

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione di un Ciclo Rankine Organico su piccola scala alimentato da un Sistema a Concentrazione Solare



Politecnico di Torino

Relatore

Dott. Davide Papurello

Studente

Giulio Accogli s292815

A.A. 2022-23

Indice

1.	L'energia solare	9
1.1	La transizione energetica e il ruolo della luce solare	9
1.2	La radiazione solare	12
2.	Impianti CSP (Concentrating Solar Power)	15
2.1	Generalità	15
2.2	Interesse e sviluppi futuri della tecnologia	17
2.3	Tipologie impiantistiche e caratteristiche	19
2.3.1	Collettore parabolico lineare	21
2.3.2	Collettore lineare Fresnel	23
2.3.3	Torre solare	25
2.3.4	Disco Parabolico	27
3.	Collettori: analisi dei componenti	29
3.1	Concentratori	31
3.1.1	Concentratori: modellazione e caso di studio	31
3.1.2	Concentratori: errori di funzionamento	35
3.2	Ricevitori	38
3.2.1	Ricevitori: tipologie e classificazioni	38
3.2.2	Ricevitori: bilancio e perdite di energia	41
3.2.3	Ricevitori: considerazioni progettuali	46
4.	Il ciclo Rankine Organico (ORC)	52
4.1	Ciclo Rankine: generalità	52
4.2	Cicli ORC	56
4.2.1	Cicli ORC: cenni storici	57
4.2.2	Cicli ORC: tipologie d'impianto	57
4.2.3	Cicli ORC: stato dell'arte e applicazioni	63
5.	Fluidi frigoriferi	66
5.1	Fluidi frigoriferi: caratteristiche fisiche	67
5.1.1	Calore latente di vaporizzazione	67
5.1.2	Densità	67
5.1.3	Temperatura critica	68
5.1.4	Temperatura di ebollizione	68
5.1.5	Temperatura di congelamento e punto di fiamma	68
5.1.6	Peso molecolare	69
5.1.7	Complessità molecolare	69

5.1.8	Viscosità	70
5.1.9	Conduttività termica	70
5.1.10	Stabilità termica	71
5.1.11	Tossicità e sicurezza	72
5.1.12	Sicurezza ambientale	73
5.2	Classificazione e nomenclatura	74
5.3	Scelta dei fluidi operativi	75
5.3.1	Fluido organico: n-Eptano	76
5.3.2	Fluido organico: Toluene	76
5.3.3	Fluido organico: Cicloesano	77
5.3.4	Fluido termovettore: Dowtherm-T	77
6.	Simulazione e modellazione del ciclo ORC	78
6.1	Pompa	84
6.1.1	Pompa: Eptano	84
6.1.2	Pompa: Toluene	86
6.1.3	Pompa: Cicloesano	87
6.2	Turbina	88
6.2.1	Turbina: Eptano	88
6.2.2	Turbina: Toluene	90
6.2.3	Turbina: Cicloesano	92
6.3	Evaporatore	94
6.3.1	Evaporatore: Eptano	95
6.3.2	Evaporatore: Toluene	99
6.3.3	Evaporatore: Cicloesano	102
6.4	Condensatore	105
6.4.1	Condensatore: Eptano	105
6.4.2	Condensatore: Toluene	109
6.4.3	Condensatore: Cicloesano	112
6.5	Rappresentazione del ciclo in diagramma T – S	115
6.5.1	Diagramma T-S: Eptano	115
6.5.2	Diagramma T-S: Toluene	117
6.5.3	Diagramma T-S: Cicloesano	118
6.6	Analisi e confronto dei rendimenti	119
7.	Progettazione campo solare e parametri	122
7.1	Criteri di localizzazione ottimale	122
7.2	Modellazione campo solare	123

8.	Accumulo termico: tipologie e dimensionamento	127
8.1	Generalità	127
8.2	Tipologie	128
8.3	Dimensionamento	130
9.	Valutazione economica tramite LCOE	132
9.1	Panoramica dei costi degli impianti CSP	132
9.2	LCOE: definizione e approccio	133
9.3	Stime dei valori di LCOE per sistemi CSP	139
10.	Conclusioni	141

Acronimi e variabili

Δt	Autonomia funzionamento da garantire all' impianto	P	Potenza termica recuperata nell'evaporatore (W)
a	Tasso di assicurazione	PFC	Perfluorocarburi
A_{apert}	Superficie d'apertura ricevitore (m ²)	P_{nom}	Potenza nominale prodotta dall'impianto (W)
A_c	Superficie concentratore (m ²)	P_p	Potenza spesa in fase di pompaggio (W)
A_{cav}	Superficie esterna ricevitore (m ²)	PT	Collettore parabolico lineare
ACS	Acqua calda sanitaria	P_{th}	Potenza termica nominale richiesta dall'esterno (W)
A_{ext}	Superficie esterna ricevitore (m ²)	P_{tot}	Potenza totale prodotta dalle turbina (W)
A_R	Superficie ricevitore (m ²)	Q' _{abs}	Radiazioni assorbite dal ricevitore (W)
C (C_g)	Rapporto di concentrazione ottico	Q' _c	Potenza producibile da un collettore (W)
CAE	Costo Annuo Equivalente	Q' _{conc}	Radiazione concentrata in direzione del ricevitore (incident solar flux) (W)
CFC	Clorofluorocarburi	Q' _{cond}	Perdite termiche ricevitore per conduzione (W)
CLFR	Compact linear Fresnel reflector	Q' _{conv}	Perdite termiche ricevitore per convezione (W)
costio&M	Costi di Operation and Maintenance (€)	Q' _{evap}	Portenza termica necessaria al funzionamento dell'evaporatore (W)
costi_{totinv} estimento	Costo totale dell'investimento (€)	Q' _{''net}	Energia emessa dal concentratore per unità di superficie (W)
Costo_{tub} azionitot	Costo totale delle tubazioni (€)	Q' _{refl}	Radiazione riflessa dall'apertura del ricevitore (reflected solar flux) (W)

CSP	Concentrating solar power	Q'_{spil}	Radiazione che non intercetta l'apertura del ricevitore (spillage) (W)
CTES	Capacità termica sistema di accumulo (kWh)	Q'_{utile}	Quota utile energia solare sfruttata dal ricevitore (W)
CTES	Cold Temperature TES	R	Costante dei gas (J/(molK))
D	Capitale di debito	R_{wall}	Resistenza termica formata da rivestimento esterno ricevitore
DHW	Domestic hot water / Acqua calda sanitaria (ACS)	S	Entropia specifica (J/(kgK))
DL₅₀	Dose letale 50 (mg/kg)	SD	Disco parabolico
DNI	Direct Normal Insolation (W/m ²)	$S^{d_{CS}}$	Superficie campo solare maggiorata (m ²)
E	Capitale di rischio	SHT ES	Accumulo termico di calore sensibile
E_{accumulo}	Energia termica ai fini di accumulo (kWh)	$S^{n_{CS}}$	Superficie campo solare minima richiesta (m ²)
ENEA	Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile	SNL	Sandia National Laboratories
FCR	Fixed Charge Rate	ST	Torre solare
FOM	Figure of Merit	T	Temperatura (K)
FR	Collettore lineare Fresnel	T₀	Temperatura sorgente (K)
G	Irradianza solare (W/m ²)	T_{amb}	Temperatura ambiente (K)
GWP	Global Warming Potential	T_c	Temperatura sorgente a bassa temperatura (K)
h	Entalpia specifica (J/kg)	T_c	Temperatura critica (K)
HC	Idrocarburi	TCES	Accumulo termico di tipo termochimico
HCFC	Idroclorofluorocarburi	TES	Thermal energy store / accumulo dell'energia termica
HEX	Thermal energy store with internal evaporator	T_{ext}	Temperatura esterna ricevitore (K)
HFC	Idrofluorocarburi	T_H	Temperatura sorgente ad alta

			temperatura (K)
HFE	Idrofluoroeteri	T_s	Temperatura del Sole (K)
HSM	Materiale di accumulo termico	WAC	Weighted Average Cost of Capital
		C	
HTF	Heat Transfer Fluid (Fluido termovettore)	X	Portata di fluido spillata nel ciclo ORC
HTTES	High Temperature TES	α	Coefficiente di assorbimento
IEA	International Energy Agency	α_{eff}	Coefficiente di assorbimento effettivo
IF	Fattore d'impatto	δ	Declinazione solare
Ja	Numero di Jacob	ε	Emissività
k	Conducibilità termica (W/(mK))	η_{iso,el}	Rendimento elettrico isoentropico
k_d	Tasso di interesse capitale di debito	η_{netto-BP}	Rendimento netto del blocco di potenza
k_e	Tasso di interesse capitale di rischio	η_{ORC,net}	Rendimento netto ciclo ORC
L	Lunghezza caratteristica (m)	η_{scamb}	Rendimento scambiatore olio-sali
LCOE	Levelized Cost of Energy (Costo livellato dell'energia) (€/kWh)	σ	Costante di Stefan-Boltzmann (W/(m ² K ⁴))
LEC	Costo livellato energia (€/kWh)	σ_{CM}	Complessità molecolare
LHTES	Accumulo termico di calore latente	σ_{slope}	Irregolarità eliostato dovuta ad ondulatore
LTTES	Low Temperature TES	σ_{spec}	Irregolarità eliostato dovuta a rugosità
m_r	Portata fluido (kg/s)	σ_{tot}	Irregolarità totale eliostato
MS	Multiplo Solare	σ_{track}	Irregolarità eliostato dovuta all'inclinazione
MTTES	Medium Temperature TES	Φ	Latitudine
n	Giorni dell'anno	η_C	Rendimento di Carnot
Nu	Numero di Nusselt	η_{is}	Rendimento ciclo isoentropico
ODP	Ozone Depletion Potential	η_{rev}	Rendimento ciclo ideale
OH	Gruppo ossidrilico	η_{TES}	Ore di funzionamento dell'impianto
ORC	Organic Rankine Cycle	η_{th}	Rendimento teorico concentratore

1. L'energia solare

1.1 La transizione energetica e il ruolo della luce solare

Il prolungato e consistente uso delle fonti fossili per la produzione energetica ha causato conseguenze irrimediabili dal punto di vista ambientale, primo tra tutti l'aumento considerevole della temperatura (circa 0.2 °C per decennio) dovuto all'effetto serra, seguito dall'innalzamento del livello degli oceani e dall'irregolarità delle precipitazioni, che hanno portato nel tempo alla propagazione di fenomeni come siccità e ondate di calore causando oltretutto un forte impatto sul settore economico primario; la transizione energetica rappresenta il cambiamento dalle attuali fonti di produzione energetica, che si basano principalmente su fonti non rinnovabili come petrolio, gas e carbone, a un mix più efficiente e meno inquinante di energie rinnovabili, al fine di combattere il cambiamento climatico e preservare l'integrità del pianeta [1].

Le politiche governative, la forte domanda dei consumatori e le forti riduzioni dei costi sul lato tecnologico sono fattori fondamentali che hanno portato gli impianti per produzione di energie rinnovabili ad una massiccia diffusione nell'infrastruttura energetica globale; gli investimenti globali in tale settore continuano a crescere, fino ad arrivare ad un tasso di adozione delle energie rinnovabili del 18% [2] [3] con una capacità in costante crescita che ha registrato un picco nel 2016. Tra le varie fonti di energia rinnovabile, l'energia solare è la fonte più abbondante e la maggior parte delle energie rinnovabili sono originate indirettamente dal sole [4]; la maggior parte del potenziale della fonte solare si trova nella cosiddetta "sun belt", ovvero un'area all'interno della quale si registrano altissimi livelli di irraggiamento solare e coincidente con la regione centrale dell'emisfero. In particolare regioni come il Nord Africa e il Medio Oriente hanno un ruolo di fondamentale importanza in quanto sono aree dotate di grande potenzialità energetica (Figura 1.1 [5]) in quanto dispongono di vaste aree adatte all'installazione di grandi quantità di impianti solari; come ordine di grandezza, si stima che in queste aree ogni metro quadrato di collettore solare (dispositivo atto

a captare la radiazione solare) possa produrre in un anno un'energia termica equivalente a circa un barile di petrolio [6].

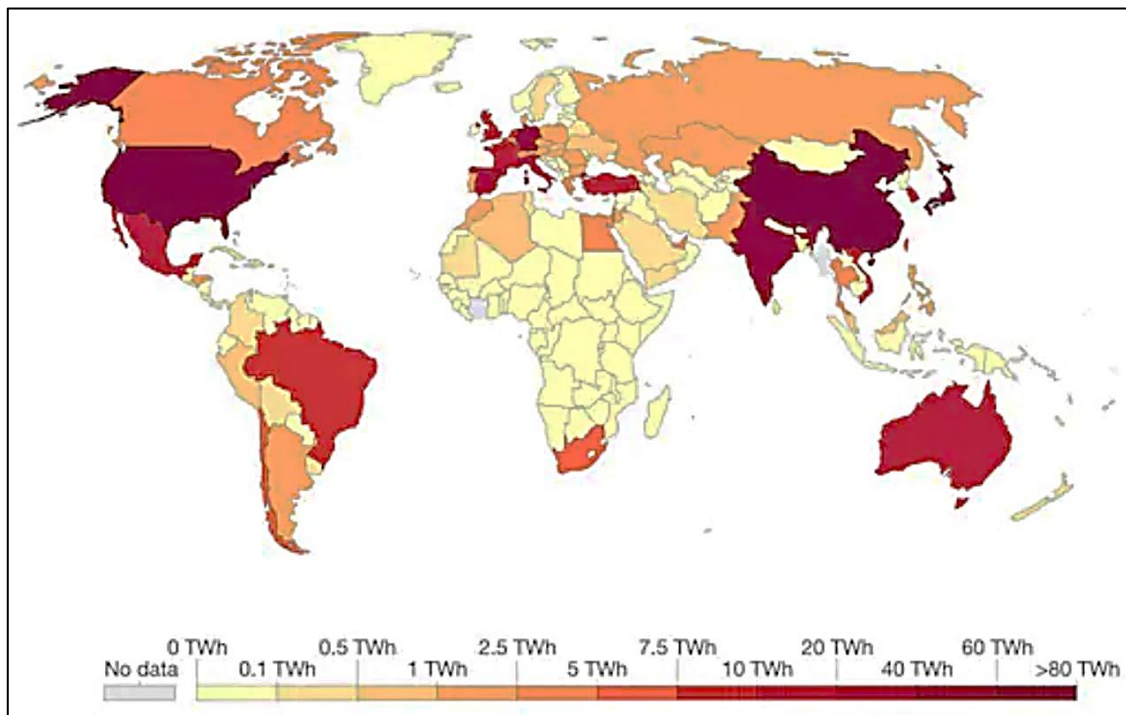


Figura 1.1 - Produzione di elettricità da solare, misurata in terawatt-ora (TWh) all'anno [5]

Al fine di sfruttare a pieno questo potenziale, le più grandi economie del mondo hanno contribuito alla diffusione e allo sviluppo di tale risorsa per mezzo di cospicui investimenti nel settore fotovoltaico e nei sistemi termodinamici a concentrazione (CSP, dall'inglese Concentrating Solar Power); a tal proposito tra il 2015 al 2016 la Cina ha aumentato la propria capacità fotovoltaica del 46% seguita dagli Stati Uniti d'America con il 20%, dal Giappone con l'11.5%, e dall'India con il 5.5%, mentre nel resto del mondo si registra un incremento del 17% [2]. Riguardo alle tecnologie CSP, essi sono sistemi che sfruttano la possibilità di concentrare la luce del sole focalizzandola attraverso lenti o specchi concavi al fine di produrre energia elettrica attraverso un ciclo Rankine Organico (ORC); questi sistemi godono di un elevato potenziale tecnologico e di vantaggi intrinseci tali da suscitare l'interesse di diverse organizzazioni di ricerca (tra cui l' ENEA) e numerose realtà industriali fortemente impegnate in attività di ricerca e sviluppo in questo settore, con l'obiettivo di sviluppare componenti e soluzioni impiantistiche innovative con risultati attualmente molto promettenti [7].

Per quanto riguarda la diffusione delle centrali energetiche provviste di impianto solare termodinamico, a livello mondiale è presente una vasta rete di impianti installati che sfruttano metodologie e strumentazioni diverse per captare e immagazzinare l'energia solare: negli Stati Uniti d'America gli impianti di maggiore capacità sono principalmente il "Solar Energy Generating Systems" (SEGS) installato in California e attivo da 1985 con i suoi 9 impianti dimensionati per garantire una capacità energetica di 350 MW, il "Nevada Solar One" che dal 2007 offre una potenza elettrica di 64 MW e l'impianto denominato "Ivanpah Solar Electric Generating Station" (ISEGS) che costituisce la più grande centrale solare al mondo costituita da torre e campo di specchi. Su suolo europeo molto è stato fatto in Spagna, dove tra il 2006 e il 2011 sono state installate oltre 30 centrali energetiche sia con accumulo termico (come nel caso della centrale Andasol 1) sia sprovviste di accumulo, la maggior parte delle quali con capacità di 50 MW, limitata per via del limite legislativo imposto; in Italia nel dicembre 2012 è stato presentato il progetto per la realizzazione di un impianto solare a tecnologia termodinamica con una potenza elettrica totale generabile di 50 MW, il quale si estenderà a Banzi in provincia di Potenza [8]. Monitorando la presenza di tali centrali energetiche nel corso degli ultimi quarant'anni e prevedendone l'andamento fino al 2025, facendo riferimento alla Figura 1.2 [9] è possibile notare una diffusione crescente di tali sistemi aumentata soprattutto a partire dai primi anni duemila, crescita tuttavia meno marcata rispetto a quella relativa ad applicazioni fotovoltaiche ed eoliche.

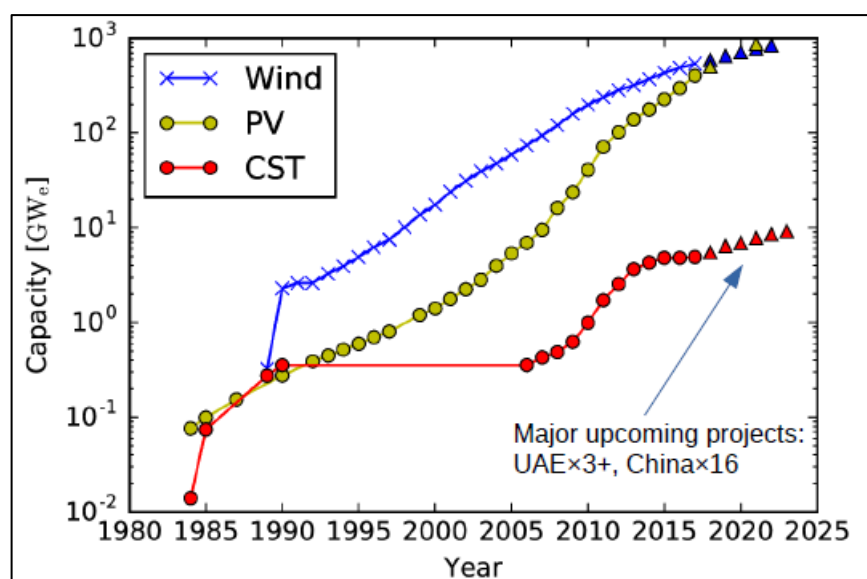


Figura 1.2 - Andamenti capacità installata di impianti a concentrazione (CSP/CST), eolici e fotovoltaici (PV) [9]

1.2 La radiazione solare

Alla base dell'energia solare e dei suoi molteplici utilizzi ci sono le radiazioni elettromagnetiche emesse dal Sole, ovvero energia radiante generata a partire dalle reazioni di fusione che avvengono al suo interno; tali radiazioni si propagano nello spazio e presentano un campo esteso di frequenze d'onda, includendo tre diverse categorie: ultravioletto (300÷400 nm), visibile (400 ÷ 700 nm) e infrarosso (700 ÷ 3000 nm). La radiazione solare è classificabile in tre differenti tipologie [10]:

- *Radiazione collimata / diretta*: raggiunge la superficie della Terra nella direzione dei raggi solari senza aver subito riflessioni o assorbimenti, pertanto è individuabile una sua direzione (sole – oggetto) precisa;
- *Radiazione diffusa*: raggiunge il suolo terrestre da tutte le direzioni a causa di processi atmosferici di riflessione e diffusione. Tale radiazione è presente al livello del suolo in qualsiasi condizione climatica e costituisce circa il 10% della radiazione diretta in caso di cielo sereno, mentre in giornate molto nuvolose essa rappresenta la totalità dell'energia raggiante;
- *Radiazione riflessa*: radiazione riflessa in seguito all'urto con corpi presenti sulla superficie terrestre; ad ogni materiale è associato un coefficiente di riflessione (albedo) secondo normativa UNI 8477 (Tabella 1.1) ma qualora il coefficiente di albedo dei corpi circostanti la superficie captante sia basso e/o se tale superficie sia poco inclinata rispetto all'orizzontale, questo contributo viene trascurato.

Superficie	Coeff. di albedo	Superficie	Coeff. di albedo
Neve (fresca o con un film di ghiaccio)	0.75	Calcestruzzo	0.22
Superfici acquose	0.07	Foglie morte	0.30
Suolo creta, marne	0.14	Erba verde	0.26
Strade sterrate	0.04	Tetti e terrazze in bitume	0.13
Bosco di conifere d'inverno	0.07	Superfici scure di edifici	0.27
Bosco in autunno	0.26	Superfici chiare di edifici	0.60
Asfalto	0.10	Pietrisco	0.20

Tabella 1.1 - Coefficiente di riflessione di alcune superfici [10]

Sebbene la tecnologia fotovoltaica sfrutti sia la radiazione diretta che la radiazione diffusa, risultando quindi una tecnologia appropriata a zone con scarso irraggiamento diretto (quali l'Europa settentrionale), la tecnologia CSP invece sfrutta esclusivamente la radiazione diretta; analizzando più nel dettaglio tale fenomeno, risulta evidente come intensità e direzione della radiazione collimata dipendano dalla posizione del sole nel cielo e dalla disposizione dell'area ricettrice nello spazio, queste grandezze sono espresse in funzione degli angoli caratteristici del luogo, del tempo e dell'orientamento dell'area ricettrice. I parametri fondamentali per l'analisi della radiazione solare sono riportati in Figura 1.3 e dipendono da latitudine (Φ), declinazione solare (δ) e angolo orario (ω), più dettagliatamente:

- *Latitudine* (Φ) : angolo che la retta passante per la località in esame e il centro della terra forma con il piano dell'equatore, positiva se ci si trova nell'emisfero settentrionale;
- *Declinazione solare* (δ) : angolo compreso tra la direzione dei raggi solari a mezzogiorno e lo zenit sull'equatore, per valutare tale grandezza si usa la formula di Cooper:

$$\delta = 23.45 \cdot \text{sen} \left(\frac{(284 + n) \cdot 360}{365} \right) \quad (1)$$

dove n corrisponde al numero del giorno dell'anno, facendo partire la numerazione dal 1° Gennaio. Come dimostra l'andamento in Figura 1.4, la declinazione solare aumenta passando dall'inverno all'estate e viceversa con un picco di 23.45 corrispondente al 21 Giugno e un valore minimo di -23.45 il 21 Dicembre;

- *Angolo orario* (ω) : distanza angolare tra il Sole e la sua posizione a mezzogiorno lungo la sua traiettoria apparente sulla volta celeste, tale quantità ha valore nullo a mezzogiorno, positivo la mattina e negativo il pomeriggio [10].

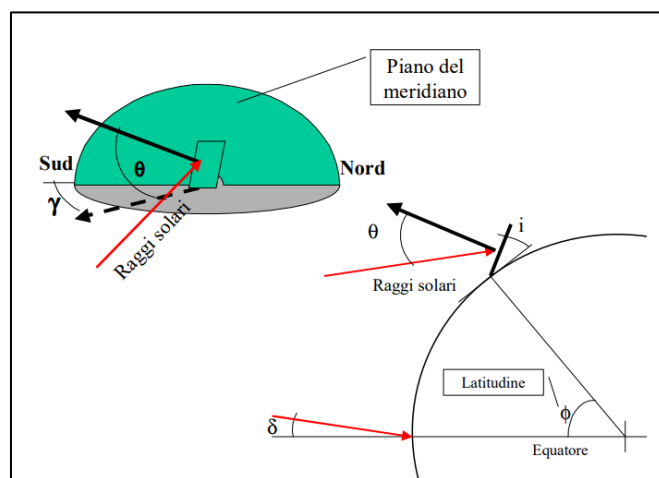


Figura 1.3 - Angoli di interesse radiazione diretta [10]

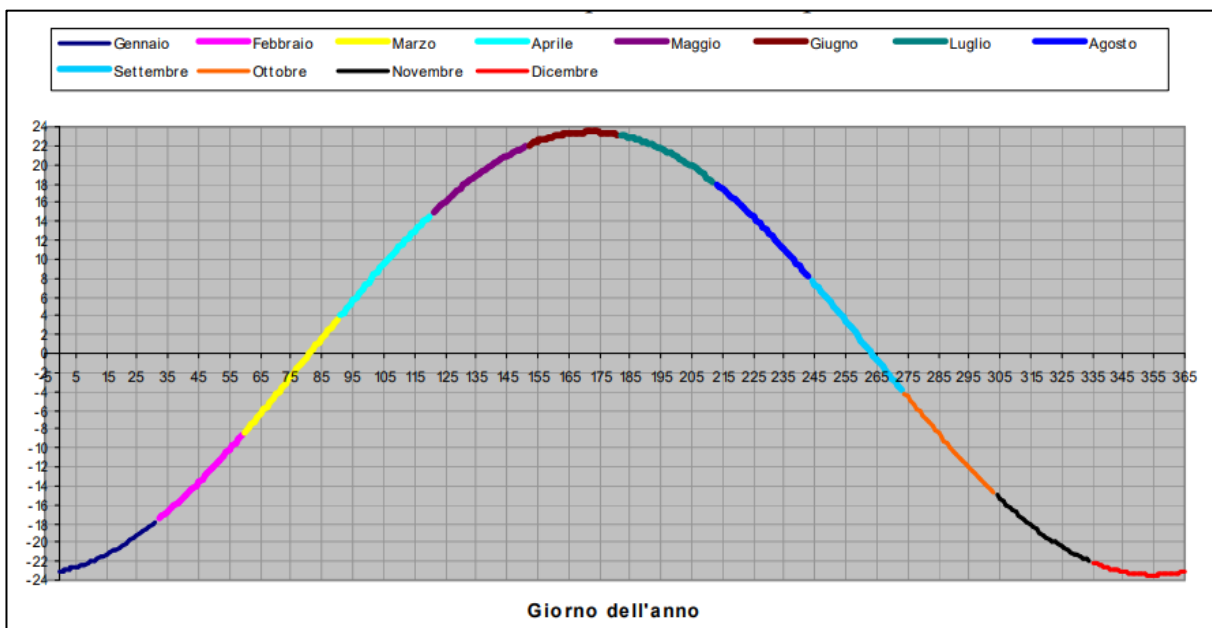


Figura 1.4 – Andamento declinazione solare [10]

2. Impianti CSP (Concentrating Solar Power)

2.1 Generalità

Un impianto solare a concentrazione (CSP, Concentrating Solar Power) utilizza la radiazione solare come fonte di energia ad alta temperatura in sostituzione dei combustibili fossili (impianti solo solari) o in combinazione con essi (impianti ibridi); per captare adeguatamente l'energia solare all'interno di tali sistemi vengono utilizzati opportuni dispositivi: un *concentratore*, atto a raccogliere e concentrare la radiazione solare e un *ricevitore*, dove l'energia raccolta è convertita in energia termica e trasferita ad un fluido termico primario; molto spesso tali dispositivi vengono accorpati in un unico elemento chiamato *collettore* che comprende un ricevitore con un insieme di specchi concentratori (ogni impianto prevede diversi collettori, da decine a migliaia) [7].

La produzione termica può essere immagazzinata a basso costo e con perdite ridotte per mezzo di serbatoi di accumulo dell'energia termica (*Thermal energy store / TES*); tale accumulo termico serve per omogeneizzare la temperatura del fluido prima di essere convogliato nell'evaporatore e può essere adoperata per molteplici finalità: dalla fornitura di acqua calda sanitaria (DHW/ACS), al riscaldamento e raffreddamento degli ambienti o dei processi alla generazione di energia elettrica attraverso dei cicli termodinamici, offrendo una valida alternativa alla produzione di elettricità basata sul fotovoltaico.

Nella presente trattazione si sceglie di analizzare un sistema su piccola scala, in particolare si vuole ottenere energia utilizzando una fonte rinnovabile (luce solare) e TES a basso costo; a valle di tali considerazioni la tipologia di ciclo termodinamico più adatta risulta essere il Ciclo Rankine Organico (ORC) all'interno del quale scorre un fluido secondario organico, a causa della sua idoneità in applicazioni su piccola scala e di cogenerazione e poligenerazione per edifici domestici e commerciali. Tale ciclo è formato da un *evaporatore* all'interno del quale avviene il passaggio di stato da liquido a gas ed esso può essere incluso nel serbatoio di accumulo (*Thermal energy store with internal HEX*) o può essere indipendente e collegato al resto dell'impianto; è presente inoltre un condensatore dove avviene il passaggio di stato da

gas a liquido, una pompa per il ricircolo del fluido e un espansore, costituito il più delle volte da una turbina collegata a sua volta ad un generatore per la produzione di energia elettrica. Una schematizzazione d'impianto è raffigurata in Figura 2.1, dove sono presenti due configurazioni dello stesso sistema che si differenziano principalmente per la tipologia di collettore solare adoperato e di conseguenza per la sua temperatura di funzionamento, dalla quale dipende il ciclo ORC e la rete di distribuzione dell'acqua calda sanitaria [11]:

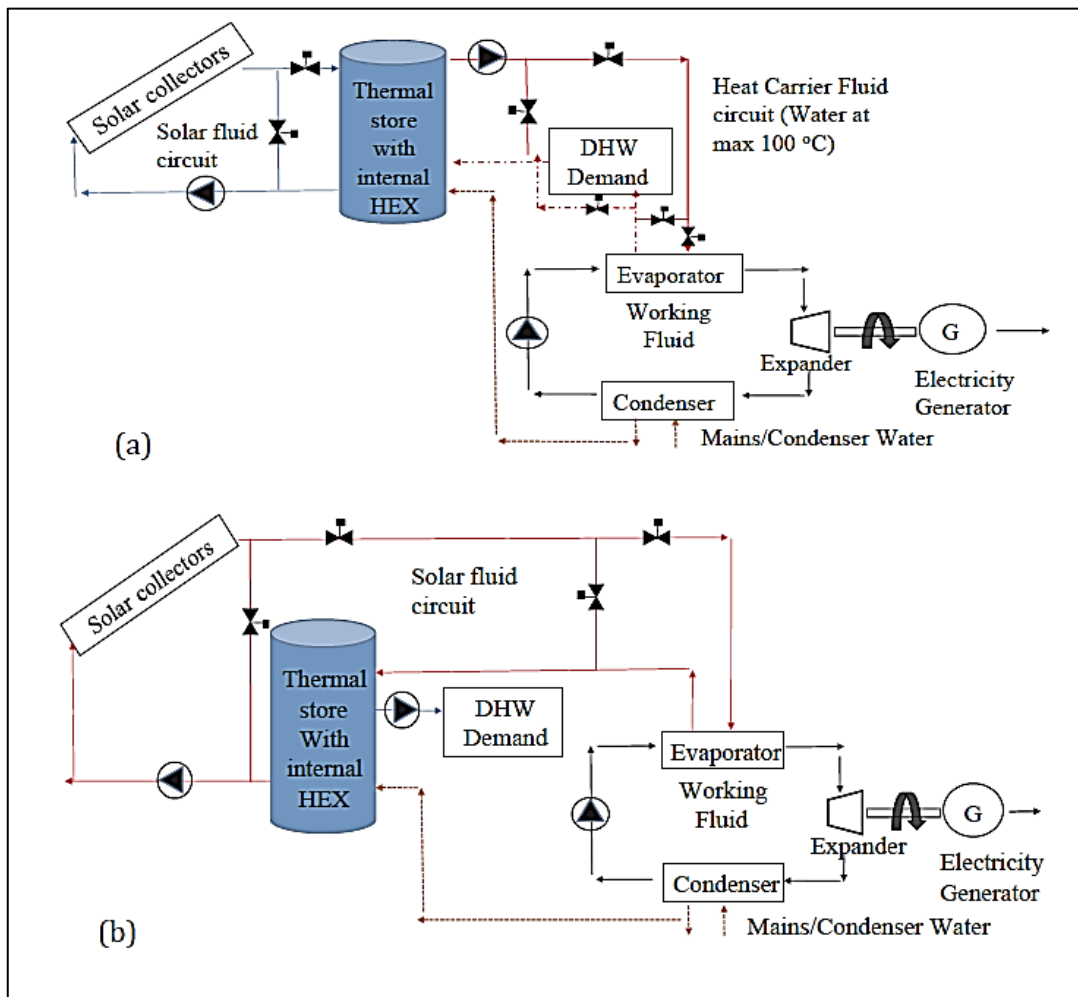


Figura 2.1 - Sistema CSP integrato con ciclo ORC con collettori: a) "flat-plate" b) "evacuated-tube" [11]

2.2 Interesse e sviluppi futuri della tecnologia

Allo stato attuale l'impiego delle tecnologie CSP si dimostra sempre di più una buona alternativa che contribuisce al processo di decarbonizzazione di diversi settori industriali, particolarmente adatto e di conseguenza utilizzato per grosse applicazioni e fabbisogni energetici. Lo sviluppo previsto per le applicazioni CSP segue quello delle tecnologie eoliche di almeno due decenni, in più le installazioni di quest'ultime sono maggiormente diffuse su scala globale come dimostra il grafico in Figura 2.2 [12]. Analizzando gli andamenti dal punto di vista economico, si prevede una progressiva riduzione del costo livellato (LEC) fino a raggiungere un costo previsto di 6 US¢/kWh entro il 2025, raggiungendo in corrispondenza di tale data il costo degli impianti a combustibile fossile e arrivando quindi a offrire soluzioni economicamente vantaggiose e concorrenziali in ottica di mercato.

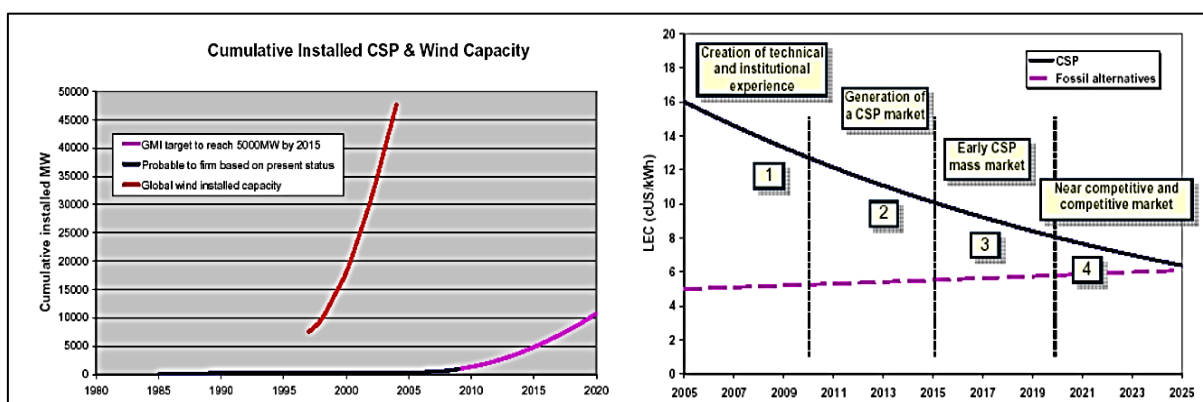


Figura 2.2 - Sviluppo installazioni eoliche e solari CSP e andamento dei costi previsti entro il 2020-2025 [12]

Nonostante il vivo interesse della comunità scientifica per tali tecnologie e i notevoli risultati ottenuti in termini di sviluppo tecnico, gli andamenti di crescita e sviluppo sono strettamente collegati alla condizione economico-politico attuale e riguardante gli anni a venire; a tal proposito riveste particolare importanza la questione sullo sfruttamento della risorsa solare presente nel Mediterraneo, dal momento che potrebbe avere notevoli implicazioni in termini di integrazione Nord-Sud e quindi di sviluppo di relazioni pacifiche tra questi territori.

Volendo ampliare la diffusione di questi sistemi però, occorre necessariamente impiegare tempo e risorse per rendere i sistemi CSP appetibili e concorrenziali anche per applicazioni discrete e private; un evidente svantaggio è caratterizzato dal costo d'installazione: a tal

proposito si vuole puntare alla realizzazione di eliostati più economici ed efficienti che rendano possibile l'installazione anche in luoghi a discreta potenzialità energetica; con il progresso tecnologico si vuole puntare inoltre ad una diminuzione della complessità tecnologia che consentirebbe di ottenere costi contenuti di costruzione. Dal punto di vista tecnologico si potrebbe sostituire l'impiego dei sali fusi con altri materiali con una capacità di accumulo energetico migliore oppure impiegare l'intelligenza artificiale per rendere i collettori solari in grado di ruotare e seguire la sorgente solare lungo tutto l'arco della giornata [13]. Altri aspetti sui quali si stanno concentrando le attività di ricerca portate avanti negli ultimi anni sono: la riduzione del costo del ricevitore solare agendo sulla scelta dei materiali di composizione, la sostituzione del fluido operativo nel ciclo termodinamico optando per fluidi organici o anidride carbonica a favore del vapor d'acqua, lo sviluppo di sistemi di accumulo ad alta temperatura con materiali a transizione di fase per la riduzione dei costi e volumi e l'adozione di metodologie operative mirate a limitare i costi di manutenzione degli impianti come ad esempio limitare il consumo d'acqua per la pulizia dei ricevitori [14].

In un'ottica ancora più futuribile, la produzione diretta di idrogeno associata alla tecnologia CSP potrebbe permettere di aumentare notevolmente la produzione energetica della "sun belt"; nell'immediato si è registrato alcune zone dell'Europa meridionale, in particolare in Spagna e Italia meridionale, dispongono di una discreta potenzialità per sfruttare le tecnologie CSP ai fini di aumentare la quota rinnovabile di produzione elettrica.

Restringendo il campo al territorio italiano, uno degli obiettivi principali che la comunità scientifica e le realtà industriali si sono posti è quello di perseguire lo sviluppo tecnico delle tecnologie CSP con la finalità di garantire una fonte energetica naturale in un'ottica di integrazione euromediterranea e di globalizzazione della problematica ambientale.

2.3 Tipologie impiantistiche e caratteristiche

Le soluzioni impiantistiche riguardanti i sistemi CSP sono molteplici e spaziano dalla tipologia di collettore alla taglia dell'impianto installata, in fase di installazione la scelta ricade sulla tipologia di impianto che meglio si adatta ai criteri di progettazione ottenuti e un parametro fondamentale è senz'altro la temperatura d'esercizio dell'applicazione che si vuole realizzare, dalla quale dipendono gran parte delle scelte adottate. In Figura 2.3 sono diagrammate alcune scelte progettuali in funzione di tipologia di applicazione, temperatura operativa e tipologia di sistema CSP; si nota come all'aumentare della temperatura richiesta dall'applicazione, maggiore risulterà essere il fattore di concentrazione del collettore solare installato.

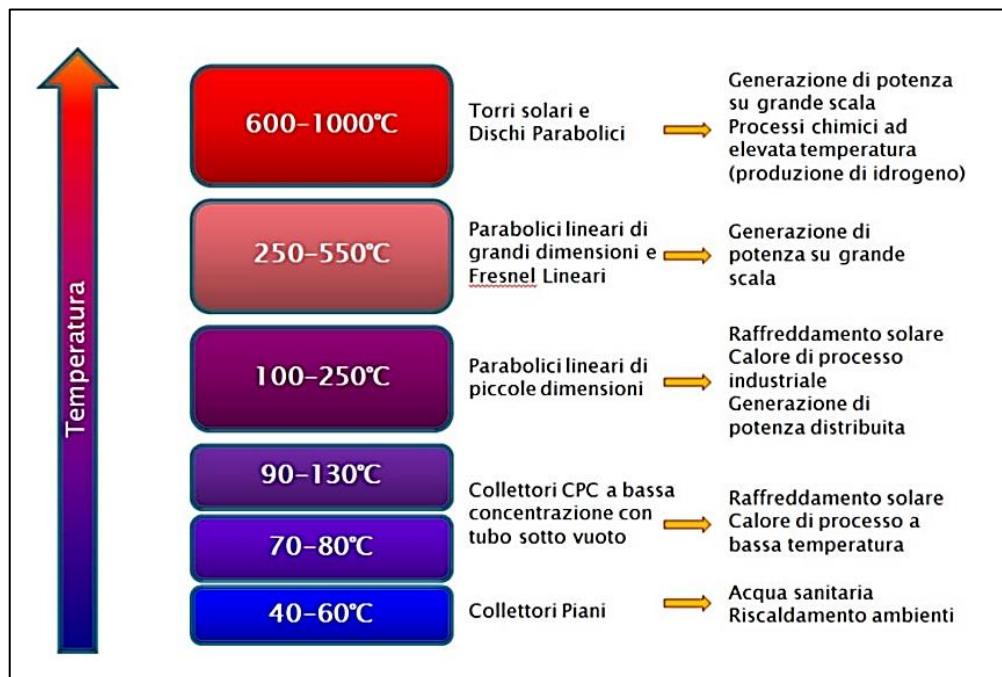


Figura 2.3 - Temperature e criteri di scelta (CSP) [7]

La diversità maggiore è espressa in primis dalla tipologia di sistema di concentrazione dell'energia solare utilizzata; più nel dettaglio, si possono classificare i sistemi CSP in base alle tipologie di collettori maggiormente installati [15]:

- 1) Collettore parabolico lineare (PT);
- 2) Collettore lineare Fresnel (FR);
- 3) Torre Solare (ST);
- 4) Disco Parabolico (SD).

Ciascuna di queste tecnologie capta l'energia solare con una modalità e in quantità differente dalle altre, condizionando di conseguenza la temperatura operativa raggiungibile; analizzando dapprima le prime due tecnologie, esse sono caratterizzate da specchi che concentrano la radiazione solare su una linea focale, con fattori di concentrazione di 60-80 e massima temperatura operativa di 550 °C. Nelle altre due configurazioni invece gli specchi concentrano la radiazione su un singolo punto focale, con fattori di concentrazione molto più elevati e raggiungendo temperature operative più elevate. In Tabella 2.1 è presente una raccolta dei fattori caratteristici classificati per tipologia di collettore, assumendo temperature ed efficienza valutate in condizioni ideali (100% corpo nero) considerando il parametro *efficienza solare* come il rapporto tra la produzione elettrica netta e la radiazione solare netta.

Sistemi	Fattore di concentrazione	Efficienza solare di picco (%)	Efficienza solare media annua (%)	Temperatura massima (°C)	Temperatura ottimale (°C)	Efficienza massima (%)
Parabolici Lineari	70-80	24-28	12-16	750-850	350-450	46-50
Fresnel Lineari	25-100	20	9-11	600-900	300-450	40-50
Torri solari	300-1000	22-24	16-18	1250-1750	610-900	60-67
Dischi parabolici	300-2000	24-26	13-16	1250-2100	610-1080	60-70

Tabella 2.1 - Parametri caratteristici collettori per sistemi CSP [7]

2.3.1 Collettore parabolico lineare

I collettori parabolici lineari (PT - Parabolic Trough) rappresentano la tecnologia maggiormente consolidata a livello industriale oltre alla scelta di installazione economicamente più conveniente, fattori che hanno permesso una diffusione massiccia di tali sistemi. Il principio di funzionamento si basa su degli specchi parabolici lineari (concentratori) che concentrano i raggi solari su dei ricevitori tubolari posti lungo la relativa linea focale, come raffigurato in Figura 2.4; tali concentratori sono collegati meccanicamente al ricevitore associato e l'intero sistema ruota intorno ad un asse seguendo il percorso del sole durante tutte le fasi della giornata tramite un sistema di movimentazione laterale evidenziato in Figura 2.5 [7].

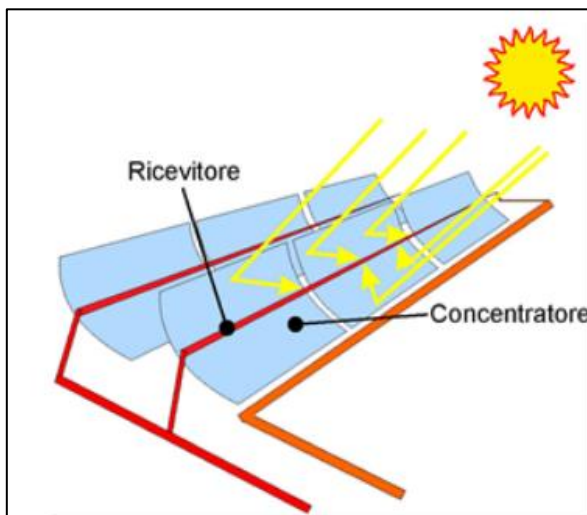


Figura 2.4 – Collettore parabolico lineare [7]



Figura 2.5 – Sistema di movimentazione [7]

Il sistema di movimentazione può essere di tipo idraulico o elettromeccanico e viene controllato per mezzo di appositi dispositivi ottici di puntamento o in alternativa viene monitorato il movimento del sole e viene impartita la posizione da assumere di conseguenza, tramite un applicativo software.

Il concentratore parabolico è un assorbitore di forma cilindrica a sezione parabolica, prodotto tramite piegatura di lamine di metallo lucidato, utilizzando degli specchi concavi o applicando pellicole adesive riflettenti su superfici curvate e dal momento che tali componenti sono esposti all'aria aperta, devono essere progettati adeguatamente per resistere agli agenti atmosferici, alla polvere e alle impurità che potrebbero entrare in contatto con essi e

intaccarne le proprietà ottiche; al fine di garantire il corretto funzionamento di questa tipologia di collettori occorre prevedere cicli di manutenzione regolari o adoperare sistemi automatici di rimozione delle impurità. I ricevitori sono dotati di un particolare rivestimento per massimizzare l'assorbimento dei raggi solari e la conversione in calore dell'energia trasportata da essi, minimizzando le perdite per emissione di radiazione infrarossa a causa dell'alta temperatura di funzionamento; ogni ricevitore è racchiuso in un involucro di vetro coassiale trattato superficialmente per garantire e accentuare le proprietà antiriflesso ed aumentare la trasmissibilità ai raggi solari ed è inoltre provvisto di un'intercapedine sotto vuoto, al fine di evitare perdite di calore per convezione con l'aria esterna. Il calore derivante dall'energia solare è asportato da un fluido termovettore (fluido primario) che scorre all'interno dei tubi ricevitori e trasferisce la quota di calore al ciclo termodinamico associato, per la generazione di energia elettrica attraverso la turbina.

A seconda della dimensione dell'impianto installato le dimensioni dei collettori variano notevolmente, ad esempio per impianti di grandi dimensioni si arrivano ad installare collettori di lunghezza pari a 100 metri con un'apertura di circa 6 metri, mentre per impianti di produzione elettrica si adoperano collettori di 250 metri con apertura superiore a 8 metri; per impianti di taglia più piccola si prediligono collettori di 50 metri con aperture di circa un paio di metri. Gli impianti con collettori parabolici lineari costituiscono la maggioranza degli impianti CSP installati e sono adoperati in ottima percentuale per la produzione di energia elettrica; in linea generale questi impianti hanno potenze variabili (da 15 a 100 MW) con efficienze medie fino al 16% definendo "efficienza" come il rapporto tra energia elettrica netta prodotta e energia solare in ingresso; presentano un limite tecnologico importante e non trascurabile costituito dalla presenza di olio sintetico come fluido primario, che ne limita la temperatura d'esercizio a 390 °C ai fini di salvaguardarne la stabilità [7].

2.3.2 Collettore lineare Fresnel

Il collettore lineare Fresnel è un'evoluzione del collettore parabolico lineare, esso è costituito da una serie di eliostati lineari (specchi piani o leggermente curvi) che riflettono e concentrano la radiazione solare su un tubo ricevitore fisso posto in posizione orizzontale lungo l'asse focale al di sopra dei collettori, come schematizzato in Figura 2.6 [7].

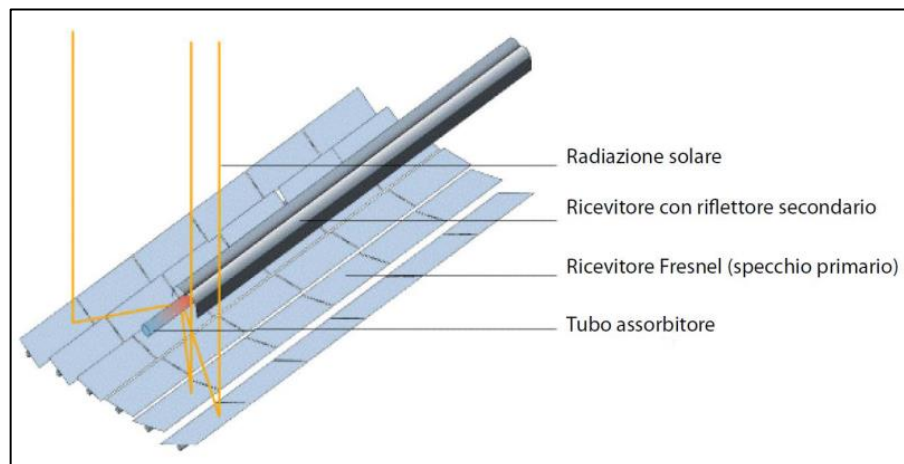


Figura 2.6 - Schema di funzionamento del collettore Fresnel [7]

Il ricevitore è spesso costituito da un tubo in acciaio protetto da vetro in assenza di sottovuoto (sono in fase di sviluppo delle alternative che prevedono tubi ricevitori dello stesso tipo usato per i collettori a parabole lineari). In questa tipologia di collettori la movimentazione riguarda solo il concentratore: gli specchi sono in grado di ruotare lungo l'asse longitudinale in modo da inseguire il moto del sole e mantenere la radiazione solare costantemente riflessa sul tubo ricevitore; sono montati in prossimità del terreno consentendo di ridurre gli effetti dannosi provocati dalla forza del vento minimizzando l'utilizzo di strutture di sostegno (Figura 2.7).



Figura 2.7 - Impianto di Puerto Errado 2, Spagna [7]

Questi tipi di collettori godono di diverse caratteristiche che li rendono particolarmente adatti ad applicazioni a bassa e media temperatura, sono inoltre molto competitivi a livello globale poiché sono caratterizzati da semplicità costruttiva, bassi costi di manutenzione e installazione a causa del minor impiego di materiali, basso impatto degli agenti atmosferici (es. vento), un tubo ricevitore stazionario e la possibilità di sfruttare a pieno il terreno adoperato e l'area sottostante. Un altro vantaggio tipico di questi collettori è il limitato effetto ombra in condizioni ordinarie di installazione, contributo trascurabile se si installano i collettori vicini, ma al quale occorre prestare particolare attenzione poiché la presenza di ombreggiatura comporterebbe il blocco dei ricevitori; in caso di presenza di ombreggiatura si può optare per aumentare l'altezza del concentratore o aumentare i ricevitori, andando incontro però ad un aumento dei costi di installazione dell'impianto.

Il fluido termovettore utilizzato maggiormente è acqua pressurizzata con produzione diretta di vapore all'interno del tubo ricevitore, per applicazioni fino a 270 °C e 40 bar o olio diatermico per applicazioni superiori ai 270 °C. Per quanto riguarda il rendimento, tali dispositivi hanno un rendimento medio inferiore se confrontati con i collettori parabolici lineari e questo a causa dei loro aspetti costruttivi: il tubo ricevitore non isolato è soggetto a maggiori perdite di energia e il sistema di concentramento della radiazione è di base meno efficiente rispetto a quello di altre tipologie di collettori. Si può in alternativa utilizzare una variante del suddetto collettore, ovvero il CLFR (Compact Linear Fresnel Reflector) raffigurato in Figura 2.8: con questa tipologia di collettori è possibile alternare l'inclinazione degli specchi focalizzando l'energia solare verso più ricevitori, minimizzando di conseguenza l'effetto ombra tra due riflettori contigui; si ottiene dunque una maggiore densità di riflettori unita ad un incremento di efficienza, una diminuzione della superficie d'installazione necessaria e una minore elevazione dei ricevitori. Per quanto vantaggiosa tale tecnologia possa essere, essa incontra però un limite alla sua diffusione a causa dell'assenza di dispositivi per l'accumulo termico efficienti e compatibili [7].

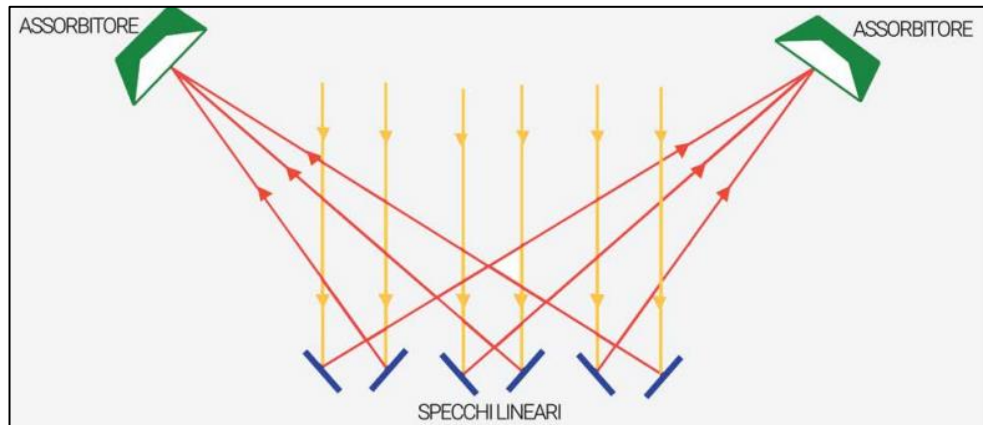


Figura 2.8 - Schema di funzionamento del collettore Fresnel con ricevitori multipli [7]

2.3.3 Torre solare

Il sistema a torre solare (o torre centrale) prevede l'utilizzo di pannelli riflettenti piani (eliostati) che si muovono seguendo la posizione del Sole, con un movimento di rotazione su due assi, concentrando la luce solare verso un unico ricevitore; esso è installato sulla sommità di una struttura (torre) e al suo interno viene fatto circolare un fluido per l'asportazione del calore solare che verrà sfruttato ad esempio per la produzione di energia elettrica (Figura 2.9).

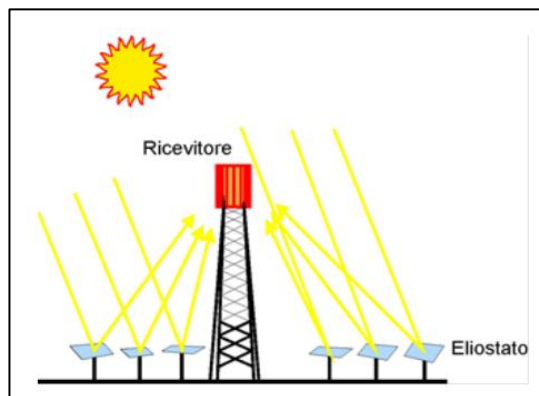


Figura 2.9 - Schema di funzionamento della torre solare [7]

Il concentratore è costituito da un elevato numero di eliostati che formano una superficie di raccolta dell'energia solare che può estendersi anche per migliaia di metri quadrati, con una disposizione ad emiciclo verso Nord o finalizzata a circondare completamente la torre; i raggi solari, dopo aver colpito l'eliostato, vengono riflessi su un punto specifico chiamato punto focale e la sua altezza rispetto al suolo cresce all'aumentare dell'estensione del campo solare, fino a superare anche il centinaio di metri.

Gli eliostati presi in considerazione in questi sistemi hanno superfici variabili che vanno da 40 a 170 m² e la scelta in termini di dimensioni è strettamente collegata alle dimensioni dell'impianto da realizzare e dall'evoluzione tecnica dei sistemi di movimentazione e gestione degli eliostati; il materiale utilizzato per la superficie è lo specchio di vetro, ma sono stati sperimentati anche materiali alternativi quali membrane riflettenti o fogli metallici. Per evitare fenomeni di ombreggiamento che diminuirebbero l'efficienza dell'intero sistema, si installano gli eliostati con un distanziamento crescente all'allontanarsi dalla torre centrale.

Il fluido termovettore che circola all'interno del ricevitore può raggiungere alte temperature di esercizio (fino a 565 °C utilizzando sali fusi e fino a 800 ÷ 1.000 °C utilizzando aria) e questo è legato all'alto fattore di concentrazione che caratterizza questo tipo di impianti (700 ÷ 1500); il calore disponibile può essere utilizzato sia in processi chimici ad elevate temperature sia in cicli termodinamici ad alto rendimento per la produzione di energia elettrica e all'impianto può essere abbinato anche un sistema di accumulo termico per soddisfare la richiesta energetica in maniera più adeguata, senza il quale l'impianto potrebbe operare esclusivamente in presenza della radiazione solare e avere al massimo un fattore di carico di circa il 25%.

La dimensione degli impianti installati è legata alla capacità di mantenere puntati gli eliostati assicurando la precisione necessaria e prestando attenzione alla presenza di agenti atmosferici e alla distanza dei pannelli dal ricevitore; la potenza nominale limite per questo tipo di impianti è stata valutata nel range di 50 ÷ 100 MW_e associata ad un raggio di estensione degli eliostati pari a 1000 metri e ad un'altezza di 200 ÷ 250 m della torre [7].



Figura 2.10 - Impianto a torre centrale PS10 [7]

2.3.4 Disco Parabolico

Gi impianti CSP con disco parabolico prevedono l'utilizzo di pannelli riflettenti di forma paraboloidica provvisti di un sistema di movimentazione attorno a due assi ortogonali, che concentrano la radiazione solare su un ricevitore montato nel punto focale (Figura 2.11).

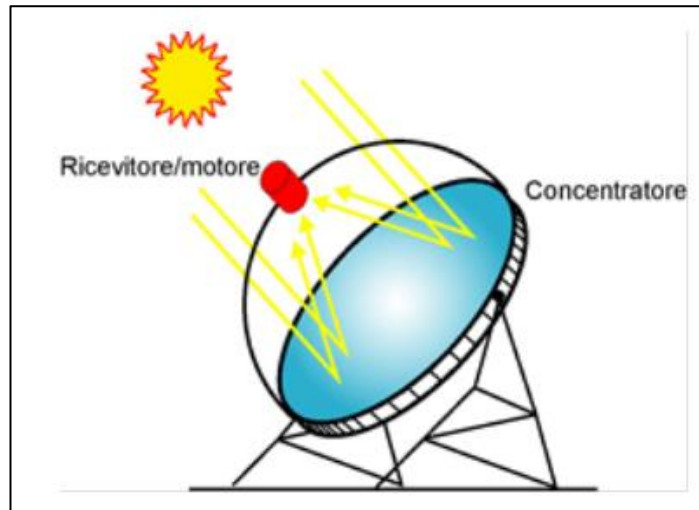


Figura 2.11 - Schema di funzionamento del disco parabolico [7]

Dal punto di vista costruttivo, il concentratore idealmente dovrebbe avere la forma di un paraboloide di rivoluzione anche se operativamente si cerca di realizzare una superficie quanto più accurata possibile sfruttando una serie di specchi con profilo sferico, ottenendo superfici con un diametro non maggiore di 15 metri (per motivi economici) e limitando di conseguenza la potenza ad un massimo di 30 kW_e erogati; durante il periodo di operatività essi entrano in funzione al mattino, seguono la traiettoria del Sole nel suo moto diurno e ritornano in posizione di riposo a fine giornata.

Il calore ad alta temperatura viene normalmente trasferito ad un fluido ed utilizzato in un motore, posizionato al di sopra del ricevitore, dove viene prodotta direttamente energia meccanica o elettrica; tale fluido di lavoro attraversa una serie di processi termodinamici che avvengono ad esempio in una turbina con la finalità di produrre energia meccanica (che su richiesta può essere convertita a sua volta in energia elettrica tramite un alternatore). Gli impianti attualmente in funzione utilizzano motori con cicli Stirling alimentati ad aria o idrogeno e sono dotati di autonomia completa e non necessitano di sorveglianza continua, in alternativa questi dispositivi possono essere installati in cluster/solar farm; di recente sono

stati sviluppati impianti-prototipo che impiegano microturbine ad aria, seguendo il funzionamento dei cicli Bryton.

Confrontando le due tecnologie, le turbine Bryton sono più economiche rispetto alle macchine Stirling ma meno efficienti, si registrano infatti valori massimi di efficienza intorno al 33% contro il 42% tipico dei motori Stirling.

Nonostante i collettori a disco parabolico siano caratterizzati da elevata efficienza di conversione, facilità di installazione e da una consistente riduzione dei costi grazie alla produzione in grande serie, essi presentano lo svantaggio di non avere un sistema di accumulo termico; a tal proposito sono stati sviluppati diversi studi tra cui quello presso Sandia National Laboratories (SNL) dove è stato sviluppato un sistema a disco parabolico Stirling, raffigurato in Figura 2.12, da 25 kWe con un sistema di accumulo a cambiamento di fase che permette un'autonomia di 6 ore.

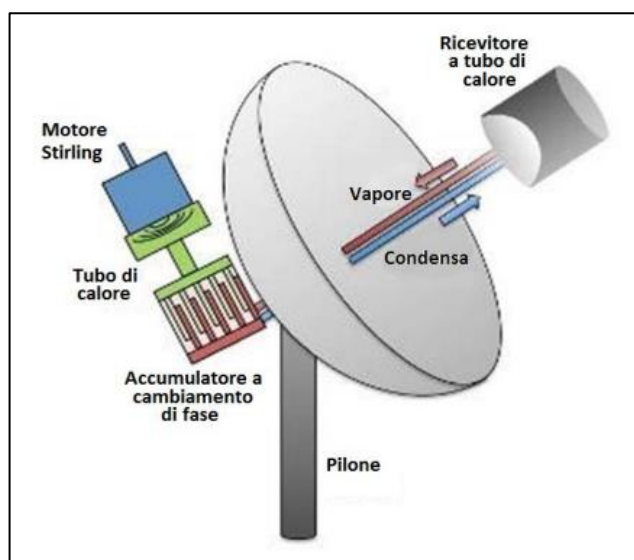


Figura 2.12 - Schema di disco parabolico con motore Stirling e sistema d'accumulo [7]

I collettori a disco parabolico offrono diverse facilitazioni nel loro utilizzo e grazie a questi aspetti si prevede che questi sistemi saranno diffusamente impiegati nella generazione distribuita e diventeranno competitivi anche sul mercato dei grandi impianti solari termodinamici [7].

3. Collettori: analisi dei componenti

Le attività di ricerca e sviluppo mandate avanti negli ultimi anni in materia impianti a concentrazione solare (CSP) hanno riguardato prettamente due aspetti: da un lato lo sviluppo e la prototipazione dei collettori solari insieme alle tubazioni di distribuzione annesse, dall'altro la specifica e successiva qualificazione di alcuni dei componenti essenziali del circuito (pompa di circolazione, valvole e strumentazione di processo).

Il collettore solare rappresenta il componente principale sia nel funzionamento dell'intero sistema, sia nell'analisi economica dello stesso pertanto risulta essere particolarmente importante affrontare degli studi in materia che ne ottimizzino il costo e la tecnologia, per permettere una maggiore e più agevole diffusione di tale tecnologia. A tal proposito ENEA con la partecipazione di importanti realtà dell'industria, si è posta l'obiettivo di migliorare i parametri tecnico-economici dei collettori solari tramite analisi di un prototipo appositamente progettato che è stato oggetto di diverse sperimentazioni tramite il circuito di prova PCS; tale collettore prototipale presenta una lunghezza pari a 50 metri e da un punto di vista costruttivo è costituito da quattro tipologie di elementi, inclusi nella maggior parte dei sistemi con collettori solari per applicazioni CSP:

- Degli *specchi* che costituiscono i concentratori solari e prodotti in vetro sottile (850 μm) o altri materiali con superfici riflettenti, in modo tale da poter essere piegati a freddo fino ad assumere la forma parabolica richiesta, per poi essere applicati su un pannello di supporto con funzione strutturale dopo essere stato opportunamente sagomato (si rimanda per un'analisi più approfondita al Paragrafo 3.1);
- Una *struttura di supporto* per gli specchi che consenta loro di inseguire il moto del sole e che garantisca al contempo rigidità, precisione geometrica elevata e resistenza ai carichi aerodinamici dovuti all'azione del vento;
- Un *sistema di movimentazione* in grado di far ruotare la struttura con la precisione di puntamento richiesta e comandato a distanza sulla base di comandi inviati dal sistema di supervisione di centrale. Tale sistema può essere anche in grado di movimentare il

- collettore in una posizione di sicurezza al riparo da agenti atmosferici che lo danneggerebbero, come vento o grandine;
- Una serie di *tubi ricevitori*, sui quali vengono concentrati i raggi solari e all'interno dei quali l'energia termica viene conferita al fluido vettore (si rimanda per un'analisi più approfondita al Paragrafo 3.2) [16].

Nel presente elaborato si fa riferimento in particolare al collettore solare parabolico a disco situato sul tetto dell'Energy Center di Torino, installato con lo scopo di svolgere studi e sperimentazioni a scopo di ricerca. Il paraboloide incluso nel collettore è stato progettato e realizzato dall'azienda *El.Ma. Electronic Machining srl* su commissione del Politecnico di Torino ed è rivestito internamente da un film polimerico riflettente con elevata efficienza ottica; è presente inoltre un sistema di inseguimento solare automatico a due assi indipendenti che assicura tramite l'utilizzo di fotocellule e apparati di puntamento appositi la ricezione delle radiazioni solari secondo il miglior angolo di incidenza possibile grazie ad una valutazione in tempo reale delle coordinate solari, istante per istante.

Il paraboloide presenta una superficie captante di 4.5 m^2 con rendimento ottico dell'80%, permettendo di raggiungere nel fuoco della parabola una temperatura di circa $1800 \text{ }^\circ\text{C}$, con una radiazione diretta media di circa 800 W/m^2 e una potenza concentrata in condizioni ottimali di circa 2.8 kW. Proseguendo con la trattazione verranno di seguito analizzati e diagrammati i diversi valori di irradianza solare rilevati per mezzo di un solarimetro (piroeliometro / piranometro) collocato sul tetto dell'Energy Center, in base a fattori come: ciclo stagionale, condizioni atmosferiche e irraggiamento disponibile nella città di Torino [17]. Il solarimetro utilizzato, anche chiamato "Sun Tracker", è un dispositivo appartenente alla serie "STR" ed è prodotto e commercializzato dall'azienda EKO Instruments Co. Ltd., società fondata nel 1927 ad Osaka con sedi negli Stati Uniti d'America e in Europa e che ha come obiettivo principale il supporto alla ricerca riguardante le energie rinnovabili [18]; come tutti i solarimetri appartenenti a questa categoria esso è composto da diversi dispositivi al suo interno che hanno il compito di alimentare, orientare e calibrare il tracker, tra cui un sensore

GPS che agevola la memorizzazione dei parametri di latitudine, longitudine, data e ora ed un “sensore solare” che ha il compito di migliorare la precisione riguardante l’inseguimento delle radiazioni solari durante il periodo di funzionamento [19].

3.1 Concentratori

3.1.1 Concentratori: modellazione e caso di studio

Per valutarne le prestazioni e perfezionarne la progettazione, occorre analizzare da un punto di vista termodinamico le superfici ottiche finalizzate a captare l’energia solare e a trasferire la stessa ad un ricevitore. Considerando un concentratore come un corpo con proprietà ottiche perfette e soggetto a perdite di tipo termico e per riflessione, esso può essere modellizzato come raffigurato in Figura 3.1 [20]; nell’analisi si ipotizza un sistema costituito da un concentratore e un ricevitore, rispettivamente di superfici A_c e A_r , un valore di irradianza solare (ovvero il flusso della radiazione elettromagnetica) pari a $G \cong 1000 \text{ W/m}^2$ e un rapporto di concentrazione ricavato dall’espressione seguente:

$$C_g = A_c/A_r \quad (2)$$

fattore che esprime e quantifica il potenziamento del flusso di energia solare incidente a seguito dell’interazione con la superficie ricevente [20].

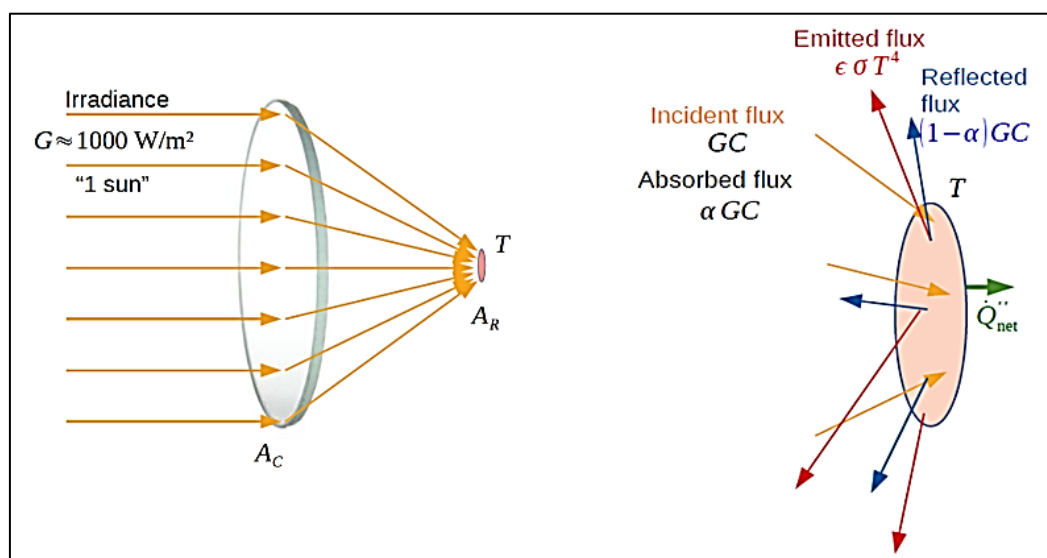


Figura 3.1 – Rappresentazione schematica di un processo di concentrazione dell’energia solare [20]

Dal modello sviluppato è possibile effettuare un bilancio energetico del concentratore (illustrato a destra in Figura 3.1): $\dot{Q}_{net}'' = \alpha \cdot G \cdot C - \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$, con $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ ed i coefficienti α e ε pari rispettivamente al coefficiente di assorbimento (frazione di irradiazione assorbita dalla superficie) e all'emissività (frazione di energia irraggiata dal materiale rapportata all'energia irraggiata da un corpo nero alla stessa temperatura). È possibile valutare il rendimento come:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{net}'' \cdot A_C}{G \cdot C \cdot A_C} = \alpha - \varepsilon \frac{\sigma \cdot T^4}{G \cdot C} \quad (3)$$

e considerando il concentratore come un corpo nero ideale ($\alpha = \varepsilon = 1$) si ottiene:

$$\eta_{th} = \alpha - \varepsilon \frac{\sigma \cdot T^4}{G \cdot C} = 1 - \frac{\sigma \cdot T^4}{G \cdot C} \quad (4)$$

In un'ottica completa, la potenza termica ottenuta per mezzo del ricevitore sarà trasferita tramite un fluido primario ad un ciclo termodinamico per l'azionamento di una macchina di Carnot con una sorgente T_0 con rendimento:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (5)$$

Dalla precedente formula si può riscrivere il rendimento come riportato di seguito, rendimento che a sua volta presenta un andamento come riportato in Figura 3.2:

$$\eta = \eta_{th} \cdot \eta_C = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \left(1 - \frac{\sigma \cdot T^4}{G \cdot C}\right) \quad (6)$$

Dal grafico risulta evidente che per ottenere sistemi in grado di operare in maniera più efficiente possibile è necessario garantire delle condizioni di funzionamento che assicurino elevate temperature e alta capacità di assorbire energia solare da parte del concentratore. Per valutare i limiti di funzionamento in condizioni operative, risulta utile simulare il comportamento di un concentratore tramite un dispositivo irradiato da radiazione solare nel quale è collocata una superficie A_R in grado di assorbire tale radiazione (Figura 3.3) [20].

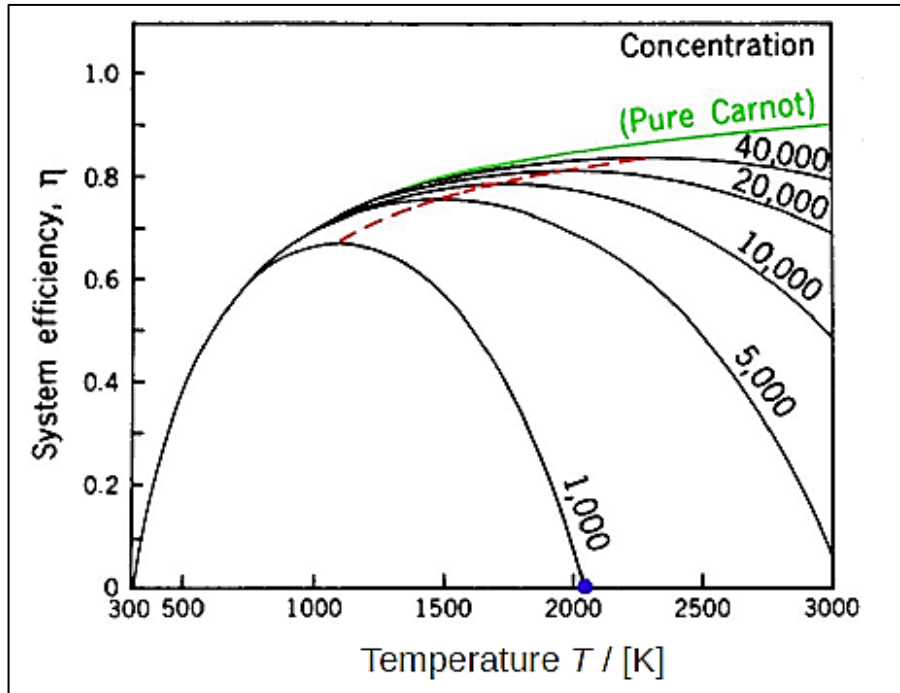


Figura 3.2 - Rendimento di un ricevitore in funzione della temperatura [20]

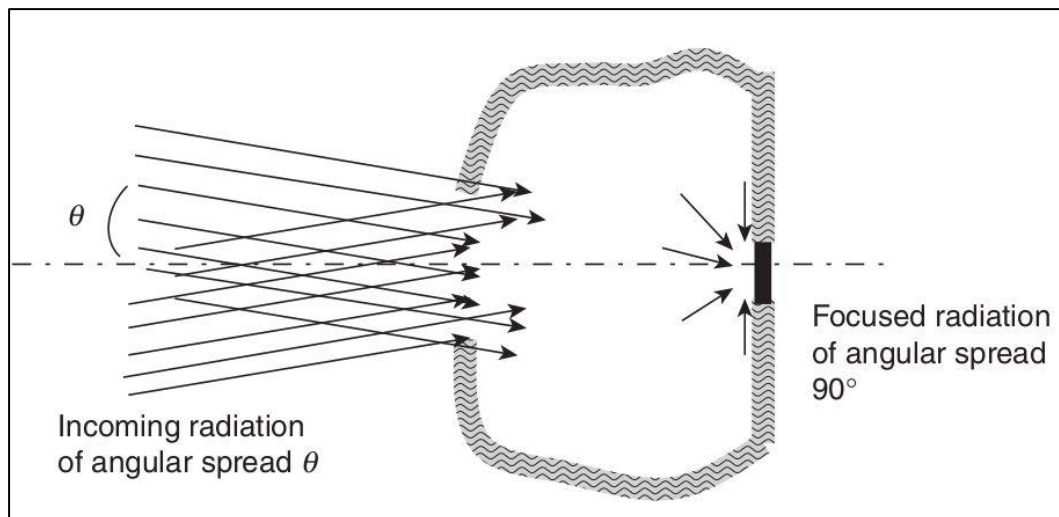


Figura 3.3 – Modello termodinamico concentratore [20]

Tale superficie è assimilabile ad un corpo nero ideale alla temperatura denominata T_R , in assenza di perdite e si valuta l'irradianza G relativa a tale superficie come:

$$G = \sigma T_S^4 A_C \sin^2 \theta = \sigma T_R^4 A_R \quad (7)$$

In condizioni di equilibrio e in accordo con il secondo principio della termodinamica, la temperatura raggiunta dalla superficie sarà necessariamente più bassa di quella del Sole, in formule si potrà assumere quindi:

$$T_R \leq T_S \quad (8)$$

A valle di tali considerazioni è possibile rielaborare la relazione (2) come di seguito, in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione θ :

$$C_g = A_C/A_R \leq \frac{1}{\sin^2 \theta} \quad (9)$$

Questo è un parametro applicabile anche ai sistemi con collettori che focalizzano l'energia solare in un unico punto, dove si colloca il ricevitore (concentratori puntuali) e che presenta un valore massimo per un angolo di incidenza di 90° [20]. Si può estendere l'analisi considerando una terza superficie denominata A_{out} e modellizzando il sistema come di seguito in Figura 3.4:

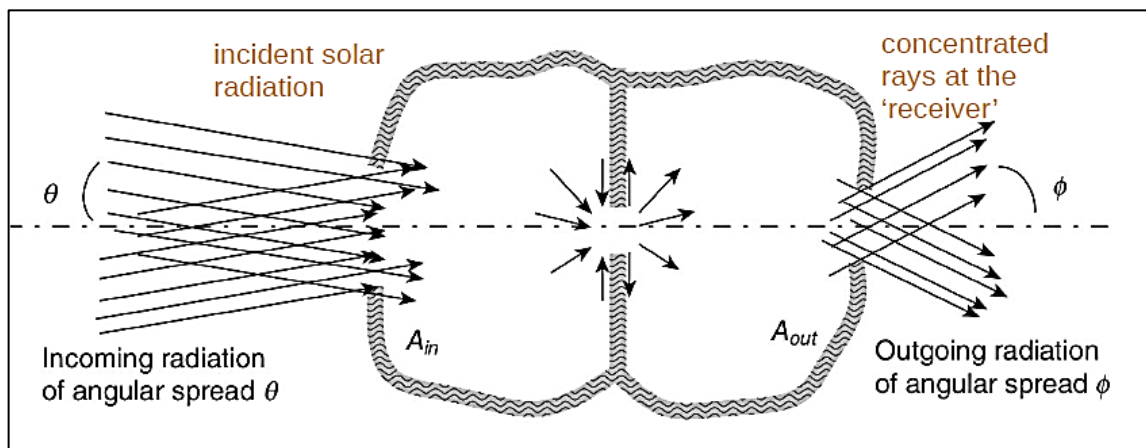


Figura 3.4 - Modellazione sistema con tre superfici [20]

Nel caso in esame l'irradianza sarà in funzione anche dell'angolo in uscita ϕ , ottenendo un'espressione strettamente legata sia alla geometria sia agli angoli caratteristici:

$$G = \sigma T_5^4 A_c \sin^2 \theta = \sigma T_R^4 A_R \quad (10)$$

Dalla precedente relazione è inoltre possibile rivalutare il rapporto di concentrazione come:

$$C_g = A_{in}/A_{out} \leq \frac{\sin^2 \phi}{\sin^2 \theta} \quad (11)$$

Prendendo in esame una radiazione con angolo $\theta = 0.266^\circ$ e un ricevitore che assorbe radiazioni con un angolo pari a 90° si possono quantificare diversi valori di C_g in funzione di due tipologie di concentratori utilizzati (Tabella 3.1) [20]:

Concentratori puntuali	Concentratori lineari
46.25	215

Tabella 3.1 – Rapporto di concentrazione in funzione della tipologia di concentratore [20]

3.1.2 Concentratori: errori di funzionamento

Per garantire prestazioni ottimali di un sistema CSP, occorre che i concentratori in esso impiegati siano privi di imperfezioni derivanti da processi industriali e che siano inoltre in grado di captare e trasferire al ricevitore le radiazioni solari in modo continuo a prescindere dalle condizioni atmosferiche circostanti e dal momento della giornata. Nel dettaglio, alcuni degli aspetti più critici riguardano il lato costruttivo di tali dispositivi e l'omogeneità della superficie riflettente, come raffigurato in Figura 3.5 [20]:

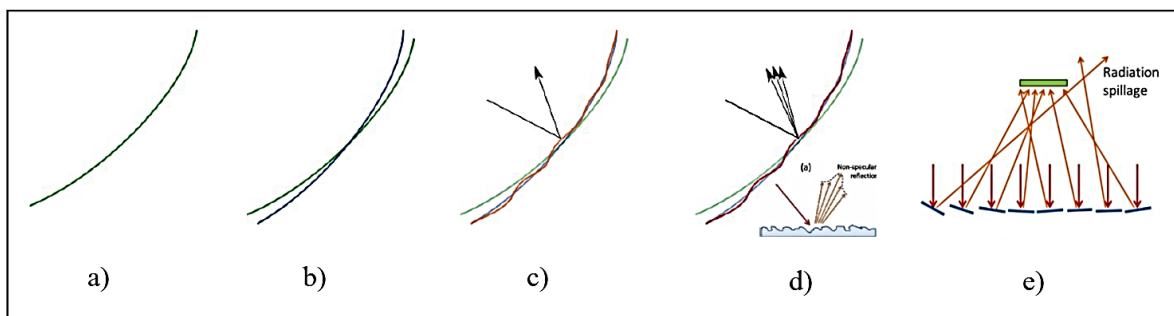


Figura 3.5 – Tipologie di errori di acquisizione [20]

La configurazione ideale è costituita da un eliostato dotato di superficie riflettente perfettamente prodotta, priva di imperfezioni ed installata correttamente in funzione della posizione del ricevitore (a); talvolta però la superficie riflettente può essere orientata in modo non corretto (tracking error – b), presentare disuniformità simili ad ondulature (slope error – c) o essere prodotta con un livello di rugosità eccessivamente alto (specularity error – d). Nelle prime installazioni di sistemi CPS, le superfici riflettenti costituite da vetro float presentavano un errore ottico causato dalla rugosità di circa 0.15 mrad ($\cong 0.0086^\circ$), mentre con le moderne tecnologie manifatturiere si è arrivati a garantire un errore di circa 0.05 mrad ($\cong 0.0029^\circ$) per la stessa tipologia di vetro, rendendo l'irregolarità praticamente trascurabile.

Qualora l'eliostato fosse dotato di una serie di superfici riflettenti regolabili, si può andare incontro ad un'irregolarità causata da un pessimo allineamento delle stesse (canting error - e). Nell'ambito della progettazione dei sistemi CSP è molto frequente imbattersi in superfici dotate di questo tipo di irregolarità, pertanto è consuetudine considerare tali aspetti combinati come somma di quadrati:

$$\sigma_{tot}^2 = \sigma_{spec}^2 + \sigma_{slope}^2 + \sigma_{track}^2 \quad (12)$$

Una scorretta inclinazione della superficie riflettente (Tracking error) unita ad eventuali irregolarità di rotazione dell'eliostato attorno al suo asse, costituiscono due aspetti che portano al parziale sfruttamento della superficie riflettente del concentratore (Figura 3.6); per ogni concentratore installato è possibile identificare 8 errori di allineamento e al fine di ottimizzarne il funzionamento occorre monitorare con opportuna frequenza la calibrazione del meccanismo di tracciamento e le tolleranze della struttura portante [20].

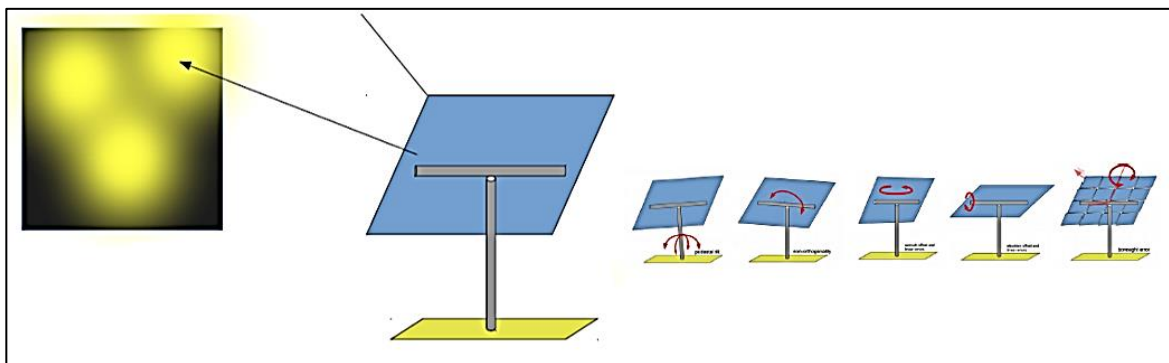


Figura 3.6 - Tracking error [20]

Particolare attenzione si presta all'effetto del vento sulle strutture installate: valori elevati di carichi del vento uniti a turbolenza e velocità dei fattori atmosferici causano scuotimento e deflessione delle strutture portanti, influenzando negativamente l'operazione di tracciamento e la sua precisione; a tal proposito si prenda come esempio l'analisi dei dati raccolti nella cittadina di Alice Springs in Australia, riportata di seguito in Figura 3.7. Questo fenomeno è stato oggetto di test approfonditi in galleria del vento, che hanno portato a correlazioni tra le distribuzioni di pressione, di forza e dei momenti risultanti sugli eliostati installati con diversi orientamenti; da tali approfondimenti è stato reso noto come recinzioni e barriere appositamente installate possano ridurre in quantità importante i carichi sulle strutture degli eliostati, dal momento che limitano notevolmente l'impatto delle correnti (Figura 3.8) [20].

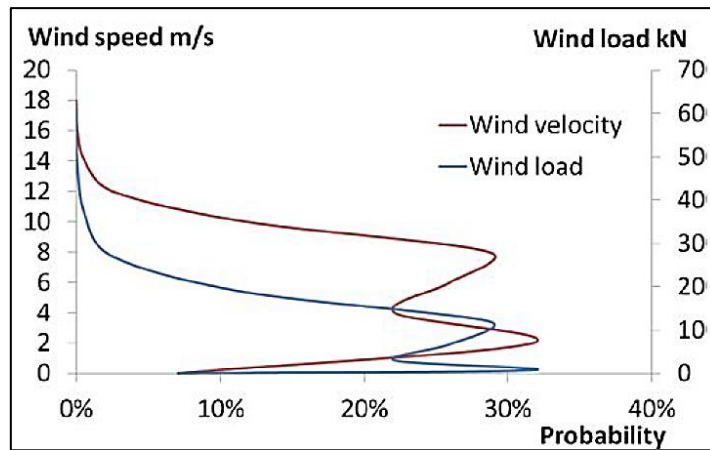


Figura 3.7 - Carico e velocità del vento misurati in Alice Springs [20]



Figura 3.8 - Barriere attorno ad una regione di eliostati [20]

3.2 Ricevitori

3.2.1 Ricevitori: tipologie e classificazioni

Nei sistemi termodinamici a concentrazione il ricevitore svolge il ruolo fondamentale di trasferire l'energia solare accumulata tramite un fluido primario, al dispositivo di accumulo termico con la finalità di produrre energia termica e/o elettrica attraverso un ciclo termodinamico che prevede l'impiego di microturbine. Esistono diversi tipi di ricevitori e si classificano in base alla tipologia di scambio termico adoperata [21]:

- *Tubolari*: si tratta della soluzione più diffusa a livello impiantistico, poiché caratterizzata da facilità costruttiva ed è impiegabile anche in installazioni ad alta pressione. Come raffigurato in Figura 3.9 è disponibile in commercio in due versioni: “esterna” e “a cavità”, quest’ultima consente una forte riduzione delle perdite di radiazione in condizioni di temperature elevate;

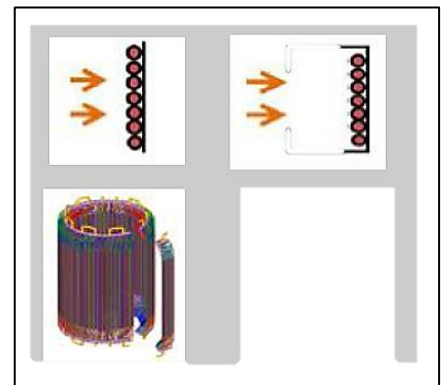


Figura 3.9 - Ricevitori tubolari [21]

- *Volumetrici*: per questa tecnologia è previsto un contatto diretto tra superficie di scambio termico e fluido, fenomeno che consente di ottenere un trasferimento di calore efficiente e un'elevata temperatura del fluido stesso. I modelli sviluppati sono prettamente due: tipo “aperto” che si presta per applicazioni a pressione atmosferica e modello “chiuso” che prevede una struttura contenitiva apposita (Figura 3.10) [Jin-Soo Kim, CSIRO];

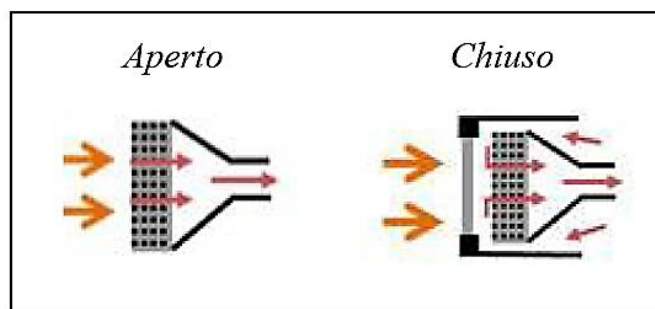


Figura 3.10 - Ricevitori Volumetrici

- *A piastra*: tipologia di ricevitori caratterizzata da elevata efficienza di trasferimento derivante dall'utilizzo di canali di flusso di piccola dimensione;
- *Heat Pipe*: ricevitore nel quale il calore viene trasferito al fluido operativo tramite ebollizione e successiva condensazione di un fluido intermedio all'interno del tubo di calore. Tale fluido può essere caratterizzato da elevata volatilità e per tale motivo occorre che l'interno sistema sia perfettamente sigillato (Figura 3.11);

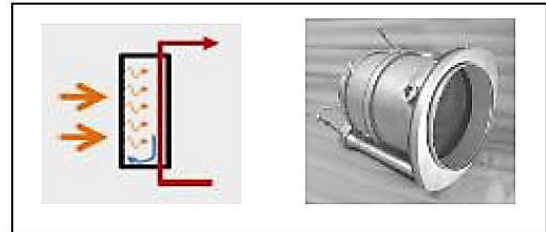


Figura 3.11 - Ricevitore Heat Pipe [21]

- *A particelle solide*: sono ricevitori che sfruttano delle particelle solide come mezzo per l'assorbimento ed il trasferimento del calore. Questa tecnologia permette di immagazzinare energia ad alta temperatura, ma necessita un accurato monitoraggio e periodica sostituzione delle particelle adoperate (Figura 3.12).

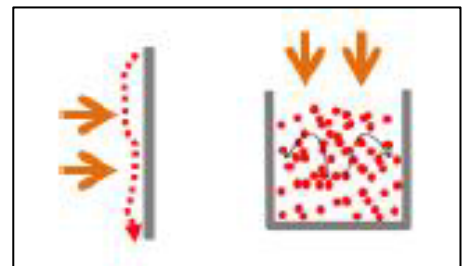


Figura 3.12 - Ricevitore a particelle solide [21]

Risulta possibile classificare le soluzioni disponibili anche in base alla tipologia e allo stato fisico della sostanza utilizzata per trasferire il calore derivante dall'energia solare accumulata, come riportato in Tabella 3.2:

Fase	Fluido termovettore/di trasferimento	Range Operativo
Bifase/multifase	Acqua (generazione di vapore)	Da sottoraffreddato a saturo Da sottoraffreddato a surriscaldato Supercritico
	Sodio	Saturo
	Diossido di Carbonio	Supercritico
Gas	Aria	Pressione atmosferica Pressurizzato
	Elio	Pressurizzato
	Idrogeno	Pressurizzato

	Diossido di carbonio	Pressurizzato
Liquido	Olio diatermico	Liquido non pressurizzato
	Sali fusi	Liquido non pressurizzato
	Metalli fusi	Liquido non pressurizzato
	Carbonati fusi	Liquido non pressurizzato
	Liquido ionico	Liquido non pressurizzato
Solido	Sabbia	Particelle solide
	Carburo di silicio	Particelle solide

Tabella 3.2 - Classificazione ricevitori per materiale operatore [21]

Tra le diverse soluzioni adottabili si riportano a titolo d'esempio i ricevitori *PS-10* e *PS-20* di marchio *Abengoa* (società spagnola): essi sono di tipo tubulare, fabbricati in acciaio inossidabile austenitico e sfruttano le proprietà del vapore saturo che presenta temperatura pari a 250 °C all'ingresso e 350 °C in uscita, con pressioni che si aggirano intorno ai 45 bar; essi sono associati ad impianti che utilizzano il ciclo Rankine per la produzione di energia elettrica e presentano una capacità pari a 20 MW_e (modello *PS-20*) (Figura 3.13 [21]).



Figura 3.13 - Abengoa PS-10 e PS-20 [21]

Un'altra tipologia di ricevitore è il *Sierra SunTower* (*eSolar* – USA) che presenta una struttura tubolare e sfrutta le proprietà del vapore surriscaldato associato ad impianti a torre centrale che utilizzano cicli Rankine; la capacità registrata da ciascuna torre è di 2.5 MW_e, con un vapore a 218 °C all'ingresso e 440 °C e 60 bar all'uscita (Figura 3.14) [21].



Figura 3.14 - eSolar Sierra SunTower [21]

3.2.2 Ricevitori: bilancio e perdite di energia

I ricevitori, come ogni dispositivo soggetto a trasformazioni termodinamiche, sono soggetti a perdite energetiche di tipo ottico e termodinamico proporzionali alla loro dimensione e valutabili tramite la metodologia del ray-tracing. A tal fine è utile simulare il comportamento del dispositivo con un modello che include sia ricevitore sia concentratore e ne analizza le perdite associate; tramite un'analisi ottica accurata è possibile determinare i diversi contributi energetici che si manifestano, come schematizzato in Figura 3.15 [21]:

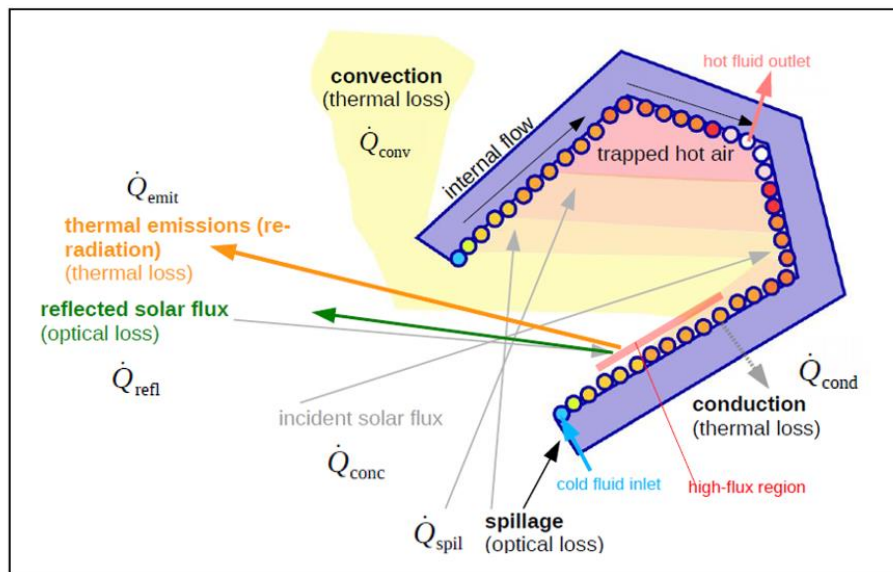


Figura 3.15 – Modello rappresentativo di un collettore tubolare [21]

- \dot{Q}_{conc} = radiazione concentrata in direzione del ricevitore (incident solar flux);
- \dot{Q}_{spil} = radiazione che non intercetta l'apertura del ricevitore (spillage);
- \dot{Q}_{refl} = radiazione riflessa dall'apertura del ricevitore (reflected solar flux);
- \dot{Q}_{abs} = radiazioni assorbite dal ricevitore.

Si può valutare la quota utile di energia solare effettivamente sfruttata dal ricevitore [21]:

$$\dot{Q}_{utile} = \dot{Q}_{conc} - \dot{Q}_{spil} - \dot{Q}_{refl} - \dot{Q}_{emit} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{cond} \quad (13)$$

Risulta evidente come i contributi evidenziati abbiano un impatto diverso sull'efficienza dell'intero sistema; analizzando dapprima le perdite per *spillage* (\dot{Q}_{spil}) si può affermare che esse siano strettamente dipendenti dalla progettazione del ricevitore e dal suo design: un ricevitore con apertura ampia catturerà più radiazioni solari e sarà caratterizzato da un contributo di *spillage* minore, mentre un ricevitore con apertura piccola presenterà minori

dissipazioni termiche a causa del fatto che esse sono direttamente proporzionali alla superficie ricevente. Per tali ragioni in fase di progettazione si decide un valore di compromesso per quanto riguarda la dimensione della superficie ricevente, anche per ottenere valori ottimali di flusso e temperatura; a tal proposito la distribuzione del flusso può essere controllata tramite regolazione dell'ottica del concentratore, attraverso strategie di puntamento nei sistemi eliostatici [22]. La radiazione assorbita \dot{Q}_{abs} è legata al rapporto di concentrazione ottico C , all'irradianza G e all'assorbimento effettivo α_{eff} ed è esprimibile in funzione degli altri contributi energetici:

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha_{eff} \cdot \bar{C} \cdot G \cdot A_{apert} = \dot{Q}_{conc} - \dot{Q}_{refl} - \dot{Q}_{spu} \quad (14)$$

L'assorbimento effettivo delle radiazioni varia a seconda del tipo di superficie del ricevitore: per una superficie piana l'assorbimento effettivo è costituito unicamente dall'assorbimento materiale, mentre per una superficie non convessa si deve includere il contributo di riflessioni e assorbimenti multipli.

Le superfici soggette a scambio termico irradiano energia e ai fini pratici si può assumere il ricevitore come un dispositivo composto da superfici grigie; la luce emessa tuttavia non viene captata nella sua totalità ed una parte di essa può essere riflessa o assorbita causando delle modifiche ai valori di emissività effettiva del dispositivo, se rapportata ai valori tipici di una superficie perfettamente piana. A valle di tali considerazioni è possibile valutare l'effettiva emissività da parte del ricevitore (isotermo) considerando la superficie esterna (A_{cav}) e la superficie d'apertura (A_{apert}) tramite la relazione:

$$\epsilon_{eff} = \frac{\epsilon}{\frac{A_{apert}}{A_{cav}} + \epsilon \cdot \left(1 - \frac{A_{apert}}{A_{cav}}\right)} \quad (15)$$

A questo punto si può calcolare il contributo di energia persa dovuto alle emissioni termiche tramite la seguente espressione:

$$\dot{Q}_{emit} = \sigma \cdot \epsilon_{eff} \cdot A_{apert} \cdot (\overline{T_{ext}^4} - T_{amb}^4) \quad (16)$$

Uno dei metodi utilizzati per limitare il più possibile le radiazioni riflesse e le perdite di energia annesse è quello di progettare un ricevitore che presenti minore temperatura sulla superficie esterna (zona più esposta) e maggiore temperatura sulla superficie interna.

Proseguendo la trattazione e analizzando gli scambi termici ai quali è soggetto il ricevitore, si valuta il contributo di scambio termico come segue:

$$Q_{conv} = h \cdot A_{ext} \cdot (\overline{T}_{ext} - T_{amb}) \quad (17)$$

Tale effetto è combinazione dei coefficienti di convezione naturale e forzata sulla superficie esterna A_{ext} entrambi espressi tramite il fattore:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (18)$$

Esso include diversi contributi: la conducibilità termica k [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$], la lunghezza caratteristica L [m] dipendente dalla tipologia di ricevitore preso in esame e il numero di Nusselt Nu che assume connotazione differente in base al tipo di convezione (naturale o forzata). Il numero di Nusselt presenta un andamento decrescente con l'aumentare della temperatura del ricevitore, al contrario del coefficiente di scambio termico che aumenta leggermente a causa della maggiore conducibilità dell'aria [21].

Nel dettaglio, il numero di Nusselt rappresenta il rapporto tra scambio termico per convezione e scambio termico per conduzione in uno strato di fluido, risulta molto utile quindi per confrontare la potenza termica trasmessa tramite le due modalità attraverso lo stesso strato di materiale. Un valore minore di 1 ($Nu < 1$) di questa grandezza indica che il flusso termico per conduzione è più efficiente di quello per convezione, viceversa un valore maggiore di 1 ($Nu > 1$) simboleggia un maggior apporto di flusso termico per convezione, mentre infine un valore unitario ($Nu = 1$) indica una efficienza di scambio termico uguale tra le due modalità [23].

La formulazione del numero di Nusselt è ottenuta partendo dal teorema di Buckingham, un teorema che afferma che dato un processo fisico descritto da un'equazione nella quale compaiano n variabili fisiche, se le grandezze fondamentali di queste n variabili sono k , allora il problema può essere espresso in funzione di $n - k$ gruppi adimensionali, sotto l'ipotesi che le grandezze fondamentali siano indipendenti tra loro e in numero sufficiente a descrivere compiutamente lo spazio dimensionale di interesse [24]; applicando questo teorema ad un problema di convezione forzata o naturale, ci si può ricondurre a due espressioni del numero di Nusselt più compatte che mettono in relazione tra loro tre gruppi o numeri adimensionali, nel dettaglio [25]:

- *Convezione forzata*: l'espressione è in funzione di due numeri adimensionali, il numero di *Reynolds* (Re) che indica il regime del fluido ((laminare, transitorio, turbolento) ed è in funzione della velocità caratteristica del fluido V [m/s], della viscosità cinematica del fluido ν [m²/s] e della lunghezza caratteristica L [m] [26] e il numero di *Prandtl* (Pr) che esprime il rapporto tra diffusività della quantità di moto e termica ed è in funzione di ν [m²/s] e della diffusività termica α [m²/s] [27]. Entrambi sono definiti come segue:

$$Re = \frac{V \cdot L_c}{\nu} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (19)$$

La combinazione di questi due fattori è rappresentata da una correlazione che dipende strettamente dalle condizioni in esame e dalle ipotesi assunte; tra le formulazioni presenti in letteratura scientifica è possibile trovare l'espressione seguente:

$$Nu = f(Re_{L_c}, Pr) \quad (20)$$

- *Convezione naturale*: l'espressione è in funzione del numero di Grashof (Gr), un numero adimensionale che rappresenta il rapporto tra forze di gravità e forze viscosi; tale quantità è in funzione dell'accelerazione di gravità g [m/s²], del coefficiente di espansione β [1/K], del gradiente di temperatura ΔT [K], della lunghezza caratteristica L_c [m], della densità del fluido ρ [kg/m³] e della viscosità dinamica del fluido μ [Pa*s] [28]. In formula:

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L_c^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (21)$$

Come nella casistica con convezione forzata, la correlazione tra numero di Nusselt e numero di Grashof è scaturita da espressione come la seguente:

$$Nu = f(Gr_{L_c}, Pr) \quad (22)$$

Da alcuni studi effettuati si è appurato come adottare determinate forme della cavità del ricevitore possa ridurre le perdite associate alla convezione naturale e forzata: si stima come le perdite per convezione naturale costituiscano circa l'1% per i ricevitori cilindrici, percentuale che diminuisce ulteriormente utilizzando ricevitori a cavità.

Alla base del funzionamento dei sistemi CSP c'è la trasmissione della quota di calore utile Q_{utile} immagazzinato al fluido termovettore primario che a sua volta è necessario all'attivazione del ciclo Rankine Organico finalizzato alla produzione di energia elettrica. Prendendo in analisi un ricevitore tubolare, si può schematizzare la trasformazione come un flusso termico passante attraverso tre resistenze termiche R_{wall} costituite dal rivestimento superficiale del tubo, la parete del tubo stesso e lo strato limite di convezione interno all'interno del tubo; tali resistenze termiche impongono un gradiente termico applicato al singolo tubo preso in esame che aumenta in funzione del flusso di calore attraverso la parete del tubo. Ricevitori con superficie disperdente piccola e con flusso elevato sono soggetti a perdite inferiori, tuttavia obbligando a far scorrere all'interno delle tubazioni un flusso maggiorato la resistenza termica impartita dalla parete agisce aumentando la temperatura della parete esterna, aumentando di conseguenza anche le dissipazioni termiche.

Effettuando un bilancio del ricevitore si possono esplicitare i contributi evidenziati [21]:

$$Q_{utile} = Q_{conc} - Q_{spul} - Q_{refl} - Q_{emut} - Q_{conv} - Q_{cond} \quad (23)$$

$$A_{ext} \frac{(\overline{T_{ext}} - \overline{T_{fluid}})}{R_{wall}} = \alpha \bar{C} G A_{apert} - \sigma \varepsilon_{eff} A_{apert} (\overline{T_{ext}}^4 - T_{amb}^4) - h A_{ext} (\overline{T_{ext}} - T_{amb}) - A_{ext} \frac{(\overline{T_{ext}} - T_{amb})}{R_{cond}} \quad (24)$$

Conoscendo la temperatura esterna e dopo aver quantificato i diversi contributi di apporto/dispersione, è possibile valutare il rendimento energetico del ricevitore:

$$\eta = \frac{Q_{utile}}{Q_{conc}} \quad (25)$$

Prendendo inoltre in esame il rendimento di un ciclo ideale, espresso come:

$$\eta_{rev} = 1 - T_c/T_H \quad (26)$$

È possibile ottenere, moltiplicando (25) e (26), il rendimento dell'intero sistema. Si riporta in Figura 3.16 un grafico che riporta l'andamento della temperatura del ricevitore rapportato al rapporto di concentrazione, a dimostrazione dell'importanza del design del ricevitore [21].

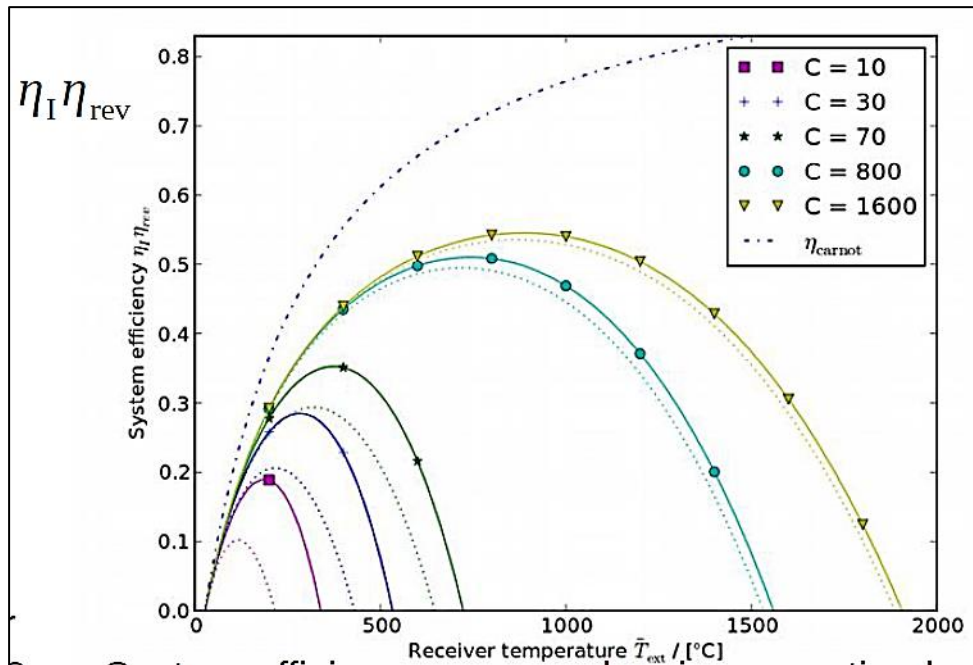


Figura 3.16 – Rendimento ricevitore in funzione del rapporto di concentrazione [21]

3.2.3 Ricevitori: considerazioni progettuali

Il contributo di flusso termico che attraversa le tubazioni costituenti il ricevitore è soggetto a limitazioni dipendenti da: resistenza termica causata dalla convezione, spessore del tubo, differenza di temperatura attraverso lo stesso, massima sollecitazione ammissibile dal materiale utilizzato in funzione della temperatura d'esercizio, stabilità termica dei materiali ed eventuale presenza di corrosione in fase di operatività. A seconda del materiale utilizzato come mezzo termovettore e dipendentemente dalla configurazione di ricevitore analizzata, è possibile quantificare alcuni limiti d'esercizio (Tabella 3.3):

Termovettore	Tipo di ricevitore	Flusso termico massimo di progetto [MW/m ²]	Flusso termico massimo riscontrato [MW/m ²]
Aria	Tubolare	0.22	
Vapore	Tubolare	0.5	
Acqua	Tubolare	0.7	
Sali fusi	Tubolare	0.7	1.0
Sodio liquido	Heat Pipe	1.2	
	Tubolare	1.5	2.5

Tabella 3.3 - Valori massimi di flusso termico di progetto e registrati [21]

Una progettazione accurata del ricevitore e in particolare della sua struttura, come già evidenziato, è determinante nel controllo dei diversi apporti di flusso termico e nell'ottimizzazione del funzionamento dell'intero ricevitore; ai fini dimostrativi si allegano in Figura 3.17 due grafici che esprimono la distribuzione del flusso termico (e della sua densità) lungo l'intero profilo di un ricevitore assial-simmetrico [21]:

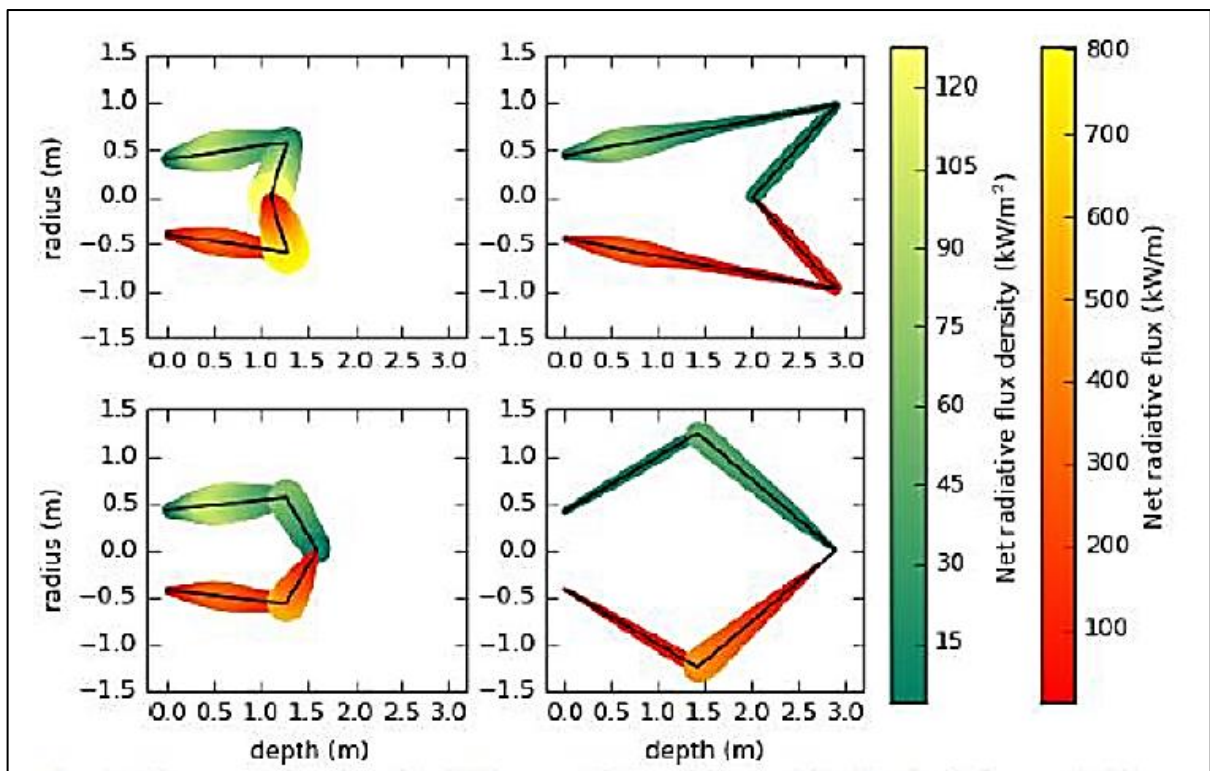


Figura 3.17 - Distribuzione flusso termico lungo il profilo di un ricevitore [21]

Analizzando più nel dettaglio i materiali utilizzati nel ricevitore per trasmettere il calore immagazzinato e facendo riferimento a quelli inclusi nella Tabella 3.4, la sostanza di più facile applicazione è senz'altro l'*aria*: è presente liberamente in natura ed è caratterizzata da bassa conducibilità termica e densità energetica, inoltre non presenta limitazioni della temperatura del fluido. Optando invece per l'*acqua* come fluido primario, essa può essere usata direttamente in applicazioni che sfruttano il ciclo Rankine (come i cicli ORC) sfruttando il costo irrisorio e, come per l'aria, valori bassi di conducibilità termica e densità energetica. Largamente utilizzati sono anche i *sali fusi*: caratterizzati da un costo moderato, viene utilizzata solitamente una miscela composta al 60% da nitrato di sodio (NaNO_3) e al 40% da nitrato di potassio (KNO_3) che ha la duplice funzione di fungere sia da fluido di trasporto termico sia da fluido di accumulo del calore sensibile, rispettando i limiti di temperatura imposti ($250\div 565\text{ }^\circ\text{C}$) [21].

È possibile utilizzare anche del *sodio liquido* che come tutti i metalli liquidi, presenta un'enorme conduttività termica e può essere impiegato in un range di temperature maggiore rispetto ai sali; tali peculiarità impattano sulla configurazione d'impianto permettendo l'utilizzo di un impianto a torre solare di capacità inferiore, mantenendo efficienze termiche e temperature simili ai sistemi convenzionali a fronte di una consistente riduzione dei costi di investimento e manutenzione, uniti a un contenimento delle dispersioni termiche. Un'ulteriore alternativa progettistica è offerta dai ricevitori solari a *particelle solide*: i ricevitori di questa tipologia costituiscono un'ottima alternativa alle soluzioni convenzionali ad acqua o a sali fusi, poiché le particelle sono in grado di immagazzinare calore a temperature più elevate superando anche i $1000\text{ }^\circ\text{C}$ [29]; sono sostanze caratterizzate da un basso costo e devono essere molto robuste (si opta spesso per ceramica o bauxite sinterizzata), geometricamente assumono dimensioni variabili ($100\div 500\text{ }\mu\text{m}$) [21].

Analizzando i ricevitori da un punto di vista costruttivo e focalizzandosi sui condotti presenti all'interno dei ricevitori tubolari, essi sono realizzati prevalentemente in leghe di acciaio selezionate in base alla temperatura operativa (Tabella 3.4); riguardo invece i ricevitori volumetrici si prediligono materiali porosi come reti metalliche o schiume ceramiche.

Leghe acciaio	Temperatura operativa [°C]
Incoloy 800HT	600
Inconel 625 – LCF	565
Haynes 230	565
Inconel 625 rivestito con Pyromark 2500	> 500
Acciai inossidabili austenitici	
Materiali ceramici	Temperatura operativa [°C]
Carburo di silicio	1500
Allumina-silice	1200

Tabella 3.4 - Materiali utilizzati nei ricevitori tubolari [21]

Nella scelta dei materiali da utilizzare per la realizzazione di ricevitori e concentratori occorre prestare moltissima attenzione a degli aspetti fondamentali, primo tra tutti il costo della materia prima legato anche ad aspetti come la complessità in ambito manufacturing e i costi operativi e di manutenzione. Altri aspetti legati alla scelta dei materiali e dai quali dipende la loro selezione sono: la durata e tolleranza ai transitori, la risposta alle sollecitazioni alle quali sono sottoposte le pareti delle tubazioni, la variazione di viscosità del fluido in funzione della temperatura variabile in esercizio e la dilatazione termica che ne consegue.

Il ricevitore utilizzato nell'impianto a concentrazione solare installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino è in allumina (Al_2O_3) e i dati di temperatura vengono acquisiti tramite termocoppie posizionate in diversi punti del dispositivo; l'allumina offre un'ottima resistenza termica per tutta la durata del funzionamento, tuttavia presenta delle criticità non trascurabili quando sottoposta a gradienti termici che causano la formazione di cricche. Durante l'attività del ricevitore, la temperatura registrata dalle termocoppie non rimane costante e questo principalmente a causa delle condizioni atmosferiche variabili e delle perdite di tipo termico; quest'ultime possono essere perdite di tipo convettivo, ovvero avvengono per via di un salto di temperatura tra aria esterna e temperatura superficiale del instaurando moti convettivi dell'aria che generano una dispersione del calore, o perdite di

irraggiamento legate al calore emesso dalla superficie del ricevitore verso l'esterno. A tal proposito, dalle analisi sperimentali condotte da A. Marra [30] basate sullo studio di un modello finalizzato a simulare il comportamento del ricevitore attraverso il software COMSOL, si è potuto affermare che le perdite di irraggiamento e convettive equivalgono al 20% della potenza totale che arriva al ricevitore, grandezze entrambe strettamente legate alla differenza tra temperatura del ricevitore e temperatura ambiente; nella stessa analisi è stata messa in relazione la temperatura massima del ricevitore rilevata in fase di esercizio con la velocità del vento, da tale grafico (Figura 3.18) si evidenzia la forte rilevanza degli agenti atmosferici nel calcolo delle perdite termiche infatti nelle condizioni di vento più probabili a Torino, tra 0 e 2 m/s, la variazione di temperatura misurata nel ricevitore ammonta a circa 200 °C. Nello stesso elaborato, per verificare la validità delle simulazioni effettuate, è stato confrontato il modello creato con i dati registrati delle termocoppie e data la stretta dipendenza tra temperatura del ricevitore e condizioni atmosferiche sono stati presi come riferimento tre giorni dell'anno con assenza di precipitazione; si riporta a titolo d'esempio in Figura 3.19 l'andamento giornaliero della temperatura registrata da una delle termocoppie installate in uno dei giorni selezionati [30].

Nell'analisi totale del collettore vi sono anche alcuni vincoli operativi di cui bisogna tener conto, come le prestazioni fuori progetto, il monitoraggio della temperatura e la procedura di avviamento a freddo della macchina; ai fini cautelativi si deve prestare attenzione anche ad agire in sicurezza e garantire l'assenza di pericoli in fase di operatività dell'impianto e a tal proposito esistono dei vincoli precisi in materia che impongono la presenza di meccanismi per la riduzione della pressione e della temperatura, oltre alla presenza di un meccanismo di arresto di emergenza [21].

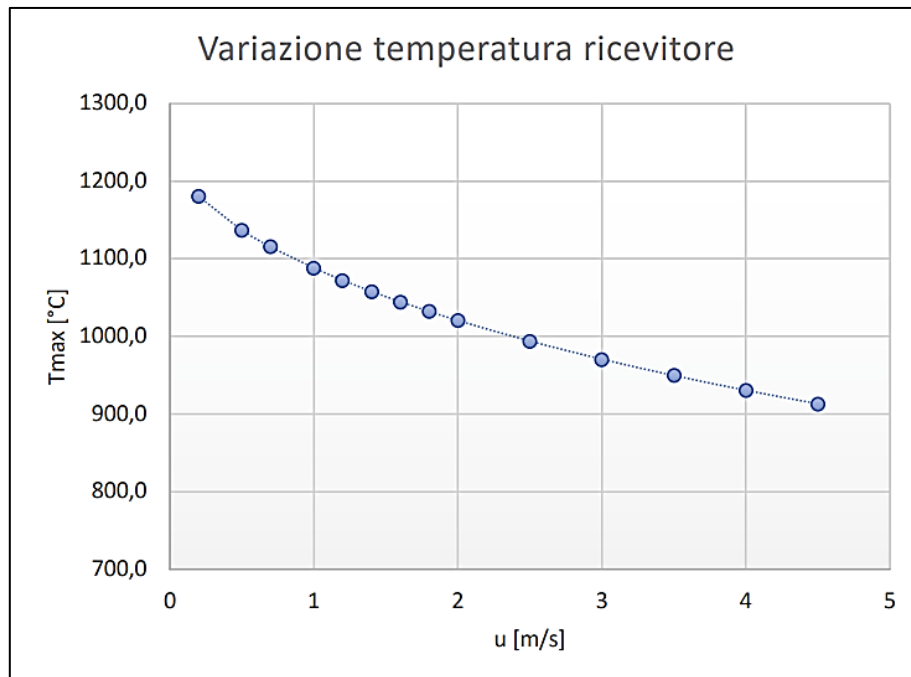


Figura 3.18 - Variazione temperatura massima ricevitore in funzione della velocità del vento [30]

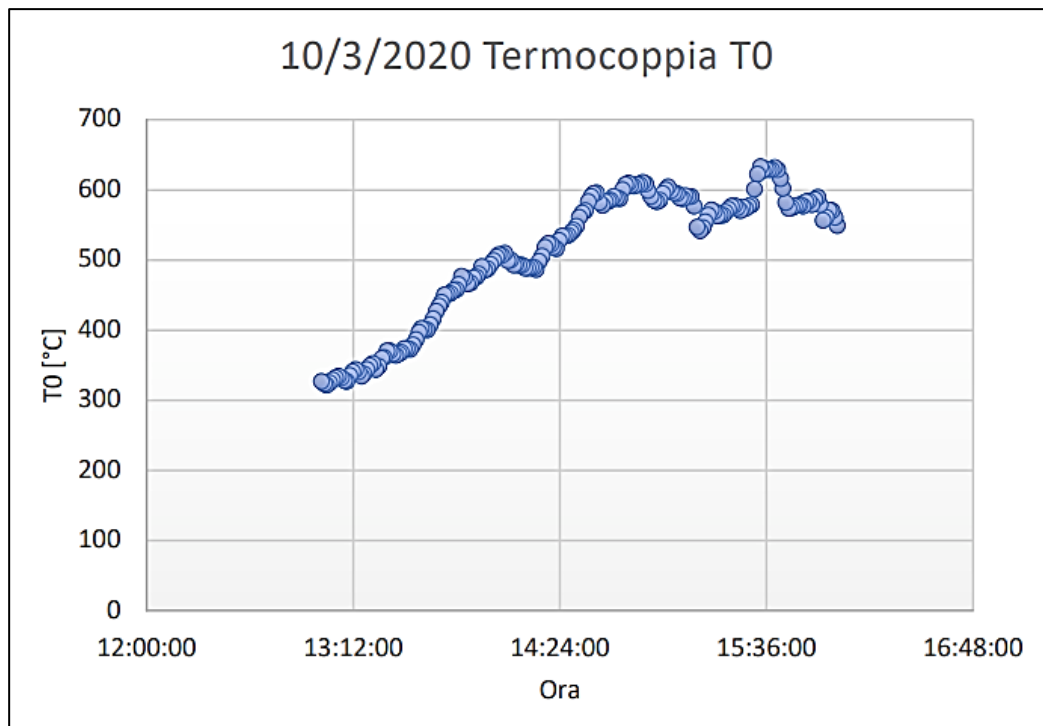


Figura 3.19 - Andamento temperatura al ricevitore registrato il 10/3/2020 [30]

4. Il ciclo Rankine Organico (ORC)

4.1 Ciclo Rankine: generalità

Come già esplicitato, l'impianto a concentrazione solare analizzato nel presente elaborato è mirato a sfruttare l'energia solare raccolta e captata attraverso i concentratori e a trasferirla, riflettendo le radiazioni solari, ad un secondo dispositivo chiamato ricevitore; il calore viene quindi assorbito e trasferito al fluido/materiale primario che scorre all'interno del ricevitore e che a sua volta andrà ad essere immagazzinato in un serbatoio di accumulo termico. Proprio all'interno di tale serbatoio si instaura il collegamento termico tra collettore e ciclo Rankine Organico, infatti nel dispositivo di accumulo termico è previsto un evaporatore all'interno del quale scorre un fluido secondario organico che passa allo stato di aeriforme ed espande in turbina subito dopo, turbina calettata ad un generatore di elettricità.

Lo studio applicativo più importante in termodinamica consiste nella valutazione di metodi e apparati in grado di garantire una conversione continua di calore in lavoro, sebbene non completa. Un metodo largamente utilizzato consiste nell'analizzare un fluido che evolve termodinamicamente all'interno di una macchina e cambia progressivamente la sua fase, con una cadenza ciclica; nonostante in questa trattazione venga analizzato un ciclo che opera con un fluido organico, generalmente il fluido di più vasto impiego è l'acqua, che nelle macchine a vapore viene trasformata ciclicamente in vapore per poi essere ricondensata subito dopo.

Il ciclo termodinamico sul quale si basano tali macchine è il *ciclo Rankine*: esso è composto da una pompa, un evaporatore, un dispositivo di espansione (turbina) e un condensatore; in Figura 4.1 si riporta uno schema qualitativo dell'impianto e dei suoi dispositivi, insieme alla rappresentazione del ciclo termodinamico ideale nei diagrammi *temperatura - entropia (T-S)* ed *entalpia - entropia (h-S)* [31].

Le trasformazioni termodinamiche che avvengono nel ciclo, assumendo un funzionamento con acqua, sono quattro descrivibili come segue:

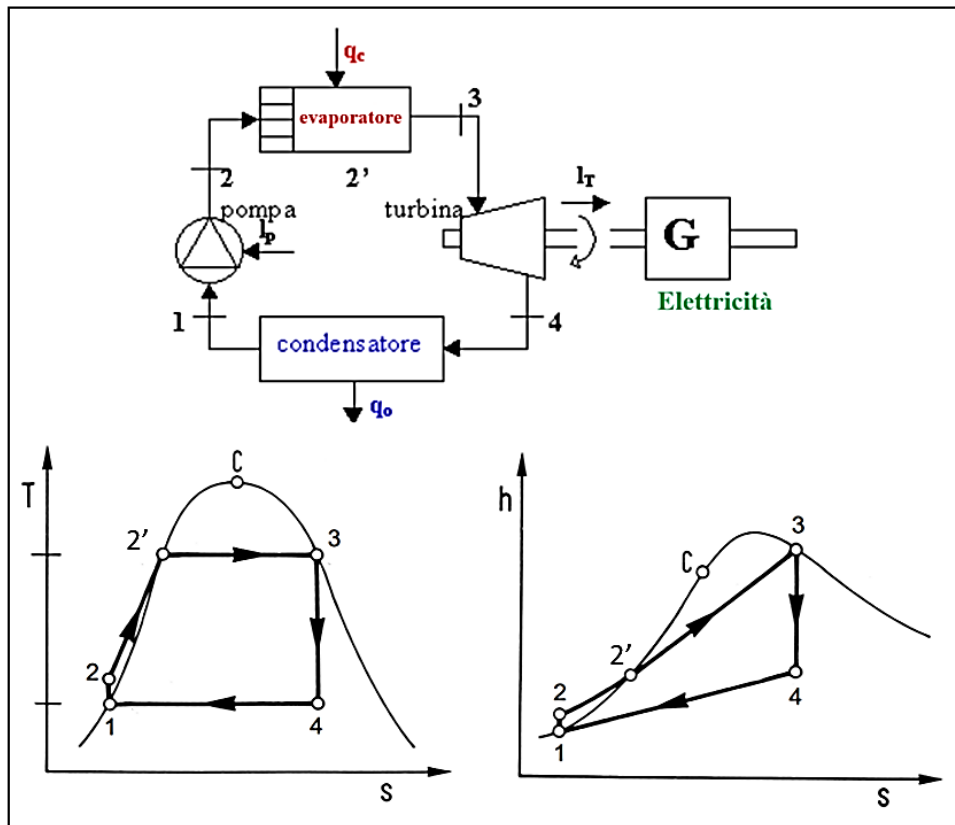


Figura 4.1 - Ciclo Rankine schema qualitativo e grafici

- Fase 1 \rightarrow 2: l'acqua a bassa pressione in uscita dal condensatore viene compressa adiabaticamente tramite la pompa e inviata all'evaporatore;
- Fase 2 \rightarrow 3: l'acqua viene sottoposta ad una trasformazione isobara durante la quale viene dapprima riscaldata fino alla temperatura di vaporizzazione assorbendo una quantità di calore q_c , quindi vaporizzata a temperatura costante fino allo stato di vapore saturo secco;
- Fase 3 \rightarrow 4: il fluido in uscita dall'evaporatore passa attraverso la turbina calettata ad un generatore di energia elettrica e dal punto di vista termodinamico tale espansione è una trasformazione adiabatica dal momento che la turbina è considerata idealmente come un corpo isolato; nel ciclo in esame come dispositivo d'espansione è stata selezionata una turbina, tuttavia l'espansore può variare in base alle dimensioni del sistema e alle condizioni di esercizio, come riportato in Tabella 4.1:

Taglia dell'impianto	Sorgente di calore	Caduta entalpica	Tipo di fluido	Espansore
Medio - alta	Caldaia a combustibile	Bassa	Dry e isoentropic	Turbina a singolo stadio
Medio - alta	Caldaia a combustibile	Medio - alta	Wet	Turbina multistadio
Bassa	Cascame termico	-	-	Espansori volumetrici

Tabella 4.1 - Catalogazione tipologia di espansori [32]

In impianti con applicazioni a bassa temperatura che sfruttano fluidi organici, il rapporto tra i volumi specifici all'uscita ed all'ingresso dell'espansore può essere anche di un ordine di grandezza minore rispetto a quello dell'acqua, il che permette l'utilizzo di macchine più piccole ed economiche.

- *Fase 4 → 1*: dopo l'espansione il vapore saturo viene indirizzato nel condensatore dove passa allo stato liquido dopo aver ceduto all'ambiente esterno una quantità di calore q_E attraverso una trasformazione idealmente isoterma e isobara [31].

Le macchine a vapore sono molto usate nelle centrali termoelettriche tradizionali dove si mira ad ottenere rendimenti del ciclo più elevati possibile; a tal fine si opera con pressioni di saturazione elevate ricorrendo a surriscaldamenti multipli con l'obiettivo di evitare la formazione di condensa che danneggerebbe la turbina, specialmente negli ultimi stadi. In alternativa ai surriscaldamenti è possibile effettuare una rigenerazione termica sfruttando degli spillamenti di vapore mirati a ridurre la quantità di calore introdotto all'interno del ciclo e aumentarne di conseguenza l'efficienza.

Il ciclo Rankine a vapore, per sua costruzione, offre una notevole versatilità per applicazioni ad alta temperatura, esso infatti presenta diversi vantaggi derivanti dall'impiego dell'acqua:

- temperatura critica elevata ($\cong 374$ °C);
- buon trasporto di calore dovuto all'alto calore latente e specifico;
- alta densità del liquido che assicura basse perdite in fase di compressione;
- viscosità molto bassa che assicura minore lavoro richiesto al sistema di pompaggio;
- costo irrisorio e largamente presente in natura;

- stabilità chimica e termica che inibiscono il rischio di decomposizione;
- atossicità.

Spostando il focus su applicazioni a bassa temperatura si dimostra come utilizzare un ciclo Rankine a vapore risulti sfavorevole e poco vantaggioso, in quanto questa scelta comporterebbe l'adozione di scambiatori con tubazioni di notevoli dimensioni al fine di limitare le perdite di carico sviluppate, apparecchiature molto costose. Le basse temperature impongono inoltre un salto entalpico elevato che comporta una fase di espansione suddivisa in più stadi, oltre ad ottenere una bassa densità del vapore a valle dell'espansione: caratteristica che comporta necessariamente l'utilizzo di macchine con pale dalla lunghezza importante e che necessitano di protezione da agenti come l'umidità; un ulteriore aspetto critico che rende svantaggioso l'utilizzo di questa tipologia di ciclo con temperature basse è la pressione di condensazione inferiore rispetto alla pressione ambiente (registrata alle normali temperature di condensazione) che può dar luogo ad infiltrazioni d'aria compromettenti per il funzionamento dell'intero impianto [33].

4.2 Cicli ORC

Gli Organic Rankine Cycles (ORC) sono cicli termodinamici adatti a sfruttare in modo efficiente e funzionale delle sorgenti di calore a temperatura medio - bassa, allo scopo di generare energia elettrica; si basano sul tradizionale ciclo Rankine a vapore d'acqua, dove però il vapore è rimpiazzato da un fluido organico caratterizzato da una temperatura di ebollizione inferiore rispetto a quella dell'acqua (fluidi "bassobollenti"). I diversi vantaggi derivanti dall'utilizzo di tali tecnologie sono [34]:

- minore quantità di calore richiesta in fase di evaporazione;
- basse temperature e pressioni in fase di evaporazioni che consentono investimenti contenuti e bassa complessità costruttiva dell'impianto;
- pendenza positiva o infinita della curva di saturazione del vapore nel diagramma temperatura-entropia che consente al processo di espansione di concludersi nella regione del vapore (al contrario dell'acqua che è caratterizzata da una pendenza negativa e quindi richiede un surriscaldamento per evitare condensazione durante la fase di espansione);
- differenza bassa tra temperatura di evaporazione e di condensazione che si traducono in minori rapporti di pressione e nella possibilità di utilizzare turbine a singolo stadio.

L'adozione di sistemi ORC gode anche di ulteriori aspetti positivi e che ne incoraggiano la diffusione, ad esempio: versatilità della tecnologia in quanto applicabile a diverse fonti di calore, maturità e sicurezza nello sviluppo di tali dispositivi, minor complessità e bassa manutenzione, possibilità di costruire impianti di piccola scala e di contenere i costi di manutenzione e buona disponibilità sul mercato [35].

4.2.1 Cicli ORC: cenni storici

La prima applicazione di un ciclo Rankine Organico risale al lontano 1883 da parte di Frank Ofeldt, il quale progettò un sistema di propulsione a base di nafta da applicare in ambito navale; un nuovo approfondimento venne svolto negli anni '70, dove al Politecnico di Milano vennero condotti i primi studi da parte dei professori Angelino, Macchi e Gaia di cicli Rankine Organici applicati alla geotermica e al solare termodinamico. Sempre in questi anni in Francia e Stati Uniti d'America iniziò una fase di sperimentazione dei cicli ORC utilizzati come cicli di bottoming da inserire ai cicli Rankine degli impianti nucleari al fine di incrementarne l'efficienza; tali impianti operano senza surriscaldamento e sono caratterizzati da bassa efficienza e da una quota rilevante di calore riversato al condensatore, pertanto si cerca di ridurre il più possibile la temperatura di condensazione per incrementare l'efficienza globale di tali sistemi.

Tale tecnologia fu abbandonata subito dopo la fine del decennio per poi essere rivalutata alla fine del millennio, dove vennero messe a punto diverse soluzioni applicative nel campo della geotermia a bassa entalpia, del solare termodinamico a basse concentrazioni e del recupero termico del calore di scarto dei processi industriali [33].

4.2.2 Cicli ORC: tipologie d'impianto

I cicli Rankine Organici sono cicli caratterizzati da un costo basso dell'impianto e una marcata semplicità costruttiva, giustificata dalle basse temperature, basse potenze in gioco e bassi rendimenti; nella maggior parte dei casi non è prevista rigenerazione, surriscaldamento o degassatore termico per estrarre la frazione incondensabile di fluido. Negli ultimi anni questi impianti sono stati soggetti a numerosi studi che hanno prodotto soluzioni basate sull'utilizzo di fonti di calore a temperature medio basse per la produzione di lavoro utile, lasciandone però inalterata l'efficienza; a tal proposito i cicli termodinamici attualmente disponibili sono principalmente cinque [36]:

1. **Subcritico**: raffigurato in Figura 4.2, esso costituisce la versione più semplificata del ciclo Rankine e presenta una temperatura massima inferiore rispetto alla temperatura critica del fluido di lavoro; nello schematizzare il ciclo termodinamico in esame si avanza l'assunzione di considerare il lavoro di pompaggio trascurabile rispetto a quello di espansione, pertanto graficamente si avranno i punti 1 e 1' coincidenti, punti rispettivamente relativi alle condizioni di monte e di valle della pompa.

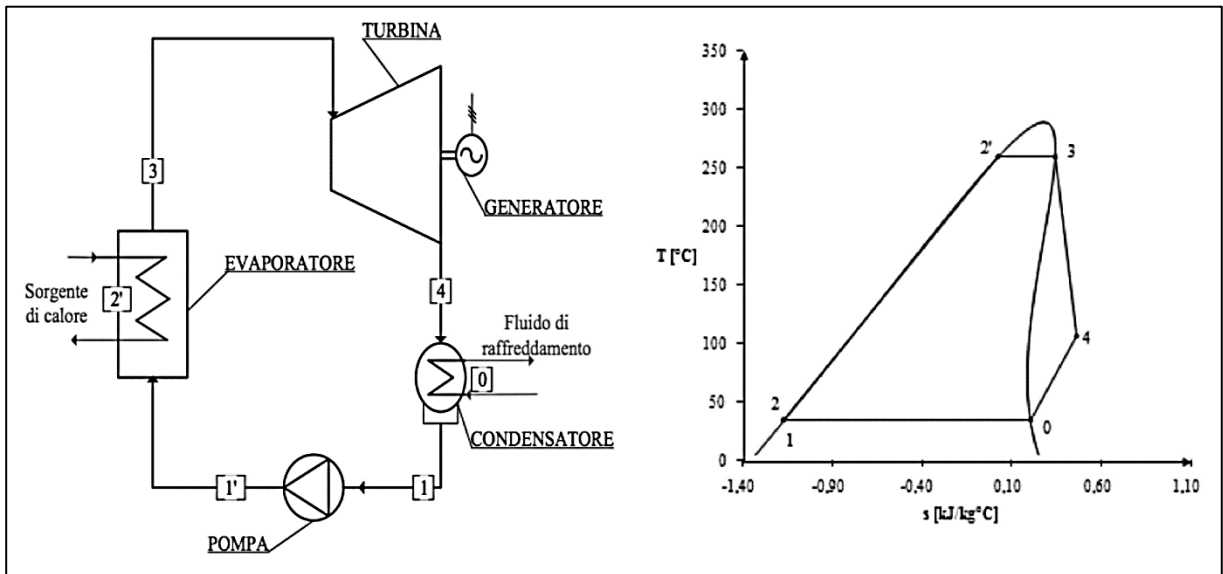


Figura 4.2 - Schema d'impianto e ciclo termodinamico ORC subcritico [36]

Come per ogni ciclo Rankine, i dispositivi utilizzati sono [36]:

- *Evaporatore*: all'interno del quale il fluido passa dallo stato 1' con pressione p_1 allo stato di liquido saturo 2' alla pressione di vaporizzazione, fino alle condizioni di vapore saturo dettate dal punto 3 ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3$);
- *Turbina*: il vapore saturo si espande ($3 \rightarrow 4$) cedendo lavoro all'albero collegato al generatore;
- *Condensatore*: dispositivo per mezzo del quale viene asportato calore attraverso il fluido di raffreddamento ($4 \rightarrow 0 \rightarrow 1$);
- *Pompa*: comprime il liquido dalla pressione p_1 alla pressione p_1' ($1 \rightarrow 1'$).

Analizzando da un punto di vista termodinamico le trasformazioni che avvengono in tali componenti e trascurando l'energia cinetica e potenziale è possibile valutare alcune grandezze d'interesse (\dot{m}_f = portata fluido [kg/s]):

– Potenza termica recuperata nell'evaporatore: $Q = \dot{m}_f(h_3 - h_{1'})$ [W] (27)

– Potenza spesa in fase di pompaggio: $P_P = \dot{m}_f(h_{1'} - h_1)$ [W] (28)

– Potenza prodotta dalla turbina: $P_{tot} = \dot{m}_f(h_3 - h_4)$ [W] (29)

– Potenza termica smaltita dal condensatore: $Q_{cond} = \dot{m}_f(h_4 - h_1)$ [W] (30)

– Rendimento del ciclo ORC subcritico: $\eta = \frac{P_{tot} - P_P}{Q} \cong \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_1)}$ (31)

2. **Surriscaldato**: è un ciclo che presenta una temperatura massima maggiore di quella critica del fluido di lavoro, pertanto il vapore entra in turbina surriscaldato; come raffigurato in Figura 4.3, dopo la fase di vaporizzazione è previsto un ulteriore riscaldamento che porta il fluido alle condizioni di vapore surriscaldato, garantendo un beneficio ulteriore dal momento che si evita la presenza di fluido bifasico all'interno della turbina [36].

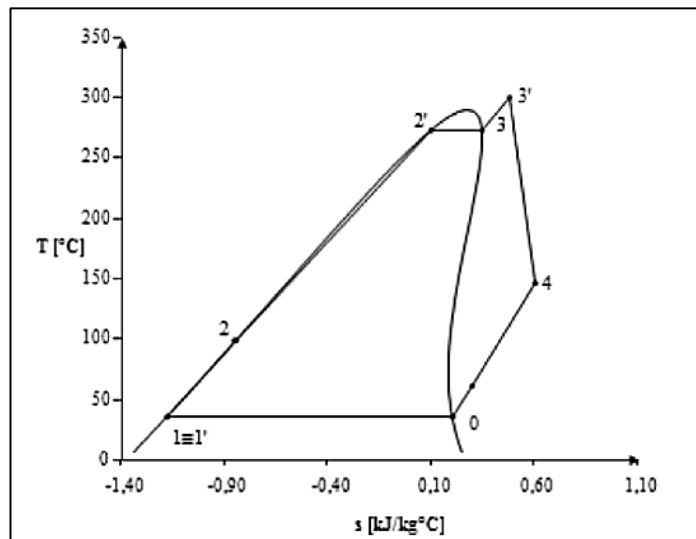


Figura 4.3 - Ciclo ORC subcritico con surriscaldamento [36]

La differenza sostanziale con il ciclo subcritico consiste nella fase di evaporazione, durante la quale il fluido viene riscaldato a pressione costante $p_{1'}$ dallo stato 3 allo stato 3', scambiando calore con la sorgente esterna ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 3'$). Utilizzando il primo principio della termodinamica e trascurando energia cinetica e potenziale, è possibile nuovamente valutare alcune grandezze fisiche rilevanti [36]:

– Potenza termica recuperata nell'evaporatore: $Q = \dot{m}_f(h_{3'} - h_{1'})$ [W] (32)

– Potenza spesa in fase di pompaggio: $P_P = \dot{m}_f(h_{1'} - h_1)$ [W] (33)

– Potenza prodotta dalla turbina: $P_{tot} = \dot{m}_f(h_{3'} - h_4)$ [W] (34)

– Potenza termica smaltita dal condensatore: $Q_{cond} = \dot{m}_f (h_4 - h_1) \text{ [W]} \quad (35)$

– Rendimento del ciclo ORC con surriscaldamento: $\eta = \frac{P_{tot} - P_P}{Q} \cong \frac{(h_{3'} - h_4)}{(h_{3'} - h_1)} \quad (36)$

La presenza del surriscaldamento all'interno del ciclo Rankine subcritico comporta un aumento del rendimento rispetto alla soluzione precedente.

3. **Supercritico**: è un ciclo termodinamico caratterizzato da una pressione massima di esercizio superiore alla pressione critica del fluido di lavoro, fluido che viene compresso fino allo stato di vapore surriscaldato senza attraversare la regione di transizione di fase liquido-vapore (Figura 4.4); con questa tipologia di cicli è possibile raggiungere alte temperature senza ricorrere all'aggiunta di una fase di surriscaldamento.

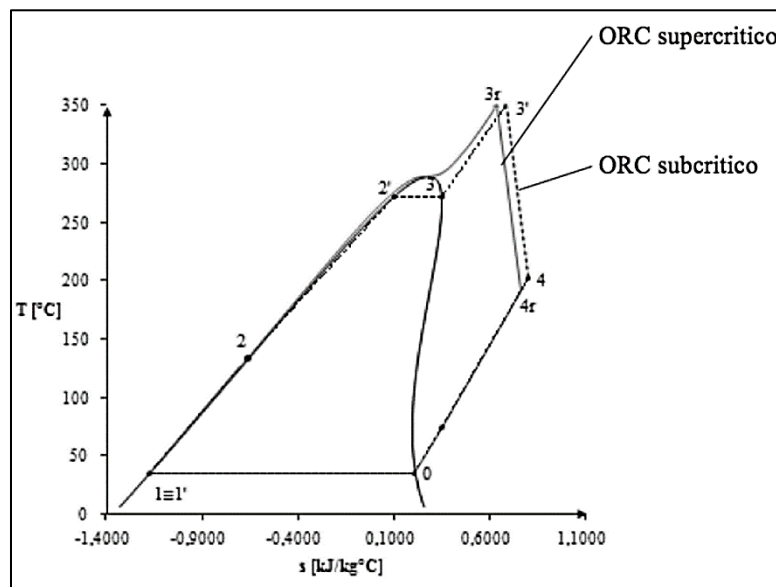


Figura 4.4 - Confronto tra ciclo subcritico e supercritico [36]

La differenza sostanziale con le altre soluzioni consiste nella trasformazione che evolve nell'evaporatore, dove il fluido viene riscaldato dallo stato di liquido (punto 1) alle condizioni di vapore surriscaldato (punto 3r). Analizzando il ciclo si nota come a parità di temperatura in ingresso della turbina, il salto entalpico legato alla fase di espansione di un ciclo supercritico risulta maggiore rispetto a quello del ciclo surriscaldato, comportando un notevole incremento del rendimento; si ottiene anche un lavoro specifico di compressione maggiorato, ma sempre contenuto. Come negli altri casi si riportano le potenze e il rendimento valutati [36]:

– Potenza termica recuperata nell'evaporatore: $Q = \dot{m}_f(h_{3_r} - h_{1'}) \quad [W] \quad (37)$

– Potenza spesa in fase di pompaggio: $P_P = \dot{m}_f(h_{1'} - h_1) \quad [W] \quad (38)$

– Potenza prodotta dalla turbina: $P_{tot} = \dot{m}_f(h_{3_r} - h_{4_r}) \quad [W] \quad (39)$

– Potenza termica smaltita dal condensatore: $Q_{cond} = \dot{m}_f(h_{4_r} - h_1) \quad [W] \quad (40)$

– Rendimento del ciclo ORC supercritico: $\eta = \frac{P_{tot} - P_P}{Q} \cong \frac{(h_{3_r} - h_{4_r})}{(h_{3_r} - h_1)} \quad (41)$

Come già riportato, il salto entalpico maggiore assicura un rendimento più alto del ciclo subcritico con surriscaldamento, essendo il salto entalpico una grandezza al numeratore.

4. **Con spillamento:** si può optare per un ciclo nel quale viene prelevata una piccola portata di vapore dalla turbina per riscaldare leggermente il fluido prima di entrare nel vaporizzatore, al fine di aumentare il rendimento. Con riferimento alla Figura 4.5:

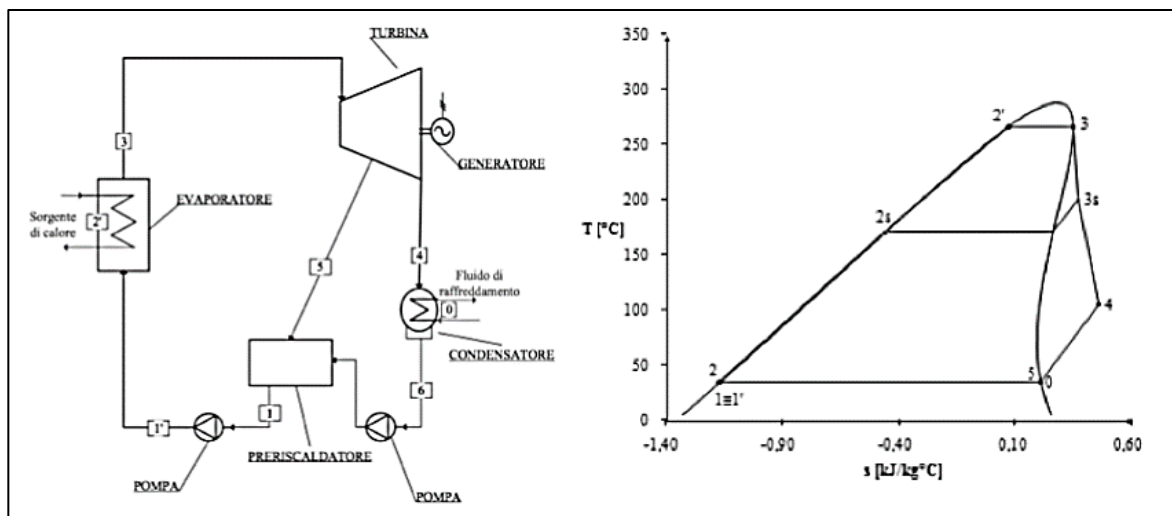


Figura 4.5 - Schema d'impianto e ciclo ORC con spillamento di vapore [36]

Si effettua un bilancio intorno allo scambiatore per valutare la portata (X) da spillare [36]:

$$X = \frac{h_1 - h_6}{h_5 - h_6} \quad (42)$$

L'aumento del rendimento del ciclo è una condizione che si verifica esclusivamente se la riduzione del calore introdotto è superiore alla diminuzione del lavoro in turbina (entrambi gli aspetti sono consequenziali all'introduzione dello spillamento nel ciclo). Con le stesse modalità dei casi precedenti e ipotizzando un rendimento η_{is} della turbina, è possibile valutare le grandezze fisiche principali come segue:

– *Potenza termica scambiata:* $Q = \dot{m}_f(h_3 - h_2) \text{ [W]}$ (43)

– *Potenza prodotta dalla turbina:*

$$P_{tot} = \dot{m}_f \cdot \eta_{is} [(h_3 - h_{4_{iso}}) + X(h_3 - h_{5_{iso}})] \text{ [W]} \quad (44)$$

– *Potenza termica smaltita dal condensatore:* $Q_{cond} = \dot{m}_f(h_4 - h_6) \text{ [W]}$ (45)

– *Rendimento del ciclo ORC con spillamento:*

$$\eta = \frac{(h_3 - h_{3s}) + (1 - X)(h_{3s} - h_4) - (1 - X)(h_{1'} - h_1)}{h_3 - h_{2s}} \quad (46)$$

$$\cong \frac{(h_3 - h_{3s}) + (1 - X)(h_{3s} - h_4)}{h_3 - h_{2s}}$$

Il rendimento può essere espresso tramite la relazione semplificata trascurando il lavoro speso della pompa (trascurabile) [36].

5. **Con rigeneratore:** al ciclo Rankine Organico può essere aggiunto un rigeneratore, ovvero un dispositivo supplementare che agisce quando il fluido termina l'espansione con una quantità di calore rilevante che in condizioni normali di funzionamento verrebbe completamente smaltita dal condensatore (Figura 4.6).

Aggiungendo un rigeneratore, il fluido a valle della pompa e in uscita dal condensatore riceve calore dal fluido in uscita dalla turbina, per via di uno scambio termico che avviene nel dispositivo stesso (4 → 5); tale quantità di calore trasferita rappresenta una riduzione del calore totale introdotto, aspetto che aumenta il rendimento del ciclo. Dei parametri analizzati, l'unico a subire una modifica sarà la potenza termica introdotta che diventa:

$$Q = \dot{m}_f(h_{3'} - h_2) \text{ [W]} \quad (47)$$

Il rigeneratore non è un dispositivo essenziale e, nonostante i benefici legati al suo utilizzo, esso non trova impiego negli impianti con produzione di calore.

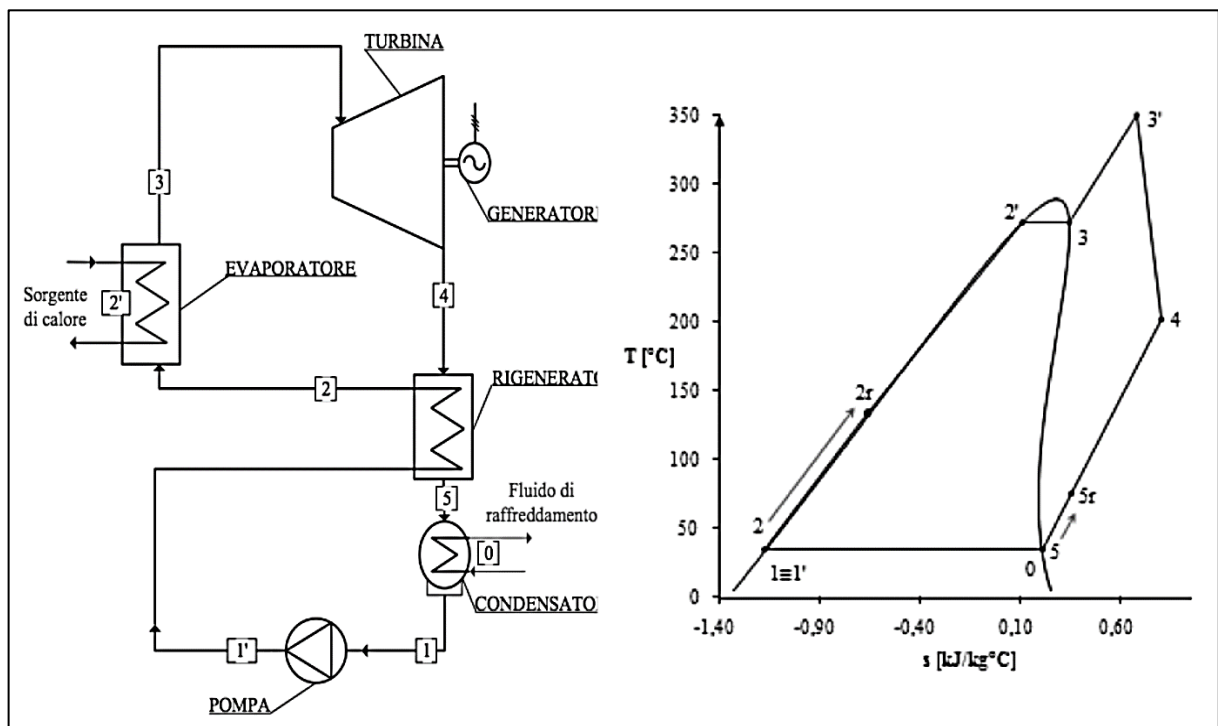


Figura 4.6 - Schema d'impianto e ciclo ORC con rigeneratore [36]

4.2.3 Cicli ORC: stato dell'arte e applicazioni

La tecnologia costituita dai cicli Rankine Organici costituisce l'opzione più adatta a gestire le intermittenze della radiazione solare grazie alla possibilità di accumulare energia termica; questa tipologia di cicli, come già esplicitato, operano con fluidi organici offrendo rendimenti maggiori se confrontati con un ciclo Rankine di media taglia, tuttavia risultano essere soluzioni con rendimenti e costi variabili in quanto strettamente dipendenti dal fluido organico selezionato [37].

Prendendo come esempio l'impianto ISCC a ciclo combinato costruito a Kuraymat (Egitto) (Figura 4.7), tale installazione è stata integrata da *Shaaban et al*, con un ciclo Rankine Organico (ORC) al fine di aumentare la quota di energia rinnovabile e migliorare allo stesso tempo il rendimento della centrale esistente. L'impianto in esame è in grado di produrre 120 MW di energia elettrica ai quali vanno aggiunti 20 MW del campo solare; nello specifico il ciclo ORC è usato per raffreddare l'aria compressa e produrre potenza da una fonte di energia termica ed è stato analizzato facendolo funzionare con quindici fluidi diversi. A valle delle valutazioni effettuate è emerso che il fluido R1234ze(z) fosse il più adatto all'impianto in

esame poiché offriva il miglior compromesso in termini di prestazioni economiche, termodinamiche, ambientali e di sicurezza; la scelta di tale fluido ha permesso inoltre un incremento della potenza in uscita del 19.5% prevedendo il contributo solare e del 23.1% senza tale contributo [38]. Sul mercato sono disponibili diverse soluzioni che offrono dei cicli ORC per applicazioni solari e a seconda delle condizioni di funzionamento si registrano valori di potenza emessa e rendimenti diversi, ad esempio un impianto a concentrazione solare (CSP) in USA (2006) ha registrato una potenza erogata di 1 MWe, con rendimento del ciclo pari a 20% e rendimento globale dell'impianto di 12.1%; un'altra soluzione installata in Germania (2005) produce 250 kWe con un rendimento globale del 15% e infine a Lesotho, in Africa (2007) si è studiato un sistema su piccola scala per operazioni off-grid che si impone l'obiettivo di garantire un costo dell'energia di \$0.12/kWh [32].

La tecnologia CSP gode di un netto vantaggio rispetto ad altre soluzioni nel settore dell'energia rinnovabile, costituito dalla possibilità di produrre energia elettrica in maniera temporalmente disaccoppiata dalla disponibilità della fonte e quando è richiesta dal sistema elettrico sfruttando un accumulo termico di energia; a limitare la diffusione di tali sistemi è però il costo da sostenere: rispetto agli impianti fotovoltaici ed eolici, i sistemi CSP sono di gran lunga più costosi (fino ad arrivare al doppio del prezzo con costi in termini di kWh prodotto senza considerare la possibilità di accumulare energia). Si può contare su una diminuzione dei costi optando per taglie di impianto maggiori, sfruttando i vantaggi dovuti ad economie di scala e all'aumento di efficienza di conversione del ciclo termodinamico al contrario ad esempio degli impianti fotovoltaici per i quali si registra come il rendimento di impianto sia indipendente dalla taglia e il suo costo specifico calcolato tramite metodologia LCOE (approfondita in seguito) raggiunga un valore asintotico per una taglia di impianto medio-piccola (poche centinaia di kW).

In tutti i casi studio attualmente in fase di sviluppo, si cerca di eliminare o almeno diminuire la complessità tecnologica che caratterizza la messa in opera di un sistema CSP, riducendone al tempo stesso i costi totali e aumentandone l'efficienza di funzionamento utilizzando materiali innovativi e tecniche di intelligenza artificiale per il monitoraggio della posizione del sole. Prendendo come riferimento l'impianto di Ivanpah situato nel deserto del Mojave in

California, esso è in attività dal 2014 e presenta una capacità lorda di 392 MW legata alla presenza di 173500 eliostati installati e tre torri solari alte circa 140 metri, rappresentando di conseguenza la più grande centrale solare termica del mondo, realizzata con il supporto del Department of Energy (DoE) statunitense nonché di diverse multinazionali (tra cui Google); questo impianto è caratterizzato da un forte aspetto innovativo racchiuso nell'utilizzo di software appositamente realizzati che hanno consentito di limitare fortemente i costi di mantenimento delle torri agendo sul coordinamento e monitoraggio della posizione di ciascun eliostato rispetto alla propria torre di riferimento, sorpassando di gran lunga criticità legate ad esempio all'efficienza modesta che caratterizza le torri solari installate ormai da decenni [13].

5. Fluidi frigoriferi

Una delle scelte più importanti da fare in fase di progettazione di un ciclo Rankine Organico è la selezione del fluido di lavoro poiché da esso dipendono numerosi aspetti funzionali dell'impianto tra cui il rendimento globale dello stesso. In Tabella 5.1 sono racchiusi alcuni aspetti fondamentali dei fluidi motore utilizzati:

Proprietà	Considerazioni
Temperatura	Temperatura critica superiore alla temperatura massima di ciclo e temperatura di solidificazione inferiore alla più bassa temperatura ambiente prevedibile.
Pressione	Pressione massima di ciclo moderata e pressione al condensatore superiore al valore atmosferico.
Volume specifico	Volume specifico del vapore a fine espansione piccolo per contenere le dimensioni dello stadio bassa pressione di turbina e degli scambiatori.
Calore specifico	Calore specifico piccolo, in questo modo si garantisce una curva di saturazione quanto più verticale possibile.

Tabella 5.1 - Proprietà generiche fluido motore [39]

In generale si cerca di scegliere un fluido che assicuri una fase di evaporazione in regime surriscaldato, che sia liquido a pressione e temperatura ambiente, per facilitare la sua manipolazione, che abbia buone caratteristiche di scambio termico, stabilità termica, che non sia infiammabile, non corrosivo e atossico. Per applicazioni di modesta potenza il fluido dovrebbe avere elevata massa molecolare per ridurre la velocità di rotazione ed il numero di stadi della turbina, ed avere valori di portata massica ed aree di passaggio nelle palettature non troppo ridotti [39].

A valle di tali considerazioni è quindi opportuno considerare tutte le caratteristiche principali possedute dai fluidi organici di maggiore diffusione, mettendo in risalto i punti forti e le criticità di ognuno al fine di selezionarne tre e condurre delle valutazioni sperimentali modellizzando il ciclo ORC tramite il software di modellazione e simulazione Aspen.

5.1 Fluidi frigoriferi: caratteristiche fisiche

5.1.1 Calore latente di vaporizzazione

Fluidi caratterizzati da un alto valore di calore latente di vaporizzazione presentano la possibilità di aggiungere la maggior parte del calore disponibile durante il processo di cambiamento di fase, evitando così di dover gestire e regolare il surriscaldamento e l'espansione del vapore attraverso rigenerazione, con lo scopo di incrementare l'efficienza [40]. Le prestazioni energetiche di un impianto ORC sono strettamente dipendenti dal rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile e per indicizzare tale dipendenza si è deciso di definire il parametro *figure of merit* (*FOM*) in funzione del rapporto tra calore sensibile e calore latente di vaporizzazione e del numero di Jacob [41]:

$$FOM = Ja^{0.1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{0.8} \quad (48)$$

Da alcuni studi redatti in materia è stato possibile valutare la dipendenza di tale parametro dalle condizioni analizzate, arrivando ad affermare che minore è il coefficiente FOM e maggiore sarà il rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile e così anche l'efficienza termica; viceversa, maggiore è la "figure of merit", minore sarà il rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile e maggiore sarà l'efficienza exergetica del sistema. Per selezionare il fluido operativo e ai fini di garantire una progettazione a regola d'arte si cerca di ottenere un compromesso ottimale riguardo al rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile [42].

5.1.2 Densità

Quando si utilizzano fluidi a bassa pressione di condensazione è necessario che in fase vapore siano caratterizzati da alta densità. Valori alti di densità permettono di ridurre drasticamente le dimensioni dei dispositivi adoperati risparmiando sui costi, a tal proposito valori alti di densità a valle della fase di espansione permettono di contenere le dimensioni della turbina stessa [43]; in linea generale si punta ad ottenere un rapporto tra la densità di ingresso in turbina e di uscita, minore di 50.

5.1.3 Temperatura critica

Per temperatura critica si intende la temperatura limite al di sopra della quale una sostanza non può esistere allo stato liquido e rappresenta un parametro fondamentale per la scelta del fluido operativo, in quanto da questo fattore dipendono le condizioni operative subcritiche o supercritiche del ciclo Rankine. Se la temperatura di condensazione e il rapporto delle temperature di espansione e di condensazione sono fissati, il rapporto di pressione cresce con la temperatura critica; discorso diverso in caso di temperature di evaporazione e condensazione fornite, poiché in questi casi si opta per fluidi con alte temperature critiche per ottenere cicli con buone efficienze [44].

Adoperare fluidi con alta temperatura critica comporta gestire densità di vapore più basse della densità critica e tale riduzione di densità risulta essere un parametro importante in fase di progettazione che implica un sovradimensionamento dei componenti, aspetto che si ripercuoterà inevitabilmente anche sui costi totali dell'impianto [45].

5.1.4 Temperatura di ebollizione

Alcune tipologie di fluidi presentano una temperatura di ebollizione molto bassa in condizioni di pressione atmosferica, ragion per cui occorre selezionare molto attentamente il condensatore che in questi casi necessita di operare con una bassa temperatura dell'acqua di raffreddamento. Facendo riferimento al legame tra temperatura di ebollizione e temperatura critica, se la temperatura di ebollizione risulta maggiore, allora anche la temperatura critica lo sarà (limitatamente ad una famiglia di fluidi); tale affermazione non vale però se si considerano fluidi appartenenti a gruppi diversi.

5.1.5 Temperatura di congelamento e punto di fiamma

Due aspetti molto importanti da considerare in fase di progettazione sono la temperatura di congelamento e il punto di fiamma, fattori che legano il fluido alle temperature operative del ciclo. La temperatura di congelamento deve necessariamente essere minore della temperatura più bassa registrata dal ciclo al fine di evitare problemi legati alla formazione di composti solidi. Il punto di fiamma è un parametro che esprime la temperatura più bassa alla quale si formano vapori in quantità tale che, in presenza di ossigeno (aria) e di un innesco, diano luogo

al fenomeno della combustione, pertanto occorre scegliere un fluido con un punto di fiamma sufficientemente alto da evitare il pericolo di accensione.

5.1.6 Peso molecolare

Il peso molecolare è inversamente proporzionale al lavoro di espansione, ciò vuol dire che le turbine operanti con fluidi “pesanti” sono caratterizzati da un basso numero di stadi e quindi tendono ad avere una velocità periferica bassa. Utilizzare fluidi ad alto peso molecolare presenta inoltre un impatto positivo sull’efficienza della turbina e implica la richiesta di aree di trasferimento del calore considerevoli [46].

5.1.7 Complessità molecolare

Si definisce complessità molecolare la grandezza espressa dalla relazione:

$$\sigma_{CM} = \frac{T_c}{R} \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{SV, T_r=0.7} \quad (49)$$

Essa è strettamente legata a fattori come temperatura critica (T_c), costante dei gas (R) ed entropia (S) e valutata considerando vapore saturo alla temperatura ridotta del 70%; nello specifico tanto più positiva è la pendenza della curva del vapore saturo, tanto maggiore sarà la complessità molecolare [47]. Tale parametro è strettamente legato alle caratteristiche intrinseche del fluido, tanto da specificare se si tratta di fluido umido, secco o isoentropico: come rappresentato in Figura 5.1 [48] un fluido è detto "umido" (wet) (*caso a*) quando la sua curva di saturazione del vapore nel diagramma T-S ha pendenza dT/dS negativa, quando la pendenza della curva di saturazione del vapore è invece positiva il fluido viene detto "secco" (dry) (*caso b*) e infine quando la pendenza è all'incirca infinita, cioè si ha un andamento pressoché verticale della curva di saturazione, si parla di fluido "isoentropico" (isentropic) (*caso c*); i fluidi umidi sono caratterizzati da un basso titolo di vapore a fine espansione, condizione da evitare poiché la presenza di goccioline di liquido disperse nella fase vapore corrode le palette della turbina. La complessità molecolare è altresì legata all’efficienza isoentropica della turbina secondo una relazione di proporzionalità diretta.

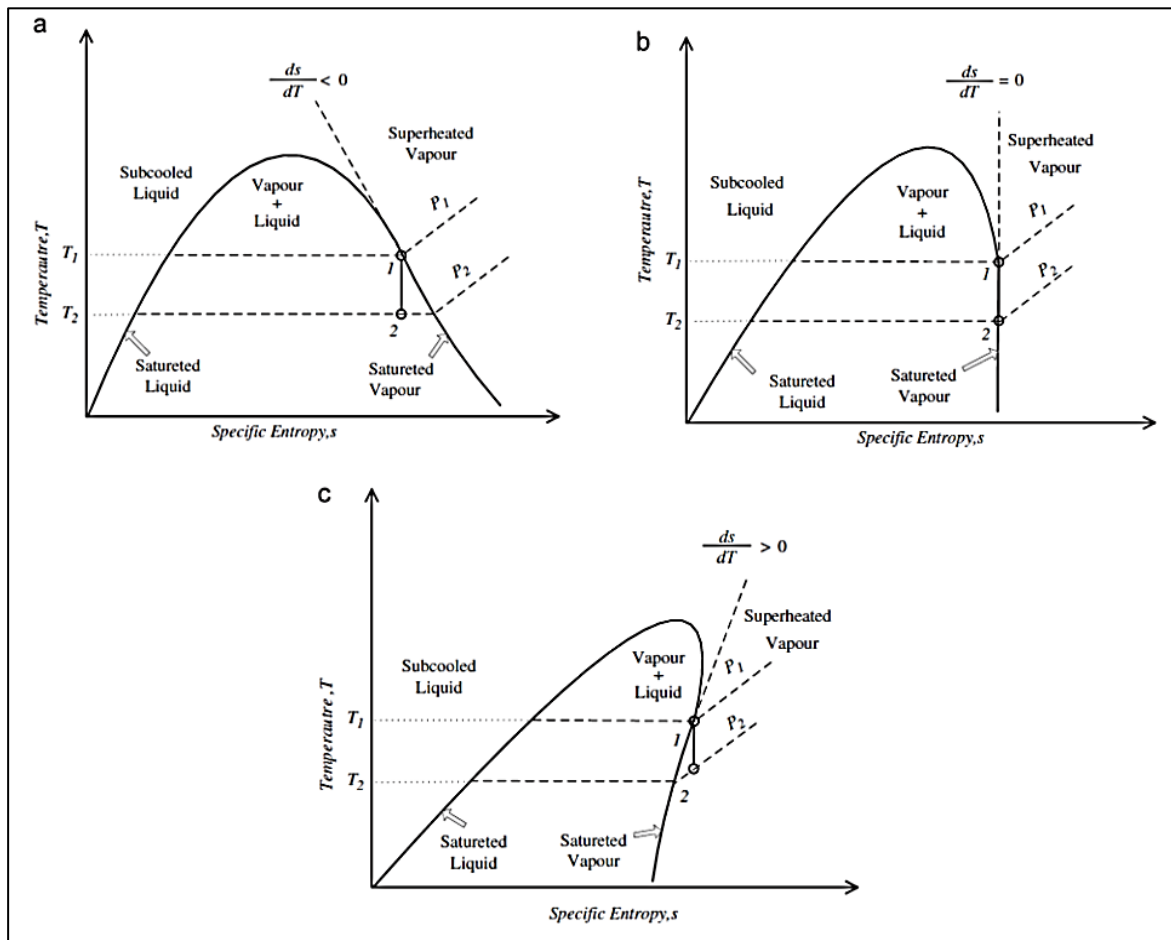


Figura 5.1 - Tipologie di fluido in funzione dell'andamento della curva di saturazione [48]

5.1.8 Viscosità

Un fattore da monitorare con accuratezza in fase di esercizio è la presenza di perdite per attrito negli scambiatori e nelle tubazioni; al fine di limitare tali dissipazioni si assicurano valori di viscosità più bassi possibili e dal momento che (almeno da un punto di vista teorico) la viscosità di un fluido puro tende all'infinito in corrispondenza del punto critico, si cerca di operare il più lontani possibile da tale condizione.

5.1.9 Conduttività termica

Il ciclo Rankine si basa sugli scambi termici che avvengono all'interno dell'evaporatore e del condensatore con le due sorgenti a contatto con il sistema, pertanto è fondamentale selezionare come fluido operativo una sostanza con alta conduttività termica per massimizzare tali effetti negli scambiatori.

5.1.10 Stabilità termica

Ogni fluido presenta una temperatura massima operativa oltre la quale si andrebbe incontro al fenomeno della decomposizione termica che ne altererebbe le proprietà fisiche e chimiche compromettendo il corretto funzionamento dell'impianto. Secondo lo Standard Test STM No D6743-11, la stabilità termica di un fluido di lavoro è definita come la "resistenza al calore", ovvero rappresenta la capacità di preservare immutate le principali proprietà fisiche rispetto al riscaldamento ed è quindi strettamente legata alla temperatura massima operativa.

In condizioni di funzionamento caratterizzate da alte pressioni e temperature, i fluidi organici che scorrono all'interno del ciclo ORC tenderebbero a decomporsi qualora arrivassero in prossimità della temperatura massima operativa; in questi casi è opportuno parlare di *stabilità termochimica* del fluido poiché la degradazione termica dello stesso è causata dalla rottura dei legami molecolari e dalla conseguente formazione di nuovi composti, causando corrosione di materiali con i quali il fluido viene a contatto e possibile detonazione e/o ignizione.

Da un punto di vista generale, valutare la stabilità termica di un composto o di una sostanza pura equivale a monitorare alcuni parametri caratteristici che condizionano la determinazione delle condizioni operative; i fattori d'interesse da analizzare sono principalmente:

- *Struttura molecolare*: è importante analizzare la formula di struttura al fine di verificare la presenza di gruppi funzionali ad elevato contenuto energetico che possono conferire alla molecola caratteristiche di instabilità;
- *Temperatura di decomposizione*: temperatura alla quale avviene la decomposizione della sostanza in molecole più semplici, attraverso una reazione esotermica;
- *Temperatura massima*: temperatura massima raggiungibile dal fluido di scambio termico impiegato per il riscaldamento della miscela di reazione.

Confrontare entrambe le temperature sopracitate per ogni sostanza presa in esame è molto importante per poter individuare un intervallo operativo di temperatura che garantisca sicurezza e affidabilità in fase di processo, individuando in relazione all'entità dei fluidi anche il livello di criticità intrinseco legato ad esse e specificando l'insieme delle misure di protezione e prevenzione da mettere in atto.

Dal confronto se risulta una temperatura di decomposizione maggiore rispetto a quella massima occorre agire per risolvere la situazione di criticità, mentre se viceversa la temperatura di decomposizione dovesse essere minore rispetto alla temperatura massima è necessario effettuare comunque le dovute verifiche sul possibile innesco di fenomeni degradativi.

Analizzare e controllare la stabilità di una sostanza o composto ricopre un'importanza rilevante qualora si debba ricorrere allo stoccaggio di tale materiale, in tale ambito si riconoscono quattro temperature caratteristiche:

- *Massima temperatura di stoccaggio*: temperatura al di sotto della quale il prodotto risulta stabile, ma alla quale può perdere stabilità se vi permane per lungo tempo;
- *Minima temperatura di stoccaggio*: temperatura al di sopra della quale il prodotto può essere stoccato in condizioni di sicurezza e sotto alla quale la presenza di fenomeni come cristallizzazione, congelamento o separazione di fase potrebbero generare pericolo;
- *Temperatura ideale di stoccaggio*: temperatura consigliata per lo stoccaggio di un materiale in condizioni di sicurezza per un lungo periodo di tempo.

Si rimanda al capitolo 5.3 per la presa visione dei valori numerici caratteristici di tali grandezze relativamente ai fluidi operativi selezionati per le simulazioni effettuate e riportate in questo elaborato [49].

5.1.11 Tossicità e sicurezza

Tutti i fluidi organici utilizzabili in applicazioni ORC sono tossici, dunque è necessario conoscere il quantitativo massimo utilizzabile per ogni sostanza al fine di garantire un ambiente di lavoro privo di rischi per il personale talora ci fossero delle fuoriuscite. Un parametro utile a stabilire il grado di rischio legato ad ogni sostanza è il fattore *dose letale 50* (DL_{50}), che si riferisce alla quantità di una determinata sostanza in grado di uccidere, in una unica somministrazione, la metà di una popolazione campione di animali da esperimento.

Limitandosi dapprima agli effetti immediati o nel breve periodo, seguendo la linea guida europea si possono evidenziare tre valori soglia notevoli ottenuti in seguito a

somministrazione orale nel ratto: per valori di $DL_{50} \leq 25$ mg/kg si cataloga la sostanza come “molto tossica”, per valori $25 < DL_{50} < 200$ mg/kg si cataloga la sostanza come “tossica”, mentre con valori $200 < DL_{50} < 2000$ mg/kg la sostanza si definisce “dannosa” [50].

Analizzando anche gli effetti a lungo termine si fa riferimento al *threshold limit value (TLV)*, valore definito come la concentrazione alla quale si pensa un lavoratore medio possa essere esposto cinque giorni alla settimana per otto ore, senza subire ripercussioni sulla salute.

5.1.12 Sicurezza ambientale

I protocolli internazionali (Protocollo di Kyoto e Protocollo di Montreal) nel corso degli anni hanno limitato sempre di più l'utilizzo dei fluidi di lavoro impiegabili in materia impiantistica, dopo aver valutato la gravità dell'impatto ambientale di molti di essi.

In ottica di garantire la salvaguardia ambientale, occorre selezionare i fluidi operativi in base ad alcuni fattori che ne caratterizzano l'impatto sull'ambiente: il GWP (Global Warming Potential) che esprime il contributo all'effetto serra di un gas relativamente all'effetto della CO_2 (il cui potenziale di riferimento è pari a uno) relativamente ad uno specifico intervallo di tempo; prendendo in esame il singolo contributo molecolare, si considera invece il *fattore d'impatto (IF)* valutato per ogni gas emesso in atmosfera sulla base del potenziale effetto serra della CO_2 ($IF=1$). Un altro parametro di rilevante importanza e che occorre monitorare è l'ODP (Ozone Depletion Potential) che quantifica la capacità distruttiva di ciascun composto chimico nei riguardi dell'ozono calcolata, su base di ugual massa rilasciata nella bassa troposfera, rispetto al triclorofluorometano (R-11) al quale corrisponde un valore di ODP pari a 1.0. Alcune sostanze, come i composti chimici contenenti cloro, fluoro e carbonio (CFC) e in futuro anche gli idroclorofluorocarburi (HCFC), a seguito di diverse valutazioni ambientali sono state bandite in seguito alle disposizioni messe in atto dal Protocollo di Montreal [39].

5.2 Classificazione e nomenclatura

In commercio sono presenti una moltitudine di alternative per quanto riguarda i fluidi organici utilizzabili all'interno dei cicli ORC, classificabili in base alla composizione chimica e alle diverse caratteristiche fisico-chimiche citate nel paragrafo 5.1 [39].

- *Idrocarburi* (HC): godono di buone proprietà termodinamiche, ma sono sostanze caratterizzate da potenziali pericoli dovuti all'infiammabilità e da alti valori di GWP e di ODP. Alcuni esempi di idrocarburi utilizzati nei cicli ORC sono l'isobutano (C_4H_{10}), il pentano (C_5H_{12}) e il propano (C_3H_8);
- *Idrofluorocarburi* (HFC): sono composti il cui uso intensivo ha comportato la crescita esponenziale delle emissioni complessive dei gas fluorurati ad effetto serra, hanno valori alti di GWP e bassi indicatori ODP. Fanno parte di questa tipologia i composti R134a e R236FA, ai quali corrispondono valori di GWP rispettivamente di 1430 e 9810;
- *Idroclorofluorocarburi* (HCFC): sono caratterizzati da valori consistenti di ODP poiché contengono cloro, dannoso per lo strato di ozono atmosferico e per questo il loro utilizzo è stato vietato a partire dal 2010 all'interno di impianti nuovi. Alcune sostanze d'esempio sono il composto R22 e R123;
- *Clorofluorocarburi* (CFC): sono caratterizzati da elevata stabilità chimico-termica (fattore che aumenta di pari passo con il contenuto di fluoro), elevati valori di ODP e discreta infiammabilità. Come altri composti di simile struttura sono stati banditi dal Protocollo di Montreal per motivi legati alla salvaguardia ambientale; appartengono a questa categoria i composti R11 e R12;
- *Perfluorocarburi* (PFC): sono composti formati esclusivamente da fluoro e carbonio che instaurano tra loro un legame molto forte, sono sostanze estremamente inerti e stabili;
- *Silossani*: sono una classe di composti chimici nella cui struttura si ripete il gruppo funzionale R_2SiO , dove R è un idrogeno o un gruppo alchilico/arilico. Sono sostanze interessanti da un punto di vista chimico che offrono una bassa tossicità e infiammabilità, alta massa molecolare e sono largamente usati per il trasporto di calore ad alte

- temperature. Hanno la peculiarità di presentare un glide termico non nullo in fase di condensazione ed evaporazione;
- *Alcoli*: sono composti organici contenenti un gruppo ossidrilico (-OH), caratterizzati da elevata infiammabilità ma non di particolare interesse applicativo;
 - *Eteri*: sono composti in cui l'atomo di ossigeno è legato a due residui idrocarburici, sono legati però a problemi dovuti ad infiammabilità e tossicità oltre che a scarse prestazioni termodinamiche;
 - *Idrofluoroeteri* (HFE): sono sostanze appartenenti alla classe degli eteri e che hanno sostituito i clorofluorocarburi (CFC) poiché non sono impattanti a livello ambientale;
 - *Miscele organiche*.

5.3 Scelta dei fluidi operativi

In un sistema a concentrazione solare (CSP) i fluidi operativi sono tre: il fluido termovettore che scorre all'interno del ricevitore e acquisisce calore dalla radiazione solare raccolta dal collettore termico per poi cederla al ciclo grazie all'evaporatore, un secondo fluido (organico) che scorre all'interno del ciclo Rankine Organico (ORC) che evolve termodinamicamente attraverso i dispositivi coinvolti e l'acqua, indispensabile per recuperare la quota energetica trasmessa all'interno del condensatore. I fluidi organici maggiormente usati nei cicli ORC sono racchiusi in Tabella 5.2 nella quale viene espressa per ogni sostanza la temperatura critica (T_C), la pressione critica (p_C), la temperatura di normale ebollizione (T_{NBP}) e il peso molecolare (M); oltre ai composti citati sono largamente utilizzati gli idrocarburi e fluidi come l'ammoniaca (NH_3), a quest'ultima tuttavia si preferiscono fluidi alternativi a causa dei pericoli legati all'esposizione ad alte concentrazioni della stessa.

Al fine di valutare le prestazioni di un ciclo ORC, modellato tramite applicativo Aspen Plus®, che possa simulare il comportamento del ciclo interno al sistema CSP di riferimento installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino, sono stati selezionati tre fluidi organici e un fluido termovettore, rispettivamente: *n-eptano*, *toluene*, *cicloesano* e *Dowtherm-T*.

Fluido	T_c (°C)	p_c (kPa)	T_{NBP} (°C)	M (g/mol)
Propano	96.67	4247	-42.09	44.10
R134a	101.06	4059	-26.07	102.03
R227ea	102.80	2999	-16.42	170.03
R152a	11.26	4517	-24.02	66.05
NH ₃	132.25	11333	-33.33	17.03
Isobutano	134.66	3629	-11.75	58.12
Butano	151.97	3796	-0.49	58.12
R245fa	154.01	3651	15.14	134.05
Neopentano	160.59	3196	9.5	72.15
R245ca	174.42	3925	25.15	134.05
Isopentano	187.20	3378	27.83	72.15
Pentano	196.55	3370	36.06	72.15

Tabella 5.2 - Fluidi organici di maggior impiego in cicli ORC [51]

5.3.1 Fluido organico: n-Eptano

L'n-eptano (C₇H₁₆) è l'isomero lineare dell'eptano che si presenta a temperatura ambiente come un liquido incolore, volatile e dotato di un forte odore caratteristico. Esso presenta delle buone proprietà chimico-fisiche: una temperatura critica di circa 267 °C, un punto di ebollizione di 98.4 °C, una pressione critica di 27.4 bar [52] e per quanto riguarda i parametri sulla stabilità termica si registra una temperatura di decomposizione non rilevante ed un intervallo di temperatura di stoccaggio che si estende da 15 °C a 25 °C [53]; è una sostanza pericolosa in caso di esposizione in quanto irritante per la cute e dal punto di vista ambientale si raccomanda vivamente la non dispersione di tale sostanza in quanto potrebbe causare effetti a lungo termine negli ambienti acquatici [52].

5.3.2 Fluido organico: Toluene

Il toluene (C₇H₈) è un idrocarburo aromatico prodotto dai processi di raffinazione del petrolio ed è molto utilizzato in ambito industriale, è presente sottoforma di liquido incolore ed è dotato di un forte odore che lo caratterizza. Utilizzato anche come fluido di lavoro nei cicli

Rankine Organici (ORC), esso presenta una temperatura di decomposizione irrilevante, una temperatura di stoccaggio racchiusa tra 15 °C e 25 °C [54], una temperatura di ebollizione di 111 °C, una temperatura critica pari a 319 °C ed una pressione massima di 41 bar. I pericoli legati a questo composto riguardano soprattutto la sua reazione violenta con i forti ossidanti, che può portare a rischi di incendio e di esplosione; è inoltre molto irritante e rappresenta un pericolo anche solo in caso di inalazione a partire dalla sua evaporazione a 20 °C [55].

5.3.3 Fluido organico: Cicloesano

Il cicloesano (C₆H₁₂) è un idrocarburo appartenente alla categoria dei ciclo alcani, è di largo utilizzo come solvente per materie plastiche o per l'estrazione di oli essenziali e come materia prima. A temperatura ambiente si presenta come un liquido incolore dall'odore caratteristico e nell'industria ricopre discreto impiego anche nel settore degli impianti energetici. Dal punto di vista della stabilità termica esso viene conservato nell'intervallo di temperatura tra 15 °C e 25 °C ed ha una temperatura di decomposizione irrilevante [56]; si possono riscontrare le seguenti caratteristiche tecniche: temperatura critica di circa 280 °C, pressione critica di 40.82 bar, temperatura di ebollizione pari a 81 °C [57]; un limite che presenta questo fluido è senz'altro la temperatura di autoaccensione mediamente bassa (260 °C).

5.3.4 Fluido termovettore: Dowtherm-T

Il Dowtherm-T è un fluido sintetico utilizzato prevalentemente come fluido termovettore in fase liquida, è composto da alchilbenzene ed è progettato per essere utilizzato in sistemi non pressurizzati in un intervallo di temperatura operativo che si estende da -10 °C a 315 °C [58].

Viene commercializzato in fase liquida con un aspetto chiaro e dal colore giallastro, ha una densità pari a circa 870 g/m³ monitorata a 25 °C, una temperatura critica di 375 °C, una pressione critica pari a 10.3 bar e un calore di combustione pari a 42808 kJ/kg [59]. Dal fornitore principale non vengono fornite informazioni sulla temperatura di decomposizione o sulle condizioni di stoccaggio del materiale.

Nell'impianto ORC simulato in questo elaborato viene utilizzato per immagazzinare il calore assorbito dal collettore solare, calore che sarà trasferito al fluido organico all'interno dell'evaporatore.

6. Simulazione e modellazione del ciclo ORC

Lo scopo principale del presente elaborato è effettuare una simulazione di un ciclo Rankine Organico (ORC) utilizzando alcuni dei parametri di funzionamento registrati dall'impianto a concentrazione solare (CSP) installato nell'Energy Center del Politecnico di Torino.

Per effettuare le valutazioni necessarie è stato utilizzato l'applicativo Aspen Plus®, software simulativo sviluppato da Aspen Technology Inc., anche nota come AspenTech, azienda fornitrice di software e servizi per le industrie di processo con sede a Bedford, Massachusetts. Partendo dal nome, ASPEN è l'acronimo di Advanced System for Process Engineering e nello specifico Aspen Plus® è un software simulativo basato sull'implementazione di diagrammi di flusso (Flowsheet) utilizzati per modellare quantitativamente un impianto di trattamento chimico che, oltre all'unità centrale del reattore, può includere anche le fasi di pre e post trattamento; è possibile simulare un intero processo chimico a partire dalla scelta della materia prima fino alla valutazione del prodotto finale per mezzo di un'interfaccia grafica che attraverso l'utilizzo di una moltitudine di comandi ad icone (anche chiamati blocchi) è in grado di simulare un'operazione unitaria o un processo chimico al quale è soggetto il materiale includendo i flussi di materiale in ingresso/uscita, i flussi di energia in ingresso/uscita e gli eventuali segnali elettrici/pneumatici di ingresso/uscita. Ciascun processo fisico è specificato da una rappresentazione matematica equivalente ed è descritto nella simulazione mediante un insieme di equazioni algebriche/differenziali linearmente indipendenti, in modo tale da garantire che il numero di equazioni scritte sia uguale al numero di variabili (o quantità sconosciute). In generale, tali equazioni derivano da analisi riguardanti equazioni di bilancio di proprietà termodinamiche estensive, relazioni termodinamiche riguardanti reagenti e non reagenti all'interno di reazioni di equilibrio di fase ed equilibrio chimico, correlazioni di velocità per quantità di moto, calore e trasferimento di massa, stechiometria della reazione e dati cinetici e vincoli fisici imposti al processo.

Alcune delle attività eseguibili all'interno dell'ambiente simulativo di Aspen Plus® attraverso i diagrammi di flusso riguardano:

- Test “what if”;
- Verifiche delle specifiche di progetto (configurazione dell'impianto);
- Studi di ottimizzazione per eliminare i “colli di bottiglia” di un processo”;
- Analisi di sensibilità;
- Indagini di ottimizzazione.

In generale, un processo chimico è costituito da componenti chimici, o specie diverse, soggetti a trattamenti fisici o chimici (o a entrambi) e la procedura consiste fondamentalmente nell'aggiungere valore o nel convertire il materiale grezzo ed economico in materiale finale. Possiamo tradurre un processo in un modello di simulazione in Aspen Plus® eseguendo i seguenti passaggi fondamentali:

1. Specificare i componenti chimici nel processo selezionando gli stessi da opportune banche dati già all'interno di Aspen Plus® oppure introdurli dall'esterno;
2. Specificare i modelli termodinamici più adatti a rappresentare le proprietà fisiche dei componenti e delle miscele nel processo;
3. Comporre il diagramma di flusso del processo (Flowsheet) definendo le operazioni che avvengono nel processo selezionando i comandi ad icone (blocchi) dalla libreria apposita per descrivere il funzionamento di ciascuna unità. A questo punto si etichetta ciascun blocco come parte del diagramma di flusso e li si collegano tra loro definendo i flussi operativi; si specificano le portate e le condizioni termodinamiche (temperatura, pressione e composizione) di tutti i flussi di materiale insieme alle condizioni operative di ciascun blocco.

Gli obiettivi principali legati all'utilizzo dell'applicativo consistono nell'offrire la possibilità di progettare impianti migliori e aumentare la redditività degli impianti esistenti ottimizzando il processo chimico durante l'intero ciclo di vita [60].

Operativamente, come primo step per implementare la simulazione del ciclo ORC in ambiente Aspen Plus®, sono stati selezionati i fluidi operativi dalle librerie dati incluse nell'applicativo: tre fluidi organici che evolvono termodinamicamente nel ciclo Rankine, un fluido termovettore che riceve calore dal ricevitore per poi cederlo al fluido organico e

l'acqua che ha la funzione di recuperare il calore ceduto in fase di condensazione del fluido per poi essere utilizzata dalle utenze termiche che prevedono delle richieste energetiche congruenti con la disponibilità garantita. Si sceglie di valutare le trasformazioni termodinamiche basandosi sull'equazione di stato di Peng-Robinson, equazione diventata la più popolare nell'industria petrolifera ed elaborata durante il decennio degli anni '70 da D. Peng, studente di dottorato, e dal Prof. D.B. Robinson presso l'Università di Alberta (Edmonton, Canada), su incentivo del Canadian Energy Board [61].

Successivamente si passa a comporre il ciclo Rankine sul Flowsheet dedicato, scegliendo i quattro dispositivi necessari dall'apposita libreria (Model Palette) e collegandoli tra loro in maniera opportuna, specificando per ogni tratto il fluido coinvolto e impostando di volta in volta i parametri di funzionamento desiderati, come riportato di seguito nella trattazione; per ognuno dei componenti utilizzati (pompa, turbina, condensatore, evaporatore) e per tutti e tre i fluidi organici selezionati, per mezzo della funzionalità "Sensitivity" presente nella cartella "Model Analysis Tools" si effettua un'analisi di sensitività mirata a monitorare i parametri operativi fondamentali del ciclo e a valutare di conseguenza come e in quale misura la loro variazione impatti sulla potenza elettrica generata dal sistema e in generale sulle sue prestazioni. In fase di simulazione risulta di fondamentale importanza non superare i limiti tecnici di ciascun fluido (temperatura e pressione critica) e garantire assenza di fase liquida a monte e valle dell'espansore, come anche un titolo di vapore nullo in uscita dagli scambiatori di calore (evaporatore e condensatore). L'obiettivo della presente trattazione è modellizzare un ciclo ORC che riesca a generare una potenza elettrica (all'albero) di circa 15 kW, rispettando i valori limite caratteristici di ogni sostanza e analizzare l'intero sistema attraverso le analisi di sensitività; per svolgere con correttezza le analisi di sensitività occorre impostare ed inizializzare l'intero ciclo sul Flowsheet associando i parametri di funzionamento corrispondenti ad ogni dispositivo. Operativamente, si è scelto di assumere trascurabili le perdite di carico distribuite e concentrate relative ai tratti di tubazione che collegano i dispositivi tra loro, date le esigue lunghezze delle tubazioni, la dimensione abbastanza contenuta dell'impianto e la scarsità di componenti impiantistici (quali curve a gomito o valvole) che potrebbero causare irregolarità e irreversibilità nel flusso.

Prendendo in esame in prima battuta un ciclo Rankine Organico funzionante con una portata di *n-eptano* pari a 0.2 kg/s, in seguito ad una serie di iterazioni si riesce a raggiungere il fabbisogno energetico prefissato imponendo una pressione di scarico della pompa di 12 bar, una pressione a valle della turbina di 1.1 bar, una temperatura di 300 °C del fluido termovettore in entrata all'evaporatore alla pressione di 1 bar e immissione dell'acqua di raffreddamento a condizioni ambiente (25 °C e 1 bar), ottenendo lo schema riportato di seguito in Figura 6.1. La seconda simulazione d'impianto ORC è stata eseguita facendo scorrere *toluene* e mantenendo invariati alcuni parametri operativi rispetto alla simulazione precedente, ovvero: la pressione di scarico della pompa, la portata di fluido organico nel ciclo e le condizioni di input del fluido termovettore all'interno dell'evaporatore e dell'acqua all'interno del condensatore; in tali condizioni di funzionamento si riesce a garantire un apporto energetico di 15 kW ottenendo a valle dell'evaporatore il fluido organico a 230 °C e dopo la fase d'espansione a pressione di 1.47 bar e temperatura di 171 °C, come illustrato nello schema di Figura 6.2. Una terza e ultima simulazione è stata effettuata introducendo nel ciclo Rankine del *cicloesano*: mantenendo invariati gli stessi parametri fissati nelle prime due simulazioni è stato possibile raggiungere a parità di energia elettrica fornita una temperatura a monte della turbina di 230 °C e a valle di essa una pressione di 1.47 bar e temperatura di 171 °C; in Figura 6.3 è riportato l'intero ciclo simulato sull'applicativo.

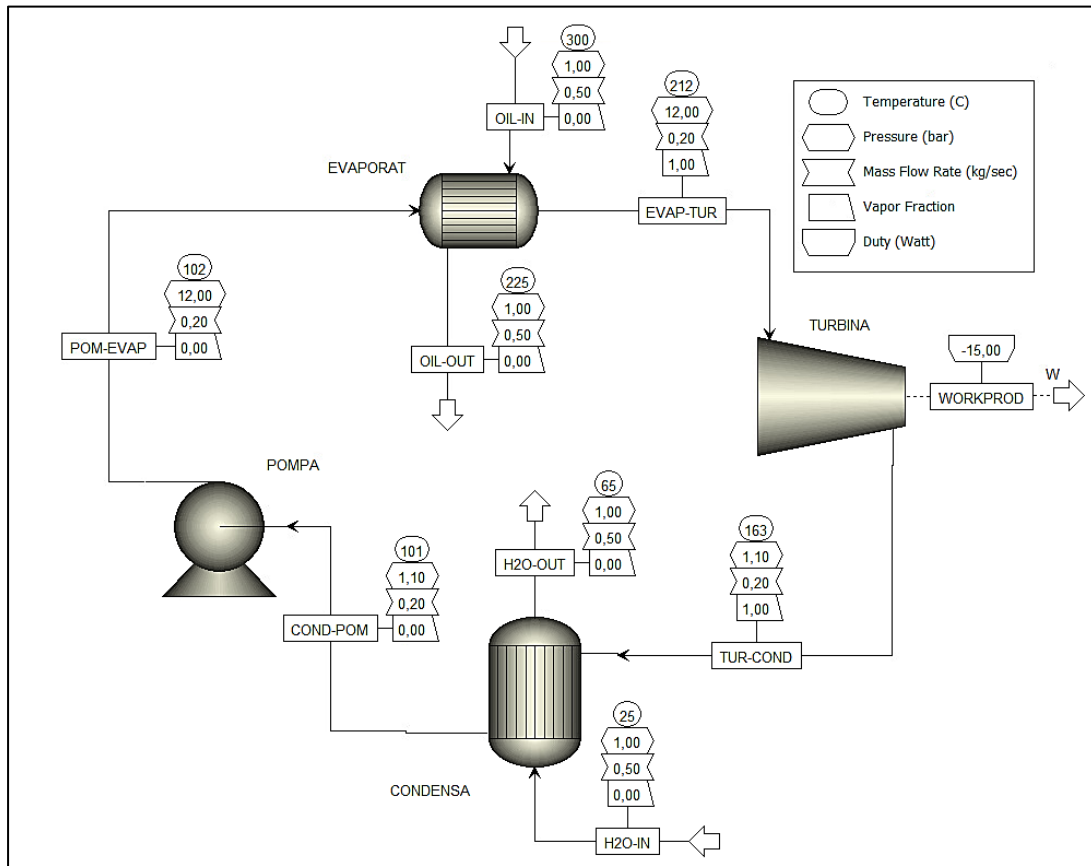


Figura 6.1 - Schema ciclo ORC operante con N-EPTANO implementato in Aspen Plus

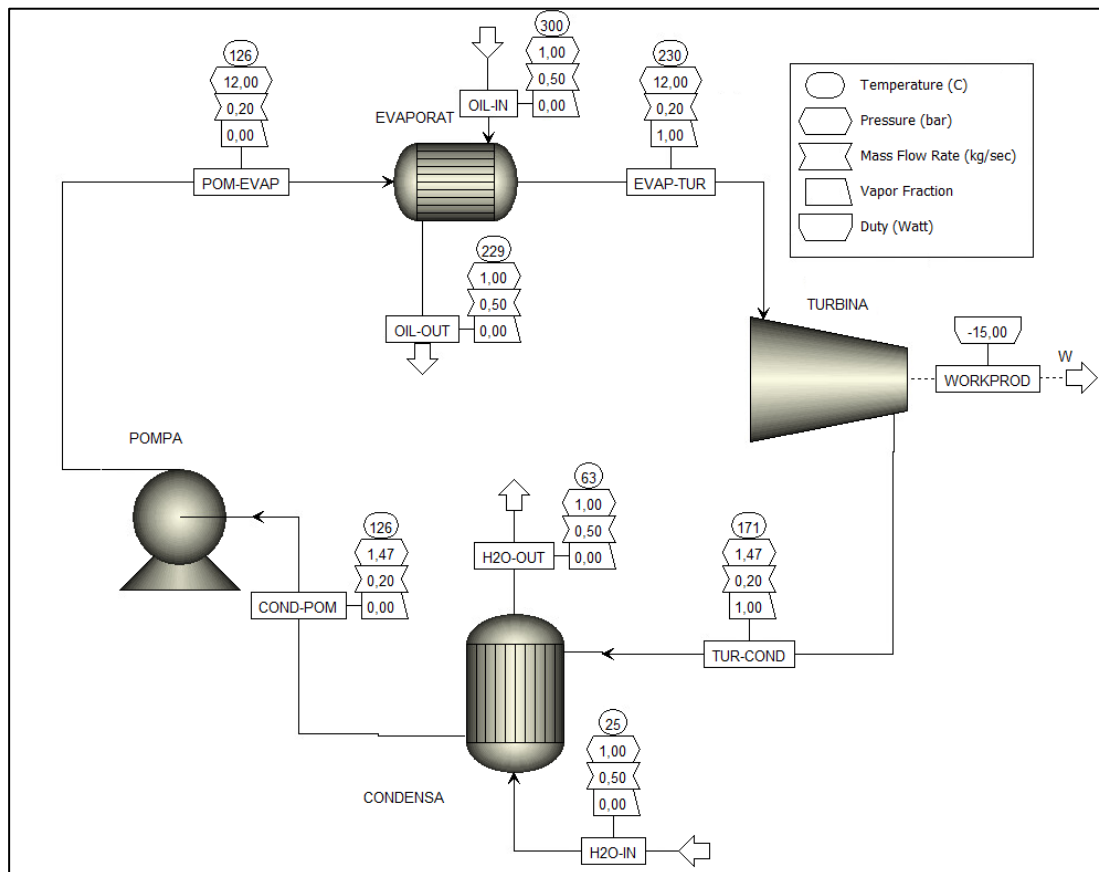


Figura 6.2 - Schema ciclo ORC operante con TOLUENE implementato in Aspen Plus

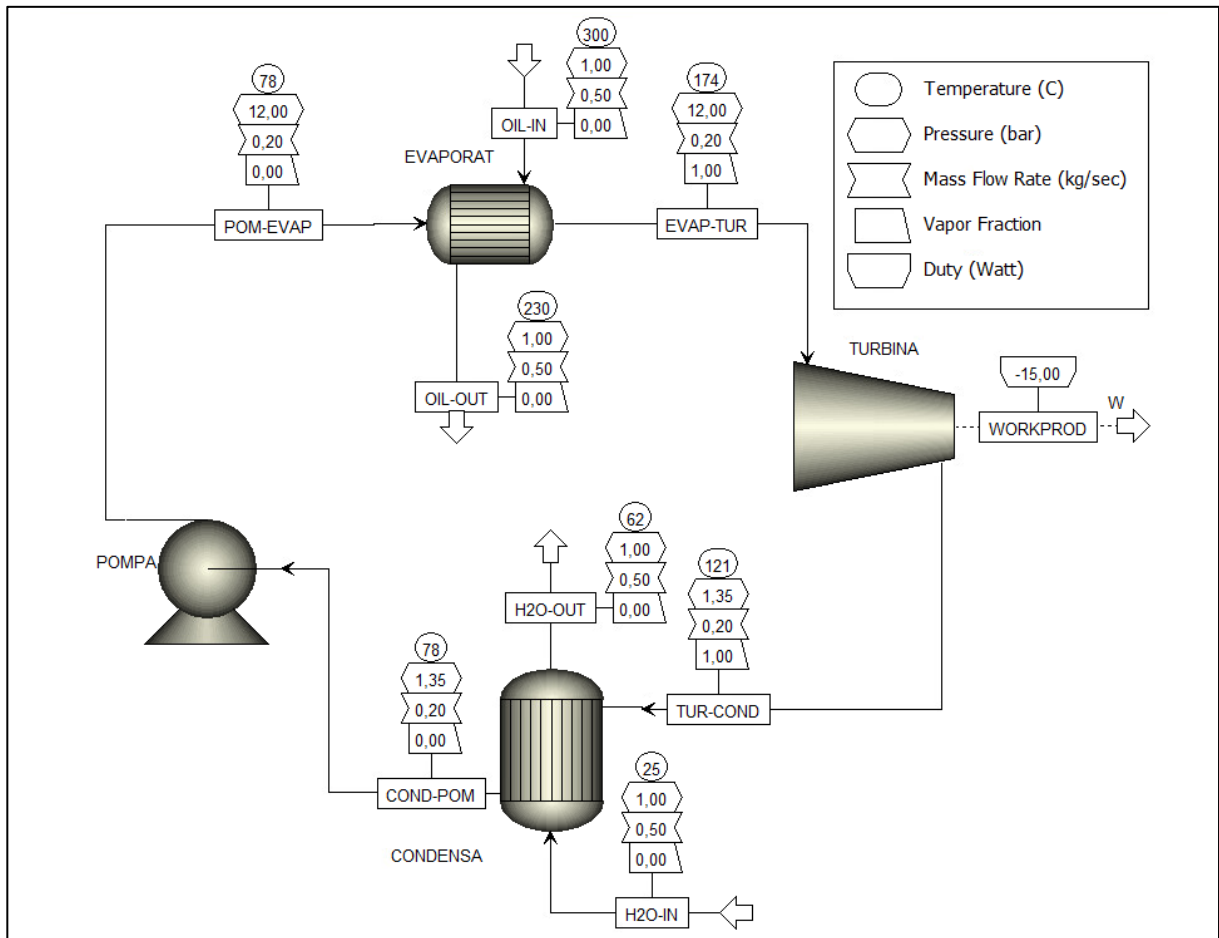


Figura 6.3 - Schema ciclo ORC operante con CICLOESANO implementato in Aspen Plus

6.1 Pompa

Si modella il comportamento della pompa in fase di compressione utilizzando il componente “Pump” messo a disposizione da Aspen, dichiarando in fase di configurazione un rendimento di 0.95. La scelta della pressione di scarico è determinante poiché da essa dipendono i valori di temperatura raggiunti dal fluido organico e soprattutto la potenza elettrica generata dalla turbina. Il dispositivo riceve il fluido in uscita dal condensatore (tratto COND-POM) e in fase di simulazione si presta molta attenzione a non raggiungere valori di pressione e temperatura critici, condizione che comprometterebbe l'intero impianto in seguito all'accensione del fluido e/o al cedimento delle tubazioni.

Le analisi di sensitività effettuate su questo dispositivo sono mirate alla valutazione della potenza elettrica in uscita dalla turbina (in Figura 5.3 schematizzata dal flusso di lavoro denominato “Workprod”) in funzione della pressione di scarico della pompa.

6.1.1 Pompa: Eptano

La prima analisi di sensitività, svolta facendo scorrere *eptano* nel ciclo, è stata effettuata imponendo una pressione di scarico della turbina di 1.1 bar e un range di pressione di scarico della pompa che si estende da 1.2 a 20 bar, ottenendo un grafico dimostrativo dei dati ottenuti come riportato in Figura 6.4:

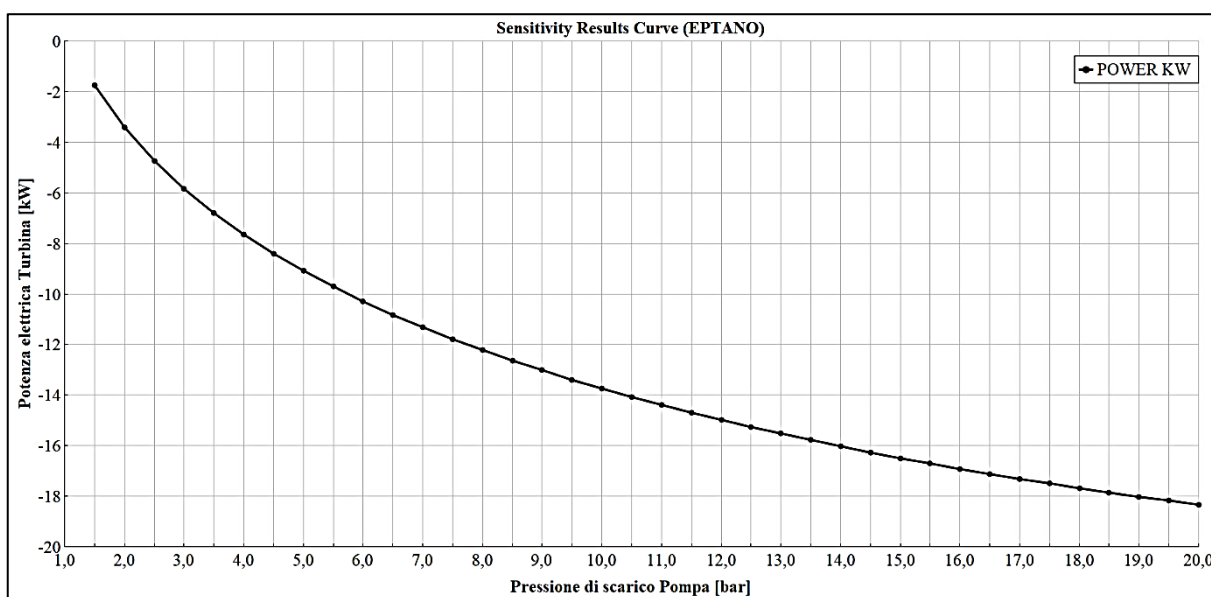


Figura 6.4 - Grafico pressione di scarico - potenza (N-EPTANO)

Come espresso in precedenza, al fine di garantire un fabbisogno energetico di 15 kW si impone una pressione di scarico della pompa pari a 12 bar ottenendo un fluido in uscita (tratto POM-EVAP) con proprietà indicate in Figura 6.1; si nota come in uscita il fluido presenti una temperatura più alta rispetto all'ingresso (di circa 1 °C) a causa delle irreversibilità associate al processo di pompaggio. Il salto entalpico che si verifica durante questa fase è pari a circa 1790 kJ/kg. Il limite massimo di pressione operativa è stato imposto a 20 bar per garantire sufficiente margine dai valori di pressione e temperatura critica della sostanza (rispettivamente 27.4 bar e 267 °C), inoltre in grafico si riportano i valori di potenza con segno negativo come conseguenza della convenzione di segno seguita dall'applicativo per le potenze generate.

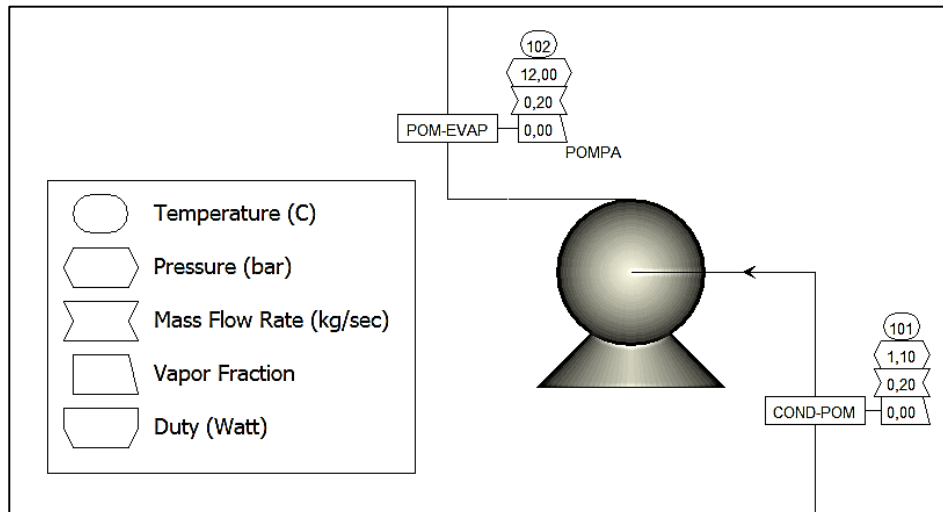


Figura 6.5 - Pompa (EPTANO)

6.1.2 Pompa: Toluene

Si prosegue effettuando l'analisi di sensitività anche per la pompa nel ciclo con toluene monitorando la potenza in uscita per valori di pressione che vanno da 1.2 a 20 bar, ottenendo il grafico in Figura 6.6. Le condizioni termodinamiche del fluido sono riportate nello schema in Figura 6.7, dove si nota che l'incremento di temperatura dovuto alle irreversibilità del processo è a malapena percettibile dal software durante l'elaborazione della simulazione.

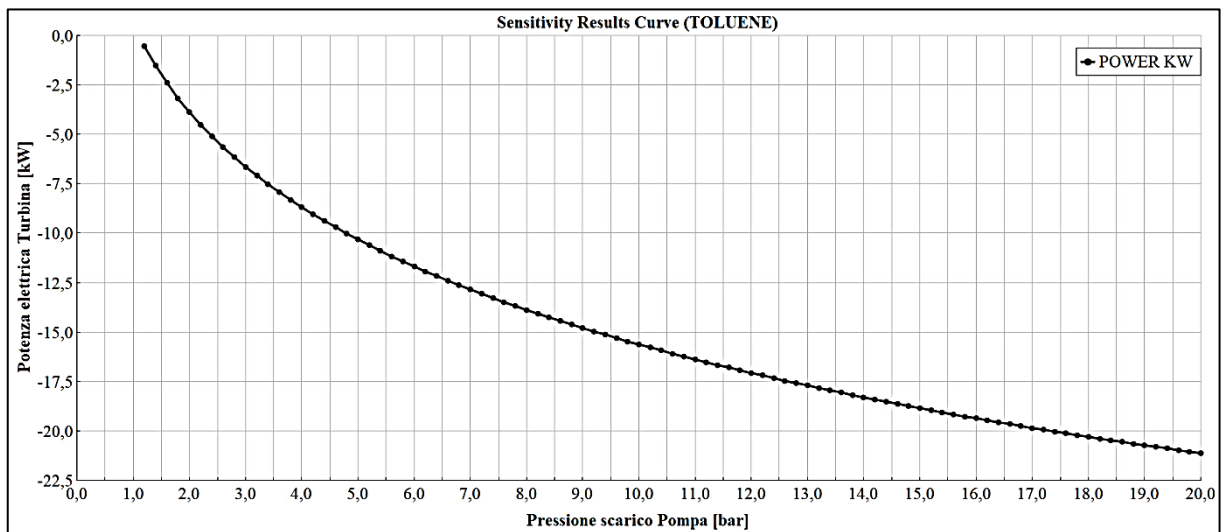


Figura 6.6 - Grafico pressione di scarico - potenza (TOLUENE)

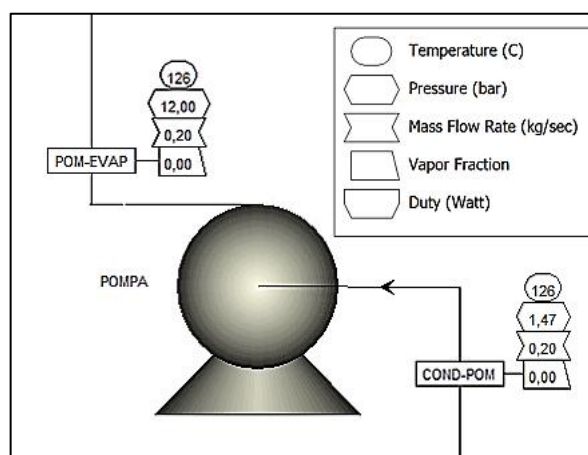


Figura 6.7 - Pompa (TOLUENE)

6.1.3 Pompa: Cicloesano

Anche per il ciclo fatto funzionare con cicloesano è stata effettuata la stessa analisi, ottenendo i grafici in Figura 6.8 e 6.9.

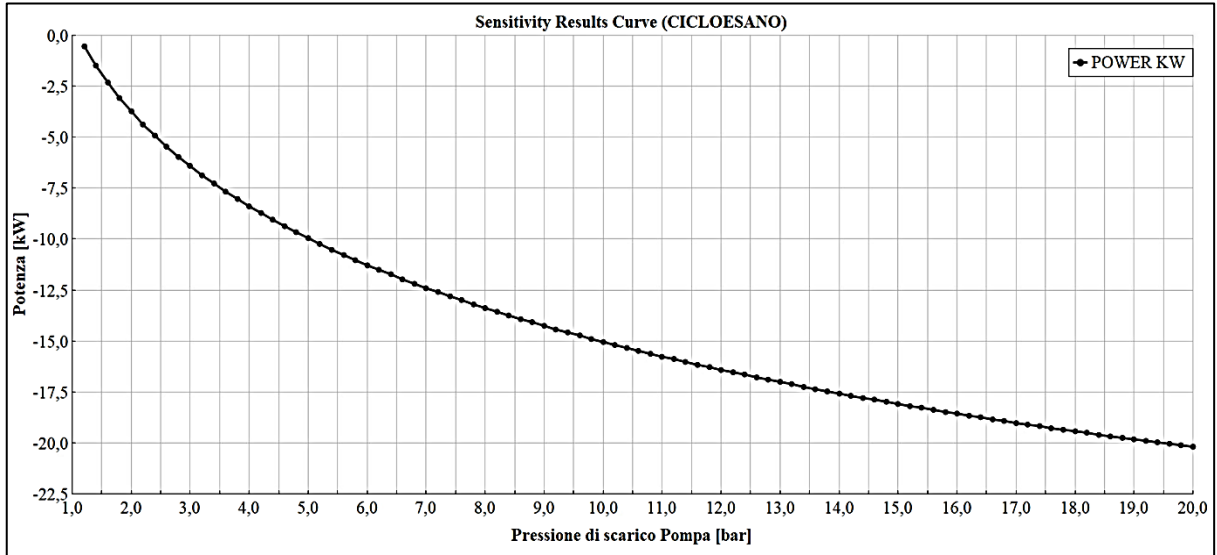


Figura 6.8 - Grafico pressione di scarico - potenza (CICLOESANO)

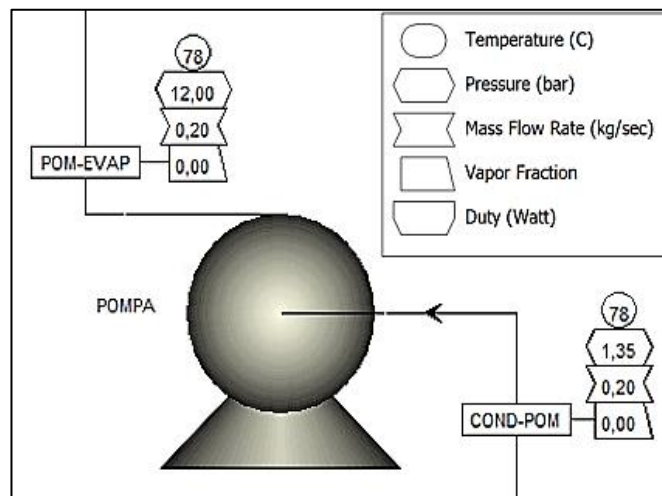


Figura 6.9 - Pompa (CICLOESANO)

6.2 Turbina

L'espansore del ciclo è stato simulato nel suo comportamento per mezzo dell'apposito componente, imponendo un rendimento isoentropico di espansione pari a 0.98 e un rendimento meccanico di 0.95. Operativamente risulta essere una scelta funzionale fissare la pressione del fluido a valle della turbina pari a 1.1 bar, valore minimo di pressione nell'impianto, al fine di evitare infiltrazioni dovute ad agenti esterni; per selezionare il valore ottimale di portata di fluido organico che scorrerà nel ciclo, risulta utile analizzare l'andamento della variazione di tale quantità in funzione della potenza erogata dalla turbina.

6.2.1 Turbina: Eptano

Come rappresentato dal grafico in Figura 6.10, partendo da una portata di *eptano* pari a 0.1 kg/s alla pressione di 12 bar, si analizza un andamento proporzionale della potenza generata fino al valore di 0.35 kg/s. In ultima analisi, per garantire la richiesta energetica prefissata di 15 kW si sceglie di operare con una portata di 0.2 kg/s che porta il fluido a raggiungere la temperatura di 212 °C a monte dell'espansore e di 163 °C a valle (Figura 6.11).

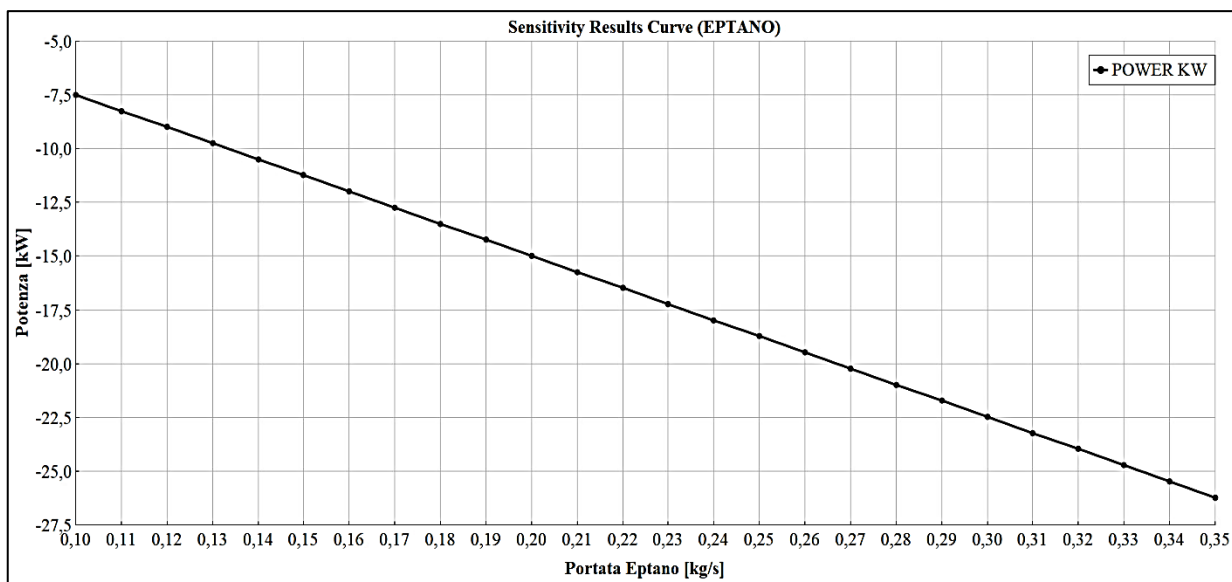


Figura 6.10 – Grafico portata fluido – potenza (EPTANO)

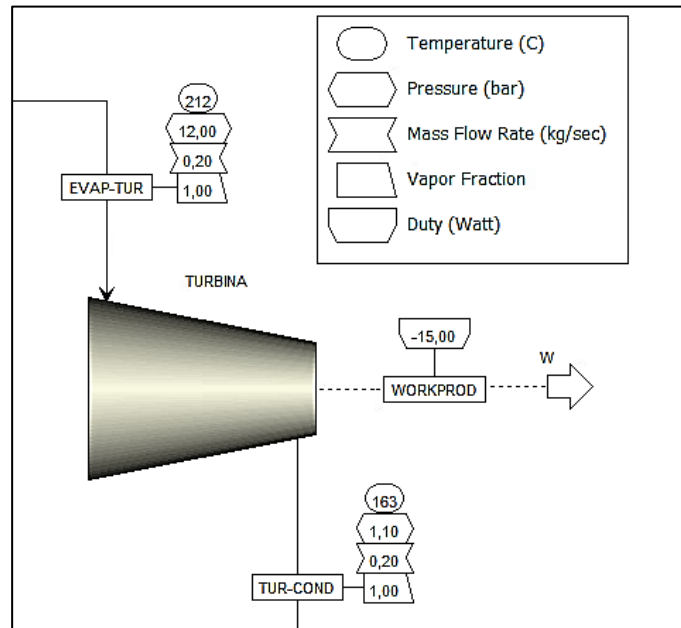


Figura 6.11 - Turbina (EPTANO)

Volendo analizzare invece l'andamento della pressione di scarico a valle della turbina in funzione della portata di fluido, si ipotizzi di mantenere costante durante le iterazioni la potenza erogata dalla turbina pari a 15 kW e la pressione di scarico della pompa di 12 bar; fissando queste specifiche e simulando il funzionamento del ciclo partendo da un valore di portata di 0.1 kg/s fino ad un valore di 0.3 kg/s, è possibile raccogliere i valori di pressione di scarico in funzione dei valori di portata del fluido, ottenendo il grafico in Figura 6.12.

Come evidenziato dall'estremità in rosso del grafico, solo alcuni parametri garantiscono condizioni di operatività ottimali: in particolare valori di portata minori di 0.19 kg/s impongono pressioni del fluido inferiori a 1.1 bar (limite minimo operativo) rappresentando quindi un intervallo di portate non selezionabili. In tutte le casistiche di funzionamento si è prestato attenzione a non oltrepassare il limite fornito dalla temperatura critica del n-eptano.

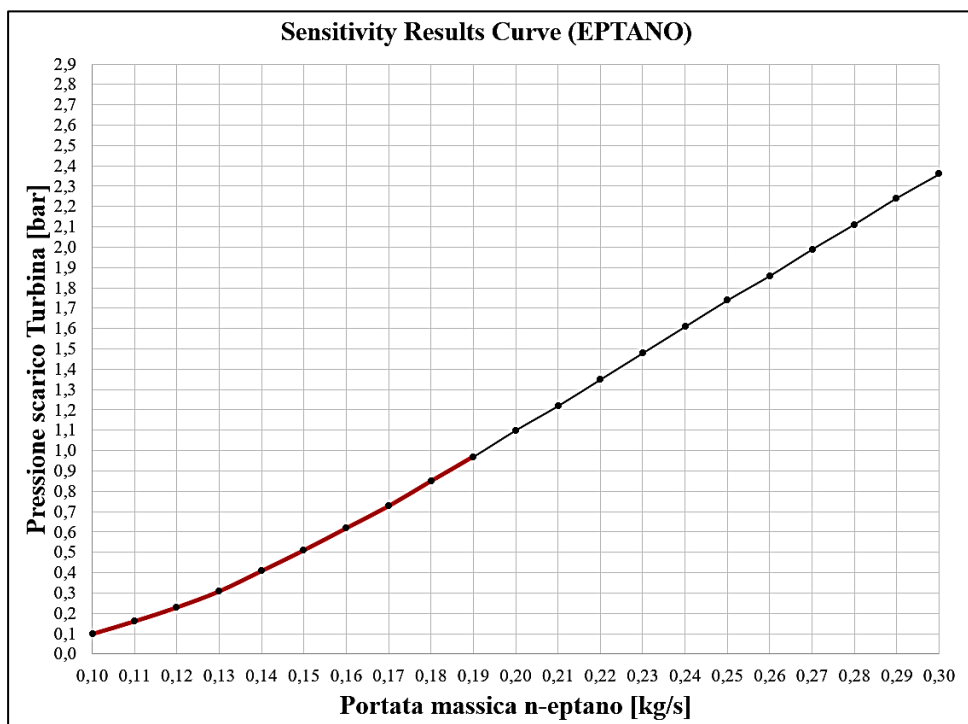


Figura 6.12 - Grafico portata - pressione di scarico turbina (EPTANO)

6.2.2 Turbina: Toluene

Facendo scorrere toluene nel ciclo, il risultato delle due analisi di sensitività effettuate per la casistica precedente (secondo le stesse ipotesi di partenza) ha fornito dei grafici dagli andamenti pressoché simili. Come per la casistica relativa all'eptano si evidenzia una proporzionalità tra potenza erogata dalla turbina e portata di toluene (Figura 6.13); come si nota dal grafico in Figura 6.14 che mette in relazione la portata di fluido organico con la pressione di scarico della turbina, valori inferiori a 0,17 kg/s non garantirebbero una pressione sufficiente a valle dell'espansore poiché minori della soglia imposta di 1,1 bar, pertanto si sceglie di operare con un valore di 0,2 kg/s di fluido organico così come è stato fatto per la simulazione precedente. I valori termodinamici del fluido a monte e a valle dell'espansore sono riportati in Figura 6.15.

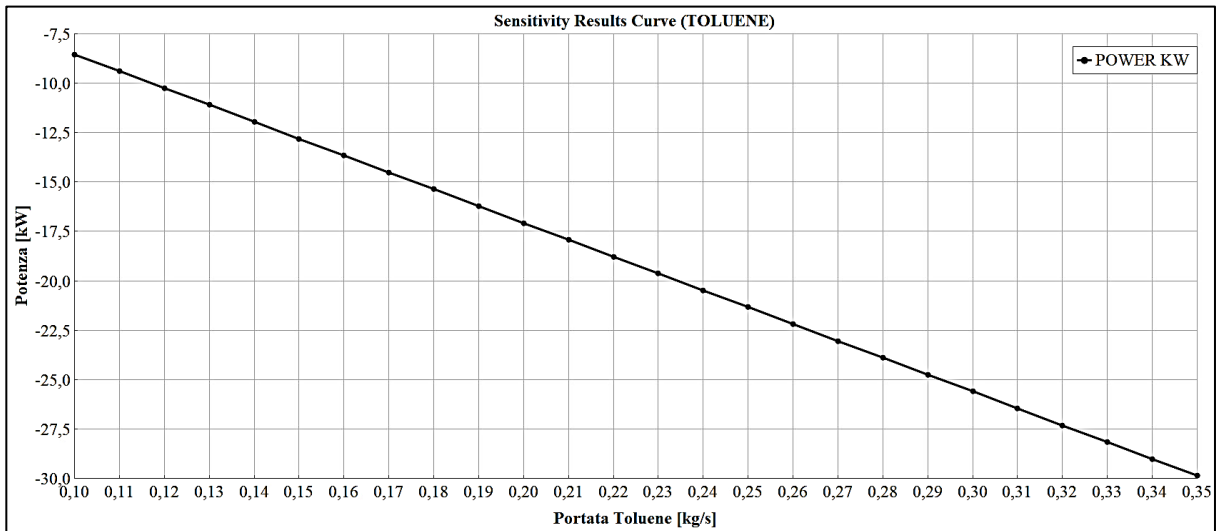


Figura 6.13 - Grafico portata - potenza (TOLUENE)

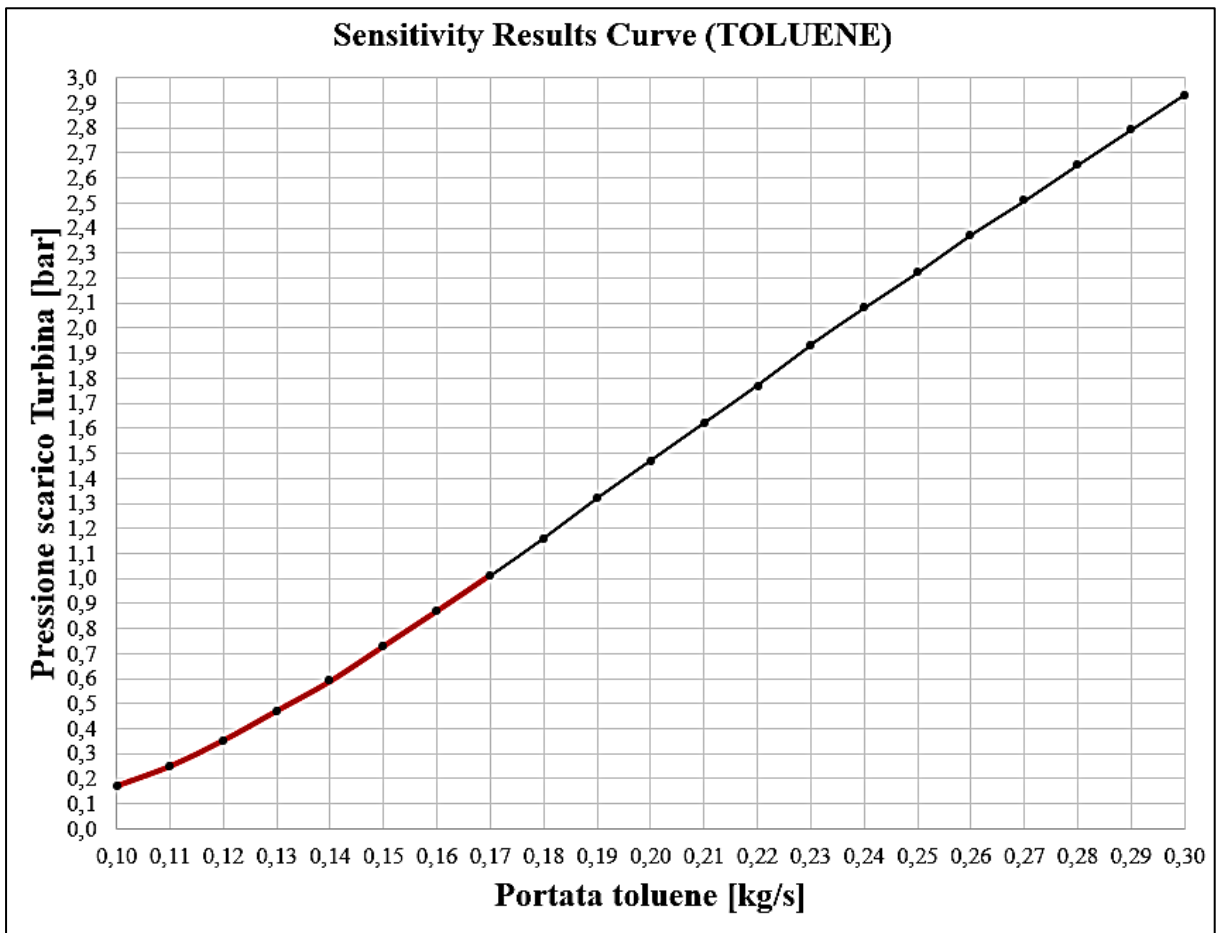


Figura 6.14 - Grafico portata - pressione di scarico turbina (TOLUENE)

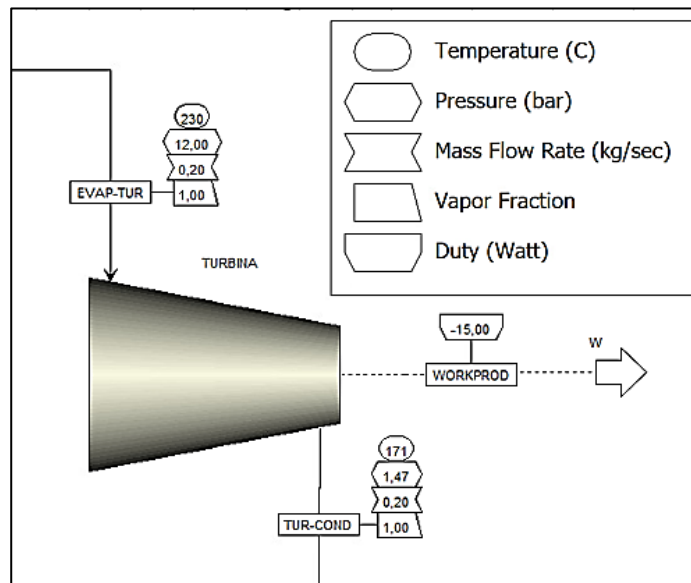


Figura 6.15 - Turbina (TOLUENE)

6.2.3 Turbina: Cicloesano

Si ripetono entrambe le procedure anche nel caso di un ciclo ORC con cicloesano; la prima analisi di sensitività, della quale si riporta il grafico in Figura 6.16, presenta anch'essa un andamento proporzionale tra portata di cicloesano e potenza elettrica fornita dall'albero.

La variazione della portata di fluido organico è anche associata al cambiamento del valore di pressione a valle della turbina, come riportato in Figura 6.17; il tratto di curva in rosso riportato nel grafico simboleggia una condizione di non operatività in quanto; una portata di 0.1 kg/s di cicloesano non permetterebbe il corretto scambio termico da fluido termovettore a fluido organico nell'evaporatore e aumentando il valore a 0.11 kg/s si andrebbe incontro ad una condizione di crossover di temperatura all'interno del condensatore. Per garantire condizioni di funzionamento favorevoli occorre rispettare il limite minimo di portata a 0.19 kg/s che corrisponde ad un valore di pressione allo scarico di 1.2 bar, nel caso in esame si seguono le stesse scelte progettuali adottate nelle due precedenti simulazioni e si impone una portata di 0.2 kg/s di fluido organico alla quale corrisponde una pressione di scarico della turbina di 1.35 bar. Si riportano i valori termodinamici del fluido a monte e a valle dell'espansore in Figura 6.18.

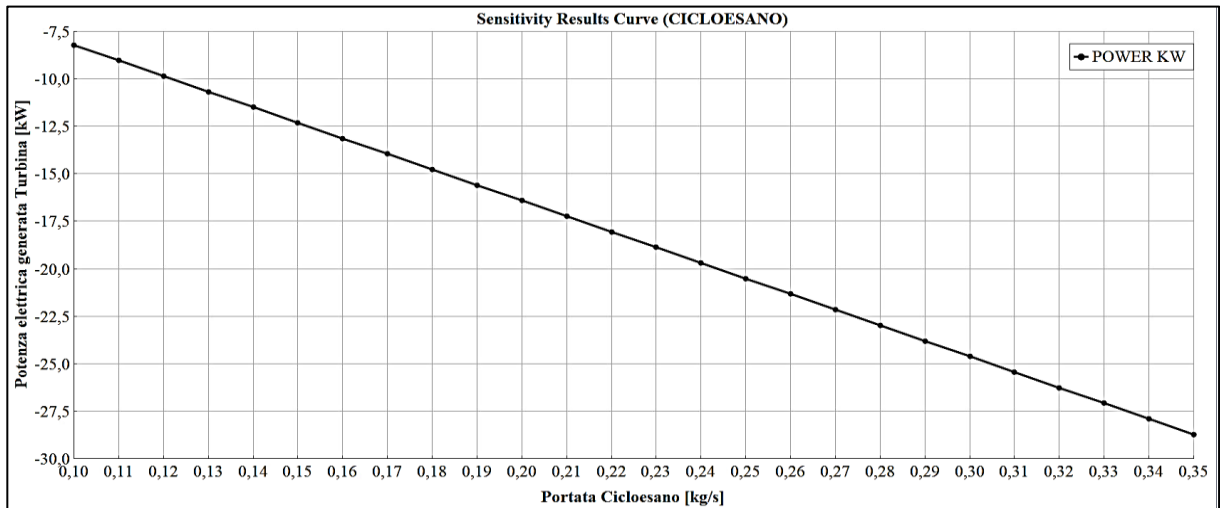


Figura 6.16 - Grafico portata - potenza (CICLOESANO)

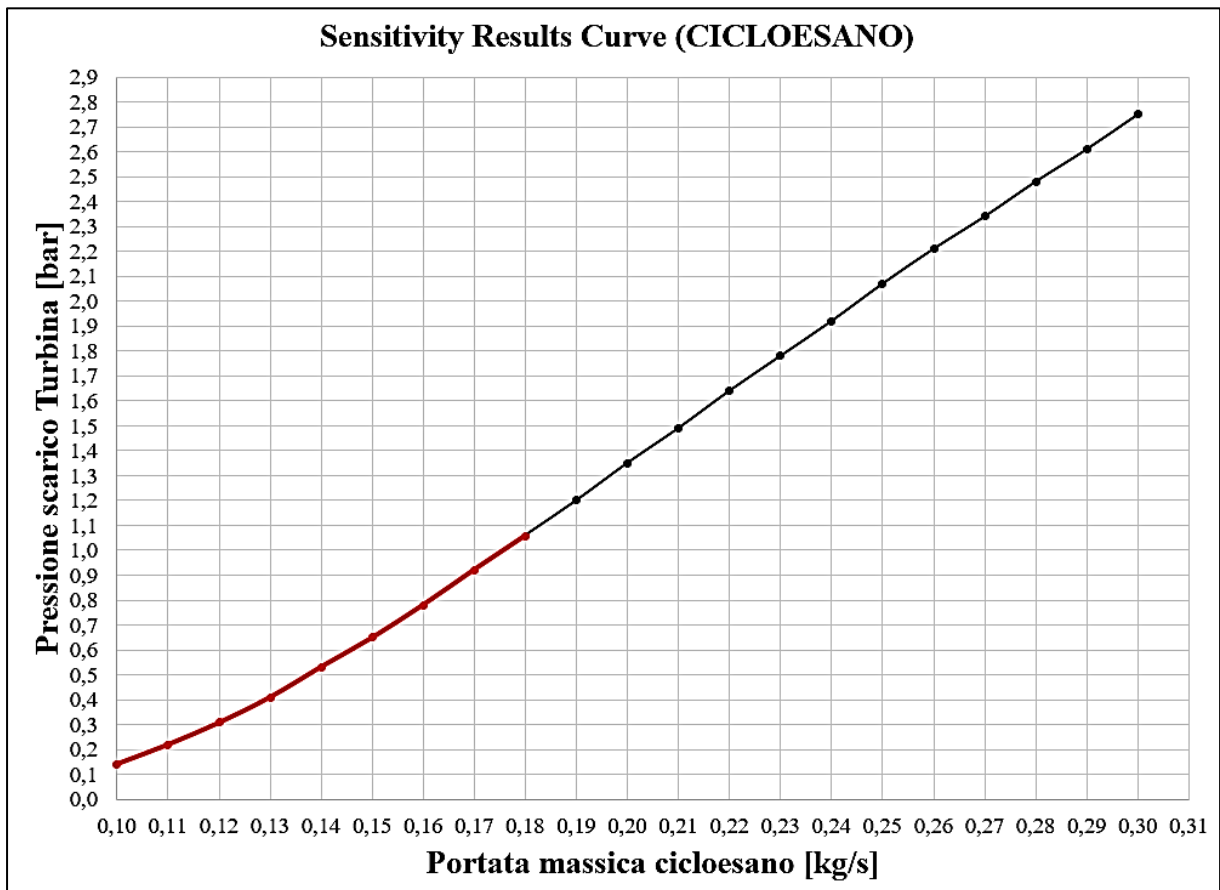


Figura 6.17 - Grafico portata - pressione di scarico turbina (CICLOESANO)

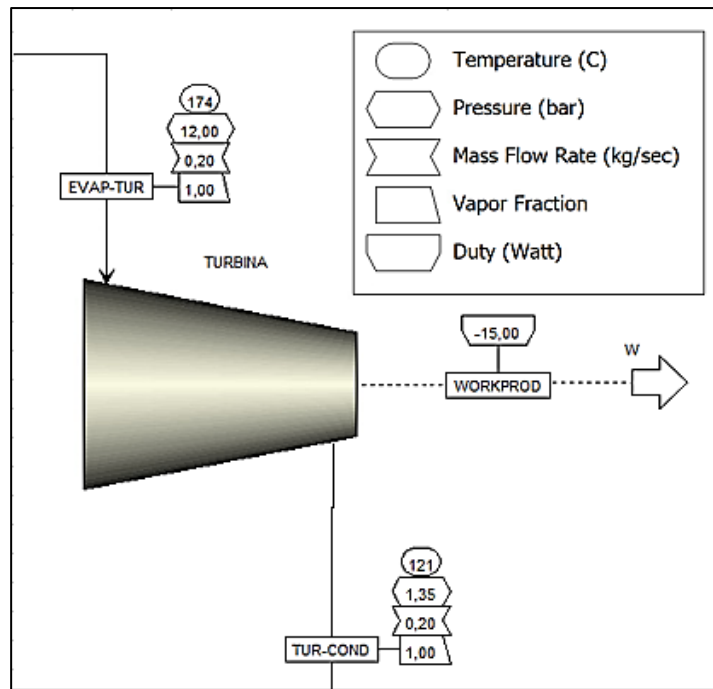


Figura 6.18 - Turbina (CICLOESANO)

6.3 Evaporatore

L'evaporatore è uno dei due scambiatori di calore presenti all'interno del ciclo e svolge il compito fondamentale di trasferire il calore immagazzinato dal fluido termovettore che scorre attraverso il ricevitore (Dowtherm-T), al fluido organico che scorre all'interno del ciclo. Questo dispositivo all'interno dell'ambiente di simulazione viene modellizzato come uno scambiatore controcorrente con due flussi di massa in entrata (OIL-IN nel quale scorre Dowtherm-T e POM-EVAP nel quale scorre il fluido organico) e due in uscita (OIL-OUT e EVAP-TUR) tramite il componente "HeatX", come riportato in Figura 6.1. I parametri fisici dei fluidi in uscita vengono determinati tramite metodologia "Shortcut", principio utilizzato quando la geometria del dispositivo è sconosciuta o non rilevante e che esegue semplici calcoli di bilancio materiale ed energetico. Per quanto riguarda le perdite di carico attraverso l'evaporatore, sono state considerate trascurabili per entrambi i flussi di fluido (Dowtherm-T e fluido organico) dal momento che la metodologia di calcolo "Shortcut" consente di simulare il comportamento di uno scambiatore di calore utilizzando i soli valori termodinamici imposti dei fluidi in entrata.

6.3.1 Evaporatore: Eptano

Ipotizzando un'evoluzione isobara attraverso l'evaporatore, una temperatura di 300 °C e una pressione di 1 bar del fluido termovettore (*Dowtherm-T*) in ingresso all'evaporatore, unita anche all'assenza di surriscaldamento del fluido organico (*eptano*) in uscita, l'incognita principale resta la portata di Dowtherm-T da adottare: si esegue un'analisi monitorando la temperatura in uscita del fluido al variare della sua portata in ingresso, partendo da un valore di 0.2 kg/s fino a 3 kg/s e registrando i dati nel grafico in Figura 6.19, facendo attenzione a selezionare adeguatamente le temperature operative al fine di non avvicinarsi alla temperatura critica che per il Dowtherm-T ammonta a 375 °C.

Come evidenziato dalla zona in rosso del grafico, valori di portata minori di 0.3 kg/s sono da evitare in quanto non garantiscono un titolo unitario del fluido in uscita dall'evaporatore, inoltre si registra un andamento quasi lineare per valori di portata superiori a 1.2 kg/s con dei valori di temperatura in uscita sempre più vicini ai 300 °C del fluido in entrata; a valle della valutazione effettuata è stato scelto di operare con una portata di 0.5 kg/s che assicura un gradiente termico del fluido termovettore non superiore ai 100 °C (limite imposto in condizioni cautelative) e la totalità di fase vapore a valle dell'evaporatore, per evitare presenza di liquido che danneggerebbe in modo irreversibile l'espansore.

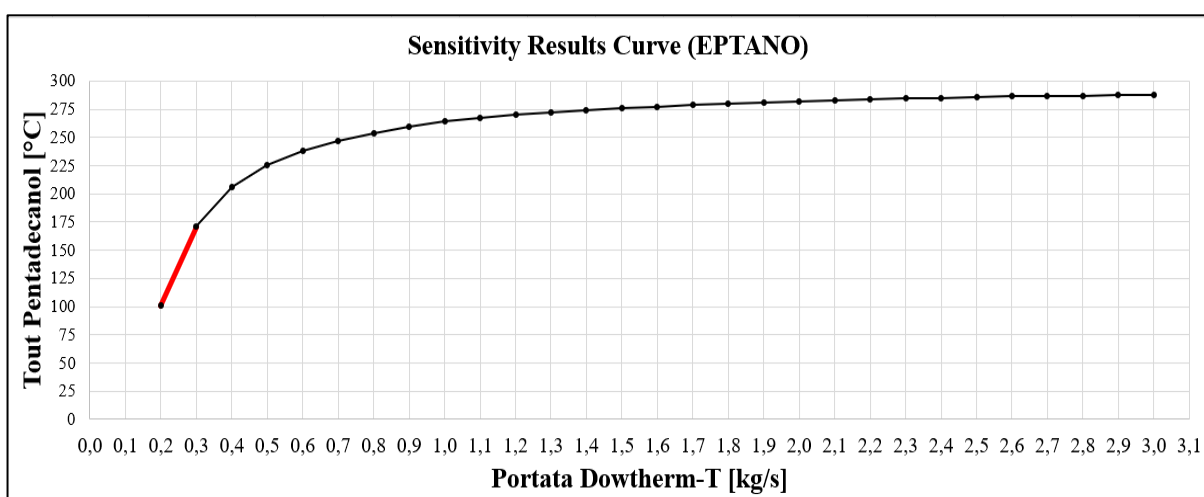


Figura 6.19 - Grafico portata - T_{out} DowthermT (EPTANO)

I valori termodinamici dei fluidi in condizioni di entrata ed uscita sono riportati in Figura 6.20, dove è raffigurato un dettaglio del circuito ORC simulato su Aspen Plus®.

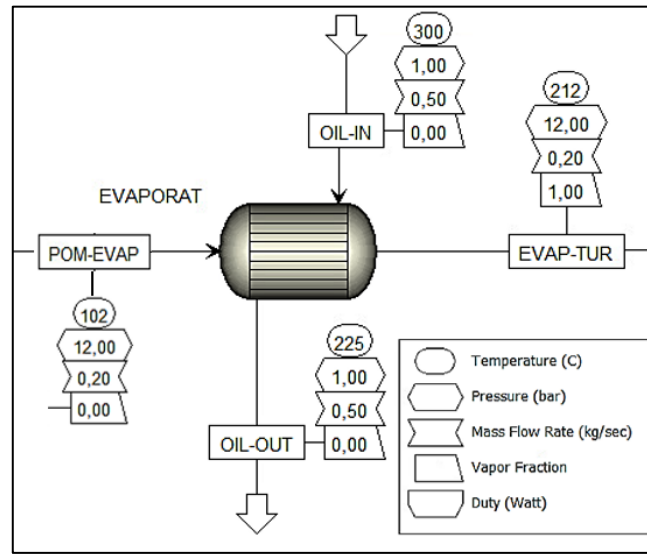


Figura 6.20 - Evaporatore (EPTANO)

Impostando i parametri di funzionamento dell'evaporatore (e degli altri dispositivi) in modo tale da garantire 15 kW prodotti dalla turbina in seguito all'espansione, si registra una potenza termica scambiata $Q_{evap}^{ept} = 105.49 \text{ kW}$.

All'interno del dispositivo, come già esposto, avviene un trasferimento di calore dal fluido termovettore al fluido organico che scorre all'interno del ciclo ORC, di conseguenza risulta utile legare la potenza termica scambiata all'interno dell'evaporatore alla variazione dello stato termodinamico di entrambi i fluidi coinvolti, tramite un bilancio energetico come di seguito riportato:

$$Q_{evap}^{ept} = \dot{m}_{f_{ept}} \cdot (h_{ept_{out}} - h_{ept_{in}}) = \dot{m}_{downt}^{ept} \cdot (h_{downt_{in}}^{ept} - h_{downt_{out}}^{ept}) \quad (50)$$

Riportando le variabili coinvolte in Tabella 6.1 ottenute in seguito alla simulazione effettuata su Aspen Plus® impiegando eptano nel ciclo ORC, è possibile notare come in assenza di dispersioni termiche all'interno dell'evaporatore e in condizioni ideali la quantità di calore ceduta dal fluido termovettore Q_{evap}^{ept} , espressa dal prodotto tra la portata massica di Dowtherm-T (\dot{m}_{downt}^{ept}) e il salto entalpico dello stesso tra ingresso (OIL-IN) e uscita (OIL-OUT) del fluido termovettore dall'evaporatore ($h_{downt_{in}}^{ept} - h_{downt_{out}}^{ept}$), equivale in modulo

all'apporto termico acquisito dal fluido organico, espresso dal prodotto tra portata massica di eptano ($m_{f_{ept}}$) e salto entalpico tra uscita (EVAP-TUR) e ingresso (POM-EVAP) del fluido organico dal dispositivo ($h_{ept_{out}} - h_{ept_{in}}$).

Q_{evap}^{ept} (kW)	$m_{f_{ept}}$ (kg/s)	m_{dowt}^{ept} (kg/s)	$h_{ept_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{ept_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{dowt_{in}}^{ept}$ (kJ/kg)	$h_{dowt_{out}}^{ept}$ (kJ/kg)
105.49	0.2	0.5	-2054.56	-1527.11	-569.75	-780.73

Tabella 6.1 - Variabili termodinamiche fluidi evaporatore (EPTANO)

I valori di entalpia sono riportati con segno negativo come conseguenza del fatto che all'interno dell'applicativo tali valori vengono quantificati a partire da uno stato di riferimento.

A valle dell'analisi effettuata è stato possibile valutare gli scambi termici effettuati tra i due fluidi ottenendo il grafico in Figura 6.21, rapportando la potenza scambiata espressa in Watt alla variazione delle temperature dei fluidi che evolvono nell'evaporatore, espressi come fluido "caldo" (hot stream) che cede il calore (ovvero Dowtherm-T) e fluido "freddo" (cold stream) che lo riceve (ovvero eptano).

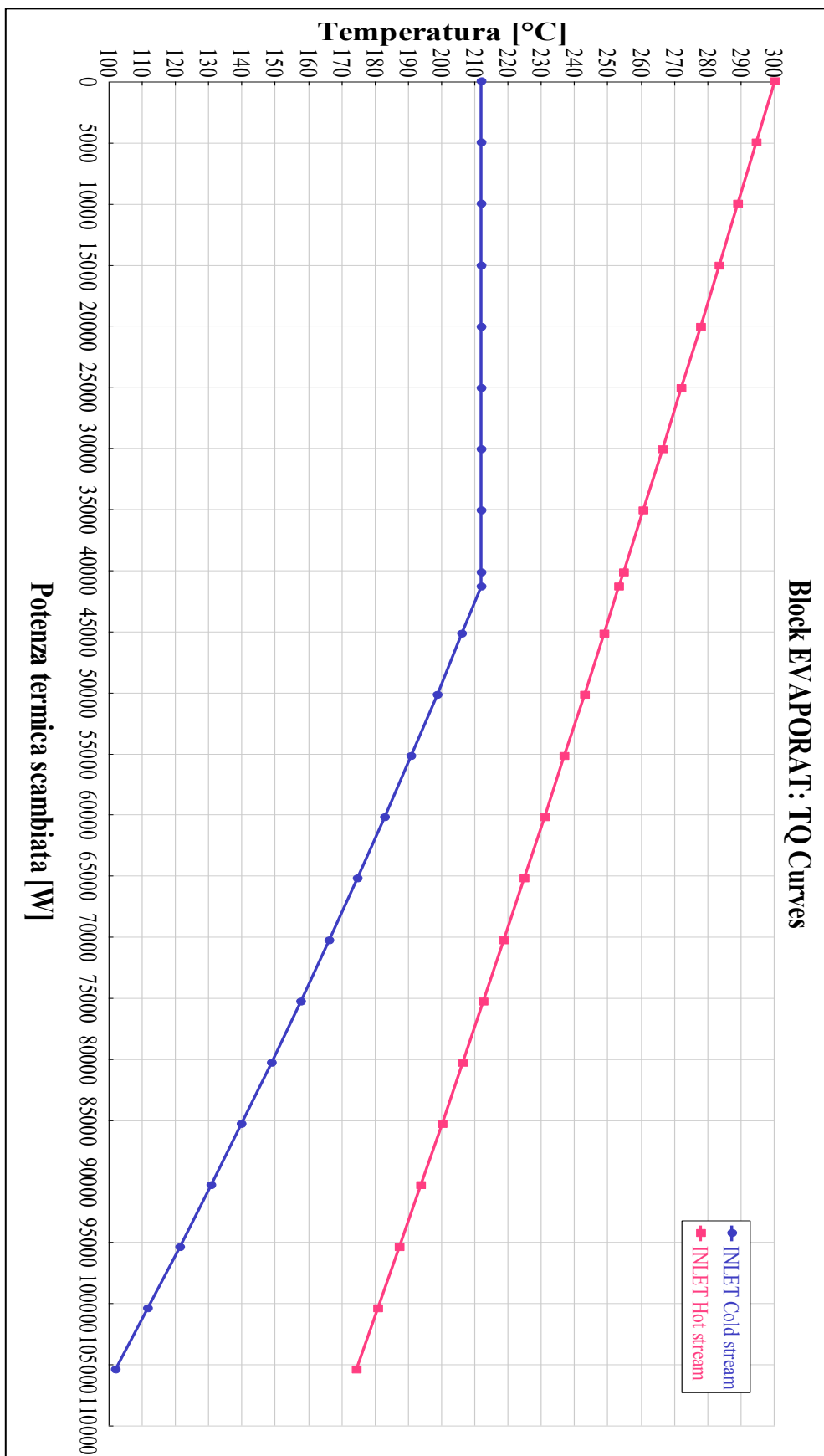


Figura 6.21 - Grafico potenza termica - temperature (EPTANO)

6.3.2 Evaporatore: Toluene

Proseguendo con le simulazioni, facendo scorrere nel circuito ORC del toluene si nota come l'andamento del valore di temperatura in uscita del fluido termovettore (Dowtherm-T) al variare della sua portata, segua un andamento molto simile a quanto riportato nella simulazione con eptano; l'andamento, raffigurato in Figura 6.22, si estende per un intervallo di portata che si estende da 0.2 kg/s a 3.0 kg/s e in corrispondenza di una portata di 0.2 kg/s di toluene si registrano criticità nell'impianto dovute ad un titolo non unitario ($x = 0.88$) a valle dell'evaporatore. Per assicurare nuovamente un gradiente termico non maggiore di 100 °C, si impone una portata di Dowtherm-T di 0.5 kg/s che assicura una temperatura di uscita del fluido di 229 °C, a fronte dei 300 °C ipotizzati come temperatura di ingresso del fluido.

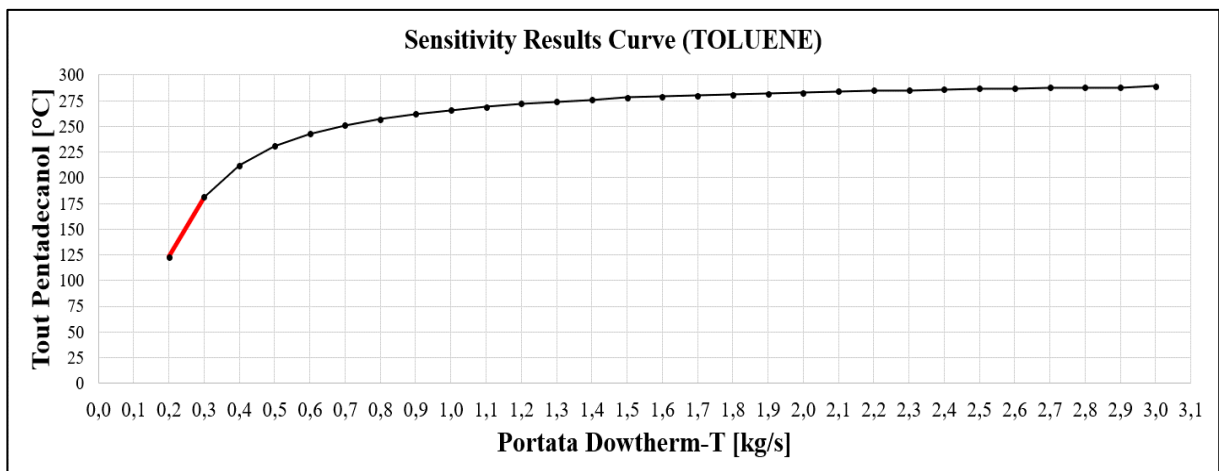


Figura 6.22 - Grafico portata - T_{out} Dowtherm-T (TOLUENE)

Effettuando un bilancio energetico attorno al dispositivo, equivalentemente a quanto è stato fatto in precedenza utilizzando come fluido organico eptano, è possibile esprimere alla pari l'apporto termico trasferito dal fluido termovettore al toluene in funzione della portata e del salto entalpico di entrambi i fluidi coinvolti. Le variabili coinvolte vengono riportate in Tabella 6.3, ipotizzando assenza di dispersioni termiche all'interno dell'evaporatore e in condizioni ideali la quantità di calore ceduta dal fluido termovettore Q_{evap}^{tol} , espressa dal prodotto tra la portata massica di Dowtherm-T (\dot{m}_{dowt}^{tol}) e il salto entalpico dello stesso tra ingresso (OIL-IN) e uscita (OIL-OUT) del fluido termovettore dall'evaporatore ($h_{dowt_{in}}^{tol} - h_{dowt_{out}}^{tol}$), equivale in modulo all'apporto termico acquisito dal fluido organico, espresso dal

prodotto tra portata massica di eptano ($m_{f_{tol}}^{\dot{}}$) e salto entalpico tra uscita (EVAP-TUR) e ingresso (POM-EVAP) del fluido organico dal dispositivo ($h_{tol_{out}} - h_{tol_{in}}$).

$$Q_{evap}^{tol} = m_{f_{tol}}^{\dot{}} \cdot (h_{tol_{out}} - h_{tol_{in}}) = m_{dowt}^{tol} \cdot (h_{dowt_{in}}^{tol} - h_{dowt_{out}}^{tol}) \quad (51)$$

Dalla simulazione effettuata tramite Aspen Plus® si sono ottenuti i valori d'interesse, racchiusi in Tabella 6.2:

Q_{evap}^{tol} (kW)	$m_{f_{tol}}^{\dot{}}$ (kg/s)	m_{dowt}^{tol} (kg/s)	$h_{tol_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{tol_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{dowt_{in}}^{tol}$ (kJ/kg)	$h_{dowt_{out}}^{tol}$ (kJ/kg)
100.45	0.2	0.5	321.07	823.34	-569.75	-770.65

Tabella 6.2 - Variabili termodinamiche fluidi evaporatore (TOLUENE)

I valori termodinamici di entrambi i fluidi sono riportati in Figura 6.23 che contiene un'immagine dell'evaporatore modellizzato in Aspen Plus®, mentre in Figura 6.24 sono rappresentati gli andamenti delle temperature dei fluidi all'interno dell'evaporatore in relazione alla potenza termica scambiata, in particolare si fa riferimento al fluido termovettore (Dowtherm-T) denominato "hot stream" e al fluido organico denominato "cold stream".

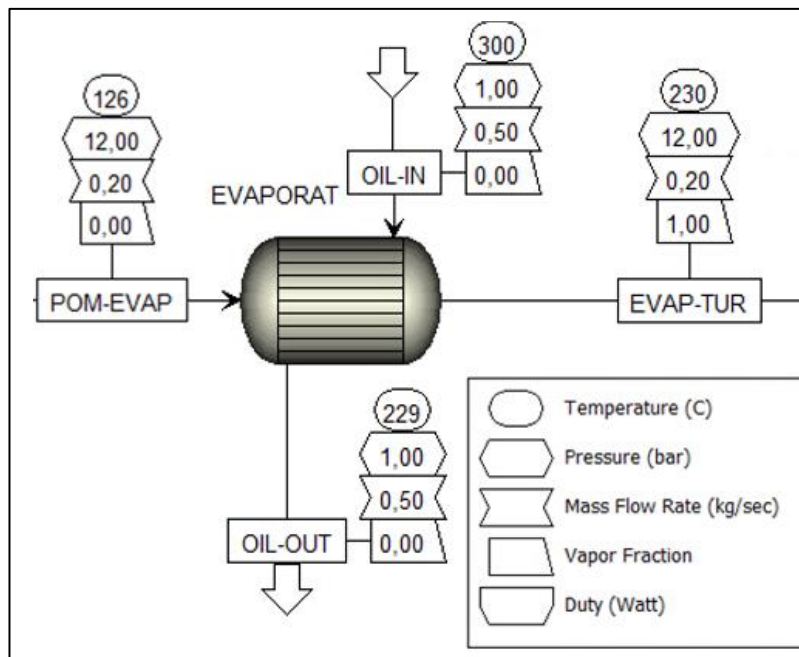


Figura 6.23 - Evaporatore (TOLUENE)

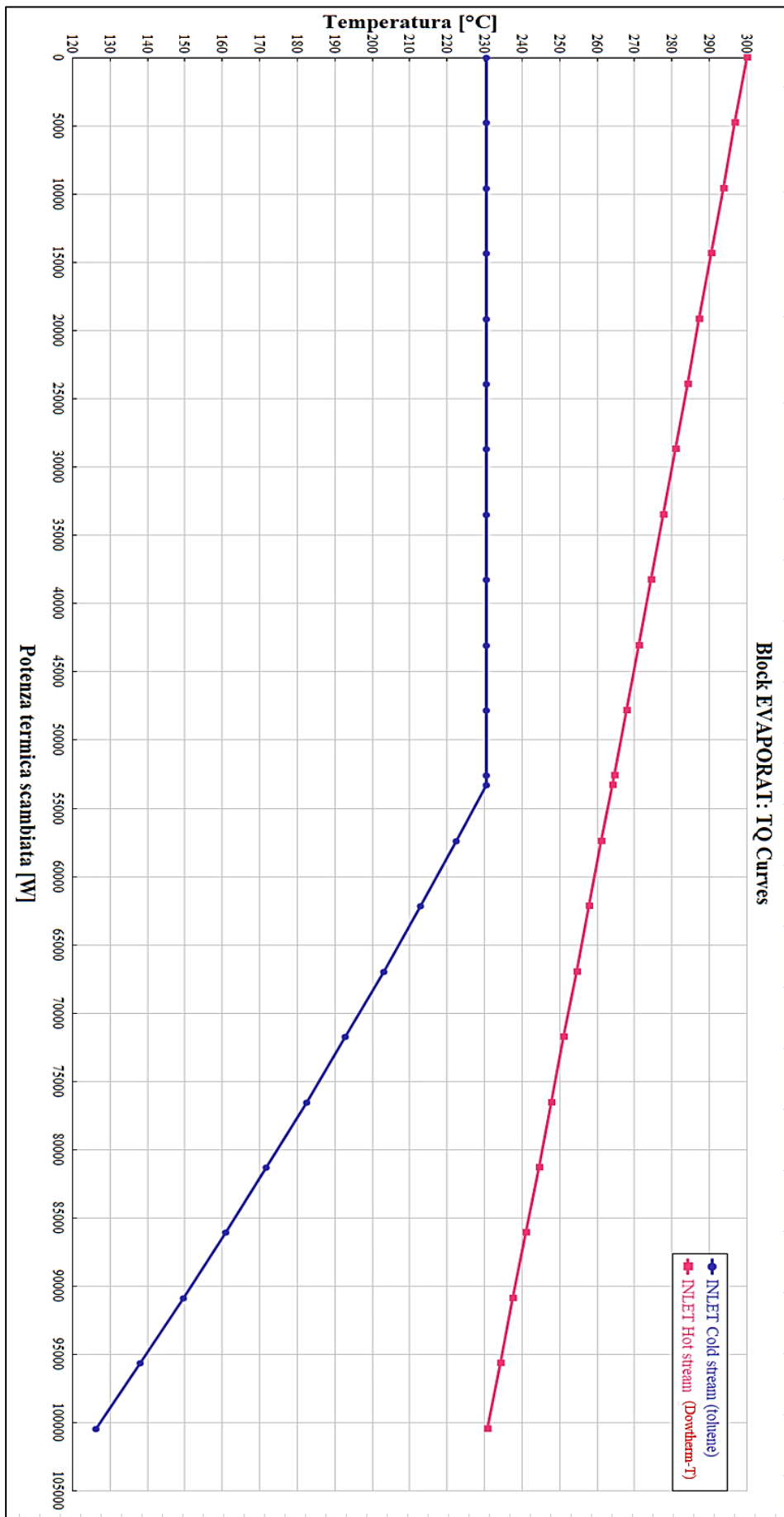


Figura 6.24 - Grafico potenza termica - temperature (TOLUENE)

6.3.3 Evaporatore: Cicloesano

Si effettua una terza simulazione con cicloesano, ripetendo entrambe le analisi di sensitività effettuate nelle due casistiche precedenti. In questo caso l'andamento del valore di temperatura in uscita del fluido termovettore (Dowtherm-T) al variare della sua portata (Figura 6.25) non presenta alcuna criticità nell'intervallo operativo (0.2 ÷ 3.0 kg/s) e come già spiegato si opta per un valore di portata di 0.5 kg/s di Dowtherm-T che permette di ottenere una temperatura in uscita di 230 °C. Si riportano in Figura 6.26 le condizioni di temperatura, portata, pressione e titolo di vapore dei fluidi coinvolti e in Figura 6.27 l'andamento della temperatura di Dowtherm-T e cicloesano, denominati rispettivamente "hot stream" e "cold stream" che scorrono nell'evaporatore in funzione della potenza termica scambiata.

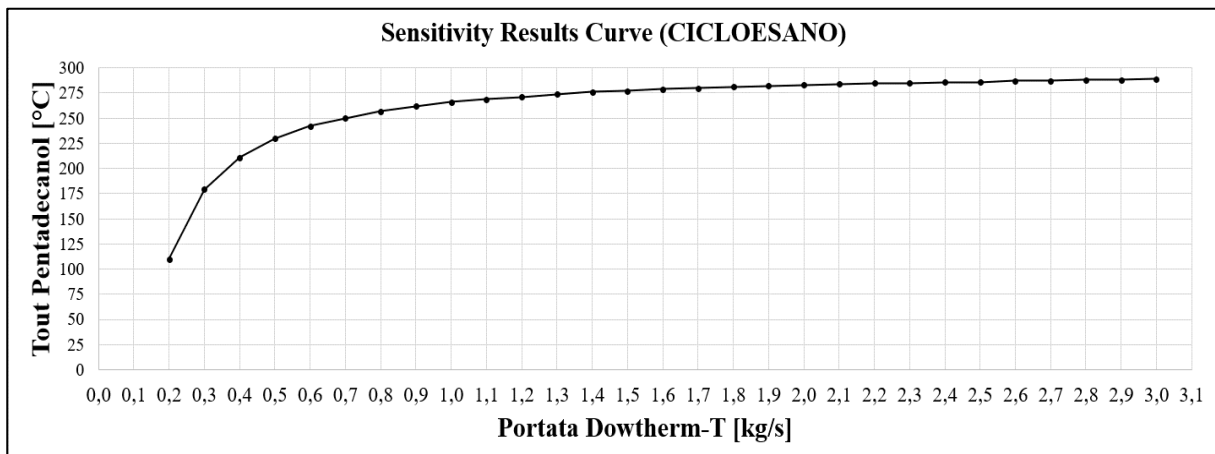


Figura 6.25 - Grafico portata - T_{out} Dowtherm-T (CICLOESANO)

Dopo aver simulato il funzionamento dell'impianto ORC con cicloesano tramite software, è stato possibile valutare un bilanciamento energetico anche in questa specifica casistica esprimendo le grandezze termodinamiche relative alle diverse condizioni dei due fluidi ai capi del dispositivo. Le variabili coinvolte vengono riportate in Tabella 6.3, ipotizzando assenza di dispersioni termiche all'interno dell'evaporatore e in condizioni ideali la quantità di calore ceduta dal fluido termovettore Q^{cicl}_{evap} , espressa dal prodotto tra la portata massica di Dowtherm-T (\dot{m}^{cicl}_{dowt}) e il salto entalpico dello stesso tra ingresso (OIL-IN) e uscita (OIL-OUT) del fluido termovettore dall'evaporatore ($h^{cicl}_{dowt_{in}} - h^{cicl}_{dowt_{out}}$), equivale in modulo all'apporto termico acquisito dal fluido organico, espresso dal prodotto tra portata massica di

eptano ($m_{f_{cicl}}$) e salto entalpico tra uscita (EVAP-TUR) e ingresso (POM-EVAP) del fluido organico dal dispositivo ($h_{cicl_{out}} - h_{cicl_{in}}$).

$$Q_{evap}^{cicl} = m_{f_{cicl}} \cdot (h_{cicl_{out}} - h_{cicl_{in}}) = m_{downt}^{cicl} \cdot (h_{downt_{in}}^{cicl} - h_{downt_{out}}^{cicl}) \quad (52)$$

Q_{evap}^{cicl} (kW)	$m_{f_{cicl}}$ (kg/s)	m_{downt}^{cicl} (kg/s)	$h_{cicl_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{cicl_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{downt_{in}}^{cicl}$ (kJ/kg)	$h_{downt_{out}}^{cicl}$ (kJ/kg)
100.45	0.2	0.5	321.07	823.34	-569.75	-770.65

Tabella 6.3 - Variabili termodinamiche fluidi evaporatore (CICLOESANO)

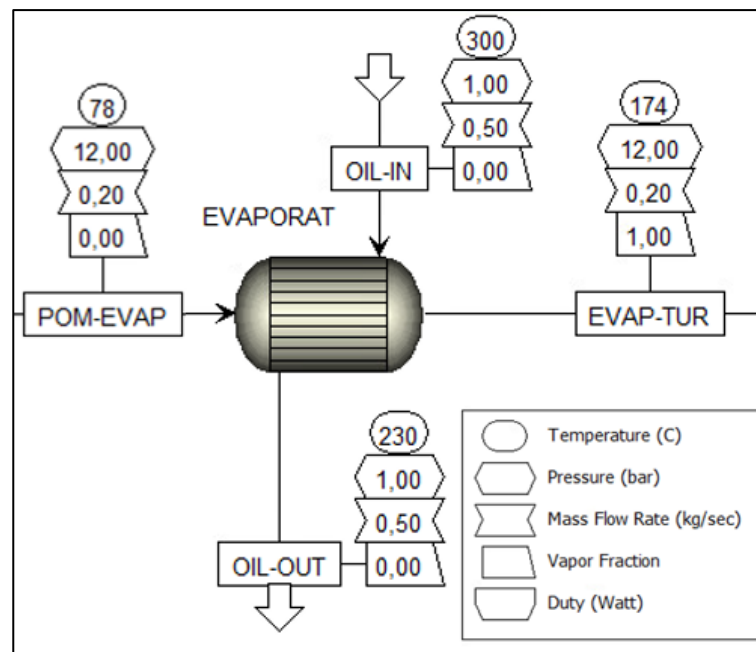


Figura 6.26 - Evaporatore (CICLOESANO)

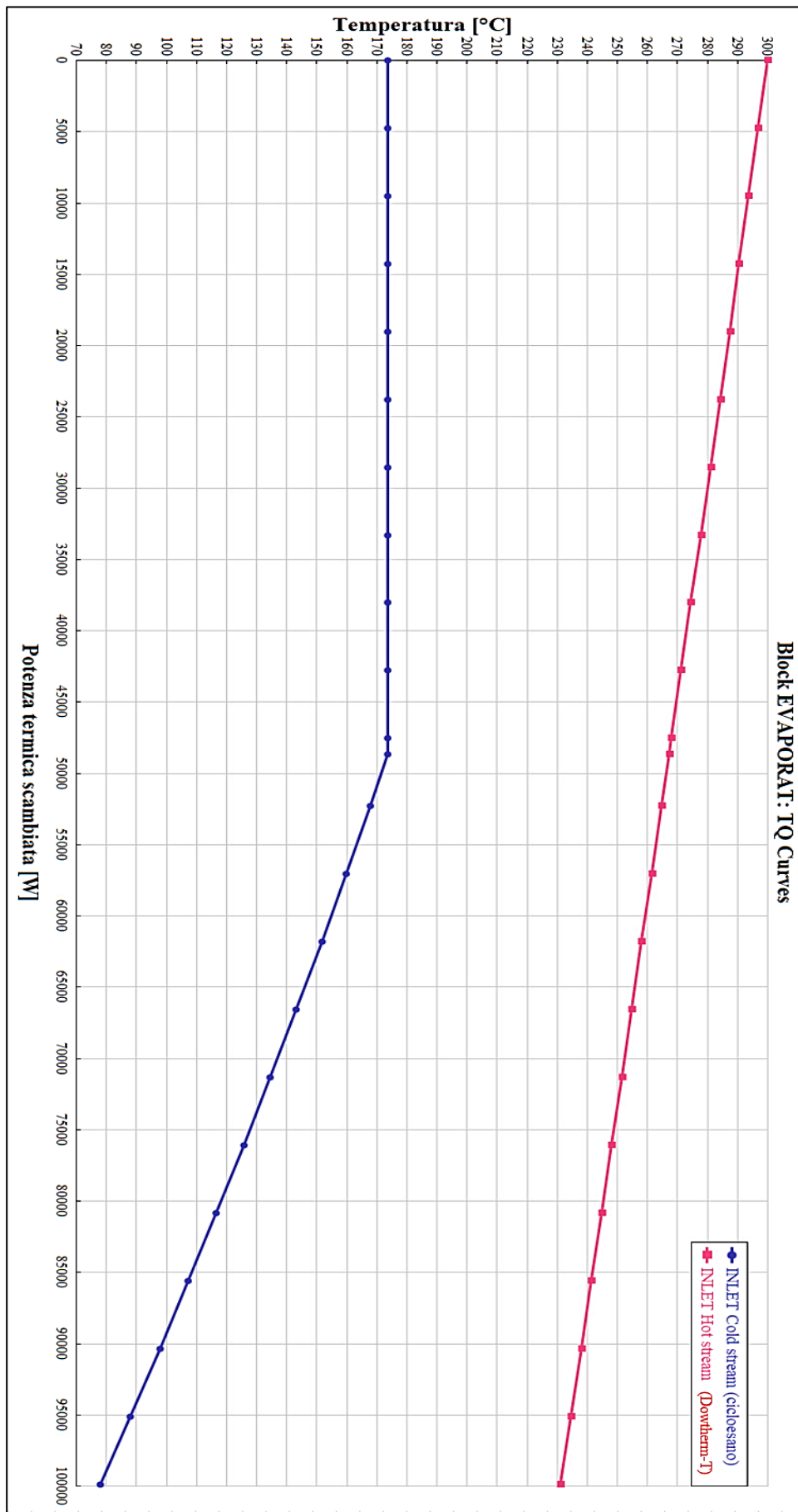


Figura 6.27 - Grafico potenza termica - temperature (CICLOESANO)

6.4 Condensatore

Il condensatore è un componente fondamentale dell'impianto dal momento che permette di sfruttare a pieno il calore residuo del fluido organico a valle della fase di espansione trasferendo lo stesso ad un secondo fluido, nel caso in esame si sfrutta questa condizione per ottenere acqua ad una temperatura tale da poter essere usata in un impianto di riscaldamento a radiatori tradizionale ovvero con valori di temperatura racchiusi nell'intervallo $60 \div 70$ °C.

Analogamente a quanto fatto per l'evaporatore, all'interno dell'ambiente di simulazione si sceglie dall'apposita libreria di Aspen Plus® il componente "HeatX" che emula il comportamento di uno scambiatore di calore caratterizzato da due flussi di massa in entrata (TUR-COND nel quale scorre il fluido organico e H2O-IN nel quale scorre acqua) e due in uscita (COND-POM e H2O-OUT), valutandone le proprietà tramite metodologia "Shortcut". Per quanto riguarda le perdite di carico attraverso il condensatore, si è scelto di operare nelle stesse condizioni ipotizzate per l'evaporatore, ovvero assumendo come nulle le perdite di carico attraverso il dispositivo per entrambe le tipologie di fluido (acqua e fluido organico).

6.4.1 Condensatore: Eptano

Facendo scorrere all'interno del ciclo dapprima *n-eptano*, l'obiettivo comune a tutte le simulazioni effettuate è quello di ottenere dell'acqua in uscita ad una temperatura tra i 65 °C e i 75 °C, tale da essere poi impiegata in un impianto di riscaldamento a radiatori. I vincoli progettuali, come già citato, implicano una pressione del fluido organico in entrata non più bassa di 1.1 bar e l'assenza di fase vapore nel fluido organico in uscita dal condensatore (Vapor fraction = 0). Ipotizzando di immettere acqua in condizioni ambiente (25 °C e 1 bar), viene eseguita un'analisi di sensitività al fine di individuare il valore più idoneo di portata d'acqua da assicurare al condensatore in base alla temperatura in uscita; dal grafico è possibile notare come portate più basse di 0.30 kg/s non siano adatte dal momento che non assicurano un titolo di vapore nullo in uscita, inoltre si nota come il grafico presenti un andamento pressoché lineare una volta superati i 2 kg/s di portata.

A valle di tali considerazioni la scelta è ricaduta su una portata d'acqua di 0.50 kg/s che assicura una temperatura in uscita di 65 °C, ideale per la finalità impiantistica prefissata, e condizioni termodinamiche dei fluidi coinvolti come indicato in Figura 6.29.

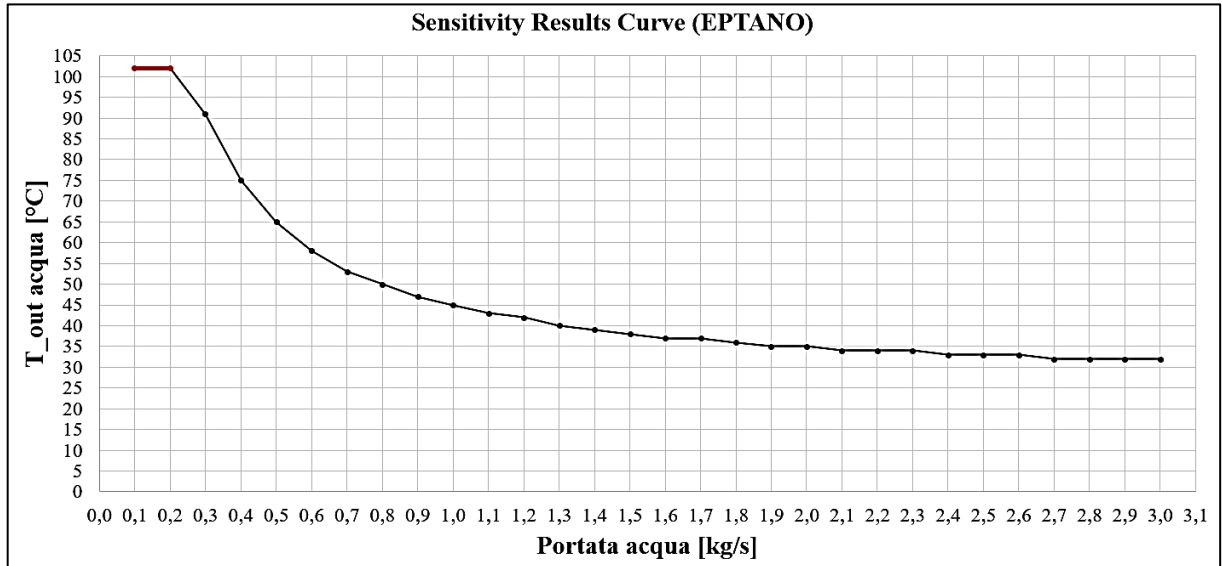


Figura 6.28 - Grafico portata - T_{out} acqua (EPTANO)

Impostando i parametri di funzionamento del condensatore e degli altri dispositivi in modo tale da garantire 15 kW prodotti dalla turbina in seguito all'espansione, si registra una potenza termica scambiata durante l'evoluzione dei due fluidi pari a $Q_{cond}^{ept} = 90.08 \text{ kW}$.

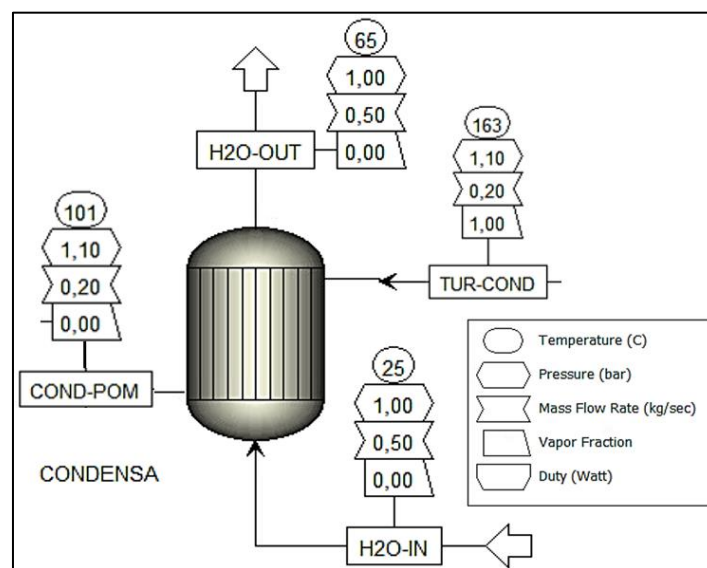


Figura 6.29 - Condensatore (EPTANO)

Nel dispositivo avviene un trasferimento di calore dal fluido organico ($m_{f_{ept}}^{\dot{}}$) ad una portata d'acqua ($m_{H_2O}^{\dot{}}$) che passa da condizioni termodinamiche standard ad una temperatura di 65 °C; è possibile effettuare un bilancio energetico, uguagliando l'apporto termico espresso dal salto entalpico riguardante la portata di fluido organico ($h_{ept_{out}} - h_{ept_{in}}$) con la differenza di entalpia ($h_{H_2O_{in}}^{ept} - h_{H_2O_{out}}^{ept}$) che si monitora tra ingresso (H2O-IN) e uscita (H2O-OUT) dell'acqua dal dispositivo. Si riporta di seguito l'espressione caratteristica del bilancio energetico e in Tabella 6.4 i valori numerici delle grandezze fisiche esaminate:

$$Q_{cond}^{ept} = m_{f_{ept}}^{\dot{}} \cdot (h_{ept_{out}} - h_{ept_{in}}) = m_{H_2O}^{\dot{}} \cdot (h_{H_2O_{in}}^{ept} - h_{H_2O_{out}}^{ept}) \quad (53)$$

Q_{cond}^{ept} (kW)	$m_{f_{ept}}^{\dot{}}$ (kg/s)	m_{dowt}^{ept} (kg/s)	$h_{ept_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{ept_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{in}}^{ept}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{out}}^{ept}$ (kJ/kg)
90.08	0.2	0.5	-1606.05	-2056.45	-15972.5	-15792.4

Tabella 6.4 - Variabili termodinamiche fluidi condensatore (EPTANO)

Risulta d'interesse analizzare gli scambi termici che avvengono nel condensatore, rapportandoli agli andamenti delle temperature dei due fluidi come raffigurato in Figura 6.30; in questo caso ci si riferisce all'eptano denominandolo fluido "caldo", il quale cede calore al fluido "freddo" ovvero l'acqua.

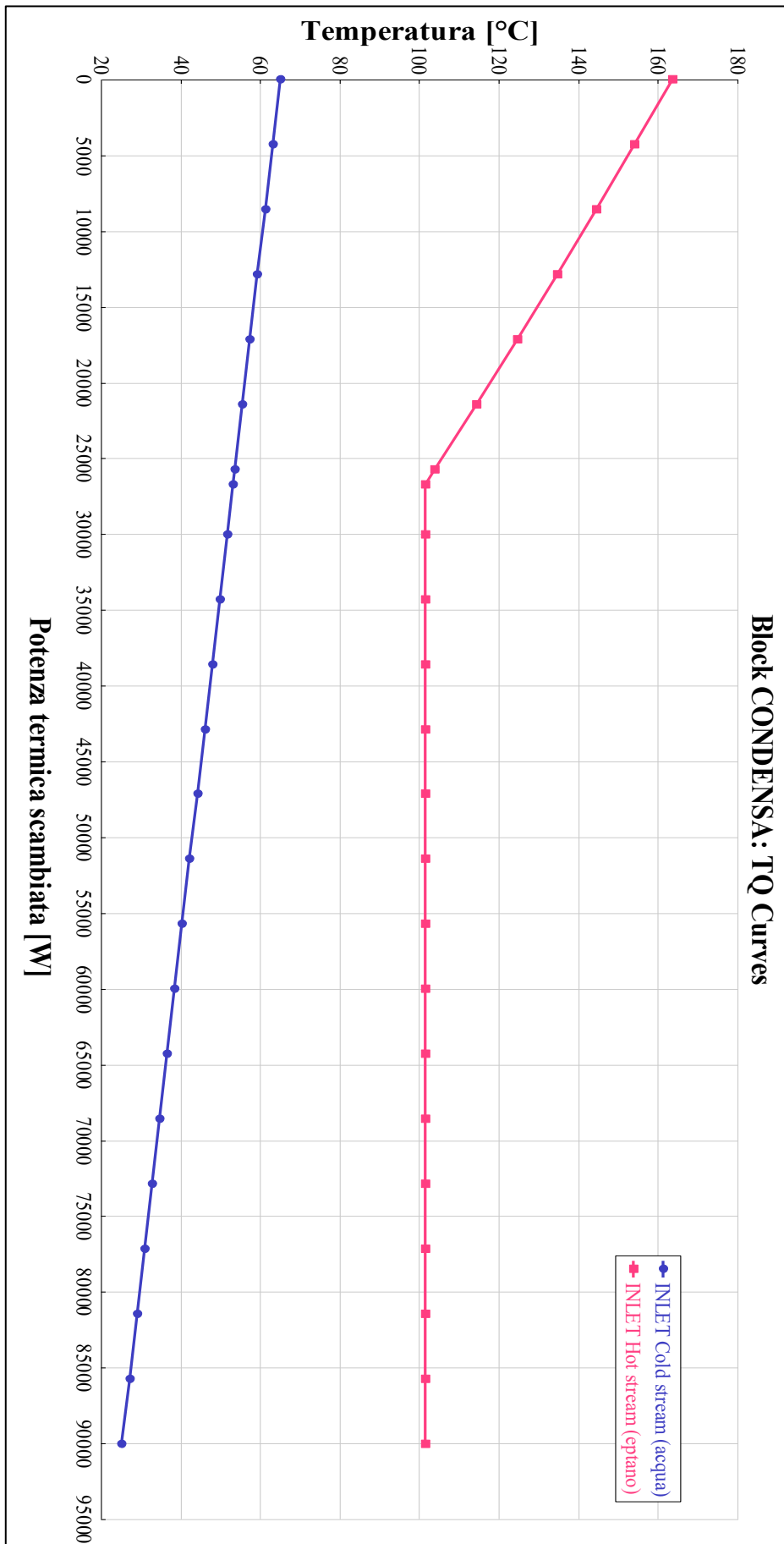


Figura 6.30 - Grafico potenza termica - temperature (EPTANO)

6.4.2 Condensatore: Toluene

Ripetendo le analisi di sensitività effettuate durante la simulazione del ciclo ORC con n-eptano facendo scorrere 0.2 kg/s di toluene, si nota un andamento della temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore in funzione della portata molto simile al primo caso (Figura 6.31). In quest'analisi si mantiene costante l'intervallo di valori di portata d'acqua (0.1 ÷ 3.0 kg/s) e si evidenzia come per portate inferiori a 0.3 kg/s siano associati valori di temperatura d'uscita maggiori di 100 °C, condizioni incompatibili con un impianto di riscaldamento; a valle di tali considerazioni si sceglie un valore di portata pari a 0.5 kg/s che assicura un fluido d'uscita alla temperatura di 63 °C. In Figura 6.32 è raffigurato un dettaglio del circuito ORC simulato sull'applicativo che comprende il condensatore e gli stati termodinamici dei fluidi in entrata e uscita.

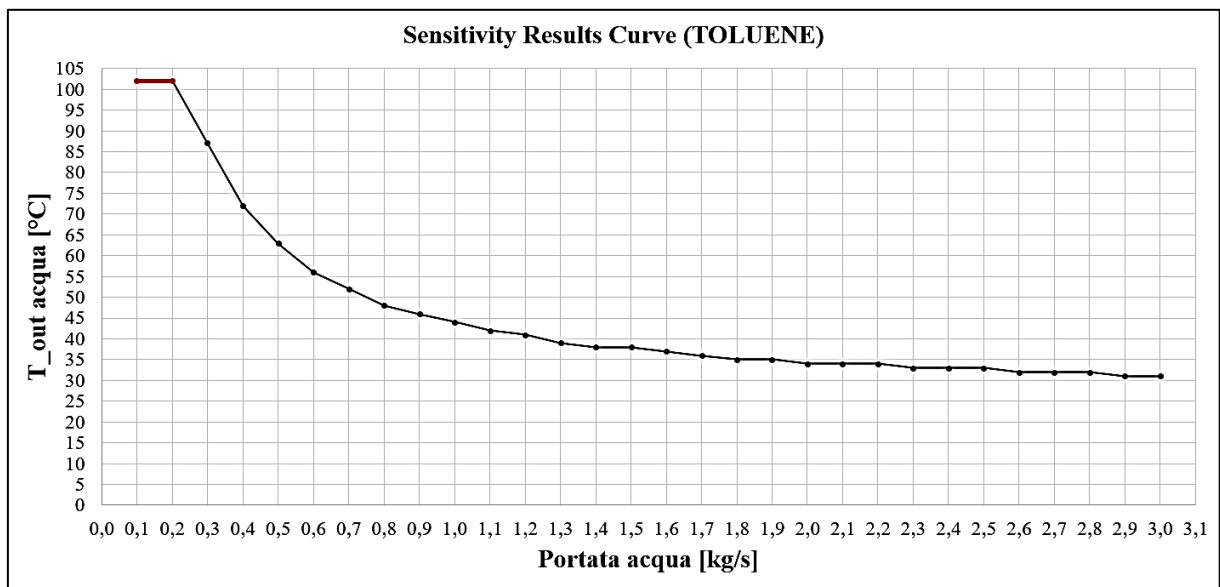


Figura 6.31 - Grafico portata - T_out acqua (TOLUENE)

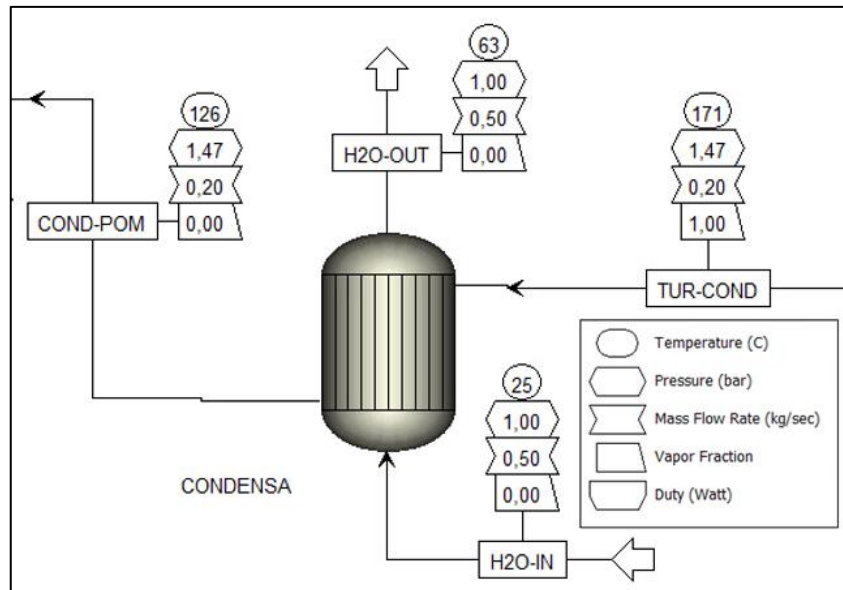


Figura 6.32 - Condensatore (TOLUENE)

Effettuando il bilancio energetico attorno al dispositivo si monitora la variazione dello stato termodinamico sia della portata di toluene ($\dot{m}_{f_{tol}}^{\dot{}}$) tra ingresso (TUR-COND) e uscita (COND-POM) del dispositivo, sia della portata d'acqua (\dot{m}_{H_2O}) tra condizioni di entrata (H2O-IN) e uscita (H2O-OUT). In formule è possibile scrivere:

$$Q_{cond}^{tol} = \dot{m}_{f_{tol}}^{\dot{}} \cdot (h_{tol_{out}} - h_{tol_{in}}) = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_{H_2O_{in}}^{tol} - h_{H_2O_{out}}^{tol}) \quad (54)$$

Si riassumono i valori numerici in Tabella 6.5, ottenuti dalla simulazione effettuata con l'applicativo Aspen Plus®:

Q_{cond}^{tol} (kW)	$\dot{m}_{f_{tol}}^{\dot{}}$ (kg/s)	\dot{m}_{dowt}^{tol} (kg/s)	$h_{tol_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{tol_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{in}}^{tol}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{out}}^{tol}$ (kJ/kg)
84.95	0.2	0.5	744.39	319.61	-15972.5	-15802.6

Tabella 6.5 - Variabili termodinamiche fluidi condensatore (TOLUENE)

Risulta d'interesse inoltre rappresentare l'andamento delle temperature in funzione della potenza termica scambiata dal toluene denominato "hot stream" all'acqua definita "cold stream", attraverso il dispositivo (Figura 6.33).

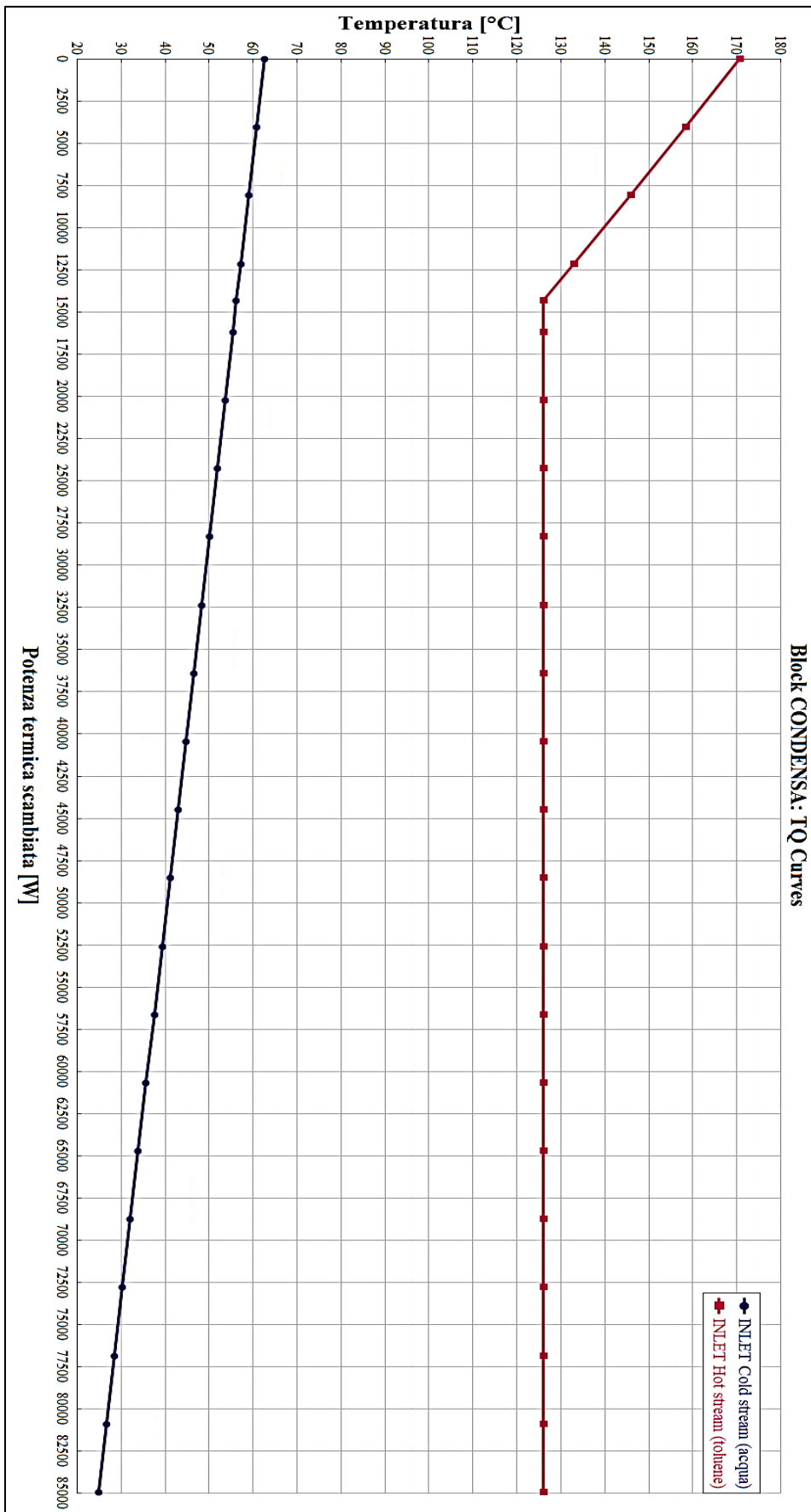


Figura 6.33 - Grafico potenza termica - temperature (TOLUENE)

6.4.3 Condensatore: Cicloesano

Dalla simulazione del ciclo Rankine Organico effettuata facendo scorrere cicloesano, si può notare un risultato simile dell'analisi di sensitività a quanto ottenuto nella simulazione con toluene. Anche in questo caso il limite minimo di portata d'acqua è pari a 0.3 kg/s per assicurare acqua allo stato liquido in uscita e come si può notare dal grafico in Figura 6.34 l'andamento del grafico temperatura – portata d'acqua è molto simile a quello ottenuto nella casistica precedente. In Figura 6.35 è presente un quadro completo del condensatore modellizzato sul software, comprensivo dei valori termodinamici dei fluidi in entrata e uscita.

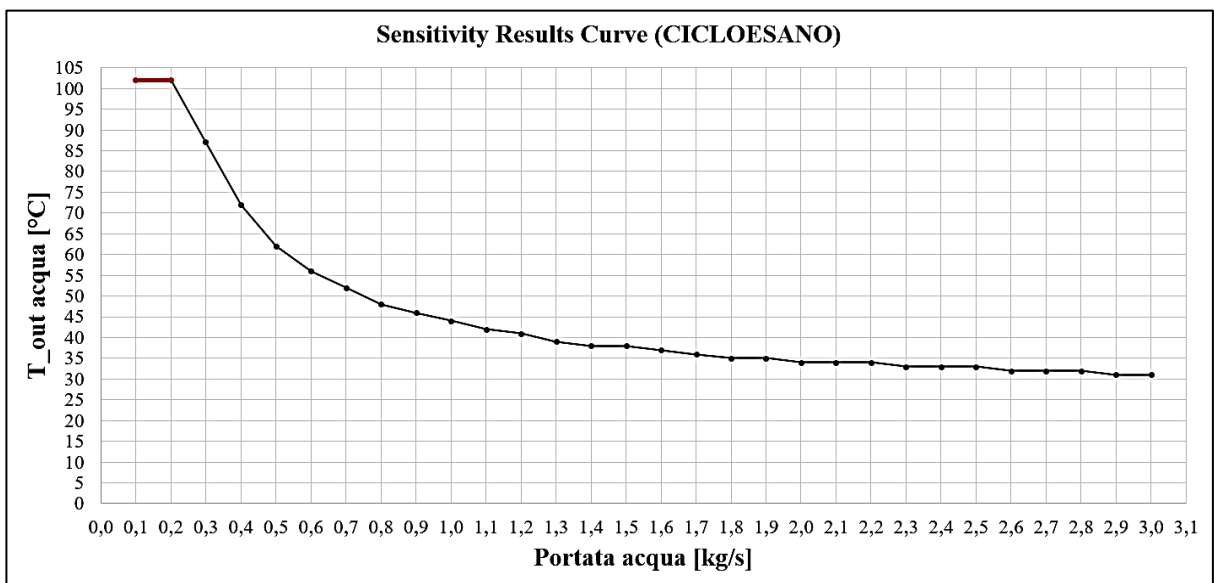


Figura 6.34 - Grafico portata - T_{out} acqua (CICLOESANO)

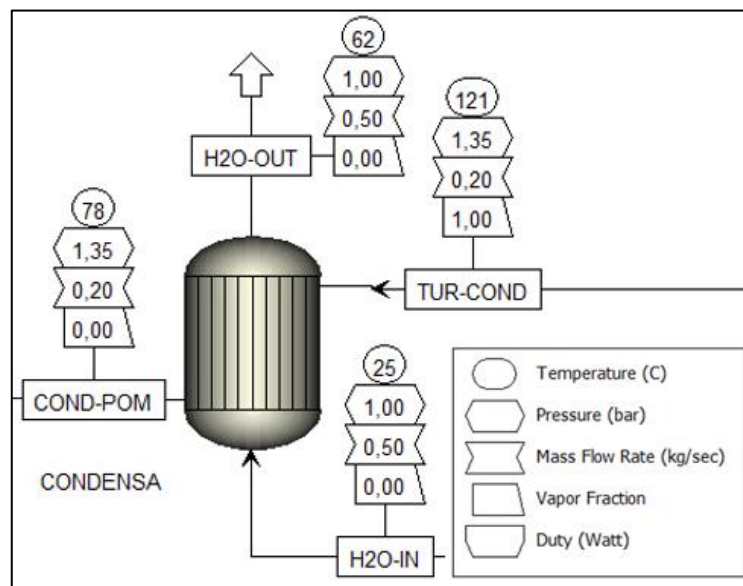


Figura 6.35 - Condensatore (CICLOESANO)

Effettuando il bilancio energetico attorno al dispositivo si monitora la variazione dello stato termodinamico sia della portata di cicloesano ($m_{f_{cicl}}^{\dot{}}$) tra ingresso (TUR-COND) e uscita (COND-POM) del dispositivo, sia della portata d'acqua ($m_{H_2O}^{\dot{}}$) tra condizioni di entrata (H2O-IN) e uscita (H2O-OUT). In formule è possibile scrivere:

$$Q_{cond}^{cicl} = m_{f_{cicl}}^{\dot{}} \cdot (h_{cicl_{out}} - h_{cicl_{in}}) = m_{H_2O}^{\dot{}} \cdot (h_{H_2O_{in}}^{cicl} - h_{H_2O_{out}}^{cicl}) \quad (55)$$

Si riassumono i valori numerici in Tabella 6.5, ottenuti dalla simulazione effettuata con l'applicativo Aspen Plus®:

Q_{cond}^{cicl} (kW)	$m_{f_{cicl}}^{\dot{}}$ (kg/s)	m_{dowt}^{cicl} (kg/s)	$h_{cicl_{in}}$ (kJ/kg)	$h_{cicl_{out}}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{in}}^{cicl}$ (kJ/kg)	$h_{H_2O_{out}}^{cicl}$ (kJ/kg)
84.44	0.2	0.5	-418082	-840292	-15972.5	-15803.6

Tabella 6.6 - Variabili termodinamiche fluidi condensatore (CICLOESANO)

In Figura 6.36 sono riportati gli andamenti delle temperature di entrambi i fluidi (cicloesano e acqua) in funzione della potenza termica scambiata e quindi dell'avanzamento dello scambio termico.

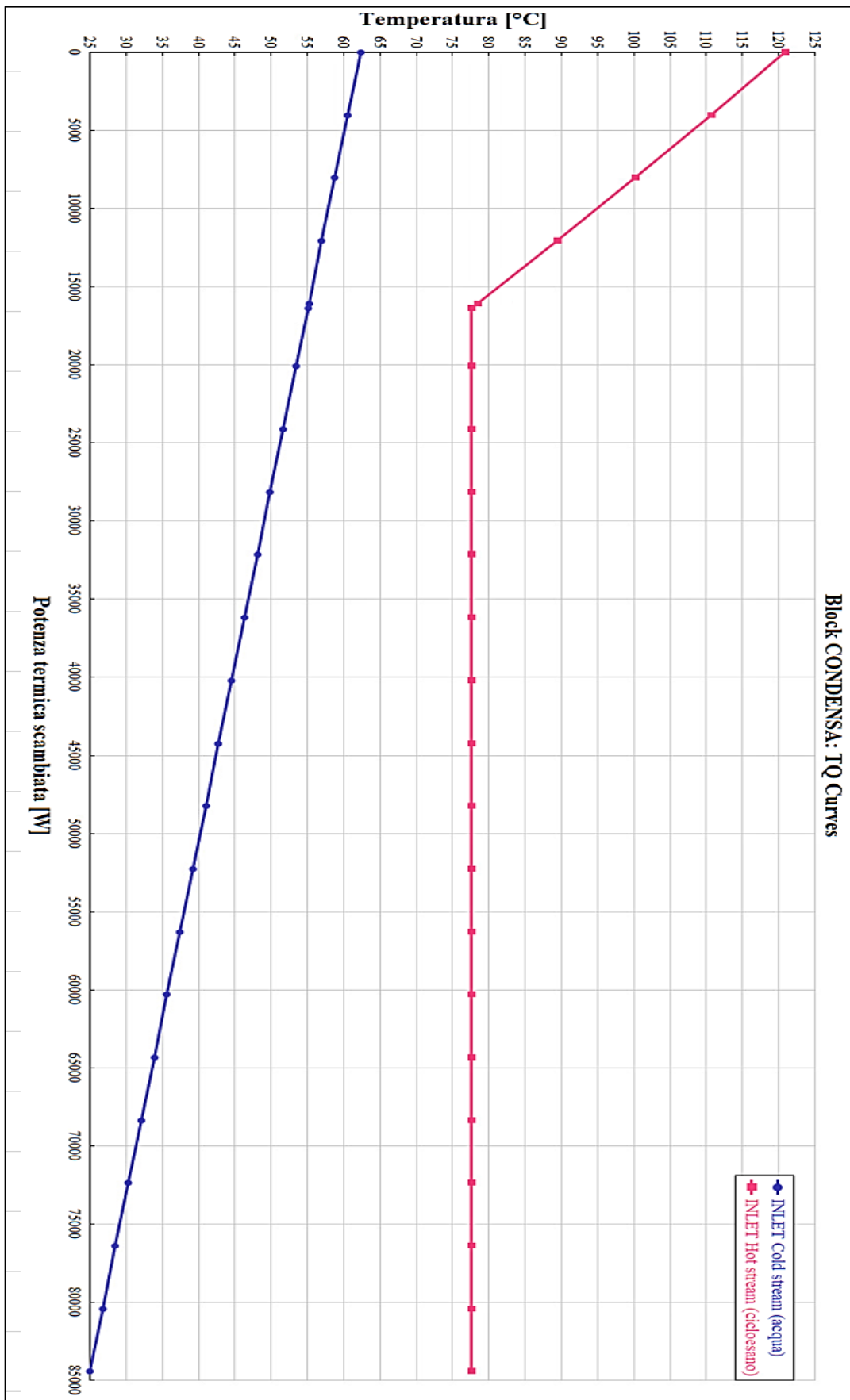


Figura 6.36 - Grafico potenza termica - temperature (CICLOESANO)

6.5 Rappresentazione del ciclo in diagramma T – S

Una volta completate le simulazioni tramite il software Aspen Plus® è possibile diagrammare il ciclo termodinamico prodotto dall'impianto in un diagramma temperatura-entropia (T-S), per ognuno dei fluidi operativi utilizzati.

Nella rappresentazione di tutti i cicli su diagrammi T – S si riportano i valori delle entropie con segno negativo, come già spiegato questo dipende dal fatto che in ambiente Aspen Plus® tutti i valori energetici sono relativi ad uno stato di riferimento, scelta che non pregiudica i risultati ottenuti dai bilanci energetici analizzati.

6.5.1 Diagramma T-S: Eptano

Si è preso in considerazione un ciclo Rankine Organico atto alla produzione di 15 kW di energia elettrica, funzionante con eptano come fluido organico, Dowtherm-T come fluido termovettore che scorre nell'evaporatore e acqua come fluido di raffreddamento per la fase di condensazione. Facendo riferimento alle evoluzioni termodinamiche caratteristiche di un ciclo Rankine Organico subcritico (Capitolo 4.2.2), si riporta il ciclo in funzione di temperatura ed entropia (Figura 6.37), riportando in Tabella 6.7 le caratteristiche dei capisaldi.

Capisaldi	1	1'	2'	3	4	0
Fase	Liquido	Liquido	Vapore saturo	Vapore saturo	Vapore	Vapore saturo
Temperatura (°C)	101	102	212	212	163	101
Pressione (bar)	1.1	12.0	12.0	12.0	1.1	1.1
Mass Vapor Fraction	0	0	1	1	1	1
Mass Liquid Fraction	1	1	0	0	0	0
Entropia (J/kgK)	-7001.5	-7001.3	-6255.6	-58292	-5825.5	-6155.4
Portata (kg/sec)	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Tabella 6.7 - Caratteristiche di progetto ciclo ORC con eptano

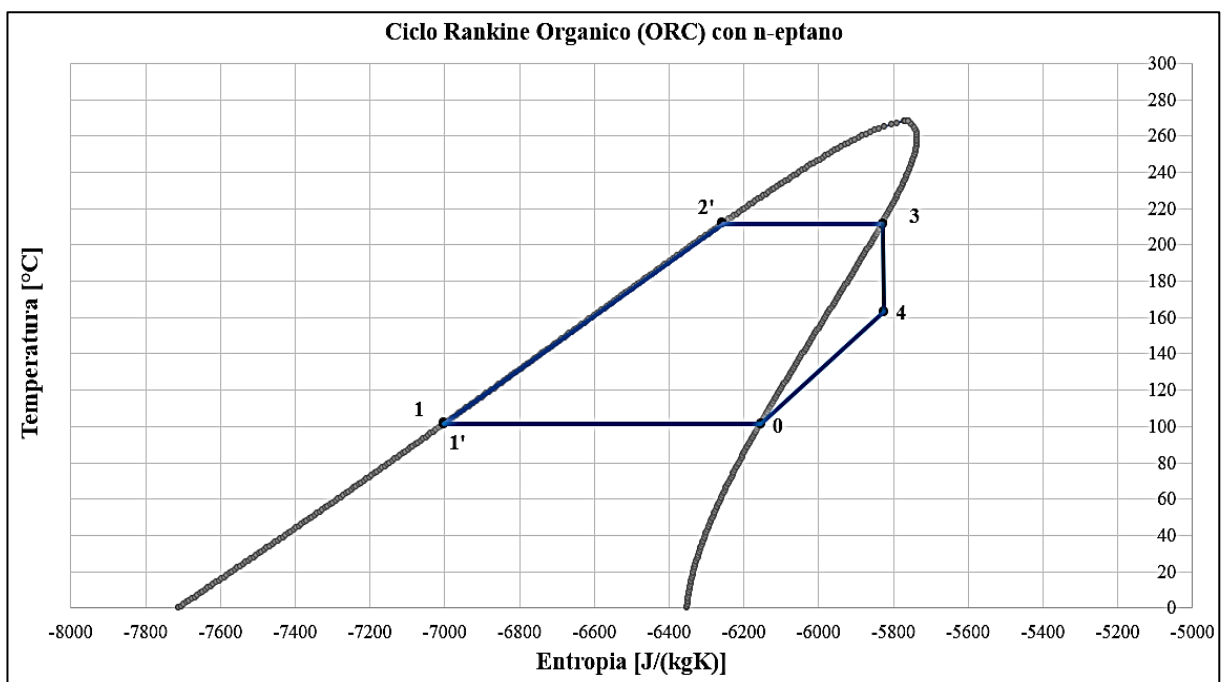


Figura 6.37 - Ciclo ORC eptano

6.5.2 Diagramma T-S: Toluene

Capisaldi	1	1'	2'	3	4	0
Fase	Liquido	Liquido	Vapore saturo	Vapore saturo	Vapore	Vapore saturo
Temperatura (°C)	126	126	230	230	171	126
Pressione (bar)	1.47	12.00	12.00	12.00	1.47	1.47
Mass Vapor Fraction	0	0	1	1	1	1
Mass Liquid Fraction	1	1	0	0	0	0
Entropia (J/kgK)	-3163.34	-3163.18	-2643.25	-2112.68	-2108.41	-2277.98
Portata (kg/sec)	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Tabella 6.8 - Caratteristiche di progetto ciclo ORC con toluene

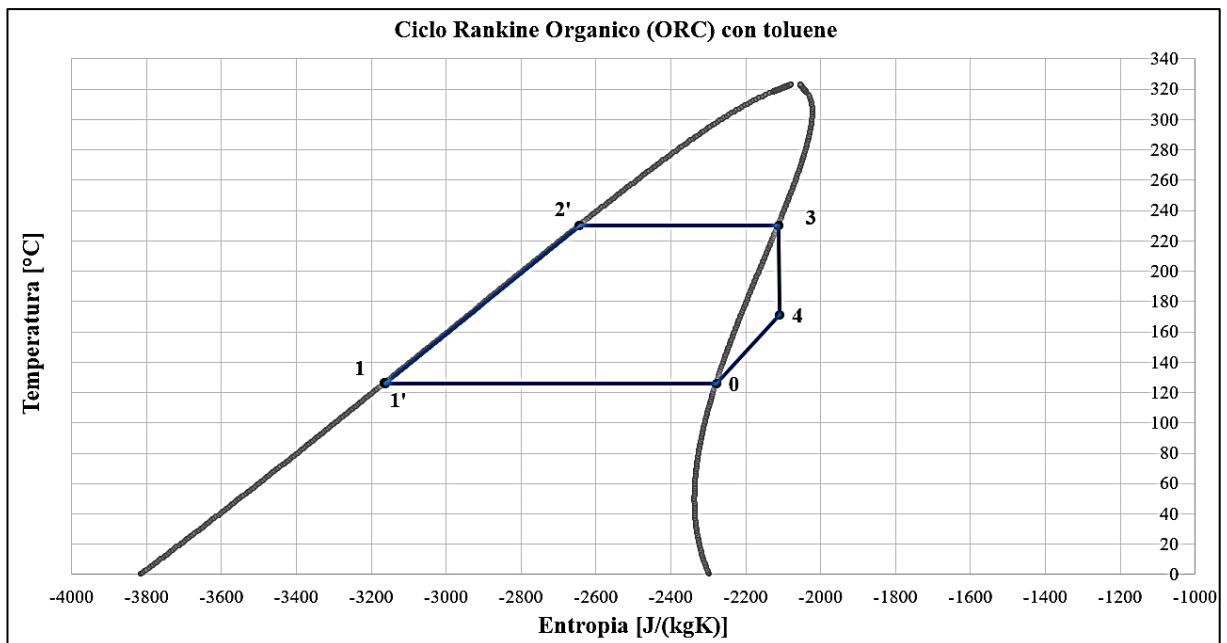


Figura 6.38 - Ciclo ORC toluene

6.5.3 Diagramma T-S: Cicloesano

Capisaldi	1	1'	2'	3	4	0
Fase	Liquido	Liquido	Vapore saturo	Vapore saturo	Vapore	Vapore saturo
Temperatura (°C)	78	78	174	174	121	78
Pressione (bar)	1.35	12.00	12.00	12.00	1.35	1.35
Mass Vapor Fraction	0	0	1	1	1	1
Mass Liquid Fraction	1	1	0	0	0	0
Entropia (J/kgK)	-5899.71	-5901.96	-5259.33	-4715.85	-4712.35	-4931.77
Portata (kg/sec)	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Tabella 6.9 - Caratteristiche di progetto ciclo ORC con cicloesano

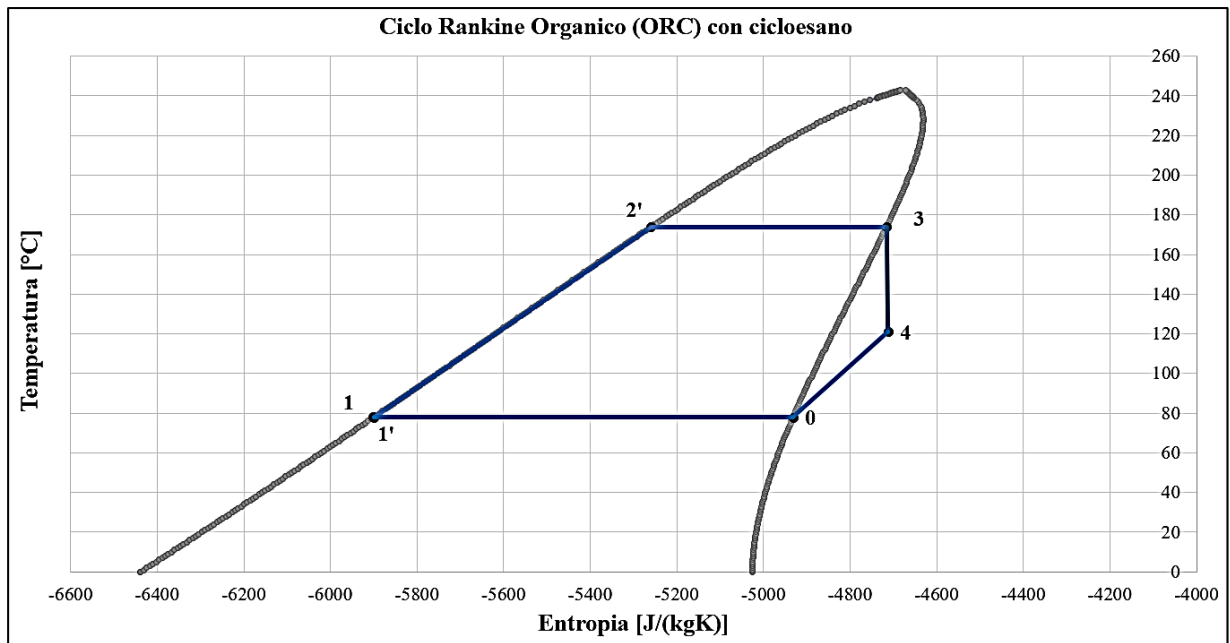


Figura 6.39 - Ciclo ORC cicloesano

6.6 Analisi e confronto dei rendimenti

A valle delle simulazioni del ciclo Rankine Organico (ORC) effettuate facendo circolare i tre differenti tipi di fluidi organici, risulta d'interesse confrontare le configurazioni d'impianto in base al rendimento raggiunto, similmente a come è stato analizzato in [62].

Focalizzando lo studio in prima battuta unicamente sull'espansore, il rendimento isoentropico di tale componente è valutabile riferendosi alla potenza elettrica generata P_{el} e alla potenza termica ceduta in fase di evaporazione del fluido Q_{evap} secondo l'espressione:

$$\eta_{iso,el} = \frac{P_{el}}{Q_{evap}} \quad (56)$$

Allargando l'analisi alle performance dell'intero ciclo Rankine, si valuta il rendimento elettrico netto complessivo con la relazione:

$$\eta_{ORC,net} = \frac{P_{el} - P_{pump}}{Q_{evap}} \quad (57)$$

Nella relazione precedente si valuta la potenza assorbita dalla pompa come:

$$P_{pump} = \frac{\dot{m}_f (p_{out} - p_{in})}{\rho_{in}} \quad (58)$$

Tale grandezza è in funzione della portata di fluido organico \dot{m}_f , del salto di pressione e della densità del fluido a valle dell'apparecchio; dal momento che il lavoro di compressione richiesto dalla pompa risulta essere molto basso e persino trascurabile a livello operativo, il rendimento complessivo dell'intero ciclo risulta essere pressoché identico a quello dell'espansore in tutte le casistiche di funzionamento.

Si riportano per completezza i valori numerici delle grandezze analizzate in Tabella 6.10 insieme ad un diagramma degli andamenti del rendimento netto del ciclo (Figura 6.40) in funzione dell'aumento di portata di fluido organico in un intervallo che si estende da 0.2 kg/s a 0.3 kg/s e della tipologia di fluido utilizzato; in tutte le simulazioni effettuate si mantiene fissa la potenza erogata in uscita dalla turbina (15 kW), la pressione a valle della pompa ($p_{out} = 12$ bar) e il rendimento isoentropico e meccanico della stessa (rispettivamente $\eta_{iso} = 0.98$ e $\eta_m = 0.95$).

Eptano											
P_{el} (kW)	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
m_f (kg/s)	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30
Q_{evap} (kW)	105.49	108.70	111.85	114.95	118.00	121.00	123.96	126.88	129.77	132.62	135.44
η_{iso,el}	14.22%	13.80%	13.41%	13.05%	12.71%	12.40%	12.10%	11.82%	11.56%	11.31%	11.08%
P_{out} (bar)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
P_{in} (bar)	1.10	1.22	1.35	1.48	1.61	1.74	1.86	1.99	2.11	2.24	2.36
ρ_{in} (kg/m ³)	609.27	605.38	601.74	598.31	595.07	592.02	592.02	586.39	583.79	581.31	578.95
P_{pump} (W)	-0.0036	-0.0037	-0.0039	-0.0040	-0.0042	-0.0043	-0.0045	-0.0046	-0.0047	-0.0049	-0.0050
η_{ORCnet}	14.22%	13.80%	13.41%	13.05%	12.72%	12.40%	12.10%	11.83%	11.56%	11.31%	11.08%
Toluene											
P_{el} (kW)	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
m_f (kg/s)	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30
Q_{evap} (kW)	100.45	103.84	107.19	110.49	113.77	117.01	120.22	123.40	126.56	129.69	132.82
η_{iso,el}	14.93%	14.45%	13.99%	13.58%	13.18%	12.82%	12.48%	12.16%	12.14%	12.16%	12.16%
P_{out} (bar)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
P_{in} (bar)	1.47	1.62	1.77	1.93	2.08	2.22	2.37	2.51	2.65	2.79	2.93
ρ_{in} (kg/m ³)	754.07	754.07	754.07	750.36	746.88	743.60	740.51	737.60	734.84	732.22	729.73
P_{pump} (W)	-0.0028	-0.0029	-0.0030	-0.0031	-0.0032	-0.0033	-0.0034	-0.0035	-0.0036	-0.0037	-0.0038
η_{ORCnet}	14.94%	14.45%	14.00%	13.58%	13.19%	12.82%	12.48%	12.16%	12.15%	12.17%	12.17%
Cicloesano											
P_{el} (kW)	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
m_f (kg/s)	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30
Q_{evap} (kW)	99.86	103.12	106.33	109.50	112.63	115.73	118.79	121.83	124.84	127.82	130.78
η_{iso,el}	15.02%	14.55%	14.11%	13.70%	13.32%	12.96%	12.63%	12.31%	12.02%	11.74%	11.47%
P_{out} (bar)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
P_{in} (bar)	1.35	1.49	1.64	1.78	1.92	2.07	2.21	2.34	2.48	2.61	2.75
ρ_{in} (kg/m ³)	603.14	599.72	596.53	593.53	590.71	588.06	585.55	583.18	580.93	578.79	576.76
P_{pump} (W)	-0.0035	-0.0037	-0.0038	-0.0040	-0.0041	-0.0042	-0.0043	-0.0045	-0.0046	-0.0047	-0.0048
η_{ORCnet}	15.02%	14.55%	14.11%	13.70%	13.32%	12.96%	12.63%	12.32%	12.02%	11.74%	11.47%

Tabella 6.10 - Parametri tecnici e prestazionali cicli ORC in base al fluido organico operativo

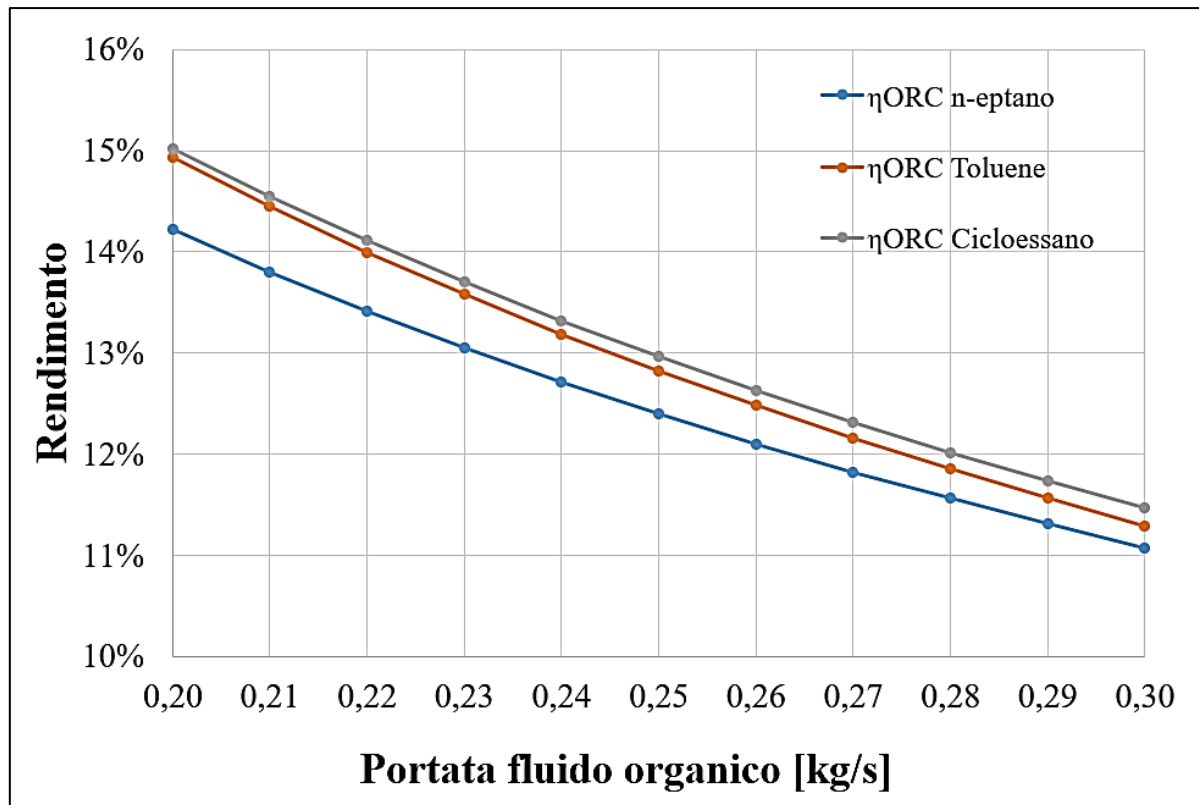


Figura 6.40 - Andamento dei rendimento del ciclo in funzione del fluido organico e della portata

Come è possibile notare dal grafico in figura, il rendimento del ciclo ORC simulato tramite applicativo presenta un andamento pressoché simile per tutti e tre i fluidi organici scelti, al variare della portata degli stessi. Confrontando i risultati è possibile stabilire come le prestazioni migliori, al netto dell'assorbimento della pompa, siano raggiunte dal ciclo Rankine Organico funzionante con cicloesano, mentre l'eptano si rivela essere l'opzione meno conveniente in termini di resa per l'applicazione impiantistica presa in considerazione in questo elaborato.

7. Progettazione campo solare e parametri

7.1 Criteri di localizzazione ottimale

Gli impianti a concentrazione solare basano il proprio funzionamento basandosi sulla conversione di energia solare, più nello specifico utilizzando la sola componente diretta della radiazione solare; ponendosi l'obiettivo di massimizzare l'utilizzo di tali sistemi, è quindi preferibile scegliere la loro ubicazione in siti con alto valore di insolazione ($\geq 2000 \text{ kWh/m}^2$ all'anno). Dal planisfero riportato in Figura 7.1 si evince come le regioni più adatte all'installazione di tali tecnologie siano le aree comprese tra 15° e 40° di latitudine, a nord o a sud dell'equatore (raffigurate in colore arancione); nelle località più favorevoli la produzione elettrica può arrivare a circa $120 \div 140 \text{ GWh/km}^2$ annui con un fattore di carico di circa il 40%, corrispondente all'incirca alla produzione di una centrale termoelettrica convenzionale da 20 MW con fattore di utilizzo del 75%. Alcuni degli aspetti più importanti che rendono un'area geografica ottimale per la localizzazione di questi sistemi riguardano la sua latitudine, le condizioni meteorologiche generali (ad esempio le zone in prossimità dell'equatore sono da poco sfruttate a causa della presenza di nuvolosità e piogge frequenti), la frequenza dei venti, la vicinanza di montagne (orografia) e l'altimetria del sito d'interesse [7].

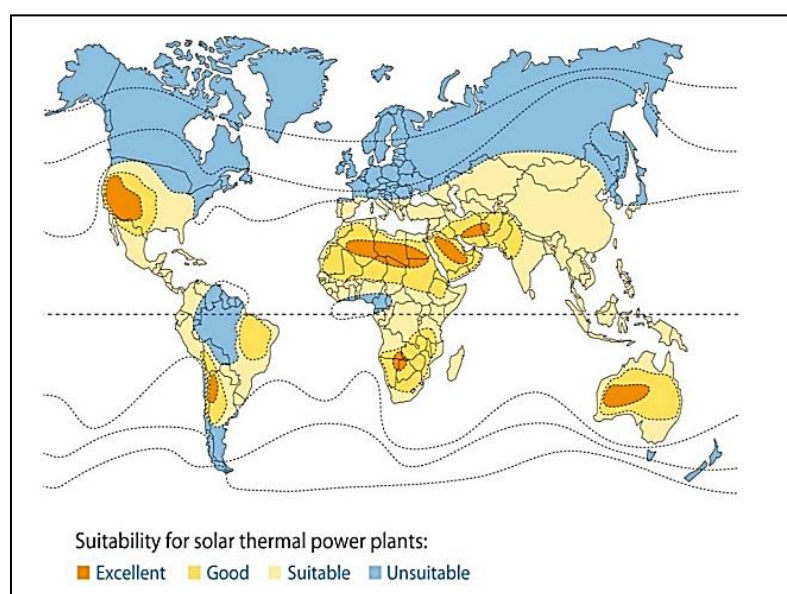


Figura 7.1 - Zone adibite all'installazione di sistemi CSP [7]

7.2 Modellazione campo solare

In fase di simulazione (Capitolo 6) si è ipotizzato che il ciclo Rankine Organico sia in grado di soddisfare un fabbisogno energetico di 15 kW, tuttavia il solo collettore parabolico installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino non permette di soddisfare l'intera richiesta energetica. Per valutare con esattezza la quantità di collettori solari di tipo parabolico da installare (prendendo come riferimento il modello analizzato in questo elaborato) e la superficie adibita a campo solare, occorre determinare come prima cosa la distribuzione di temperatura nel fuoco della parabola (concentratore solare) al variare del tempo; per la seguente trattazione si è tenuto conto del comportamento del sistema effettivamente riscontrato da parte dell'impianto quando costretto ad operare in condizioni reali di irraggiamento variabile, variabilità riscontrata sia durante la giornata sia dovuta all'alternarsi delle stagioni. Basandosi sulla trattazione messa a punto da E. Montà nel 2019 [17], è possibile diagrammare gli andamenti delle temperature medie stagionali monitorate in prossimità del fuoco del concentratore solare in funzione della fascia oraria e del ciclo stagionale, come raffigurato in Figura 7.2 [17]:

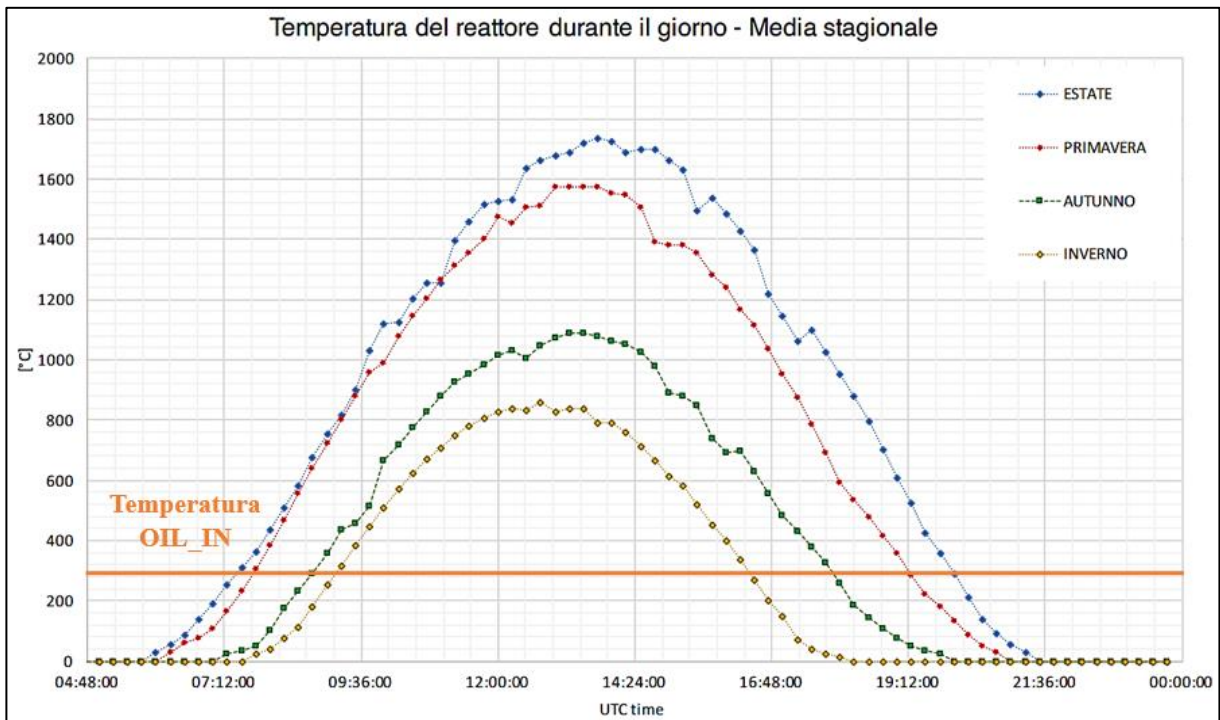


Figura 7.2 - Andamento temperatura media stagionale rilevata sul fuoco della parabola in funzione della temperatura di ingresso del fluido termovettore [17]

Alla base del funzionamento del ciclo Rankine Organico (ORC) c'è il vincolo di avere una temperatura monitorata nel fuoco del concentratore più elevata rispetto alla temperatura d'ingresso del fluido termovettore nell'evaporatore (tratto OIL-IN) al fine di garantire come effetto utile lo scambio di energia termica dal fluido termovettore che scorre nel ricevitore al fluido organico nell'impianto. A valle di tali considerazioni, occorre quindi considerare esclusivamente il periodo di attività dell'impianto per valutare correttamente la taglia dell'impianto da adoperare; graficamente tale periodo è evidenziato sul grafico dalle aree ottenute dall'intersezione tra le curve rappresentati l'andamento delle temperature al fuoco del concentratore in base alle stagioni dell'anno e la retta orizzontale corrispondente alla temperatura di ingresso del Dowtherm-T (300 °C) nell'evaporatore, uguale in tutte e tre le casistiche di funzionamento. I periodi di attività sono ripartiti in Tabella 7.1:

	Intervallo orario di attività [min]	Minuti di attività a stagione [min]	Minuti di attività al giorno [min]
Primavera	07:42 ÷ 19:12	64170	690
Estate	07:27 ÷ 19:55	70312	748
Autunno	08:45 ÷ 17:48	48870	543
Inverno	09:12 ÷ 16:22	38270	430

Tabella 7.1 - Minuti di operatività del ciclo ORC in base alla stagione (2019)

Nella precedente tabella sono stati riportati gli intervalli di attività del ciclo ORC (con precisione ± 1 minuto) ed i minuti effettivi di funzionamento durante le stagioni climatiche prendendo come riferimento l'anno 2019, anno nel quale la primavera è stata caratterizzata da 93 giorni, l'estate da 94, l'autunno da 90 e l'inverno da 89.

Si procede valutando la radiazione normale diretta media stagionale per tutti e tre i casi applicativi; la definizione generale di tale grandezza indica la Radiazione Diretta Normale, in inglese Direct Normal Insolation (DNI), come l'energia che incide su una superficie di inseguimento perpendicolare ai raggi solari. Per calcolarne il valore medio stagionale sono

stati presi in considerazione dei dati di Radiazione Diretta Normale riferiti al 2019 e forniti dalla stazione meteorologica del Politecnico di Torino; nel dettaglio, i valori di DNI di riferimento sono stati registrati ogni 15 minuti per tutta la durata della giornata e in prima battuta è stato calcolato il valore medio di DNI giornaliero per ogni stagione riferito ad uno specifico giorno di sole per i minuti giornalieri di funzionamento (riportati in Tabella 7.1). Si riportano i valori calcolati in Tabella 7.2:

	Giorno di riferimento (2022)	Fascia oraria di riferimento	DNI_{media giornaliera} [W/m²]
Primavera	31 Maggio	07:42÷19:12	634.12
Estate	6 Luglio	07:27÷19:55	401.02
Autunno	27 Ottobre	08:45÷17:48	526.96
Inverno	14 Dicembre	09:12÷16:22	685.92

Tabella 7.2 - Valore medio giornaliero di DNI per stagione (2019)

Si prosegue il dimensionamento calcolando il valore medio annuo della radiazione ($DNI_{media\ annua}$), effettuando una media pesata dei valori appena ottenuti considerando nel calcolo la totalità dei minuti effettivi di funzionamento durante le quattro stagioni; con riferimento al concentratore parabolico in esame installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino, si può valutare la potenza producibile da una singola unità (Q_c) moltiplicando il valore medio annuo della radiazione solare tipica di ciascun fluido ($DNI_{media\ annua}$) per il rendimento del concentratore ($\eta_c = 80\%$) e la superficie del disco ($S_D = 4.5\ m^2$), traducendo in formula è quindi possibile scrivere:

$$\dot{Q}_c = DNI_{media\ annua} \cdot \eta_c \cdot S_D \quad (W) \quad (59)$$

L'intero ciclo Rankine Organico (ORC) basa il suo funzionamento a partire dall'energia raccolta dal campo solare e trasferita dal ricevitore all'evaporatore tramite il fluido termovettore; grazie alle simulazioni effettuate tramite l'applicativo Aspen Plus® è stato possibile valutare la potenza termica necessaria all'evaporatore per garantire il funzionamento del ORC (Q_{evap}); tramite quest'ultimo dato è infatti possibile risalire alla numerosità di

collettori parabolici necessari al funzionamento del ciclo dividendo il fabbisogno termico dell'evaporatore per la potenza generata dal singolo collettore (si considera il valore intero immediatamente successivo). Risulta fondamentale valutare la superficie del campo solare partendo dalle condizioni operative in esame, dal momento che il singolo collettore non è abbastanza per fornire i 15 kW di potenza elettrica richiesta; si valuta la superficie minima necessaria (S_{CS}^n) del campo solare tramite la relazione:

$$S_{CS}^n = \frac{\dot{Q}_{evap}}{DNI_{media\ annua} \cdot \eta_C} \quad (60)$$

Avvalendosi di una maggior correttezza si prende in considerazione una superficie maggiorata (S_{CS}^d) ottenuta moltiplicando il numero di collettori necessari per la superficie del campo solare associata ad un singolo collettore, come di seguito:

$$S_{CS}^d = n^{\circ}collettori \cdot \frac{\dot{Q}_C}{DNI_{media\ annua} \cdot \eta_C} = n^{\circ}collettori \cdot S_{CS}^n \quad (61)$$

Tutte le grandezze citate variano a seconda del fluido organico operativo nel ciclo, come è possibile notare nel quadro generale in Tabella 7.3:

	n-eptano	Toluene	Cicloesano
DNI_{media annua} [W/m²]	545.48	545.48	545.48
Q_c [W]	1963.73	1963.73	1963.73
Q_{evap} [W]	105490	100453	99860
Sⁿ_{CS} [m²]	241.74	230.19	228.83
n^o collettori	54	52	51
S^d_{CS} [m²]	243	234	230

Tabella 7.3 - Tabella riepilogativa dei parametri di progetto del campo solare per tipologia di fluido

8. Accumulo termico: tipologie e dimensionamento

8.1 Generalità

Uno dei principali punti a favore dei sistemi CSP è senz'altro la possibilità di immagazzinare energia termica: si rende possibile il disaccoppiamento tra disponibilità della fonte energetica e domanda di energia. Dal punto di vista generale, ogni impianto CSP è costituito da un *campo solare* costituito prevalentemente dai collettori solari impiegati, un *sistema di conversione foto-termica* che racchiude il ciclo termodinamico adoperato per la generazione di energia elettrica e il sistema di accumulo termico (*Thermal Energy Storage - TES*) e l'*utenza* finale spesso costituita da un gruppo di conversione termo-elettrica.

Focalizzando l'attenzione sul sistema TES, esso è un elemento chiave per ogni impianto CSP poiché ne incrementa l'efficienza incrementando il contributo solare, la dispacciabilità (intesa come differenza tra energia disponibile e curva di carico) e la sostenibilità economica poiché riduce il valore di LCOE (Levelized Cost of Energy) come espresso nel capitolo seguente.

Questi sistemi di accumulo energetico sono basati sul riscaldamento o il raffreddamento di un mezzo di accumulo (Heat Storage Medium - HSM) che può essere solido, liquido, o a cambiamento di fase, da parte di un fluido termovettore (Heat Transfer Fluid - HTF); l'obiettivo è accumulare energia per poi utilizzarla successivamente per riscaldare/raffreddare o produrre energia elettrica. Lo schema di funzionamento alla base di un sistema TES è riportato in Figura 8.1:

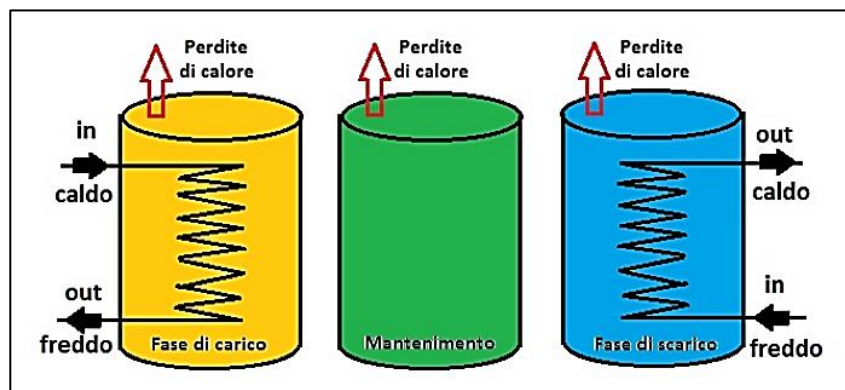


Figura 8.1 - Fasi del processo di accumulo in un sistema TES [7]

Dallo schema in figura si nota subito come un fattore fondamentale dal quale dipendono le prestazioni del sistema di accumulo è la capacità termica C_{TES} , fattore che quantifica la quantità di energia immagazzinata; volendo legare tale quantità ad una variabile temporale è possibile utilizzare l'espressione seguente in cui figura la potenza termica nominale richiesta dall'esterno P_{th} (kW_t) e il numero di ore di funzionamento dell'impianto h_{TES} .

$$C_{TES} = P_{th} * h_{TES} \quad (kWh_t) \quad (62)$$

Gli aspetti principali da tenere in conto nella progettazione e scelta di un sistema di accumulo termico sono numerosi, tra cui: la densità di energia nel materiale di accumulo che dev'essere il più alta possibile (in funzione del volume o della superficie), la capacità di trasferimento del calore tra fluido termovettore (HTF) e mezzo di accumulo (HSM), la stabilità meccanica e chimica del materiale di accumulo, la compatibilità tra fluido termovettore, scambiatore di calore e/o mezzo di accumulo, le perdite di calore che devono essere basse il più possibile e la facilità di manovrabilità e controllo. Dal punto di vista economico, il costo totale di un sistema TES è strettamente legato al costo dei tre componenti base di cui è costituito: il materiale di accumulo termico (HSM), il sistema di scambio termico tra HSM e HTF ed il sistema di contenimento e isolamento termico [7].

Una criticità dell'accumulo termico è, specialmente per i materiali solidi, lo scarso trasferimento di calore dovuto anche al fatto che non c'è contatto diretto tra il fluido termovettore ed il materiale di accumulo quando si adoperano uno scambiatore di calore.

8.2 Tipologie

Si possono catalogare le principali soluzioni di accumulo termico in base a diversi aspetti, primo tra tutti la temperatura di esercizio in base alla quale si possono mettere in evidenza [7]:

1) *HTTES (High Temperature TES)*: per impianti che operano oltre i 300 °C, ad esempio impianti CSP ad alta potenza, accumulatori di energia termica di scarico da processi industriali o accumulo di calore di processo di centrali termiche con turbine a gas;

2) *MTTES (Medium Temperature TES)*: per processi di accumulo tra i 150 °C e i 300 °C comprendendo l'accumulo di calore negli impianti CSP di bassa potenza;

3) *LTES (Low Temperature TES)*: per processi tra i 20 °C e i 150 °C, ad esempio riscaldamento e raffrescamento di edifici, le serre, gli accumulatori di acqua calda sanitaria.

4) *CTES (Cold Temperature TES)*: con temperature di accumulo sotto i 20 °C, sfruttato nel raffrescamento e nel condizionamento degli ambienti, o nell'industria alimentare.

Si possono classificare tali sistemi anche in base alla durata relativa all'accumulo di energia termica, nel dettaglio si possono identificare sistemi a *breve termine* che immagazzinano energia per solo poche ore, a *lungo termine* che garantiscono durate di giorni o settimane, fino ad arrivare ai sistemi *stagionali*.

Basandosi invece sul tipo di meccanismo utilizzato per accumulare calore, è possibile distinguere tre tipologie di accumulo termico:

1) *Calore sensibile (SHTES)*: molto diffuso in ambito commerciale e il più comune, caratterizzato da una bassa densità di energia accumulata, volumi consistenti, importante impatto ambientale e alti costi;

2) *Calore latente (LHTES)*: alternativa più economica della precedente essa ha una elevata densità di energia accumulata e dimensioni/volumi ridotti, ma è tutt'ora in fase di sviluppo;

3) *Termochimico (TCES)*: si tratta del meccanismo che assicura i valori più elevati di densità energetica accumulata, tuttavia anch'esso è ancora in una fase iniziale di sviluppo.

Oltre ad analizzare il sistema di accumulo termico in base alla tecnologia e metodologia tramite la quale si verifica lo scambio termico, è possibile considerare anche la tipologia di concetto di accumulo:

1) Sistema di *accumulo attivo*: caratterizzato da un trasferimento di calore al materiale di accumulo attraverso convezione forzata, essi usano tipicamente un serbatoio per accumulare calore e il mezzo di accumulo può circolare eventualmente anche attraverso uno scambiatore; possono essere attivi diretti (il fluido termovettore è anche mezzo di accumulo) o attivi indiretti (il fluido termovettore e il mezzo di accumulo non vengono in contatto e sono sostanze diverse);

2) Sistema di *accumulo passivo*: in questi sistemi il fluido termovettore trasporta l'energia ricevuta dalla sorgente al mezzo di accumulo durante la fase di carico e riceve energia dal materiale di accumulo durante quella di scarico [7].

8.3 Dimensionamento

Nell'impianto CSP analizzato si sceglie un sistema di accumulo termico indiretto costituito da: uno scambiatore olio-sali che interfaccia l'accumulo con la sezione solare dell'impianto e da due serbatoi in cui viene immagazzinato il sale fuso usato convenzionalmente, formato da una miscela di Nitrato di sodio e Nitrato di potassio ($60\%NaNO_3 + 40\%KNO_3$).

Nella progettazione del sistema di accumulo termico si seguono le seguenti linee guida [63]:

- Obiettivo principale del sistema di accumulo è poter immagazzinare l'intera quantità di sali necessaria per prolungare il tempo di funzionamento dell'impianto;
- Si ritiene necessario sovradimensionare la capacità termica immagazzinata per tener conto delle perdite termiche per conduzione, irraggiamento e convezione, dalle superfici del serbatoio con l'ambiente esterno;
- Si cerca di minimizzare le dispersioni termiche limitando i costi totali;
- Si prevede uno spazio vuoto nei serbatoi tra il livello massimo raggiungibile dai sali ed il tetto del serbatoio, di una quantità aggiuntiva di sali da lasciare sempre nel serbatoio.

A valle di tali considerazioni è possibile calcolare la quantità di energia utile ai fini dell'accumulo ($E_{accumulo}$ [kWh]) in base ai parametri caratteristici del sistema:

$$E_{accumulo} = \frac{P_{nom} \cdot \Delta t}{\eta_{netto-BP} \cdot \eta_{scamb}} \quad (63)$$

Nella formula sopracitata compaiono: il rendimento netto del blocco di potenza ($\eta_{netto-BP}$) che indica il rendimento di conversione da energia termica a elettrica senza considerare i consumi elettrici delle pompe di circolazione e dei sistemi di movimentazione del campo solare, l'efficienza dello scambiatore di calore olio-sali (η_{scamb}), la potenza nominale prodotta

dall'impianto (P_{nom}) e l'autonomia di funzionamento da garantire all'impianto (Δt) [64]. Si riportano in Tabella 8.1 i valori specifici per ogni parametro:

Grandezza	Valore
P_{nom} (kW)	15
$\eta_{netto-BP}$	35%
η_{scamb}	95%
Δt (ore)	2

Tabella 8.1 - Parametri dimensionamento accumulo termico

Risulta d'interesse analizzare la variazione dell'energia di accumulo in funzione delle ore di autonomia prefissate, come riportato in Tabella 8.2:

Autonomia (h)	1	2	3	4	5	6	7	8
$E_{accumulo}$ (kWh)	45.11	90.23	135.34	180.45	225.56	270.68	315.79	360.90

Tabella 8.2 - Energia accumulata in funzione delle ore di funzionamento garantite

Al fine di limitare le dimensioni del serbatoio di accumulo e per motivi strutturali si sceglie di limitare le ore di funzionamento a 2 ottenendo un'energia di accumulo termico di 90.23 kWh.

9. Valutazione economica tramite LCOE

9.1 Panoramica dei costi degli impianti CSP

Trattando l'aspetto economico legato all'installazione di tali tecnologie, secondo l'International Energy Agency (IEA) l'investimento richiesto per impianti avanzati di grande taglia con collettori parabolici lineari si aggira tra i 4.2 e gli 8.4 \$/W, valori a loro volta strettamente dipendenti da fattori come costo della manodopera impiegata (si stima che la costruzione di un impianto CSP crei da 8 a 10 posti di lavoro per ogni MW di potenza elettrica solare equivalente), dei terreni, delle tecnologie adottate, della qualità della risorsa solare (DNI) e delle dimensioni del campo solare. In ottica produttiva, i costi attualizzati dell'energia elettrica prodotta si aggirano tra i 170 ed i 250 \$/MWh, prendendo in considerazione grandi impianti con collettori parabolici lineari, una durata di vita utile di 30 anni ed un tasso di attualizzazione dell'8%.

Focalizzando l'attenzione sugli impianti con accumulo termico, quando si dispone di ampia capacità di accumulo si va incontro a costi di investimento elevati legati alle dimensioni importanti del campo solare (collettori e dispositivi di puntamento), ma allo stesso modo si garantisce anche una produzione maggiore di energia elettrica che "attutisce" tale incremento; talora l'accumulo termico venga utilizzato per assicurare maggior continuità alla produzione, si può riscontrare un minor costo dell'energia dovuto ad un risparmio sui dispositivi di produzione che diventeranno più ridimensionati.

La diffusione della tecnologia CSP è legata soprattutto ad alcune tariffe incentivanti in Spagna, dal "Renewable Energy Portfolio Standard" secondo il quale si è fissato l'obiettivo di garantire una fornitura sempre maggiore di energia proveniente da fonti rinnovabili diretta ad aziende e privati e infine da diversi contributi messi a disposizione da diversi stati come USA, Egitto e Marocco; risorsa fondamentale per l'Europa è il Piano Solare per il Mediterraneo, istituito dall'Unione Europea, che ha la potenzialità di incentivare diversi progetti sulla sponda meridionale del Mediterraneo stimando di ottenere su una potenza totale da fonte rinnovabile di 20 GW (prevista al 2020), oltre la metà erogata da impianti CSP.

9.2 LCOE: definizione e approccio

Si prosegue la trattazione proponendo una valutazione quanto più accurata possibile dei costi totali per la messa in opera di un impianto a concentrazione solare (CSP) rapportandoli all'energia elettrica prodotta; usufruendo di strumenti economici di valutazione di largo utilizzo e di prezzi di listino tratti da letteratura, è stata effettuata un'ipotetica valutazione economica di un impianto a concentrazione solare (CSP) costituito da un campo solare attrezzato con collettori solari parabolici dello stessa tipologia e modello del collettore installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino, al quale è stato associato un ciclo Rankine Organico (ORC); nella valutazione economica si omette il prezzo dei fluidi organici e del fluido termovettore, volendo valutare unicamente i costi del sistema CSP accoppiato con il ciclo termodinamico. L'analisi dei costi di produzione dell'energia elettrica è stata effettuata tramite il metodo LCOE (Levelized Cost of Energy) o CAE (Costo Annuo Equivalente), uno strumento molto valido e di vasto impiego utilizzato per confrontare i costi unitari di diverse tecnologie di generazione elettrica lungo il loro ciclo di vita o in un lasso di tempo determinato. Esso rappresenta il ricavo medio per unità di elettricità generata che sarebbe necessario per recuperare i costi di costruzione e funzionamento di un impianto di generazione durante una presunta vita finanziaria e ciclo di lavoro [65]. Il prezzo viene normalmente misurato in unità monetarie locali divise per unità di misura di lavoro dell'elettricità prodotta, ad esempio euro-per-kilowattora (€/kWh_{el}) per piccoli numeri oppure dollari-per-megawattora ($\text{\$/MWh}_{el}$) nel caso di quantità maggiori.

Il calcolo di questo parametro è secondario alla valutazione del Fixed Charge Rate (FCR) che esprime la frazione relativa al costo di investimento che deve essere raccolta annualmente dall'investitore per ripagare le spese sostenute per il pagamento rateale di tale investimento; per quanto riguarda le modalità di investimento, si può optare per l'impiego di capitale di debito (D) (denaro prestato da istituti finanziari) oppure di capitale di rischio (E); a tali somme sono associati dei tassi di interesse specifici, in particolare il tasso di interesse per il capitale di rischio (k_e) sarà maggiore di quello associato a quello di debito (k_d), poiché gli azionisti sono soliti richiedere una maggiore somma come ritorno dato il rischio legato alle

operazioni azionarie; nell'espressione del Fixed Charge Rate (FCR) compare in aggiunta la variabile relativa al Weighted Average Cost of Capital (WACC) che esprime il costo medio ponderato del capitale in funzione del capitale adoperato e dei tassi d'interesse relativi.

Indicando con "a" il tasso di assicurazione e con n la vita utile dell'impianto, in formule è possibile ottenere [63]:

$$FCR = \frac{WACC \cdot (1 + WACC)^n}{(1 + WACC)^n - 1} + a \quad (64)$$

$$WACC = \frac{D}{D + E} \cdot k_d \cdot (1 - t) + \frac{E}{D + E} \cdot k_e \quad (65)$$

Basandosi sulle ipotesi finanziarie esposte in [63], si possono valutare tali quantità come:

Dato finanziario	Valore
D	70%
E	30%
WACC	8.3%
Vita utile (n)	25 anni
Tasso di assicurazione (a)	1%
FCR	10.6%

Tabella 9.1 - Dati finanziari impianto CPS [63]

A questo punto si può esprimere il valore di LCOE tramite l'espressione seguente, nella quale oltre al costo totale dell'investimento ($costi_{tot}investimento$) compaiono anche i costi di Operation and Maintenance ($costi_{O\&M}$) espressi in euro (€) e la produzione elettrica annua, espressa in MWh_{el} [63].

$$LCOE = \frac{costi_{tot}investimento \cdot FCR + costi_{O\&M}}{Produzione_elettrica_annua} \quad (66)$$

In linea generale i costi relativi alla messa in opera e funzionamento di un impianto di conversione energetica, sia esso un sistema a concentrazione solare o un impianto di qualsiasi altro tipo, si possono suddividere in due categorie principali:

1. *Costi di investimento*: racchiudono le spese di capitale necessarie per la costruzione dell'impianto e sono ulteriormente classificabili in:

- 1.1 *Costi diretti*: costi relativi ai componenti di maggior rilevanza utilizzati nell'impianto e direttamente legati all'output energetico ottenuto;
 - 1.2 *Costi indiretti*: costi relativi alla preparazione del sito sul quale sorgerà l'impianto, all'ingegnerizzazione e ad altre spese preliminari;
2. *Costi di Operation and Maintenance (costi_{O&M})*: racchiudono i costi relativi al personale qualificato necessario per rendere e mantenere operativo tutto l'impianto produttivo.

Prima di procedere al dimensionamento di questa parte di impianto occorre definire la quantità *multiplo solare*, definito come il rapporto tra la potenza termica massima raccolta dal campo solare e quella necessaria per la produzione di energia elettrica in condizioni nominali [7]. Analizzando nello specifico i costi principali che più gravano sul bilancio per la progettazione e messa in opera di un impianto a concentrazione solare (CSP) si possono evidenziare sostanzialmente i costi dovuti a:

- *Campo solare*: si valuta il costo totale del campo specchi necessario alla generazione del fabbisogno energetico suddividendolo in base ai costi dei relativi componenti: tubo assorbitore (se presente), specchio riflettente, struttura di supporto, sistema di inseguimenti, opere civili e montaggio. Per l'analisi dei costi è stato preso in considerazione il costo specifico di 218.4 €/m² valutato in [64], fattore che a differenza di altre voci di costo varia linearmente con il multiplo solare considerato.
- *Tubazioni di collegamento*: questo parametro è rappresentativo del costo legato alle tubazioni (interne degli scambiatori e di collegamento interno) ed è legato al multiplo solare stabilito; prendendo come riferimento lo studio di M. Passoni e M. Radice [64] che propone una valutazione economica di un impianto da 50 MW costruito con acciaio di tipo "Grade B" (costo: 6 €/kg) e isolante "Minwool 1200" (costo: 2.5 €/kg) al quale corrispondono 10 M€ come costo per le sole tubazioni che collegano i collettori tra di loro tramite dei loop, al quale si aggiunge un ulteriore costo pari al 30% della spesa precedente riguardante la parte di piping che collega il power block alle tubazioni principali di

mandata e ritorno dell'olio termovettore (header pipes), il quale si ipotizza costante; secondo il criterio appena descritto è possibile quantificare per l'impianto in esame (impianto da 15 kW di produzione energetica) un costo per le tubazioni totale di € 3900.

Quanto appena descritto riguarda un caso ipotetico di progettazione dell'impianto in esame con valore di multiplo solare unitario, tuttavia al variare di quest'ultimo parametro occorre considerare l'ipotesi di un aumento delle portate di fluido proporzionale al valore di multiplo solare, legato ad un incremento proporzionale delle aree di passaggio e delle lunghezze delle header pipes; per tenere conto di tutte le variazioni, al variare del multiplo solare (MS), si può ritenere ragionevole stimare il costo totale delle tubazioni tramite la seguente relazione:

$$Costo_{tubazioni_{tot}} (\text{€}) = 900 + 0.3 * 3000 * \sqrt{MS} + ((MS - 1) * \sqrt{MS} + 1) * 0.7 * 3000 \quad (67)$$

- *Blocco di potenza*: in termini di powerblock si prende in considerazione la stessa tecnologia di un ciclo a vapore convenzionale i cui costi di installazione sono noti e ammontanti a 1000 €/kW indipendentemente dal valore di multiplo solare scelto, ovvero un costo totale di € 15000 per l'impianto in esame [64];
- *Accumulo termico*: l'impianto analizzato è provvisto di sistema di accumulo indiretto che sfrutta le proprietà termiche di una miscela di sali, come descritto nel capitolo precedente. Per la valutazione economica di questa parte di impianto si fa riferimento allo studio [63], assumendo dei costi unitari per unità energetica variabili in funzione delle ore di accumulo, come raffigurato in Tabella 9.2:

	Ore di accumulo [h]								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Costo unitario (€/kWh)	44.4	38.4	35.3	33.8	33.6	33.6	32.9	33.4	33.5
Energia accumulo (kWh)	90.2	135.3	180.4	225.5	270.7	315.8	360.9	405.9	451.1
Costo accumulo (€)	4003	5190	6376	7621	9104	10617	11892	13552	15124

Tabella 9.2 - Costi dell'accumulo termico in base alle ore di accumulo [63]

Come è possibile notare si ipotizzano delle scelte in termini di accumulo termico che partono da un numero di ore di accumulo pari a 2; nel caso in esame si ipotizzano per l'appunto un numero minimo di ore di accumulo al quale è associato un costo totale di € 4003.

Per la valutazione finale del “Levelized Cost of Energy” si assume il valore totale delle ore di funzionamento calcolato nell’anno 2019 (pari a 3694 ore), oltre ad ipotizzare che i costi indiretti siano il 31% dei costi diretti, che l’impianto funzioni con due ore di accumulo e che i costi relativi alla manutenzione (*costi_{O&M}*) siano pari a 25.6 €/MWh [63]; ottenuti i valori numerici di tutti i parametri caratteristici e ipotizzando in prima battuta di non sovradimensionare il campo solare (MS=1), si può procedere alla valutazione del LCOE per l’impianto a concentrazione in analisi (Tabella 9.3):

Multiplo solare	1
Ore di accumulo [h]	2
Costi diretti [€]	75975
Costi indiretti [€]	23552
Costi totali [€]	99527
Costi O&M [€]	26
Produzione elettrica annua netta [kWh]	55410
<u>LCOE</u> [€/kWh]	0.19

Tabella 9.3 - Valutazione LCOE per multiplo solare = 1

La messa in opera di un impianto a concentrazione solare risulta essere quindi un investimento economico oneroso che deve essere accuratamente valutato dal possibile investitore e il cui costo dipende strettamente dalle dimensioni dello stesso e dalla capacità energetica di accumulo che si vuole assicurare.

Risulta d'interesse analizzare le variazioni dei costi diretti, strettamente dipendenti dai parametri caratteristici di funzionamento, in funzione di alcuni valori come multiplo solare (MS) e ore di accumulo termico previste (Tabella 9.3):

Costo diretto [€]									
		Multiplo Solare (MS)							
		1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.2	2.4
Ore di accumulo	2	75975	87135	98362	109650	120993	132389	143833	155323
	3	77161	88321	99548	110836	122179	133575	145019	156509
	4	78347	89507	100734	112022	123365	134761	146205	157696
	5	79593	90753	101980	113268	124611	136006	147451	158941
	6	81075	92236	103463	114750	126094	137489	148934	160424
	7	82588	93748	104975	116263	127606	139002	150446	161936
	8	83863	95023	106250	117538	128881	140277	151721	163212
	9	85524	96684	107911	119199	130542	141938	153382	164872
	10	87095	98256	109483	120770	132114	143509	154954	166444

Tabella 9.4 - Valutazione dei costi diretti per un impianto CSP con ciclo Rankine associato al variare di MS e ore di accumulo

9.3 Stime dei valori di LCOE per sistemi CSP

Come descritto in precedenza, i valori di LCOE valutati in base ai sistemi a concentrazione solare sono strettamente dipendenti dai parametri progettuali assunti e dall'esposizione dell'impianto alla radiazione solare.

Volendo confrontare il costo ottenuto con altri valori di LCOE riguardanti impianti ultimati e in funzione, si riporta in Tabella 9.4 una stima dei valori di costo classificati per tipologia di impianto negli anni 2011 e 2020, raccolti da molteplici pubblicazioni effettuate in materia. Analizzando i dati, risulta evidente come la tipologia di collettore solare adottata è una scelta determinante che pregiudica la stima economica dell'intero impianto: i sistemi con collettori parabolici hanno rilevato negli anni un intervallo di variazione del valore di LCOE esteso tra 0.20 e 0.33 \$/kWh, mentre per impianti con torre solare il valore di LCOE stimato appartiene all'intervallo 0.16 ÷ 0.27 \$/kWh.

Un fattore di rilevante importanza è la presenza di un eventuale sistema di accumulo energetico: esso ricopre un ruolo rilevante nel contesto della redditività del progetto in quanto aggiunge valore diminuendo la variabilità e fornendo una capacità energetica disponibile in caso di necessità. I costi di capitale dell'impianto CSP variano in modo significativo a seconda del livello di accumulo di energia, ad esempio per un impianto CSP con tecnologia a torre solare munito di sistema di accumulo tale da garantire 6 – 7.5 ore di stoccaggio, nel 2011 è stato stimato un costo che si aggira tra 0.22 e 0.29 \$/kWh; variando la dimensione del sistema di accumulo e portando le ore di stoccaggio energetico a 12 – 15, il valore di LCOE si aggira tra 0.17 e 0.24 \$/kWh [66].

Fonte e tipologia impianto	2011		2020		Dettagli
	Low estimate	High estimates	Low estimate	High estimates	
Collettori parabolici (2010 USD/kWh)					
IEA, 2010	0.20	0.295	0.10	0.14	Impianto di grandi dimensioni con un tasso di sconto del 10%.
Fichtner, 2010	0.22	0.24			Impianto proposto in Sud Africa con tasso di sconto dell'8%
	0.33	0.36			LCOE per impianti in India, il valore più basso riguarda il raffreddamento a umido e il valore più alto il raffreddamento a secco
	0.22	0.23			LCOE per impianti in Marocco, il valore più basso riguarda il raffreddamento a umido e il valore più alto il raffreddamento a secco
Based on Kutscher, et al., 2010	0.22		0.10	0.11	Dati per gli Stati Uniti, rettificati per escludere l'impatto dei crediti d'imposta
Hinkley, et al., 2011	0.21		0.13		Impianto da 100 MW nel Queensland (Australia) con tasso di sconto del 7%.
Torre solare (2010 USD/kWh)					
Fichtner, 2010	0.185	0.202			Impianto proposto in Sud Africa con tasso di sconto dell'8%
	0.27	0.28			LCOE per impianti in India, il valore più basso riguarda il raffreddamento a umido e il valore più alto il raffreddamento a secco
	0.22	0.23			LCOE per impianti in Marocco, il valore più basso riguarda il raffreddamento a umido e il valore più alto il raffreddamento a secco
Kolb, et al., 2010	0.16	0.17	0.08	0.09	Dati per gli Stati Uniti, rettificati per escludere l'impatto dei crediti d'imposta
Hinkley, et al., 2011	0.21		0.16		Impianto da 100 MW nel Queensland (Australia) con tasso di sconto del 7%.
Collettori parabolici e torre solare (2010 USD/kWh)					
A.T. Kearney, 2010	0.23	0.32	0.13	0.16	

Tabella 9.5 - Valori LCOE per impianti con diverse tecnologie registrati nel 2011 e 2020 [66]

10. Conclusioni

Il presente elaborato ha la finalità di fornire alcune generalità sui sistemi a concentrazione solare e sul ciclo Rankine Organico, focalizzando l'attenzione sul principio di funzionamento dei singoli componenti impiegati e sulle tipologie disponibili. Tramite l'applicativo Aspen Plus è stato modellizzato un ciclo Rankine Organico funzionante con tre diversi fluidi organici, con l'obiettivo di monitorarne l'evoluzione termodinamica ed effettuare delle analisi sensitive per studiare il comportamento e le prestazioni del ciclo in base alle variazioni di alcuni parametri sensibili come la portata di fluido organico e termovettore. Dopo aver valutato i rendimenti del ciclo Rankine funzionante con tutti e tre i fluidi organici, è stato possibile notare come la scelta del cicloesano garantisce prestazioni migliori del ciclo rispetto a eptano e toluene a parità di parametri iniziali di funzionamento.

Ulteriore obiettivo di questa tesi è inoltre legare il ciclo termodinamico simulato all'apporto energetico fornito dal collettore solare installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino; tale collettore solare è stato preso come collettore di riferimento per il dimensionamento del campo solare necessario a soddisfare il fabbisogno energetico richiesto dal ciclo Rankine, fissato in precedenza. Per effettuare tale dimensionamento sono stati presi in considerazione i valori medi di Radiazione Diretta Normale (DNI) monitorati durante le ore di funzionamento in quattro giorni significativi del 2019; utilizzando questi valori, oltre ai parametri geometrici del collettore di riferimento e al fabbisogno termico del ciclo Rankine associato, è stato possibile dimensionare la superficie minima necessaria del campo solare associato al fabbisogno energetico, in funzione di ciascun fluido organico.

A valle dei calcoli effettuati si è notato come scegliere n-eptano come fluido operativo si è rivelata essere la scelta meno conveniente sia in termini di efficienza globale del ciclo termodinamico, sia in termini economici poiché richiede una superficie maggiore di campo solare se confrontata con gli altri due fluidi, viceversa il cicloesano si è dimostrato essere l'opzione più valida anche sotto questo aspetto.

Globalmente l'impianto energetico analizzato è costituito a sua volta da due tecnologie legate tra loro: un sistema a concentrazione solare (CSP) in grado di accumulare energia termica e

un ciclo termodinamico (ORC) in grado di convertire tale energia termica totalmente o solo parzialmente in energia elettrica. Tramite metodologia LCOE è stato possibile inoltre valutare, per l'intero sistema, il costo totale per unità energetica generata [€/kWh], supponendo due ore di autonomia garantite grazie al sistema di accumulo termico previsto.

Riferimenti

- [1] Terna, «La transizione energetica, cos'è e perché è così importante,» [Online]. Available: <https://lightbox.terna.it/it/transizione/transizione-energetica>.
- [2] R. Secretariat, «Renewables 2017 Global Status Report,» 2017.
- [3] K. S. S. K. Panwar NL, «Role of renewable energy sources in environmental,» in *Renew Sustain Energy Rev 2011*.
- [4] G. H. K. A. Mehrabanjahromi MH, Modelling and simulation of a hybrid controller for solar thermal generation, *J Basic Appl Sci Res*, 2013.
- [5] «Our World in Data su dati World Energy & Ember,» 2020.
- [6] C. R. e. al., «Solar Thermal Energy Production: Guidelines and Future Programmes of,» in *ENEA/TM/PRES/2001_07*, 1 June 2001.
- [7] T. Crescenzi, M. Falchetta, A. Fontanella, E. Metelli, A. Miliozzi, F. Spinelli e L. Sipione, «Opportunità di applicazione delle tecnologie solari termodinamiche in Italia,» ENEA, 2016.
- [8] Wikipedia, «Impianto solare termodinamico,» [Online]. Available: https://it.wikipedia.org/wiki/Impianto_solare_termodinamico#Nel_mondo.
- [9] J. Pye, «Concentrating solar power: An overview,» in *Technology of renewable energy sources*, Jun 2019.
- [10] W. Grassi, Termoenergetica e Risparmio Energetico in Edilizia.
- [11] A. Ramos, M. A. Chatzopoulou, C. Freeman e C. N. Markides, «Optimisation of a high-efficiency solar-driven organic Rankine cycle for applications in the built environment,» in *Applied Energy*, Elsevier.
- [12] «Assessment of the World Bank/GEF strategy for market development of concentrating solar thermal power,» in *GEF/C.25/Inf.11*, June 6, 2005.
- [13] agendadigitale.eu, «L'alternativa al fotovoltaico che parla(va) italiano: i sistemi a concentrazione solare CSP,» [Online]. Available: <https://www.agendadigitale.eu/smart-city/lalternativa-al-fotovoltaico-che-parlava-italiano-i-sistemi-a-concentrazione-solare-csp/>.
- [14] rienergia.staffettaonline.com, «CSP: la dispacciabilità potrebbe essere la chiave del successo,» [Online]. Available: <https://rienergia.staffettaonline.com/articolo/34938/CSP:+la+dispacciabilit%C3%A0+potrebbe+essere+la+chiave+del+successo/Manzolini+e+Paolo+Silva>.
- [15] M. V. E. Metelli, Energia solare termica a concentrazione – Energia, Ambiente e Innovazione, ENEA, 6/2005.
- [16] A. M. T. A. L. A. F. M. A. M. Falchetta, *Il programma ENEA sull'energia solare a concentrazione ad alta temperatura*, Centro Ricerche Casaccia, Via Anguillarese, 301- S.Maria di Galeria – 00060 Roma: ENA, 2006.
- [17] E. Montà, *Realizzazione di processi di chemical looping e produzione di gas sintetico mediante solare termico a concentrazione*, 2020.

- [18] L. EKO Instruments Co.. [Online]. Available: <https://www.eko-instruments.com/eu/about>.
- [19] L. EKO Instruments Co., «Sun Tracker STR-21G/22G/32G Instruction Manual Ver.7».
- [20] J. Pye, «Concentrator optics,» in *Technology of renewable energy sources*, Jun 2019.
- [21] J. Pye e M. Dennis, «Receivers for concentrating solar power,» in *Technology of renewable energy sources*, Jun 2019.
- [22] S. R. V.-H. L. Winter C., «Solar Power Plants,» Springer-Verlag, 1991.
- [23] ingegnerismo.it, «Forum - Fisica Tecnica - ingegnerismo.it,» [Online]. Available: <https://ingegnerismo.it/gruppi/fisica-tecnica/forum/discussion/numero-di-nusselt/>.
- [24] L. S., *Analisi Dimensionale e Modellistica Fisica - Principi e applicazioni alle scienze ingegneristiche*, Milano: Springer, 2011, pp. 20, 361.
- [25] it.frwiki.wiki, «Numero di Nusselt - frwiki.wiki,» [Online]. Available: https://it.frwiki.wiki/wiki/Nombre_de_Nusselt#Corr%C3%A9lations.
- [26] it.frwiki.wiki, «numero di Reynolds - frwiki.wiki,» [Online]. Available: https://it.frwiki.wiki/wiki/Nombre_de_Reynolds.
- [27] it.frwiki.wiki, «Numero di Prandtl - frwiki.wiki,» [Online]. Available: https://it.frwiki.wiki/wiki/Nombre_de_Prandtl.
- [28] it.frwiki.wiki, «Numero di Grashof - frwiki.wiki,» [Online]. Available: https://it.frwiki.wiki/wiki/Nombre_de_Grashof.
- [29] «Solare a concentrazione a particelle solide,» rinnovabili.it, [Online]. Available: <https://www.rinnovabili.it/energia/termodinamico/solare-a-concentrazione-particelle-solide/>.
- [30] A. Marra, «CICLO DI RANKINE ORGANICO (ORC) SU PICCOLA SCALA GUIDATO DA UN CONCENTRATORE SOLARE (CSP),» Politecnico di Torino, Torino, 2021.
- [31] P. A. Farina, *Corso di FISICA TECNICA - Università degli Studi di Parma*, 26/10/1998.
- [32] A. Corsini, *Cicli Rankine a fluido organico*, Università di Roma “La Sapienza”, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale.
- [33] F. d. I. Università degli Studi di Pisa, *Cicli ORC*.
- [34] G. L. A. F. e. G. P. B. F. Tchanche, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications,» in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, pp. 3963-3979.
- [35] M. P. e. G. P. B. F. Tchanche, «Heat resources and organic Rankine cycle machines,» in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, pp. 1185-1199.
- [36] L. Fredella, «STUDIO PRELIMINARE DI UNA RETE MICROCOGENERATIVA CON SISTEMA ORC,» Università di Bologna, Bologna, 2013.
- [37] N. Desai e S. Bandyopadhyay, «Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and organic Rankine cycles,» in *Applied Thermal Engineering*, Elsevier.

- [38] S. Shaaban, «Analysis of an integrated solar combined cycle with steam and organic,» 2016.
- [39] A. Poppi, «Ottimizzazione di Organic Rankine Cycles cogenerativi alimentati da biomassa,» 2018.
- [40] V. M. e. A. Maizza, «Unconventional working fluids in organic rankine-cycles for waste energy recovery systems,» in *Applied Thermal Engineering*, 2001, pp. 381-390.
- [41] S. H. K. C. e. C. W. C. Kuo, «Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system,» *Energy*, 2011, pp. 5877-5885.
- [42] J. B. e. L. Zhao, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,» in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, pp. 325-342.
- [43] E. M. e. A. Perdichizzi, «Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids,» in *Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power*, 1981, pp. 718-724.
- [44] K. C. e. C. W. B. Liu, «Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery,» in *Energy*, 2004, pp. 1207-1217.
- [45] S. Quoilin, «Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications,» in *Belgium: PhD thesis. University of Liège*, 2011.
- [46] P. L. A. I. P. e. A. S. G. M. Z. Stijepovic, «On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance,» in *Applied Thermal Engineering*, 2012, pp. 406-413.
- [47] P. I. e. P. S. C. Invernizzi, «Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines,» in *Applied Thermal Engineering*, 2007, pp. 100-110.
- [48] S. P. P. O. O. Badr, «Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine,» *Applied Energy*, vol. XXI, n. 1, pp. 1-42, 1985.
- [49] C. R. Z. S. Ricchiuti, «La stabilità termica nella sicurezza».
- [50] G. T. e. R. K. Sinnott, «Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design,» Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2013.
- [51] G.-R. Delgado-Torres, *Energy Conversion and Management*, 2010.
- [52] «ICSC 0657 - n-EPTANO,» ilo.org, [Online]. Available: https://www.ilo.org/dyn/icsc/showcard.display?p_card_id=0657&p_version=1&p_lang=it.
- [53] C. Roth, «n-Eptano ROTISOLV® ≥99 %, Pestilyse® plus,» Carl Roth, [Online]. Available: <https://www.carlroth.com/medias/SDB-7566-CH-IT.pdf?context=bWFzdGVyfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0c3wzMTI4NzN8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0cy9oMmIvaGYwLzkwNjEyOTU4NDk1MDlucGRmfDY4OGUxYmM5Mjg0N2RkZjY3NGRhZWVmZjExYjA0NDFlODh4ZTgyY2Q5YzlkNjU3YTY5MDAz>.
- [54] C. Roth, «Toluene ROTISOLV® ≥99,8 %, UV/IR-Grade,» Carl Roth, [Online]. Available: <https://www.carlroth.com/medias/SDB-4445-CH-IT.pdf?context=bWFzdGVyfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0c3wzMDgzNDh4YXBwbGljYXRpb24vcGRmfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0cy9oMDIvaGlzLzkwODQ2MTc5MTY0NDYucGRmfDhlMzhkNzBiY2I5NjczZGJiYzIwMzkwZTRhZjFjMThlZWl3MWQ2YmY1ODIy>

NTJjYTAwNTcx.

- [55] coolprop.org, «Toluene — CoolProp 6.4.3 documentation,» [Online]. Available: http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/Toluene.html.
- [56] C. Roth, «Cicloesano $\geq 99,5$ %, per sintesi,» Carl Roth, [Online]. Available: <https://www.carlroth.com/medias/SDB-6570-CH-IT.pdf?context=bWFzdGVyfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0c3wzMTQ1MTR8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfHNIY3VyaXR5RGF0YXNoZWV0cy9oMjMvaDA3LzkwOTU1OTYxNDY3MTgucGRmfDYzZjA1Yzc0MTlkMDY2MTI2MTJmODczZTU2ZWVkaWVjZDY2YWRkNjc3ZWY0M2VjYTRmZDBi>.
- [57] coolprop.org, «CycloHexane — CoolProp 6.4.3 documentation,» [Online]. Available: http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/CycloHexane.html.
- [58] ChemPoint, «DowthermT,» [Online]. Available: <https://www.chempoint.com/products/dow/dowtherm-synthetic-thermal-fluids/dowtherm-synthetic-thermal-fluids/dowtherm-t>.
- [59] DOW, «DOWTHERM™ T Heat Transfer Fluid,» [Online]. Available: <https://www.dow.com/en-us/pdp.dowtherm-t-heat-transfer-fluid.50720z.html#tech-content>.
- [60] K. I. AL-MALAH, ASPEN PLUS® Chemical Engineering Applications, Wiley, 2017.
- [61] e-education.psu.edu, «Peng-Robinson EOS (1976) | PNG 520: Phase Behavior of Natural Gas and Condensate Fluids,» [Online]. Available: https://www.e-education.psu.edu/png520/m11_p2.html.
- [62] A. Ambrogi, «Analisi del rendimento di sistemi micro ORC di tipo sperimentale,» ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA, Bologna, 2016.
- [63] M. Loffredo, «Metodologia semplificata per la valutazione delle prestazioni tecnico-economiche di impianti solari termodinamici,» Politecnico di Milano, 2014.
- [64] M. P. a. M. Radice, «Analisi tecnico-economica di sistemi di accumulo termico per impianti solari termodinamici a concentrazione parabolico-lineare,» 2011.
- [65] EIA, «Levelized Cost and Levelized Avoided Cost of New Generation Resources in the Annual Energy Outlook 2020,» 2020.
- [66] «Renewable Energy Cost Analysis: Concentrating Solar Power,» irena.org, [Online]. Available: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2012/RE_Technologies_Cost_Analysis-CSP.pdf.
- [67] W. C. A. e. T. J. Bruno, «Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications,» in *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 2005, pp. 5560-5566.