntiva dei dati ricavati:

$\overline{T}_{R}$	Q <sub>OTT</sub>	Q <sub>conv</sub>	Q <sub>irr</sub>	$\eta_{th}$
[K]	[ <b>W</b> ]	[ <b>W</b> ]	[ <b>W</b> ]	[-]
1091	1567	68,14	104,59	0,79

Tabella 4.4 Perdite termiche nel ricevitore e stima del rendimento

Le perdite di irraggiamento e convettive coprono il 20% della potenza che arriva al ricevitore. Questo perché sono direttamente proporzionali alla differenza di temperatura tra  $\overline{T}_R$  e  $T_{amb}$  che ha un valore elevato.

Conoscendo il rendimento ottico e termico si può calcolare il rendimento totale dell'impianto CSP:

$$\eta_{UT} = \frac{Q_{UT}}{Q_C} = \eta_{OTT} \cdot \eta_{th} = 0,77 \cdot 0,79 = 0,61$$
 4.8

Il rendimento utile è un parametro importante per il prossimo capitolo nella fase di dimensionamento dell'impianto.

# 4.4 VALIDITÀ STUDIO SPERIMENTALE

Al fine di verificare la validità del modello creato, bisogna confrontarlo con i dati delle termocoppie.

Vengono presi come riferimento tre giorni dell'anno con assenza di precipitazione al fine di massimizzare il valore di temperatura ottenuta. I primi due giorni avranno la stessa configurazione delle termocoppie, invece, l'ultimo presenterà una configurazione differente.

Si confronteranno i dati presi da un punto specifico del ricevitore, il quale dovrebbe corrispondere al posizionamento della termocoppia T0.

Per alleggerire il calcolo computazionale, verranno analizzate le grandezze ad un intervallo di mezz'ora. Siccome sia la modellazione ottica che quella termica sono state create considerando il sistema in condizioni stazionarie, prima della selezione della fascia oraria, verrà studiato l'andamento della termocoppia, evitando cambiamenti repentini nella registrazione della temperatura.

### 4.4.1 17 gennaio 2020

Come accennato nella parte introduttiva, si studierà inizialmente l'andamento della temperatura registrata dalla termocoppia per evitare di considerare le ore in cui il ricevitore si trova nella fase di carica e scarica:



Grafico 4.2 Andamento temperatura termocoppia T0 -17/1/2020

Dal grafico si può notare l'andamento della temperatura, la quale presenta una fase di riscaldamento ed una di raffreddamento.

Il modello sperimentale creato su COMSOL non tiene conto del fenomeno transitorio, per cui nella trattazione verranno escluse le fasi di carica e scarica.

Una volta scelta la fascia oraria di interesse, tra le 13:30 e le 15:30, si procede con la simulazione di prestazioni ottiche.

Sul tetto dell'Energy Centre è presente una stazione metereologica, la quale registra le condizioni ambientali ogni quarto di ora per tutti i giorni dell'anno.

Le grandezze di nostro interesse sono: irradianza solare, velocità del vento e temperatura esterna.

Si riassume la procedura adottata:

 Nel modello di prestazione ottica vengono calcolati i flussi incidenti sul ricevitore prendendo come riferimento i valori di irradianza registrati dalla stazione meteo;

- Si calcolano i flussi medi incidenti per i vari casi dal codice di Matlab;
- Viene implementato il modello termico inserendo come dati di input il flusso medio, la velocità del vento e la temperatura esterna ricavate dalla stazione meteo;
- Si esportano i dati di temperatura del ricevitore dal modello termico in corrispondenza della termocoppia T0;
- Si confrontano i dati ottenuto dal modello con i dati delle termocoppie.

Il punto della temperatura esportata dal modello in corrispondenza della posizione della termocoppia T0 è il seguente:



Figura 4.23 Punto esportazione dati temperatura per termocoppia TO

Esportando i dati con un intervallo di 30 minuti viene generato un grafico che confronta le temperature misurate dalla termocoppia con quelle ricavate dal modello.



Grafico 4.3 Confronto dati termocoppia con modello-17/1/2020

Il grafico, a doppio asse, mostra anche l'errore puntuale generato da ogni misurazione.

Gli ultimi due valori di confronto presentano l'errore puntuale più ampio, questo a causa del fenomeno transitorio: il ricevitore, ad alte temperature, riduce lentamente la sua temperatura rispetto al modello che effettua un'analisi istante per istante.

La tabella riassuntiva mostra i dati a confronto:

Ora	T aria	U	G	ТО	T comsol	Errore
	[°C]	[m/s]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[%]
13:35	8,5	0,8	264,4	356,79	338,82	5,04
14:00	9,8	0,7	331,9	397,64	402,04	1,11

14:30	10,8	0,7	284,8	391,03	358,72	8,26
15:00	10,9	0,9	241	363,01	315,41	13,11
15:30	10,8	1,2	186	289,03	256,70	11,19

Tabella 4. 5 Tabella riassuntiva delle condizioni ambientali e confronto dei dati sperimentali-17/1/2020

# 4.4.2 10 marzo 2020

Come per il mese di gennaio, anche in questo caso, si analizzerà l'andamento di temperatura della termocoppia.



Grafico 4.4 Andamento termocoppia T0 -10/3/2020

Nel mese di marzo, l'andamento della temperatura non presenta cambiamenti bruschi. Come nel caso di gennaio, si è deciso di confrontare le temperature del modello allo stesso intervallo di tempo.



Grafico 4.5 Confronto dati termocoppia con modello-10/3/2020

0	T aria	U	G	ТО	T comsol	Errore
Ora	[°C]	[m/s]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[%]
14:00	16	1,7	602,3	499,31	592,86	18,74
14:30	16,6	1,5	556,2	561,76	564,28	0,45
15:00	17	1,8	528,6	600,85	546,38	9,07
15:30	17,2	1,6	457	579,24	496,86	14,22
16:00	17,3	1,8	398,4	549,72	452,52	17,68

Tabella 4.6 Tabella riassuntiva delle condizioni ambientali e confronto dei dati sperimentali-10/3/2020

Il modello sperimentale varia molto in base alla quantità di irradianza diretta che investe il paraboloide, infatti si registra la temperatura maggiore quando l'irradianza è più alta (alle 14:00).

La termocoppia invece presenta il valore massimo di temperatura alle 15:00 a causa dei fenomeni transitori del materiale, che accumula il calore ricevuto nelle ore precedenti.

Nonostante l'errore puntuale si avvicina al 20%, l'andamento delle temperature nell'intervallo di tempo considerato è pressoché simile.

	T0 media	T comsol media	Errore	
	[°C]	[°C]	[%]	
17/1/2020	359,50	334,34	7,00	
10/3/2020	532,31	542,60	1,93	

Si calcola il valore medio delle temperature nei due intervalli:

Tabella 4.7 Confronto errore commesso nell'intervallo di tempo considerato

L'errore è trascurabile, si può dedurre che il modello descrive l'andamento reale delle temperature e può essere utilizzato per il dimensionamento dell'impianto.

### 4.4.3 17 novembre 2020

Dopo aver verificato il modello, si analizza un'altra configurazione della termocoppia. Seguendo lo stesso procedimento del caso di gennaio e marzo si ottiene:



Grafico 4.6 Confronto dati termocoppia con modello-17/11/2020

Nonostante le condizioni ambientali siano simili al caso di marzo, le termocoppie registrano una temperatura nettamente inferiore a causa di una differente disposizione rispetto ai casi precedenti.

Si può dedurre che questa disposizione della termocoppia non stima perfettamente la temperatura del ricevitore nella zona focale.

Si allegano le condizioni ambientali del 10 novembre per confrontarle con quelle del 10 marzo:

0.00	T aria	U	G	
Ora	[°C]	[m/s]	[W/m <sup>2</sup> ]	
14:00	16,8	1,3	523,9	
14:30	117	1,5	509,6	

15:00	17,7	1,3	476
15:30	18	1,3	441,2
16:00	18,3	1,3	414,7

Tabella 4.8 Tabella condizioni ambientali -17/10/2020

# 4.5 ANDAMENTO TEMPERATURA STAGIONALE

Dalla stazione metereologica dell'Energy Center si conoscono le condizioni ambientali di ogni giorno dell'anno. Possiamo quindi calcolare l'andamento di temperatura stagionale del ricevitore per stimare la producibilità dell'impianto che si dimensionerà.

Uno dei parametri fondamentali per lo sviluppo dell'andamento della temperatura è l'irradianza solare diretta.

Per valutare l'andamento dell'irradianza stagionale, sono state ricavate le medie tra i valori corrispondenti al giorno centrale di ogni mese, nel caso di giornata limpida e soleggiata. In caso contrario sono stati presi come riferimento i giorni adiacenti o successivi a quello centrale.



Grafico 4.7 Irradianza media globale stagionale 2019

Dal grafico 4.6 si può notare che la stagione estiva presenta i valori più alti di radiazione globale ed inoltre una curva più ampia durante la giornata, consentendo di aumentare la producibilità dell'impianto se confrontato alle altre stagioni.

l valori di picco, per tutte le stagioni, sono registrati tra le 13:00 e le 14:00.

Seguendo la stessa procedura adottata nella validazione del modello sperimentale, si ottiene l'andamento di temperatura stagionale nel ricevitore:



Grafico 4. 8 Temperatura massima ricevitore media stagionale 2019

La temperatura massima raggiunta dal ricevitore risulta essere di circa 1124 °C.

Per alleggerire il calcolo computazionale del modello sono stati processati i dati ora per ora e le altre condizioni ambientali da inserire nel modello termico sono state ricavate effettuando una media giornaliera della velocità del vento e della temperatura esterna.

# 5 Parte impiantistica: dimensionamento dell'impianto

Questo capitolo è finalizzato al dimensionamento dell'impianto imponendo una potenza elettrica prodotta di 10 kW. Lo schema impiantistico da dimensionare è il seguente:



Figura 5.1 Schema funzionale impianto

Inizialmente si analizzeranno vari fluidi organici per la produzione di energia e verrà scelto quello più vantaggioso rispettando gli indici GWP e OPD.

Il dimensionamento partirà dal ciclo ORC andando a ritroso con la metodologia a cascata fino ad arrivare al sistema CSP.

Una volta scelto il fluido di lavoro, il ciclo Rankine verrà dimensionato calcolando la portata che consente la produzione di 10 kWe. In base alla potenza ottenuta all'evaporatore, si sceglieranno le condizioni di lavoro del fluido di trasferimento del calore e infine verrà dimensionato l'impianto CSP tenendo conto del fabbisogno di energia elettrica giornaliero. Al fine di immagazzinare l'energia in eccesso da rilasciare in seguito nelle condizioni di deficit di potenza, verranno studiati dei sistemi di accumulo in PCM.

# 5.1 CICLO ORC

Le condizioni di lavoro del ciclo ORC sono dei parametri fondamentali per il dimensionamento dell'impianto. Come accennato nel secondo capitolo, si sconsigliano condizioni di lavoro prossime a quelle critiche poiché potrebbero rendere l'impianto instabile e non vantaggioso per la produzione di energia.

Nella trattazione si sono analizzati dieci fluidi organici in un range di pressione minima e massima rispettivamente di 1 bar e 19 bar [28]. La temperatura massima è stata impostata a 10 °C inferiore rispetto alla temperatura critica.

L'analisi energetica è stata effettuata con il software ASPEN PLUS, considerando sia il caso semplice che quello rigenerativo.

Si riassumono i fluidi di lavoro utilizzati con le loro proprietà critiche e la temperatura di ebollizione:

Sostanza	Formula chimica	$T_{eb}$	T <sub>crit</sub>	P <sub>crit</sub>
		[°C]	[°C]	[bar]
toluene	C7H8	110,65	318,65	41,00
decane	C10H22	174,15	344,45	21,08
benzene	C6H6	80,09	288,95	49,24
r141-b	CH3CCl2F	32	205,7	43,40

octane	C8H18	125,67	295,45	24,97
eptane	C7H16	98,43	267,01	27,36
nonane	C9H20	150,82	321,45	23,00
r113	CCIF2CCIF2	47,55	214,33	34,11
Hexane	C6H8	98,43	267,01	27,37
R365-mfc	C4H5F5	40,0	186,75	32,40

Fabella 5. 1	1 Proprietà	dei fluidi	organici	[28] [52]
--------------	-------------	------------	----------	-----------

Dalla tabella si può notare che le condizioni di lavoro impostate per ogni fluido non oltrepassano il valore della pressione critica.

Una volta impostate le condizioni massime di lavoro del fluido, vengono anche impostate le condizioni impiantistiche, ipotizzando il rendimento delle macchine, la temperatura e pressione iniziali:

Parametri	Valori
Efficienza adiabatica pompa	0,9
Efficienza adiabatica turbina	0,9
Portata fluido organico	0,1 kg/s
Pressione del condensatore	1 bar
Pressione dell'evaporatore	19 bar
Temperatura ingresso pompa	25 °C

Le condizioni iniziali sono le medesime per ogni fluido organico al fine di rendere più esplicito il confronto e quindi più evidente la scelta di un fluido rispetto ad un altro. Le cadute di pressione al condensatore e all'evaporatore sono state trascurate.

### 5.1.1 Ciclo semplice

Per il dimensionamento delle macchine nel ciclo semplice, sono stati analizzati singolarmente tutti i fluidi con il software ASPEN PLUS.



Figura 5.2 Ciclo Rankine semplice ASPEN PLUS

Le condizioni di funzionamento sono state fissate per ogni blocco:

- Pompa: aumento di pressione di 18 bar per consentire il passaggio da 1 a 19 bar. L'efficienza è stata fissata a 0,9.
- Evaporatore: lavora ad alta pressione (19 bar) ed evapora fino alla temperatura di T<sub>crit</sub> -10 °C. La condizione all'uscita è stata impostata al fine di ottenere unicamente vapore.
- Turbina: espande fino alla pressione di 1 bar con un rendimento adiabatico pari a 0,9.

 Condensatore: riporta il fluido alle condizioni iniziali fissate alla pressione di 1 bar e di 25 °C. È stata fissata la condizione che consente di ottenere all'uscita lo stato liquido.

Una volta ottenuti i dati di potenza richiesta dall'evaporatore e dalla pompa, di potenza prodotta dalla turbina e di potenza rilasciata dal condensatore è stato valutato il rendimento del ciclo mediante la relazione 2.16.

I dati ottenuti verranno mostrati una volta completata la trattazione del ciclo Rankine rigenerativo.

### 5.1.2 Ciclo rigenerativo

Nel caso rigenerativo, come spiegato nel capitolo 2, viene posto uno scambiatore a valle della turbina che preriscalda il fluido prima che arrivi all'evaporatore.

Questa configurazione avrà un rendimento più alto rispetto al caso semplice.



Figura 5.3 Ciclo Rankine rigenerativo ASPEN PLUS

Rispetto al caso semplice le condizioni rimangono invariate, ad eccezione del rigeneratore che ha bisogno dei dati di input per far girare il software.

Il rigeneratore è stato ipotizzato come uno scambiatore controcorrente al fine di migliorare lo scambio termico e trarre maggiori vantaggi rispetto al caso semplice.

È stata fissata una temperatura minima di pitch point di 10 °C e la condizione del fluido di vapore all'uscita della turbina deve rimanere tale anche dopo la cessione di calore al rigeneratore (punto 3).

Per il calcolo del rendimento, si fa riferimento alla relazione 2.22.

### 5.1.3 Scelta fluido e dimensionamento

#### Scelta fluido

Una volta esportati i dati di ogni fluido, vengono confrontati al fine di scegliere il fluido con le proprietà migliori in termini di potenza richiesta all'evaporatore e rendimento del ciclo. Nel seguente grafico si riassumono i rendimenti ottenuti sia nel caso semplice che in quello rigenerativo:



Grafico 5.1 Confronto rendimenti fluidi organici

Il confronto tra il ciclo semplice e rigenerativo è visibile attraverso un valore percentuale che esplicita il margine di miglioramento per ogni fluido considerato.

Tutti i fluidi presentano un miglioramento maggiore del 20% ad eccezione del R141-B che a causa del suo rendimento già elevato ottiene un miglioramento del 15%. Si fornisce anche la potenza assorbita all'evaporatore per ogni fluido organico:



Grafico 5.2 Potenza all'evaporatore fluidi organici [Watt]

Dal grafico 5.2 si può notare una netta differenza di potenza richiesta all'evaporatore: i fluidi sintetici presentano un valore di potenza decisamente più basso rispetto ai fluidi organici naturali.

Oltre al valore del rendimento, è importante scegliere un fluido che riesca a produrre potenza in turbina richiedendo un basso valore di potenza nell'evaporatore. È bene considerare anche la potenza netta prodotta a parità di condizioni termodinamiche:



Grafico 5.3 Potenza netta prodotta fluidi organici [Watt]

I fluidi organici naturali hanno un peso molecolare maggiore se confrontati a quelli sintetici, motivo per cui producono maggiore potenza a parità di portata.

Questo vuol dire che per produrre una data potenza, abbiamo bisogno di una minor quantità in massa di fluidi organici naturali rispetto a quelli sintetici.

Se a parità di una potenza assorbita maggiore ne consegue anche una maggior potenza netta prodotta, l'unico parametro da prendere in considerazione per la scelta del fluido è il rendimento e la temperatura massima del ciclo.

Quest'ultima dipende dalla temperatura critica di ogni sostanza, infatti è stata scelta una temperatura massima del ciclo di T<sub>crit</sub> -10°C.

Il fluido con il rendimento più alto risulta essere l'R141-B (1-Dichloro-1fluoroetano), che presenta un basso valore di ODP (0,11) e un GWP non eccessivamente alto (600) se confrontato ad altri fluidi refrigeranti [53]. Inoltre, presenta una bassa temperatura massima che ciclo, poiché dipende dalla temperatura critica che risulta essere di 205,7 °C.

Si allegano i cicli semplice e rigenerativo, per il fluido R141-b:



Figura 5.4 Ciclo Rankine semplice, fluido R141-B



Figura 5.5 Ciclo Rankine rigenerativo, fluido R141-B

La potenza assorbita dalla pompa e quella prodotta dalla turbina rimangono invariate, il vantaggio della rigenerazione è visibile se si confrontano i grafici: la potenza richiesta all'evaporatore è inferiore nel caso rigenerativo. Una parte della potenza richiesta viene fornita dal rigeneratore, che preriscalda il fluido a monte dell'evaporatore.



Il diagramma T-S del ciclo rankine semplice risulta essere:

Grafico 5.4 Ciclo Rankine semplice dell'R141-B sul diagramma T-S

Si può notare un piccolo surriscaldamento del fluido, per evitare che durante l'espansione possa rientrare nella curva di vapore e quindi di espandere in parte una miscela. Come spiegato nel capitolo 2, questo avviene quando si lavora vicino alle condizioni critiche.

#### Dimensionamento impianto

Una volta scelto il fluido di lavoro, si procede con il dimensionamento dell'impianto. La potenza richiesta all'uscita del ciclo corrisponde a 10 kWe, con
una procedura a cascata si calcola la portata necessaria di fluido in modo tale da ottenere la potenza desiderata.

Prendendo come riferimento i capisaldi del ciclo rigenerativo, si ricavano i valori di entalpia a monte e a valle della turbina dal software:

h₁ [kJ/kg]	h₂ [kJ/kg]
-2777,5	-2849,0

Tabella 5.3 Entalpie a monte e a valle della turbina

Era stato già ipotizzato un rendimento isoentropico del 90%, ora si ipotizzano anche il rendimento meccanico della turbina e quello di conversione elettrica dell'alternatore:

$oldsymbol{\eta}_{m}$ [-]	$oldsymbol{\eta}_{el}$ [-]
0,8	0,9

Tabella 5.4 Rendimenti meccanico ed elettrico della turbina

Imponendo la potenza elettrica in uscita, si ricava la potenza prodotta dalla turbina in questo modo:

$$W_T = \frac{P_{el}}{\eta_m \eta_{el}} = 13,90 \, kW$$
 5.1

Il rendimento isoentropico non è stato considerato perché è già incluso nel software di ASPEN per il calcolo di  $h_2$ .

La portata necessaria per la produzione di 10 kW elettrici risulta essere:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{W_T}{h_2 - h_1} = 0,195 \frac{kg}{s}$$
 5.2

Lasciando invariate le altre condizioni, si riporta il valore della portata su ASPEN e si ottiene il ciclo ORC per il caso considerato.



Figura 5.6 Ciclo Rankine semplice R141-B ridimensionato



Figura 5.6 Ciclo Rankine rigenerativo R141-B ridimensionato

# 5.1.4 Punto ottimo dell'impianto: analisi di sensitività

Le condizioni iniziali di pressione nel ciclo di lavoro erano state impostate allo stesso modo per ogni fluido di lavoro al fine di ottenere un criterio di confronto più esplicito. Una volta scelto il fluido organico, è bene considerare il punto ideale di funzionamento con lo scopo di individuare le condizioni di massimo rendimento e quindi di maggiore resa dell'impianto.

Sul software ASPEN PLUS è presente una funzione chiamata "sensitivity" che studia le proprietà del ciclo al variare di alcuni parametri.

Nel caso studio si analizzeranno le condizioni al variare della pressione massima e della temperatura del ciclo Rankine rigenerativo.

Il range di pressione massima del ciclo era stato impostato a 19 bar, ora si vuole studiare la variazione della pressione da 2 bar fino a 32 bar. La scelta del valore massimo è stata effettuata rispettando i criteri di pressione massima, la quale deve essere inferiore di 10 bar rispetto a quella critica. La temperatura rimane invariata per un valore inferiore a 10 °C rispetto alla temperatura critica.



Grafico 5.5 Sensitivity R141-B al variare della pressione massima del ciclo

I valori della potenza assorbita dalla pompa sono quasi trascurabili se confrontati a quelle dell'evaporatore e della turbina quindi per evidenziare maggiormente l'andamento di potenza è stata impostata una scala logaritmica lungo l'asse y. Al crescere della pressione si può notare un aumento della potenza richiesta dalla pompa, questo comporta anche un aumento della potenza prodotta dalla turbina ed anche all'evaporatore, il quale ha bisogno di più energia per portare la temperatura alle condizioni desiderate.

Il grafico 5.5 è utile per evidenziare l'andamento delle potenze in gioco, ma non dà nessuna informazione sulla scelta del punto ottimo del ciclo.

Conoscendo le potenze, si può calcolare il valore di rendimento ad ogni condizione in modo tale da individuare quello più alto:



Grafico 5.6 Sensitivity R141-B: rendimento ciclo al variare della pressione massima

Dal grafico ottenuto si può notare che per valori di pressione massima maggiori di 17 bar, si ottiene un andamento pressoché costante del rendimento. Al fine di massimizzare le prestazioni è importante che il ciclo abbia una pressione massima di almeno 17 bar.

Superati i 26 bar, invece, i valori di rendimento registrano una diminuzione quasi impercettibile.

Il ciclo rigenerativo, comunque, raggiunge il valore più alto di rendimento pari a circa 0,239 nel caso di pressione massima uguale a 26 bar.

P <sub>max</sub>	$P_{eva}$	$P_{pompa}$	$P_{turb}$	$\eta_{ORC}$
[bar]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
2	48,851	0,018	3,899	0,079
5	53,520	0,070	8,620	0,160
8	55,633	0,123	10,786	0,192
11	56,904	0,176	12,110	0,210
14	57,745	0,228	13,004	0,221
17	58,320	0,281	13,631	0,229
20	58,707	0,334	14,071	0,234
23	58,946	0,386	14,363	0,237
26	59,059	0,439	14,528	0,239
29	59,047	0,492	14,569	0,238
32	58,892	0,544	14,467	0,236

Si allegano i dati di output di ASPEN per lo studio della sensitivity:

Tabella 5.5 Valori potenze e rendimento al variare della pressione massima su ASPEN

Come nel caso della pressione, si procede ora con la variazione della temperatura massima. Nel confronto dei vari fluidi organici la temperatura massima del ciclo era correlata a quella critica della sostanza, sottraendo 10°C.

La condizione massima di pressione viene fissata a 19 bar e la temperatura varia da 100 °C fino a 210 °C ad intervalli di 10 °C.



Grafico 5.7 Sensitivity R141-B al variare della temperatura massima del ciclo

Nel grafico 5.6 la potenza della pompa rimane costante poiché non è influenzata dall'aumento della temperatura. Invece la potenza prodotta in turbina e quella assorbita dall'evaporatore tendono ad aumentare.

È visibile una strana fluttuazione del valore di potenza per i due componenti, più marcata nella turbina a causa di una probabile espansione all'interno della curva limite superiore che genera una perdita di potenza.

Con i valori di potenze ottenute si genera il grafico del rendimento al variare della temperatura massima:



Grafico 5.8 Sensitivity R141-B: rendimento ciclo al variare della temperatura massima

La fluttuazione a 130°C è visibile anche nel rendimento che tende a diminuire.

In generale all'aumento di temperatura corrisponde un aumento delle prestazioni fino al raggiungimento del valore massimo di 0,241 circa.

Questo valore corrisponde ad una temperatura di 210°C, la quale supera il limite di temperatura critica.

Sul grafico è segnato il limite delle condizioni operative fissato a 10°C in meno rispetto alla temperatura critica (195,7 °C), quindi si può dedurre che la condizione di temperatura ottimale per il ciclo era stata già ottenuta nello studio preliminare.

I dati esportati da ASPEN nel caso di variazione della temperatura risultano essere:

$T_{max}$	P <sub>eva</sub>	$P_{pompa}$	P <sub>turb</sub>	$\eta_{ORC}$
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
100	5,981	0,316	52,129	0,137

110	6,710	0,316	53,041	0,152
120	7,405	0,316	53,910	0,166
130	5,112	0,316	51,043	0,119
140	7,327	0,316	53,812	0,164
150	9,291	0,316	56,267	0,201
160	9,753	0,316	56,845	0,209
170	10,174	0,316	57,372	0,216
180	10,569	0,316	57,865	0,223
190	10,946	0,316	58,335	0,229
200	11,308	0,316	58,789	0,235

Tabella 5.6 Valori potenze e rendimento al variare della temperatura massima su ASPEN

Effettuato lo studio di sensitività si può concludere che le condizioni ottime risultano essere alla pressione di 26 bar e alla pressione di 195,7 °C.

Per evitare di lavorare con pressioni maggiori impiegando macchine con un maggior costo, si può anche utilizzare una pressione inferiore purché sia maggiore di 17 bar, infatti con lo studio preliminare si ha un peggioramento del rendimento del 2,5% rispetto al caso ottimale.

# 5.2 SCELTA FLUIDO HTF

Importante per il dimensionamento dell'impianto è il fluido termovettore che trasferisce potenza dal CSP al ciclo ORC.

Data la bassa temperatura dell'evaporatore, si è pensato di trasferire il calore all'accumulo e al fluido organico utilizzando vapore pressurizzato a 50 bar.

La temperatura massima del fluido è stata ipotizzata a 350 °C e scambiando la potenza necessaria ad alimentare l'impianto CSP si ottiene una temperatura all'uscita di 301,7 °C nel caso semplice, 308,5 °C nel caso rigenerativo.

Nella trattazione lo scambiatore viene considerato in assenza di perdite e accumulo, il quale verrà dimensionato successivamente conoscendo il range delle temperature in gioco.

I dati ottenuti sono stati calcolati col ASPEN PLUS, si allega lo schema dell'impianto completo per entrambi i casi:



Figura 5.7 Ciclo Rankine rigenerativo R141-B con fluido di scambio termico



Figura 5.8 Ciclo Rankine semplice R141-B con fluido di scambio termico

Le condizioni di lavoro del fluido risultano essere:

Caso	$\dot{m}_{HTF}$	T <sub>in</sub>	T <sub>out</sub>
	[kg/s]	[°C]	[°C]
Semplice	0,5	350	301,7
Rigenerativo	0,5	350	308,5

Tabella 5.7 Condizioni fluido di trasferimento HTF, caso semplice e rigenerativo

# 5.3 ACCUMULO PCM

La predisposizione di un accumulo è fondamentale per consentire all'impianto di lavorare anche quando non è in grado di assorbire energia dal CSP.

Nella scelta di un accumulo bisogna considerare la tecnologia da utilizzare in base all'impiego e alle condizioni di lavoro dell'impianto. Si preferisce un materiale che abbia delle buone proprietà termiche, con una buona densità di energia, la quale consente di installare un accumulo di dimensioni ridotte. Si è pensato di installare un accumulo che sfrutti il cambiamento di fase e che stocchi il calore per stratificazione. L'impiego del calore latente permette di stoccare una grossa quantità di energia, se confrontata ad un accumulo delle stesse caratteristiche di tipo sensibile. Inoltre, l'accumulo di tipo termoclino fornisce una sorgente fredda e calda nello stesso serbatoio, riducendo gli ingombri.

Importante per la scelta del PCM da utilizzare è la temperatura di fusione, la quale deve essere simile alla temperatura raggiunta all'evaporatore del ciclo ORC (195,7 °C).

#### 5.3.1 PCM utilizzati

Per il dimensionamento del serbatoio si fa riferimento a due sali nitrati di litio e sodio che risultano avere delle buone proprietà chimiche e termiche per l'accumulo a media temperatura.

I materiali studiati sono nitrato di sodio misto a nitrato di litio, la cui differenza è data dalla percentuale di peso di un gruppo nitrato rispetto all' altro: il primo ha il 46% di NaNO<sub>3</sub> e il 54% di LiNO<sub>3</sub>, il secondo invece 40% di NaNO<sub>3</sub> e il 60% di LiNO<sub>3</sub>. Per valutare il valore del calore latente per entrambi i composti, sono stati presi come riferimento degli esperimenti presenti in letteratura [54].

È importante analizzare la stabilità termica per studiare il comportamento durante in fase di esercizio e per la valutazione delle proprietà. Le caratteristiche termiche dei materiali variano in base alla temperatura raggiunta e di conseguenza al rateo di flusso termico che assorbono.

Campioni di materiale sono stati riscaldati da 50°C fino a 300°C e in seguito raffreddati alla temperatura iniziale. Il procedimento è stato ripetuto per dieci volte

e sono stati utilizzate tre velocità di riscaldamento/raffreddamento rispettivamente di: 5°C/min, 10°C/min e 15°C/min.

l risultati dell'esperimento effettuato sono:



Figura 5.9 Andamento del flusso assorbito e ceduto in base all'aumento della temperatura durante il cambiamento di fase (1°: 46% di NaNO3 e il 54% di LiNO3, 2°: 40% di NaNO3 e il 60% di LiNO3)[54]

Dai grafici si può notare che aumentando il rateo di temperatura, aumenta anche il flusso assorbito e ceduto per unità di massa.

Si possono ora stimare le temperature di fusione e i calori latenti delle due sostanze:

	$T_{fus}$	L <sub>fus</sub>
NaNO₃-LiNO₃(46%-54%)	193,87 °C	261,7 kJ/kg
NaNO3-LiNO3(40%-60%)	193,27 °C	244,1 kJ/kg

Tabella 5.8 Temperatura di fusione e calore latente NaNO3 -LiNO3 (46%-54%) e NaNO3 -LiNO3 (40%-60%) [54]

I due PCM presentano un calore latente elevato ed una temperatura di fusione compatibile a quella del ciclo ORC.

La valutazione delle proprietà termiche è stata effettuata attraverso un analizzatore termogravimetrico (TGA) sottoponendo i materiali ad un processo di carica e scarica ciclico per 51 volte utilizzando una velocità di raffreddamento /riscaldamento di 15°C/min.





Figura 5.10 Analisi TGA: perdita di massa dopo 51 cicli (1°: 46% di NaNO3 e il 54% di LiNO3, 2°: 40% di NaNO3 e il 60% di LiNO3) [54]

Il secondo PCM presenta una perdita di peso minore, pari all' 8% rispetto alla prima sostanza che subisce una perdita quasi del 15%.

Per entrambi i materiali la quota di perdita maggiore avviene nel primo ciclo, in seguito le loro proprietà termiche rimangono pressoché costanti.

Affinché una sostanza possa essere utilizzata in impianti di accumulo termico, è necessario effettuare un'analisi delle proprietà chimiche dei materiali.

Lo studio ha lo scopo di individuare la temperatura di decomposizione dei PCM. Quest'ultima provoca una perdita delle proprietà termiche del materiale e quasi tutti i processi di decomposizione diventano irreversibili.

La valutazione è stata effettuata con un test di stabilità ad alta temperatura utilizzando nuovamente il TGA per determinare a quale temperatura si verifica la decomposizione.



Figura 5.11 Perdita di peso durante il test di stabilità ad alta temperatura (sx: 46% di NaNO3 e il 54% di LiNO3, dx: 40% di NaNO3 e il 60% di LiNO3) [54]

L'esperimento consiste nel riscaldare le miscele ad una velocità di riscaldamento di 15°C/min e mantenute isotermiche a temperature di 250 ° C, 300 ° C, 350 ° C, 400 ° C, 450 ° C e 500 ° C, per 3 ore al fine di misurare la perdita di peso[54].

Dalla figura 5.10 la temperatura di decomposizione, per entrambi i materiali, è stata registrata a 500°C. Nonostante ciò, le proprietà rimangono buone ad una temperatura di 450°C anche se le condizioni ottime sono verificate per temperature inferiori a 400°C.

	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450°C	500°C
NaNO₃-LiNO₃ (46%-54%)	0,01%	0,01%	0,04%	0,22%	1,03%	7,43%
NaNO3-LiNO3 (40%-60%)	0,04%	0,02%	0,05%	0,28%	1,19%	8,80%

Tabella 5.9 Percentuale di peso persa ad ogni stadio di temperatura isoterma [54]

Già dalla prima analisi TGA era intuibile una perdita di peso maggiore della seconda miscela, ma le temperature di composizione, per entrambi i PCM, superano di gran lunga quelle di esercizio.

Si ritiene quindi che possano essere utilizzate come accumulo per il caso studio.

### 5.3.2 Dimensionamento

Per effettuare un buon dimensionamento dell'accumulo è necessario stabilire le temperature di funzionamento e renderle compatibili con il ciclo ORC.

La temperatura massima del ciclo è di 195,7 °C, invece la temperatura di fusione delle due miscele è compresa tra 193°C e 194°C.

Per ottenere uno scambio del calore ottimale, la temperatura al pitch point deve essere fissata a 10°C. Grazie allo studio della sensitivity su aspen, le nuove condizioni di lavoro possono essere trovate con facilità impostando una temperatura massima all'evaporatore di 173 °C e una pressione di 26 bar.

Le nuove condizioni del ciclo sono:

	$T_{max}$	$P_{max}$	<i></i> morc	$\eta_{ORC}$
	[°C]	[bar]	[kg/s]	[-]
Semplice	173	26	0,209	0,207
Rigenerativo	173	26	0,209	0,218

Tabella 5.10 Nuove condizioni di lavoro cicli ORC con accumulo PCM

Rispettando le condizioni al pitch point, le temperature massima e minima di lavoro risultano essere rispettivamente 183 °C e 340 °C.

Si valutano prima i calori specifici delle due miscele nelle fasi liquide e solide attraverso le formule sperimentali ricavate dallo studio preso come riferimento [54]. Per NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (46%-54%):

$$c_{p,s} = 1,31753 + 1,564 \cdot 10^{-3}T \quad (100^{\circ}C < T < 180^{\circ}C)$$
 5.3

$$c_{p,l} = -1,8387 + 0,03T - 5,579 \cdot 10^{-5}T^2 \quad (210^{\circ}C < T < 300^{\circ}C)$$
 5.4

Per NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (40%-60%):

$$c_{p,s} = 1,25312 + 2,1 \cdot 10^{-3}T \quad (100^{\circ}C < T < 180^{\circ}C)$$
 5.5

$$c_{p,l} = 1,0859 + 3,422 \cdot 10^{-3}T \quad (210^{\circ}C < T < 300^{\circ}C)$$
 5.6

Queste relazioni dipendono dall'intervallo di temperatura di funzionamento dell'accumulo. Utilizzando le relazioni si ottiene:

	NaNO3-LiNO3 (46%-54%)	NaNO3-LiNO3 (40%-60%)
C <sub>p,s</sub>	1,604	1,637
C <sub>p,l</sub>	2,169	2,078

Tabella 5.11 Calori specifici nelle fasi liquida e solida dei PCM

A causa di carenza di relazioni che riescano a descrivere l'andamento della densità al variare della temperatura, sono state ipotizzate alla temperatura ambiente.

Sono state trovate le densità del nitrato di sodio e del nitrato di litio e infine è stata effettuata una media ponderata in base alla percentuale di peso di ciascun gruppo.

Le densità ricavate per NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (46%-54%) e NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (40%-60%) sono rispettivamente 2325 kg/m<sup>3</sup> e 2332 kg/m<sup>3</sup>.

Si ipotizza di soddisfare il fabbisogno di energia elettrica per 8h per calcolare l'energia da accumulare:

$$E_{eva} = \frac{P_{turb}}{\eta_{ORC}} \cdot h_{acc}$$
 5.7

 $\eta_{ORC}$  è il rendimento del ciclo nel caso semplice e rigenerativo con temperatura massima di 173 °C e pressione massima di 26 bar.

Ora si può calcolare il volume di PCM mediante la formula:

$$V_{PCM} = \frac{E_{eva} \cdot 3600}{\rho_{PCM} \cdot \left(c_{p,s} \cdot (T_{fus} - T_{in}) + L_{fus} + c_{p,g} \cdot (T_{out} - T_{fus})\right)}$$
5.8

Il raggio del serbatoio è stato fissato a 0,5 m, le dimensioni ottenute per le due sostanze risultano essere:

	V <sub>PCM</sub>	R	Н
	[m³]	[m]	[m]
NaNO₃-LiNO₃(46%-54%)	1,656	0,5	1,054
NaNO₃-LiNO₃(40%-60%)	1,743	0,5	1,109

Tabella 5.12 Dimensioni accumuli PCM

L'accumulo per il secondo PCM ha una dimensione maggiore, questo a causa delle proprietà termiche come il calore specifico e il calore latente, le quali risultano più basse rispetto al primo.

Nonostante ciò, il raggio e l'altezza per entrambe le miscele sono ragionevoli ed applicabili.

## 5.3.3 Funzionamento

Effettuato il dimensionamento dell'impianto, si spiega brevemente la tecnologia adottata e il suo principio di funzionamento.

È prevista l'installazione di un accumulo termoclino, che nello stesso serbatoio consente di stoccare sia un pozzo caldo che freddo. Il deflettore interposto tra le due sorgenti consente di regolare la quantità di sostanza.

Le temperature di esercizio del serbatoio oscillano da 180 °C fino a 290 °C.

La temperatura massima poteva raggiungere valori più alti rispettando il pitch point con il fluido di trasferimento, si è deciso comunque di imporre il limite a 290 °C a causa della mancanza di informazioni sulle proprietà fisiche dei due PCM a temperature maggiori di 300 °C.



Figura 5.12 Accumulo termoclino con deflettore

L'accumulo, interposto tra il CSP e l'evaporatore, assorbe calore a 350 °C arrivando ad una temperatura massima di 290 °C, in seguito rilascia calore al ciclo ORC fino alla temperatura di 180 °C.

Per entrambe le sostanze analizzate, il punto di fusione avviene intorno ai 195 °C, questo ci consente di sfruttare sia una quota di accumulo sensibile che latente: l'accumulo trasferisce calore sensibile da 290 °C a circa 195 °C, in seguito calore latente, ed infine un ulteriore quota sensibile fino a 180 °C raggiungendo la fase solida.

Il deflettore si sposta durante il funzionamento in base allo stato di aggregazione della miscela.

### 5.4 IMPIANTO CSP

Si dimensiona ora l'impianto a concentrazione solare tenendo conto del fabbisogno giornaliero di energia elettrica.

#### 5.4.1 Dimensionamento

Dopo aver dimensionato il ciclo ORC, si procede col dimensionamento dell'impianto a concentrazione solare, il quale deve soddisfare il fabbisogno giornaliero di energia elettrica.

L'impianto CSP dovrà essere in grado di soddisfare la richiesta di energia elettrica giornaliera che si ricava nel modo seguente:

$$E_{turb} = \frac{P_{el} \cdot h_{giorno}}{\eta_{el} \cdot \eta_m} = \frac{10 \ kW_{el} \cdot 24 \frac{h}{giorno}}{0.9 \cdot 0.8}$$

$$= 333,33 \frac{kWh}{giorno} = 1.2 \cdot 10^6 \frac{kJ}{giorno}$$
5.9

Si ipotizzano le ore di irradianza solare giornaliera e si ottiene la potenza elettrica che deve produrre nelle ore disponibili:

$$W_T = \frac{1,2 \cdot 10^6}{7.3600} = 47,62 \ kW$$
 5.9

La potenza termica che il riflettore deve captare affinché sia in grado di garantire la produzione di energia elettrica si calcola sfruttando il rendimento totale dell'impianto, dato dal prodotto tra il rendimento del ciclo Rankine organico e quello del ricevitore:

$$Q_C = \frac{P_{el_{implanto}}}{\eta_{ORC} \cdot \eta_{UT}} = \frac{34,29}{0,207 \cdot 0,608} = 378,36 \, kW$$
 5.10

Nella relazione 5.5 è stato utilizzato il rendimento del ciclo ORC semplice con le condizioni di temperatura e pressione utilizzate nell'accumulo.

Conoscendo l'irradianza solare diretta nelle condizioni ottimali, si ricava l'area captante del ricevitore:

$$A_C = \frac{Q_C}{G} = \frac{316,80 \cdot 10^3}{800} = 472,95 \ m^2$$
 5.11

$$R_c = \sqrt{\frac{A_c}{\pi}} = 12,27 \ m$$
 5.12

Per soddisfare il fabbisogno di energia elettrica avrei bisogno di un paraboloide di raggio 12,27 m, il quale non risulta economicamente ed impiantisticamente sostenibile in quanto non presenta un diametro massimo di 7,5 m [55].

Rapportando l'area ottenuta con quella massima realizzabile di un paraboloide di raggio 7,5 m, si ricava:

$$n_C = \frac{A_C}{A_{rif}} = \frac{472,95}{176,71} = 2,67 \approx 3$$
 5.13

Conoscendo il rapporto di concentrazione del modello di CSP posto sul tetto dell'Energy Centre, si è in grado di calcolare la geometria del ricevitore:

$$A_R = \frac{A_C}{c_g} = \frac{176,7}{777,5} = 0,227 \ m^2$$
 5.14

Ipotizzando un diametro di 20 cm, la lunghezza del ricevitore cilindrico è:

$$L_R = \frac{A_R}{\pi \cdot \frac{R_R}{2}} = \frac{0.227}{\pi \cdot 0.1} = 0.723 \, m$$
 5.15

Bisogna calcolare anche la nuova lunghezza focale, per posizionare il ricevitore nel punto in cui converge il maggior numero di raggi solari. Ipotizzando un angolo di rim ( $\phi_{rim}$ ) di 45° e per mezzo della 1.26, la lunghezza focale sarà:

$$f = \frac{D_C}{4 \cdot \tan(\phi_{rim})} = \frac{15}{4 \cdot \tan(0,785)} = 3,75 \ m$$
 5.16

## 5.4.2 Modellazione

Come nel capitolo 3, si creano i modelli per la valutazione delle proprietà ottiche e termiche del nuovo impianto.

Per il primo modello si utilizza nuovamente il "Ray Optics Module" e per il secondo "Heat transfer in Solids". La simulazione viene effettuata prendendo come riferimento uno dei due paraboloidi da installare e dalla simulazione ottica si ottiene:



Figura 5.13 Traiettoria raggi, paraboloide raggio da 7,5m

Il riflettore è in grado di convergere tutti i raggi sul ricevitore, sfruttando al massimo l'energia proveniente dal sole.

Si ricava ora l'andamento di flusso incidente sul nuovo ricevitore:



Figura 5.14 Flusso depositato sul ricevitore, paraboloide con raggio da 7,5 m

Esportando la mappatura di flusso incidente su MATLAB, si ricavano i semi assi x e y e si calcola la potenza depositata nel ricevitore. La tabella riassuntiva mostra i risultati ottenuti:

$oldsymbol{\phi}_{medio}$	x	у	A <sub>FOC</sub>	Qc	<b>Q</b> <sub>OTT</sub>
[W/m <sup>2</sup> ]	[m]	[m]	[m²]	[kW]	[kW]
4, 50 · 10 <sup>5</sup>	0,308	0,174	0,168	141,37	75,60

Tabella 5.13 Prestazioni ottiche paraboloide con raggio da 7,5 m

Conoscendo il valore del flusso medio, si procede con la modellazione termica che tiene conto delle perdite per convezione e irraggiamento.



Figura 5.15 Andamento temperatura ricevitore con paraboloide da 7,5m

Come nel caso reale del capitolo 3, nel modello termico sono state impostate una velocità del vento u pari a 1,2 m/s ed un'emissività di 0,4.

## 5.4.3 Valutazione prestazioni ottiche e termiche

Si fa riferimento ai paragrafi 4.2.4 e 4.3.3 per la valutazione delle perdite ottiche e termiche. Conoscendo la potenza depositata dal riflettore e quella incidente sul ricevitore si calcolerà il rendimento ottico.

Le perdite per irraggiamento e convettive verranno stimate prendendo come riferimento la temperatura media del ricevitore, ottenuta dall'importazione della mappa di temperatura in Matlab. Il coefficiente di scambio verrà calcolato prendendo come riferimento la relazione 4.6.

$Q_c$	Qott	$\eta_{OTT}$
[kW]	[kW]	[-]
141,37	75,60	0,53

Tabella 5.14 Proprietà e rendimento ottico paraboloide da 7,5 m

$\overline{T}_{R}$	Q <sub>OTT</sub>	Q <sub>conv</sub>	Q <sub>irr</sub>	$\eta_{th}$
[K]	[ <b>k</b> W]	[kW]	[ <b>kW</b> ]	[-]
1079	75,60	1,29	6,95	0,89

Tabella 5.15 Proprietà e rendimento termico paraboloide 7,5 m

# 5.5 FABBISOGNO DI ENERGIA

In questo sotto capitolo si verifica se il fabbisogno prodotto dall'impianto CSP per il ciclo ORC è soddisfatto sia nel caso semplice e che in quello rigenerativo.

L'energia generata dal CSP deve superare quella richiesta dal ciclo al fine di consentire una produzione di energia elettrica durante l'intera giornata.

Per la verifica, sono stati presi come riferimento i valori di irradianza solare giornaliera per stagione del capitolo 4.

I dati di irradianza solare diretta vengono presi ora per ora dalle 6 fino alle 21 e la potenza assorbita viene calcolata sfruttando i valori di rendimento ottico e termico. In seguito, è possibile ricavare l'energia oraria prodotta moltiplicando per i secondi che intercorrono tra un'ora e l'altra.

Il valore di energia accumulata durante la giornata si ottiene calcolando la cumulata delle energie ricavate.



Grafico 5.9 Fabbisogno giornaliero di energia giornaliero per stagione due paraboloidi

Le due soglie sono state calcolate nel seguente modo:

$$Q_{eva} = \frac{W_T}{\eta_{ORC}}$$
 5.17

$$E_{eva} = Q_{eva} \cdot 24 \frac{h}{giorno} \cdot 3600 \frac{s}{h}$$
 5.18

La tabella riassume i valori di fabbisogno giornaliero ottenuti per i due casi:

	E <sub>EVA</sub>	
	[J]	
Semplice	5,82E+09	
Rigenerativo	5,53E+09	

Figura 5.16 Soglie energia prodotta giornaliera dal paraboloide

La soglia di energia prodotta giornaliera viene soddisfatta nella stagione estiva e per il caso rigenerativo anche nella stagione primaverile prevedendo l'installazione di tre paraboloidi.

Si effettua anche un'analisi di potenza istantanea prodotta ora per ora, al fine di capire quando l'impianto è in grado di lavorare a regime:



Grafico 5.10 Potenza prodotta giornaliera per stagione due paraboloidi

Il grafico di potenza mostra come in tutte le stagioni il CSP raggiunge la potenza necessaria all'evaporatore, il particolare, nella stagione estiva l'impianto è in grado di produrre potenza superiore dalle 9 alle 19.

Nelle ore di punta (13:00 e 14:00) produce una potenza pari al triplo, questo ci consente di immagazzinare energia nell'accumulo PCM e rilasciarla nelle ore in cui l'impianto non è in grado di assorbire potenza.

Il caso meno favorevole risulta essere nella stagione invernale, in quanto l'impianto è in grado di produrre potenza necessaria solo dalle 11:00 alle 15:00. Si effettua quindi un altro dimensionamento che consente di soddisfare il fabbisogno di energia giornaliera anche nella stagione invernale e quindi la produzione di potenza maggiore per un arco di tempo maggiore.

Conoscendo l'irradianza solare oraria nella stagione invernale, si effettua la media prendendo sette valori di riferimento ottenendo un valore pari a circa 320 W/m<sup>2</sup>.

Richiamando le relazioni 5.6 e 5.7 si calcola l'area di captazione necessaria affinché il sistema CSP raggiunga il valore di potenza assorbito dall'evaporatore.

L'area di captazione calcolata corrisponde a 1414 m<sup>2</sup> prevedendo l'installazione di otto parabole da 7,5 m.



Il fabbisogno di energia in questo caso è:

Grafico 5.11 Fabbisogno giornaliero di energia giornaliero per stagione due paraboloidi

Con sei paraboloidi da 7,5 m di raggio il fabbisogno di energia viene raggiunto in tutte e quattro le stagioni. La produzione di energia nelle stagioni estiva e primaverile risulta essere però sovradimensionata.

Un ulteriore grafico evidenzia la produzione di potenza ora per ora dall'impianto CSP:



Grafico 5.12 Potenza prodotta giornaliera per stagione sei paraboloidi

La produzione di potenza è soddisfatta anche nel caso invernale, nel quale la potenza prodotta durante l'ora di punta risulta essere quattro volte maggiore della potenza necessaria ad alimentare l'evaporatore.



Grafico 5.13 Potenza prodotta giornaliera invernale sei paraboloidi

Installando otto paraboloidi è possibile anche accumulare potenza in eccesso, infatti il carico supera quello dell'evaporatore consentendo di accumulare solo nell'ora di punta una potenza termica pari a 4h di utilizzo.

Nella seguente trattazione non si sono evidenziati casi evidenti nei quali il ciclo rigenerativo sia più conveniente rispetto al ciclo semplice ad eccezione del primo caso, che consente di soddisfare il fabbisogno nelle stagioni estiva e primaverile.

L'installazione di tre paraboloidi consente di far lavorare il ciclo ORC in entrambe le configurazioni impiantistiche nella stagione estiva, stesso discorso per la stagione invernale prevedendo sei paraboloidi.

Naturalmente il ciclo ORC rigenerativo presenta dei vantaggi intrinsechi di efficienza, tuttavia se il risparmio di energia risulta essere un criterio di primaria necessità, la configurazione rigenerativa è privilegiata.

Il lavoro di tesi affrontato mostra come per il dimensionamento di un impianto da 10 kWe sia necessaria l'installazione tre paraboloidi e otto paraboloidi da 176,7 m<sup>2</sup> per soddisfare rispettivamente i fabbisogni di energia elettrica invernale ed estiva. A causa della limitata disponibilità della fonte solare, l'irradianza solare captata per circa sette ore giornaliere deve essere in grado di garantire il funzionamento dell'impianto nell'intera giornata.

La superficie totale impiegata dai paraboloidi risulta essere di 473 m<sup>2</sup> e 1414 m<sup>2</sup>, quest'ultima è difficile da garantire in un edificio ubicato a Torino.

Se si effettua un dimensionamento puramente di potenza, senza tenere conto delle ore disponibili della sorgente solare, basterebbe un raggio di circa 6,75 m. Questo comporterebbe, però, a delle situazioni in cui l'impianto non è in grado di soddisfare la produzione di potenza, soprattutto nel caso invernale.

La soluzione potrebbe essere quella di utilizzare un sistema ibrido, affiancando il CSP ad altri impianti che consentono la produzione di potenza anche in assenza di radiazione solare diretta come, ad esempio, un impianto fotovoltaico o biogas [56][57].

Inoltre, è bene precisare che il dimensionamento effettuato è di tipo preliminare: manca un'analisi di tipo exergetico e soprattutto uno studio transitorio sull'accumulo PCM. Il ricevitore considerato non presenta inoltre una geometria ottima per il trasferimento di calore e per minimizzare le perdite radiative e convettive. Il ciclo ORC analizzato è pressoché ideale poiché sono state trascurate le perdite di pressione nell' evaporatore e nel condensatore. Considerando tutti questi aspetti si potrà avere un quadro più completo sulla fattibilità di un impianto ORC alimentato da un CSP. Dalle analisi preliminari l'impianto considerato può presentare un buon compromesso alle fonti convenzionali di energia, se affiancato ad altri impianti soprattutto nel caso invernale.

Bisogna ricordare che il CSP, a differenza del fotovoltaico, produce calore di scarto nel condensatore, il quale può essere utilizzato nella fornitura di acqua calda sanitaria contribuendo sia al fabbisogno elettrico che a quello termico.

In questo caso l'impianto non ha la finalità di produrre energia elettrica, ma si occupa anche del riscaldamento nelle stagioni invernali.

Il ciclo di lavoro diventerebbe di tipo rigenerativo e la potenza utile generata sarebbe la somma della potenza elettrica e della potenza termica che cede il condensatore:

$$\eta_{imp,cog} = \frac{P_{el} + Q_{cond}}{Q_{eva}}$$
 5.19

Si calcola il rendimento cogenerativo per entrambe le soluzioni impiantistiche analizzate (semplice e rigenerativa) e le quote di energia termica ed elettrica percentuali:

	$\eta_{imp,cog}$	P <sub>el</sub>	$Q_{cond}$
	[-]	[%]	[%]
Semplice	0,92	14,9	76,7
Rigenerativo	0,91	15,7	75,3

Tabella 5.16 rendimenti cogenerativi e percentuali di potenza ricavabile

Nella tabella precedente ritroviamo dei valori elevati di rendimento cogenerativo poiché il ciclo rankine organico è idealizzato. Nonostante ciò, i valori ottenuti sono consistenti: nel caso semplice la potenza elettrica è inferiore e la potenza termica maggiore rispetto al caso rigenerativo.

Questa differenza è più visibile negli impianti di grossa taglia, i quali regolano la potenza termica e la potenza elettrica prodotta in base allo spillamento effettuato.

La breve analisi effettuata dimostra come sia utile sfruttare anche la quota parte di energia termica ceduta dal condensatore.

Si conclude la trattazione con dei grafici a torta che evidenziano la quota parte di potenza elettrica e termica:



Grafico 5.14 Percentuali potenze prodotte. Sx: caso semplice, dx: caso rigenerativo

Vorrei dedicare questo spazio a coloro che hanno contribuito al raggiungimento di questo traguardo e alla realizzazione della mia tesi.

Vorrei ringraziare il Politecnico di Torino, il quale mi ha formato sia dal punto di vista tecnico e nozionistico ma soprattutto perché mi ha dato la capacità di apprendere concetti inerenti al percorso di studi.

Un ringraziamento al mio relatore, Davide Papurello, il quale è stato sempre disponibile e mi ha fatto comprendere quanto lavoro ci sia dietro lo studio di una tecnologia in via di sviluppo.

Grazie agli amici di una vita, che mi hanno sempre sostenuto e dato la forza di andare avanti nei momenti più scoraggianti.

Un ringraziamento anche ai miei colleghi, compagni di avventure, con i quali ho condiviso gioie e fatiche del mio percorso universitario.

Ringrazio mio padre e mia madre, senza i quali non avrei avuto l'opportunità di intraprendere gli studi, ma soprattutto perché mi sono sempre stati vicini e mi hanno supportato nonostante la lontananza.

Infine, vorrei ringraziare me stesso, la mia voglia di fare e di imparare che mi ha permesso di non arrendermi mai e di affrontare tutte le difficoltà universitarie.

Che questo sia solo l'inizio di una serie di traguardi da raggiungere.

[1] CDP ed ENEA, «La transizione energetica in Italia», ott. 24, 2019.
 https://www.cdp.it/sitointernet/page/it/la\_transizione\_energetica\_in\_italia\_e\_il\_ruolo
 \_del\_settore\_elettrico\_e\_del\_gas?contentId=TNK30261 (consultato mag. 18, 2021).

[2] M. Günther *et al.*, «Solar Radiation», in *Advanced CSP Teaching Materials*, Enermena, 2011.

[3] K. Dornelles, M. Roriz, V. Roriz, e R. Caram, «THERMAL PERFORMANCE OF WHITE SOLAR-REFLECTIVE PAINTS FOR COOL ROOFS AND THE INFLUENCE ON THE THERMAL COMFORT AND BUILDING ENERGY USE IN HOT CLIMATES», ago. 2011. doi: 10.13140/RG.2.1.1745.5843.

[4] H. D. Kambezidis, «3.02 - The Solar Resource», in *Comprehensive Renewable Energy*, A. Sayigh, A c. di Oxford: Elsevier, 2012, pagg. 27–84. doi: 10.1016/B978-0-08-087872-0.00302-4.

[5] «Solar resource maps of Europe». https://solargis.com/maps-and-gisdata/download/europe (consultato mag. 17, 2021).

[6] «Solar resource maps of Italy». https://solargis.com/maps-and-gisdata/download/italy (consultato mag. 17, 2021).

[7] «JRC Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) - European Commission». https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\_tools/it/ (consultato giu. 25, 2021).

 [8] «Sistema di coordinate equatoriali», Wikipedia. feb. 16, 2020. Consultato: mag.
 17, 2021. [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Sistema\_di\_coordinate\_equatoriali&oldid=
 110890441

[9] «Chapter 02 radiation.pdf». Consultato: mag. 17, 2021. [Online]. Disponibile su: http://energy-
science.org/bibliotheque/cours/1361469594Chapter%2002%20radiation.pdf

[10] «Sistema di coordinate eclittiche», Wikipedia. apr. 15, 2020. Consultato: mag.
17, 2021. [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Sistema\_di\_coordinate\_eclittiche&oldid=1
12196221

[11] «G.Fracastoro & M.Simonetti, Dispense del corso Tecnology for renewable energy sources,Politecnico di Torino.pdf».

[12] F. J. Cabrera, A. Fernández-García, R. M. P. Silva, e M. Pérez-García, «Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 20, pagg. 103–118, apr. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.11.081.

[13] F. Alnaimat e Y. Rashid, «Thermal Energy Storage in Solar Power Plants: A Review of the Materials, Associated Limitations, and Proposed Solutions», *Energies*, vol. 12, pagg. 1–19, ott. 2019, doi: 10.3390/en12214164.

[14] C. Andraka, A. Kruizenga, B. Hernandez-Sanchez, e E. Coker, «Metallic Phase
 Change Material Thermal Storage for Dish Stirling», *Energy Procedia*, vol. 69, pagg.
 726–736, mag. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.083.

[15] «Parabola solare con motore Stirling», RINNOVABILANDIA, lug. 01, 2016. http://www.rinnovabilandia.it/parabola-solare-con-motore-stirling-efficienzatemperatura/ (consultato mag. 17, 2021).

[16] K. Lovegrove e J. Pye, «Fundamental principles of CSP systems», in
 *Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications,* 2012. doi: 10.1533/9780857096173.1.16.

[17] C. Zamparelli, «Descrizione collettori solari a concentrazione». http://www.solarconcentrators.eu/thermodynamic/it/introduzione-ai-concentratorisolari/35-descrizione-sistemi-solari-a-concentrazione/46-collettori-solari-aconcentrazione.html (consultato mag. 17, 2021).

[18] A. Z. Hafez, A. Soliman, K. A. El-Metwally, e I. M. Ismail, «Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pagg. 1019–1036.

[19] W. Wang, W. Mu, F. Ye, S. Trevisan, J. Dutta, e B. Laumert, «Solar selective reflector materials: Another option for enhancing the efficiency of the high-temperature solar receivers/reactors», *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 224, pag. 110995, giu. 2021, doi: 10.1016/j.solmat.2021.110995.

 [20] R. Forristall, «Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver», gen. 2003, doi: 10.2172/15004820.

[21] J. Pye e M. Dennis, «Receivers for concentrating solar power», pag. 64.

[22] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, e M. De Paepe, «Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pagg. 448–461, lug. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.03.089.

 [23] «Organic Rankine Cycle», Wikipedia. apr. 11, 2020. Consultato: mag. 17, 2021.
 [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Organic\_Rankine\_Cycle&oldid=112104145
 [24] S. G. Samantha, «ALIMENTATO DA SYNGAS OTTENUTO TRAMITE

GASSIFICAZIONE DI BIOMASSE PROVENIENTI DA SCARTO VEGETALE», pag. 143.

[25] «ORC.pdf». Consultato: mag. 17, 2021. [Online]. Disponibile su: https://elearn.ing.unipi.it/pluginfile.php/157412/mod\_resource/content/1/ORC.pdf

[26] B. Bolaji e Z. Huan, «Ozone Depletion and Global Warming: Case for the Use of Natural Refrigerant – a Review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 18, pagg. 49–54, feb.
2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.10.008. [27] Y. Heredia-Aricapa, J. M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, e J. J. García-Pabón, «Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A», *Int. J. Refrig.*, vol. 111, pagg. 113–123, mar. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012.

[28] A. Ustaoglu, J. Okajima, X.-R. Zhang, e S. Maruyama, «Assessment of a solar energy powered regenerative organic Rankine cycle using compound parabolic involute concentrator», *Energy Convers. Manag.*, vol. 184, pagg. 661–670, mar. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.01.079.

[29] V. Verda e M. Daniele, «Studio di fattibilità di un accumulo termico con PCM in ambito teleriscaldamento», pag. 107.

 [30] «Accumulatore termico», Wikipedia. dic. 15, 2020. Consultato: mag. 17, 2021.
 [Online]. Disponibile su: https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Accumulatore\_termico&oldid=117282390

[31] 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», *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 39, n. 4, pagg. 285–319, ago. 2013, doi: 10.1016/j.pecs.2013.02.001.

[32] J. Cot-Gores, A. Castell, e L. F. Cabeza, «Thermochemical energy storage and conversion: A-state-of-the-art review of the experimental research under practical conditions», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, n. 7, pagg. 5207–5224, set. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.04.007.

[33] D. Aydin, S. P. Casey, e S. Riffat, «The latest advancements on thermochemical heat storage systems», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 41, n. C, pagg. 356–367, 2015.

[34] M. Liu *et al.*, «Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pagg. 1411–1432, gen. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.09.026.

[35] A. Miliozzi *et al.*, «Individuazione e caratterizzazione di miscele di materiali a cambiamento di fase e nanoparticelle da impiegare come sistemi alternativi di accumulo termico», pag. 49.

[36] N. Gokon, D. Nakano, S. Inuta, e T. Kodama, «High-temperature carbonate/MgO composite materials as thermal storage media for double-walled solar reformer tubes», *Sol. Energy*, vol. 82, n. 12, pagg. 1145–1153, dic. 2008, doi: 10.1016/j.solener.2008.05.011.

[37] J. Lopez, G. Caceres, E. Palomo Del Barrio, e W. Jomaa, «Confined melting in deformable porous media: A first attempt to explain the graphite/salt composites behaviour», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, n. 5, pagg. 1195–1207, feb. 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.025.

[38] P. A. Galione, C. D. Pérez-Segarra, I. Rodríguez, A. Oliva, e J. Rigola, «Multilayered solid-PCM thermocline thermal storage concept for CSP plants. Numerical analysis and perspectives», *Appl. Energy*, vol. 142, pagg. 337–351, mar. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.084.

[39] P. A. Galione, C. D. Pérez-Segarra, I. Rodríguez, S. Torras, e J. Rigola, «Multilayered solid-PCM thermocline thermal storage for CSP. Numerical evaluation of its application in a 50MWe plant», *Sol. Energy*, vol. 119, pagg. 134–150, set. 2015, doi: 10.1016/j.solener.2015.06.029.

[40] «Storage Technology Issues and Opportunities - PDF Free Download». https://docplayer.net/24183430-Storage-technology-issues-and-opportunities.html (consultato mag. 18, 2021).

[41] L. Moens, D. M. Blake, D. L. Rudnicki, e M. J. Hale, «Advanced thermal storage fluids for solar parabolic trough systems», *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 125, n. 1, pagg. 112–116, 2003, doi: 10.1115/1.1531644.

[42] B. Dudda e D. Shin, «Effect of nanoparticle dispersion on specific heat capacity of a binary nitrate salt eutectic for concentrated solar power applications», *Int. J.*  Therm. Sci., vol. 69, pagg. 37–42, lug. 2013, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2013.02.003.

[43] «La capsula di materiale a cambiamento di fase fornisce un maggiore stoccaggio dell'energia termica | Results In Brief | CORDIS | European Commission». https://cordis.europa.eu/article/id/413246-phase-change-material-capsule-providesgreater-thermal-energy-storage/it (consultato mag. 17, 2021).

[44] D. Y. Goswami, «Development and Demonstration of an Innovative Thermal Energy Storage System for Baseload Power Generation», Univ. of South Florida, Tampa, FL (United States), set. 2012. doi: 10.2172/1049940.

[45] «Concentrated Solar Power (CSP) | CHIYODA CORPORATION». https://www.chiyodacorp.com/en/service/solar-energy/ (consultato mag. 18, 2021).

[46] 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», *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 127, n. 1, pagg. 109–116, feb. 2005, doi: 10.1115/1.1824107.

[47] «How to Model Solar Concentrators with the Ray Optics Module», *COMSOL Multiphysics*. https://www.comsol.com/blogs/how-to-model-solar-concentrators-with-the-ray-optics-module/ (consultato mag. 17, 2021).

[48] «Manuale uso e manutenzione Concentratore solare a disco El.Ma. srl eletronics.pdf».

[49] «TERSID (Milano)-Termocoppie.pdf». Consultato: giu. 22, 2021. [Online]. Disponibile su:

https://www.tersid.it/files/documentoprodotto/2020/2\_termocoppie\_kXMVjwz.pdf

[50] «Properties: Alumina - Aluminium Oxide - Al2O3 - A Refractory Ceramic Oxide»,
 AZoM.com. https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=52 (consultato mag. 18,
 2021).

[51] «Black Body Calculations». http://lenr.qumbu.com/blackbody\_141027A.php

(consultato mag. 17, 2021).

[52] PubChem, «1,1,1,3,3-Pentafluorobutane».https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/67884 (consultato mag. 17, 2021).

[53] A. Javanshir e N. Sarunac, «Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle», *Energy*, vol. 118, gen. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2016.12.019.

[54] D. Zhou e P. Eames, «Thermal characterisation of binary sodium/lithium nitrate salts for latent heat storage at medium temperatures», *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 157, pagg. 1019–1025, dic. 2016, doi: 10.1016/j.solmat.2016.08.017.

[55] W. B. Stine e R. B. Diver, «A compendium of solar dish/Stirling technology», Sandia National Lab. (SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), SAND-93-7026, gen. 1994. doi: 10.2172/10130410.

[56] M. Petrollese e D. Cocco, «Techno-economic assessment of hybrid CSP-biogas power plants», *Renew. Energy*, vol. 155, pagg. 420–431, ago. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.03.106.

[57] X. Ju, C. Xu, Y. Hu, X. Han, G. Wei, e X. Du, «A review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems», *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 161, pagg. 305–327, mar. 2017, doi: 10.1016/j.solmat.2016.12.004.