

**ENEA**

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



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

# Modelli matematici di simulazione impianti ibridi CSP/PV

Marco Binotti, Emanuele Martelli, Lorenzo Pilotti



**POLITECNICO**  
MILANO 1863

Report RdS/PTR(2020)/249

Modelli matematici di simulazione impianti ibridi CSP/PV

M. Binotti, E. Martelli, L. Pilotti (Politecnico di Milano)

Aprile 2020

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA  
Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 2<sup>a</sup> annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.40 - *Ibridizzazione e integrazione di impianti CSP con altre tecnologie energetiche: sviluppo di modelli per la simulazione di impianti CSP/PV*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile del Work package: Alberto Giaconia, ENEA

# Indice

SOMMARIO.....	4
INTRODUZIONE.....	5
1 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
1.1 MODELLI DEI CICLI TERMODINAMICI.....	6
1.1.1 <i>Ciclo a vapore di scala medio-grande e media temperatura (50 MW, 380°C)</i> .....	7
1.1.2 <i>Ciclo a vapore di scala medio-grande e alta temperatura (50 MW, 540°C)</i> .....	10
1.1.3 <i>Ciclo a vapore di scala medio-piccola e alta temperatura (50 MW, 540°C)</i> .....	15
1.1.4 <i>Ciclo ORC (1 MW, 320°C)</i> .....	18
1.1.5 <i>Analisi Economica e studio dell'effetto taglia sulle prestazioni dei cicli a vapore</i> .....	21
1.2 MODELLI PER COLLETTORI SOLARI.....	22
1.2.1 <i>Collettore Lineare Fresnel (Media e Larga Scala)</i> .....	23
1.2.2 <i>Collettore Parabolico Lineare</i> .....	29
1.2.3 <i>Collettore Lineare Fresnel (Piccola Scala)</i> .....	30
1.3 MODELLI PER IMPIANTI FOTOVOLTAICI.....	31
2 CONCLUSIONI.....	33
3 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	35
4 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	36

## Sommario

In questo rapporto vengono presentati i risultati relativi allo sviluppo di modelli per lo studio di impianti ibridi solari a concentrazione (CSP) e fotovoltaici (PV). Sono stati definiti e analizzati quattro casi studio, caratterizzati da configurazioni di impianto e tecnologie CSP diverse in modo tale da coprire un'ampia gamma di taglie di potenza (1-100 MW).

Per ciascuna tipologia di impianto, sono stati sviluppati modelli del ciclo di potenza in grado di stimarne le prestazioni in condizioni nominali o di progetto. Successivamente ogni modello è stato dettagliato andando a studiare il comportamento a carico parziale e andando a individuare possibili strategie di controllo a portata ridotta del fluido termovettore. E' stato inoltre stimato, tramite i modelli, l'effetto della variazione della temperatura ambiente sulle prestazioni del ciclo e si sono approfonditi ulteriori accorgimenti per contenerne il decadimento.

Per ciascuna tipologia di collettore CSP sono stati individuati o sviluppati modelli per il calcolo delle prestazioni ottico-termiche al variare delle condizioni ambiente (posizione del sole, irraggiamento).

Anche per l'impianto fotovoltaico è stato sviluppato un modello in grado di predire la produzione elettrica in funzione delle condizioni ambiente e dell'orientamento dei pannelli.

I modelli sviluppati consentono di stimare, su base oraria per un anno tipico, la potenza termica ed elettrica rispettivamente generata dal campo solare e da quello fotovoltaico, una volta noti i dati meteo della località di interesse.

Per ogni sotto-sistema si è inoltre stimato il costo d'investimento e l'effetto della taglia su tale costo.

I modelli termodinamici ed economici sviluppati saranno alla base dell'attività svolta nella LA 1.41 per l'ottimizzazione della progettazione e della gestione annuale del sistema ibrido.

## Introduzione

In questo rapporto viene descritta l'attività svolta dal gruppo di lavoro del Politecnico di Milano riguardante lo sviluppo di modelli termodinamici dettagliati per la simulazione di sistemi ibridi CSP/PV, con riferimento alle configurazioni analizzate durante le attività LA38 e LA39. Per ciascun sotto-sistema del sistema ibrido (cicli termodinamici per la conversione di potenza termica in elettrica, il campo fotovoltaico ed i diversi tipi di campi specchi) sono stati sviluppati modelli capaci di stimare le prestazioni in condizioni di progetto (dette condizioni nominali) e fuori progetto (e.g., carichi parziali, condizioni diverse di irraggiamento e/o temperatura ambiente) anche al variare della taglia. Tali modelli verranno utilizzati nella Linea di Attività successiva (LA41) per ottimizzare la progettazione (i.e., la taglia del campo specchi, accumulo termico, power block, campo fotovoltaico) e la gestione dell'impianto ibrido durante un anno tipico di funzionamento.

I modelli sviluppati con maggior grado di dettaglio sono quelli dei cicli termodinamici per la conversione di potenza termica in elettrica, il modello implementato per il campo fotovoltaico ed i modelli relativi ai diversi campi specchi per le diverse tecnologie.

Nel corso di questa attività sono state analizzate quattro diverse tipologie di impianto CSP caratterizzate da differenti range di taglie del power block (range 1: 20-100 MW, range 2: 2-10 MW, range 3: ~1 MW). Poiché la taglia del blocco di potenza e la temperatura massima a cui il calore è disponibile ne influenzano il layout, è stato necessario sviluppare tre diversi modelli di blocco di potenza di cui è stato investigato l'effetto di variazione di taglia (nell'intorno della taglia di riferimento) e di cui è stato studiato il comportamento ottimizzato ai carichi parziali. I modelli di progettazione e calcolo delle prestazioni fuori-progetto dei cicli termodinamici sono stati implementati nel software commerciale Thermoflex [1] (software sviluppato per la simulazione di cicli di potenza ed ampiamente utilizzato nell'industria).

I modelli per il campo fotovoltaico sono stati sviluppati tramite il System Advisor Model (SAM) [2]. Il modello consente di stimare la produzione elettrica per ogni ora dell'anno noto l'orientamento dei pannelli che è definito una volta fissati gli angoli di azimut e di tilt. Avendo assunto la tecnologia a silicio multi-cristallino per la cella fotovoltaica, un'esposizione a sud (azimut pari a 180°) dei pannelli e l'ipotetico sito di installazione dell'impianto ibrido (Priolo, come concordato con Enea), è stato ottimizzato l'angolo di tilt e la distanza fra i pannelli (Ground Coverage Ratio, GCR) in modo tale da massimizzare la produzione elettrica annua.

Per i campi specchi sono state considerate due tecnologie, la tecnologia Fresnel ed il Parabolico Lineare. Le caratteristiche e le performance dei campi specchi sono state valutate utilizzando entrambi i software (SAM, Thermoflex), integrando, laddove ritenuto necessario, con algoritmi ad hoc sviluppati in ambiente in Matlab. La modularità dei collettori lineari e del campo fotovoltaico hanno permesso di sviluppare modelli in prima approssimazione indipendenti dalla taglia selezionata.

## 1 Descrizione delle attività svolte e risultati

Allo scopo di poter modellare impianti ibridi CSP/PV è necessario circoscrivere il numero di possibili combinazioni distinguibili a seconda della scelta (i) del fluido di lavoro che caratterizza il ciclo termodinamico (i.e. vapore o fluido organico) dell'impianto CSP, (ii) del fluido utilizzato per il trasferimento del calore dal campo specchi al blocco potenza, (iii) della tecnologia impiegata per i collettori solari (i.e. lineari o parabolici) e della tecnologia PV. Facendo riferimento in particolare alla tecnologia degli impianti CSP si è scelto di modellizzare 4 possibili configurazioni di impianto:

- Caso 1: impianto di taglia medio-grande (20-100 MW<sub>e</sub>) con tecnologia a sali fusi in collettori lineari Fresnel "FRENELL NOVA 1" ad accumulo diretto con ciclo Rankine a vapore per la produzione di elettricità.
- Caso 2: impianto di taglia medio-grande (20-100 MW<sub>e</sub>) con tecnologia ad olio in collettori lineari-parabolici con accumulo indiretto a sali fusi. Anche in questo caso si ricorre ad un ciclo a vapore di tipo Rankine per la produzione di potenza.
- Caso 3: impianto di taglia medio-piccola (2-10 MW<sub>e</sub>) simile al Caso 1 ma con sezione dell'impianto a vapore modificata per far fronte alla taglia ridotta del sistema.
- Caso 4: impianto di taglia piccola (1 MW<sub>e</sub>) ad olio (T<sub>max</sub>=330°C) ad accumulo indiretto e collettori lineari Fresnel "Elianto", basato su un ciclo Rankine con fluido di lavoro organico.

In Tabella 1 sono riportate le caratteristiche delle quattro tipologie di impianto CSP analizzate: per ciascuna di esse è stata identificata una taglia di riferimento (potenza netta del blocco di potenza) che è stata poi variata in un certo intervallo.

**Tabella 1: Tabella riassuntiva dei casi studio CSP analizzati**

Caso	Taglia di riferimento (range) [MW]	Fluido Termovettore	Accumulo	Collettori	Ciclo Termodinamico
#1	50 (10-100)	Therminol VP1 (T <sub>max</sub> =390°C)	Indiretto a sali	Parabolico lineare (Eurotrough + Schott PTR70)	Vapore, ACC
#2	50 (10-100)	Solar Salts (T <sub>max</sub> =550°C)	Diretto a sali	Fresnel (FRENELL+HCEMS-11)	Vapore, ACC
#3	5 (2-10)	Solar Salts (T <sub>max</sub> =550°C)	Diretto a sali	Fresnel (FRENELL+HCEMS-11)	Vapore, ACC
#4	1	Therminol 66 (T <sub>max</sub> =330°)	Indiretto a sali ternari	Fresnel (Elianto+HCEOI-12)	ORC, ACC

### 1.1 Modelli dei cicli termodinamici

Per ciascuna delle seguenti configurazioni sono stati sviluppati due modelli dettagliati in Thermoflex, un primo per la progettazione (design) ed un secondo per il calcolo delle prestazioni fuori-progetto (off-design).

Il primo modello (di design) ha in input opportune assunzioni sulla configurazione del ciclo (e.g., con/senza surriscaldatore, numero di rigeneratori di alta e bassa pressione, etc) e sui parametri progettuali (i.e., pressione del vapore, temperature di surriscaldamento e riscaldamento, pressione degli spillamenti rigenerativi, etc). Tramite la soluzione del sistema di equazioni dei componenti (bilanci di massa e di energia, curve di performance della turbina e delle pompe, criteri di dimensionamento degli scambiatori di calore, etc) determina le portate, temperature e pressioni in ogni punto del ciclo e le prestazioni del ciclo in condizioni progettuali. Inoltre, tramite il modulo PEACE (Plant Engineering and Construction Estimator) di Thermoflex, è stato possibile procedere al dimensionamento dettagliato dei componenti ed alla stima dei costi di investimento dell'intero sistema.

La stima di prestazioni e costi è stata ripetuta per diverse taglie del ciclo al fine di valutare gli effetti della taglia (economie di scala).

Il secondo modello (modello off-design del ciclo) prende in input le caratteristiche geometriche finali trovate dal modello di design e determina le prestazioni di funzionamento in condizioni off-design. Tale secondo modello ha consentito di provare diverse strategie di controllo del ciclo ai carichi parziali variando i set-point delle variabili di controllo (i.e., confronto tra logiche di controllo di tipo sliding pressure, parzializzazione della turbina e utilizzo di valvola di laminazione in ammissione turbina vapore) e dei criteri di dimensionamento del ciclo (per valutare gli effetti sul funzionamento part-load). Inoltre il modello off-design del ciclo ha consentito di analizzare il comportamento dell'impianto al variare della (i) temperatura ambiente e della (ii) portata del fluido termovettore in ingresso al blocco di potenza.

### 1.1.1 Ciclo a vapore di scala medio-grande e media temperatura (50 MW, 380°C)

La vasta maggioranza degli impianti solari termodinamici di media e larga scala (20-150 MW<sub>e</sub>) che impiegano collettori lineari parabolici utilizza come fluido termovettore olio diatermico ed un ciclo Rankine a vapore subcritico con ri-surriscaldamento (RH) come ciclo di potenza [3][4]. All'intero del campo specchi l'olio diatermico (Therminol VP1 [5] o Dowtherm A [6]) raggiunge temperature massime nell'ordine dei 390°C e viene quindi indirizzato al blocco di potenza o al sistema di accumulo indiretto (se presente). L'olio diatermico si raffredda quindi in una serie di scambiatori generando vapore per il ciclo termodinamico. Impianti di riferimento per lo stato dell'arte della tecnologia ad olio sono gli impianti Andasol 1-3 [7] in Spagna ed i più recenti impianti NOOR1 e 2 in Marocco [8]. All'interno del database Thermoflex è presente uno schema di impianto CSP che è stato opportunamente riadattato secondo la serie di ipotesi riportate in Tabella 2. Lo schema di impianto implementato in Thermoflex è riportato in Figura 2.

**Tabella 2: Assunzioni termodinamiche per il design del ciclo a vapore di media temperatura**

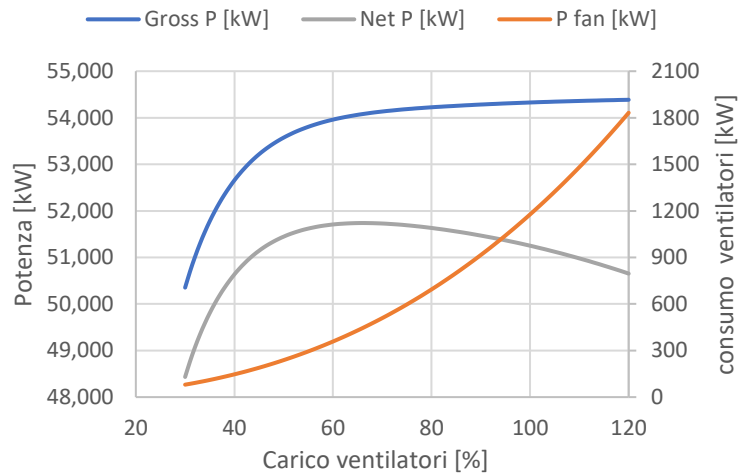
<b>Variabili di progetto</b>	<b>50 MW ad Olio</b>
Temperatura massima HTF (°C)	390
Temperatura vapore @ ingresso turbina SH/RH (°C)	380/380
Pressione vapore @ ingresso turbina SH/RH (bar)	100/18
ΔT approccio SH e RH (°C)	10
ΔT minimo nell'evaporatore (°C)	5
ΔT sotto-raffreddamento economizzatore (°C)	5
Numero di preriscaldatori acqua di alimento	3 BP + 1 AP + dega
Efficienza isentropica delle pompe (%)	75
Temperatura aria di condensazione (°C)	30
Pressione di condensazione (bar)	0.146
ΔT aria di condensazione (°C)	16
ΔT minimo nel condensatore (°C)	7
Efficienza isentropica dei ventilatori (%)	75

I principali risultati termodinamici del ciclo di potenza in condizioni di design (100% di Heat Transfer Fluid, HTF) sono riportati in Tabella 3. Per portate ridotte di olio diatermico inviate al blocco di potenza si sono paragonate diverse strategie di regolazione della turbina allo scopo di identificare quella che garantisce le migliori performance del blocco di potenza. La gestione della turbina in sliding pressure si è dimostrata superiore rispetto alle performance ottenibili con turbina parzializzata o con valvola di laminazione come riportato in Figura 3a. I risultati ottenuti con una portata di fluido termovettore pari al 20% della portata di design (corrispondente a circa il 15% del carico elettrico) sono anch'essi riportati in Tabella 3.

**Tabella 3: Prestazioni del blocco di potenza in condizioni di design ed al 20% della portata di fluido termovettore**

Prestazioni	100% HTF	20% HTF
Potenza lorda ciclo a vapore (MW)	52.69	17.29
Potenza netta ciclo a vapore (MW)	50.00	15.17
Consumo ausiliari ciclo a vapore (MW)	2.69	2.11
Portata massica HTF (kg/s)	658.2	131.6
Portata di vapore @ ingresso turbina (kg/s)	57.18	17.85
Temperatura di ritorno del HTF (°C)	300	221.7
Efficienza lorda ciclo a vapore (%)	36.5	33.54
Efficienza netta ciclo a vapore (%)	34.7	29.43

Il modello sviluppato è stato quindi utilizzato per analizzare la variazione delle prestazioni del blocco di potenza al variare della temperatura ambiente: per ogni temperatura ambiente è stata ottimizzata la velocità dei ventilatori del condensatore ad aria in modo da garantire il miglior compromesso tra lavoro della turbina, funzione della pressione di condensazione, e consumo elettrico dei ventilatori, funzione della velocità stessa di rotazione dei ventilatori. In Figura 1 è riportato un esempio dell'andamento della potenza lorda e netta del ciclo e del consumo dei ventilatori per una temperatura ambiente fissata.



**Figura 1: Andamento della potenza dei ventilatori e della potenza lorda e netta del ciclo al variare del carico dei ventilatori per un determinato valore della temperatura ambiente (20°C)**

In Figura 3b è riportato il trend dell'efficienza netta ottimale del ciclo a vapore per diverse temperature ambiente insieme con il trend della pressione di condensazione ottimale considerando una portata di olio inviata al power block pari a quella nominale. L'effetto combinato di variazione della portata di olio e di temperatura ambiente è stato infine studiato, massimizzando per ogni condizione la velocità dei ventilatori. I risultati ottenuti in termini di efficienza netta del power block e di temperatura di ritorno del fluido termovettore sono riportati rispettivamente in Figura 3c e Figura 3d.



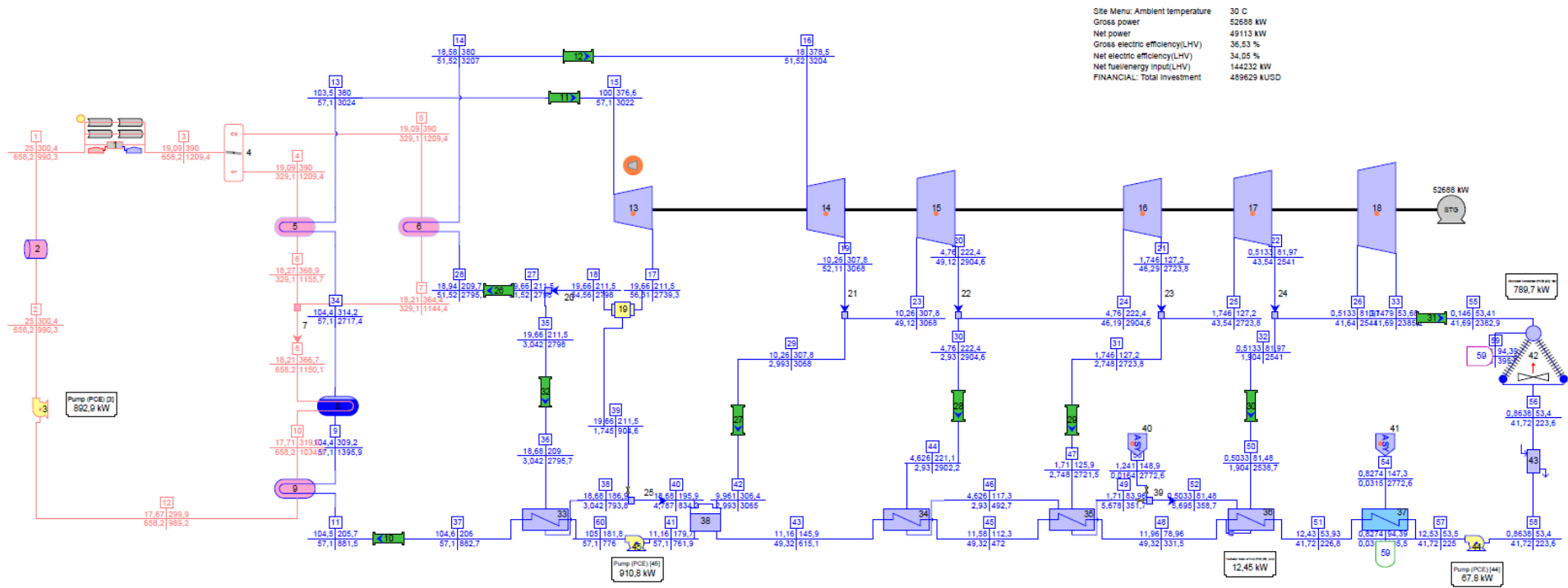
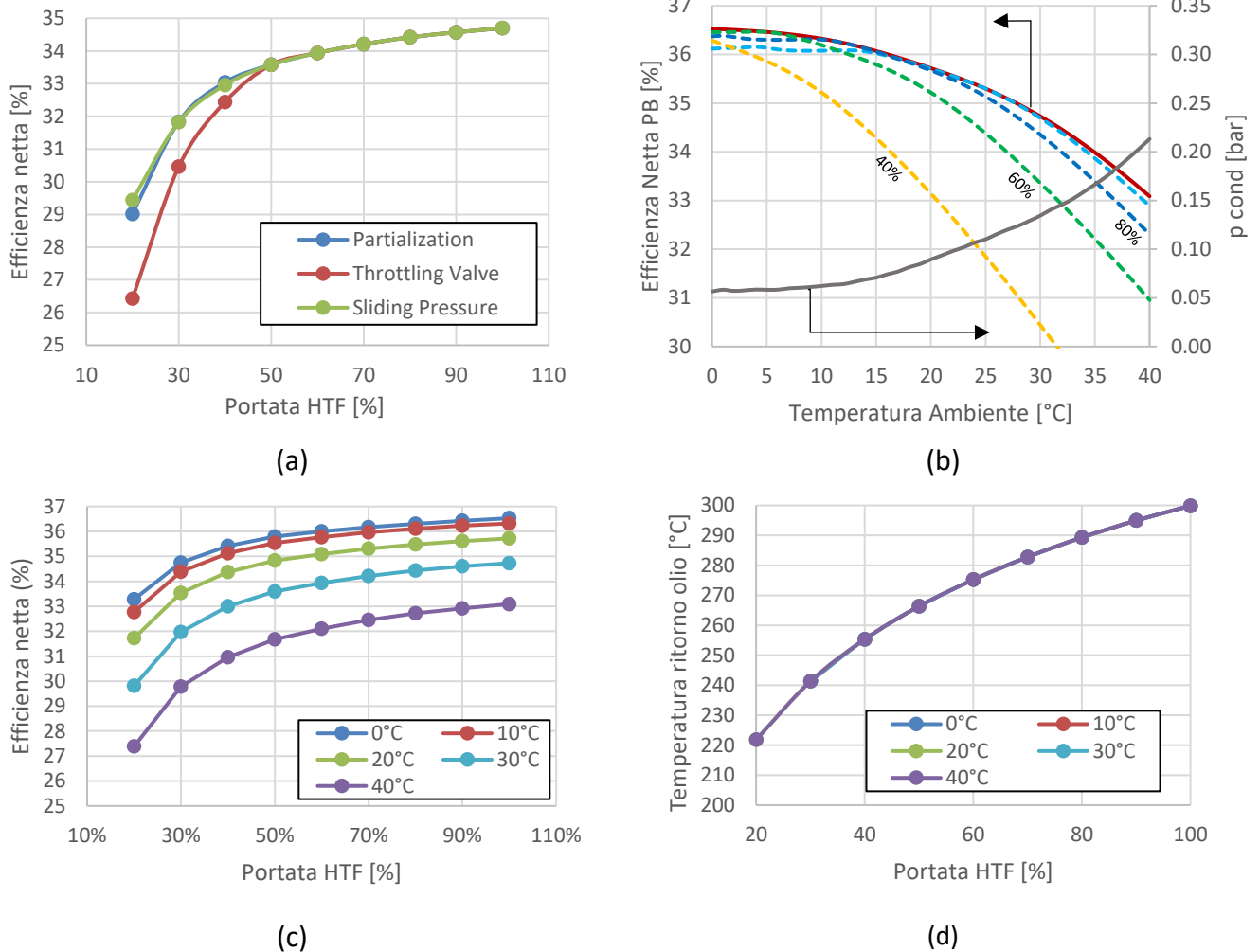


Figura 2: Schema d'impianto per il caso 50 MW a media temperatura con olio diatermico come fluido termovettore



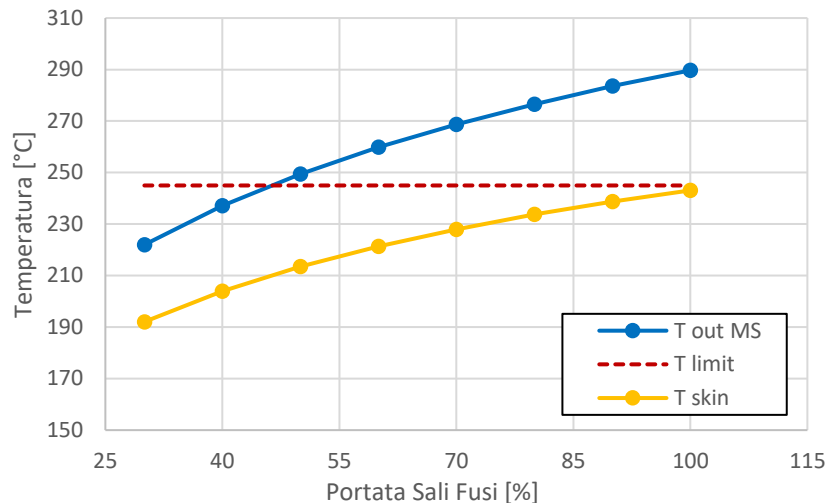
**Figura 3: (a) Efficienza netta del Power Block al variare della portata di fluido termovettore adimensionalizzata (velocità dei ventilatori nominale) per diverse strategie di funzionamento, (b) efficienza netta del Power Block e pressione di condensazione ottima al variare della temperatura ambiente, (c) efficienza netta del Power Block al variare della temperatura ambiente e della portata di fluido termovettore (d) temperatura di ritorno del olio diatermico al variare del carico e della temperatura ambiente**

### 1.1.2 Ciclo a vapore di scala medio-grande e alta temperatura (50 MW, 540°C)

L'utilizzo di sali fusi come fluido termovettore permette di raggiungere temperature più elevate, aumentando complessivamente le prestazioni del ciclo termodinamico rispetto alle configurazioni che impiegano olio diatermico. L'utilizzo di sali fusi in collettori lineari è stato ampiamente investigato sia in letteratura che in impianti sperimentali/pilota a partire dagli anni 2000 [9] ed è stata recentemente applicato in alcuni impianti di scala commerciale in Italia (Partanna [10]) ed in Cina (Dacheng Dunhuang project [11]). Altri impianti risultano attualmente in costruzione o in fase di sviluppo sempre in Cina [12][11].

Per gli schemi d'impianto e la scelta di alcuni dei valori di progetto del blocco di potenza da 50 MW si è fatto riferimento ai report di Abengoa [13] e Sandia [14], i quali forniscono una descrizione dettagliata del ciclo termodinamico per applicazioni a torre con sali fusi. Rispetto agli schemi d'impianto proposti si è scelto di ridurre la temperatura massima dei sali da 565 a 550°C, considerando l'applicazione in collettori lineari, ed è stato introdotto un ulteriore rigeneratore di alta pressione (passando da 2 a 3) per rendere l'impianto maggiormente flessibile e capace di operare anche a potenza ridotta senza problemi di solidificazione dei sali. Un'analisi preliminare ai carichi parziali effettuata assumendo di operare la turbina in sliding pressure ha infatti evidenziato delle forti limitazioni sulla riduzione del carico della turbina a vapore a causa delle temperature raggiunte all'interno dell'economizzatore, che scendono sotto i livelli "critici" per i sali fusi. La temperatura minima dei sali fusi sarà localizzata all'uscita dell'economizzatore, dove il sale è più freddo ed a

contatto diretto con i tubi in cui scorre l'acqua in uscita dall'ultimo rigeneratore a superficie. Per la temperatura di pelle dei tubi si è scelto un valore minimo di guardia di 245°C, con un margine di sicurezza di 7°C rispetto alla temperatura di solidificazione dei sali di 238°C [15]. In Figura 4 si evidenzia come la temperatura di pelle dei sali fusi in una configurazione di impianto con temperatura massima del fluido termovettore pari a 565°C e con 2 soli rigeneratori di alta pressione risulti essere in condizioni critiche già per portate di sali pari a quelle nominali. E' stata quindi da subito valutata l'aggiunta di un terzo rigeneratore di alta pressione che permette di alzare la temperatura dell'acqua in ingresso al rigeneratore da 237°C a 257°C, limitando, almeno per alti carichi, il problema sulla temperatura di pelle.



**Figura 4: Variazione della temperatura minima di bulk e di pelle dei sali fusi all'interno dell'economizzatore al variare della portata di sali fusi alimentata al blocco di potenza, caso con 2 rigeneratori AP**

Le principali assunzioni termodinamiche per la progettazione dell'impianto da 50 MW a sali fusi sono riportate in Tabella 4, mentre lo schema d'impianto è riportato in Figura 5. La temperatura massima dei sali è stata limitata a 550°C, considerando l'applicazione in collettori lineari [16], mentre la pressione di evaporazione del ciclo a vapore è stata scelta pari a 100 bar, compatibilmente con la temperatura di design assunta per il ritorno dell'HTF (290 °C).

**Tabella 4: Assunzioni termodinamiche per il design del ciclo a vapore di alta temperatura**

<b>Variabili di progetto</b>	<b>50 MW a sali fusi</b>
Temperatura massima HTF (°C)	550
Temperatura HTF @ uscita al blocco di potenza (°C)	290
Temperatura vapore @ ingresso turbina SH/RH (°C)	540/540
Pressione vapore @ ingresso turbina SH/RH (bar)	100/21
$\Delta T$ approccio SH e RH (°C)	10
$\Delta T$ minimo nell'evaporatore (°C)	5
$\Delta T$ sotto-raffreddamento economizzatore (°C)	5
Numero di preriscaldatori acqua di alimento	3 BP + 3 AP + dega
Efficienza isentropica delle pompe (%)	75
Temperatura aria di condensazione (°C)	30
$\Delta T$ aria di condensazione (°C)	16
Pressione di condensazione (bar)	0.145
$\Delta T$ minimo nel condensatore (°C)	7
Efficienza isentropica dei ventilatori (%)	75

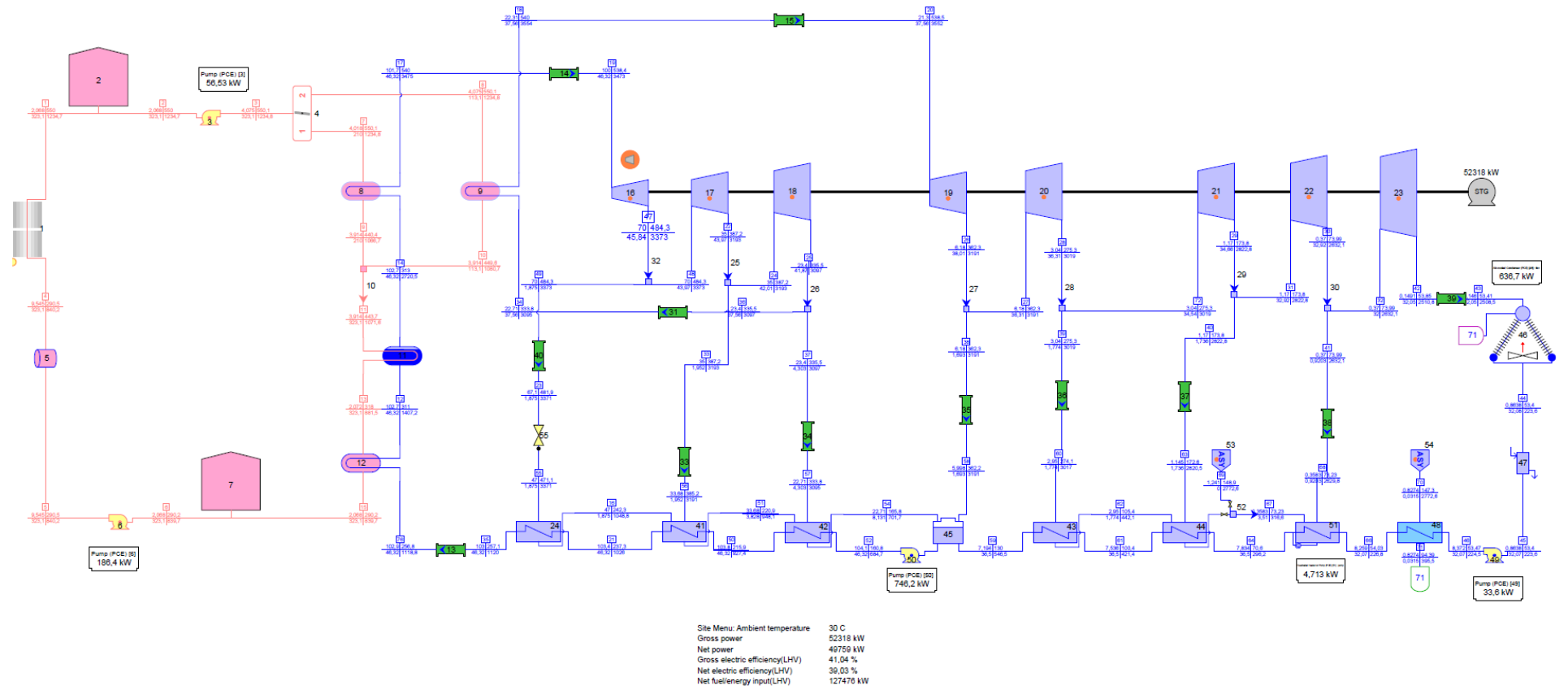


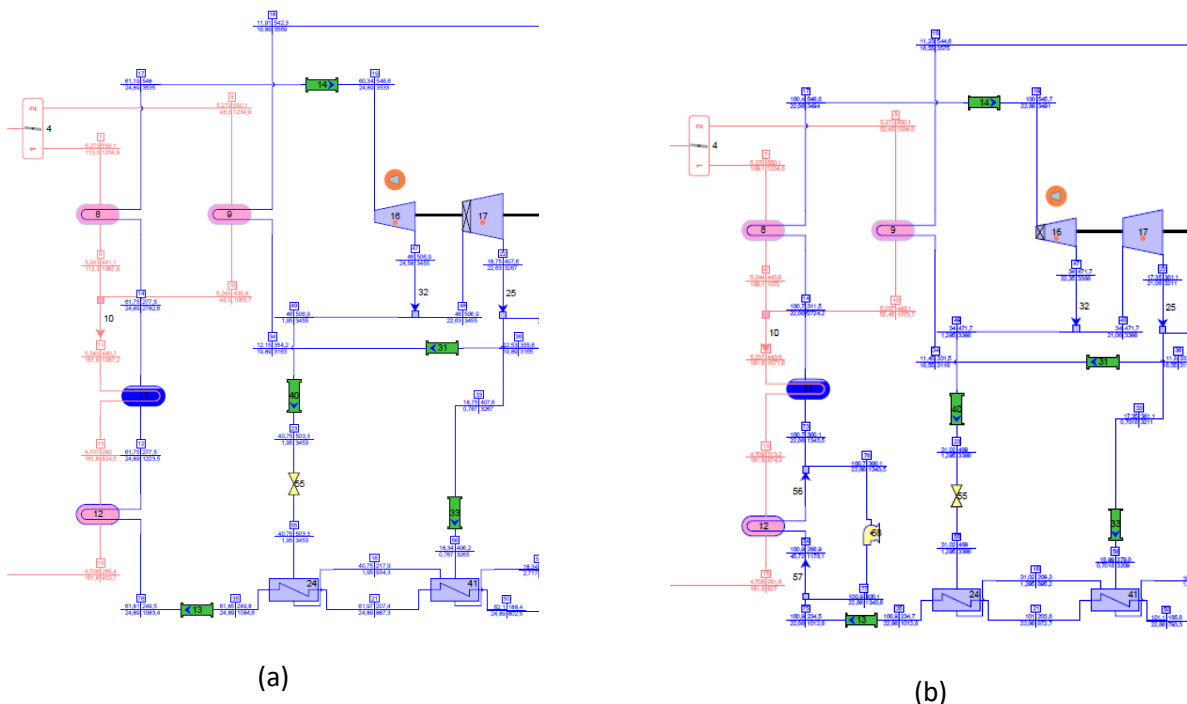
Figura 5: Schema d'impianto per il caso 50 MW a alta temperatura con sali fusi come fluido termovettore (configurazione con 3 rigeneratore di alta pressione)

**Tabella 5: Prestazioni del blocco di potenza in condizioni di design e a carico minimo (ciclo vapore con tre rigeneratori di alta pressione)**

Prestazioni	100% HTF	30% HTF
Potenza lorda (MW)	52.32	15.33
Potenza netta (MW)	50	14.19
Consumo ausiliari (MW)	2.32	1.14
Portata massica HTF (kg/s)	323.1	97.0
Portata di vapore @ ingresso turbina (kg/s)	46.3	15.44
Temperatura di ritorno del HTF (°C)	290	260.1
Efficienza lorda ciclo a vapore (%)	41.0	36.1
Efficienza netta ciclo a vapore (%)	39.2	33.4

Lo studio della regolazione del blocco di potenza in condizioni fuori progetto rappresenta un aspetto essenziale dell'attività svolta, in quanto ha permesso di individuare le strategie di regolazione ottimali in grado di garantire elevati gradi di parzializzazione (confrontabili a quelli di un impianto a vapore convenzionale) e di rispettare i vincoli tecnici legati all'uso di sali fusi come HTF. In particolare, bisogna verificare che per qualunque condizione operativa dell'impianto, la temperatura minima dei sali (raggiunta solitamente all'uscita dell'economizzatore) non scenda al di sotto del valore di 245°C precedentemente citato.

A fronte delle analisi condotte si è visto come non sia possibile, adottando le strategie di regolazione convenzionali (vedi Figura 4), garantire un corretto funzionamento del ciclo termodinamico al di sotto del 50% del carico e come nuove misure si rendano dunque necessarie per estendere la regione operativa di funzionamento dell'impianto.



**Figura 6: Dettaglio dello schema di impianto con regolazione A.1 (a) e A.2 (b)**

Per superare tali limitazioni si è deciso di studiare nel dettaglio il funzionamento dell'impianto a carichi parziali andando a modificare parzialmente il layout di partenza dell'impianto. In particolare, sono due le strategie proposte ai carichi parziali per la configurazione a sali fusi:

Regolazione A.1: uso di una valvola di strozzamento all'ingresso del secondo stadio della turbina di HP in modo tale da mantenere costante, per bassi carichi, la temperatura di spillamento del vapore inviato all'ultimo scambiatore dell'acqua d'alimento;

1. Regolazione A.2: ai bassi carichi viene attivata una valvola di laminazione all'ingresso della turbina di alta pressione per riportare la pressione di evaporazione al valore di design (100 bar); contemporaneamente viene attivata una pompa di ricircolo a cavallo dell'economizzatore con lo scopo di pre-riscaldare l'acqua di alimento in ingresso all'economizzatore

Entrambi i metodi permettono di operare correttamente l'impianto rispettando il vincolo sulla temperatura di pelle minima per carichi ridotti fino al 30% della portata di sali, come mostrato in Figura 7a e b. Confrontando le due soluzioni dal punto di vista delle prestazioni del ciclo (vedi Figura 8a), si nota una prestazione leggermente migliore per la strategia di regolazione A.1, in particolare all'interno del range 40-60% di portata di HTF.

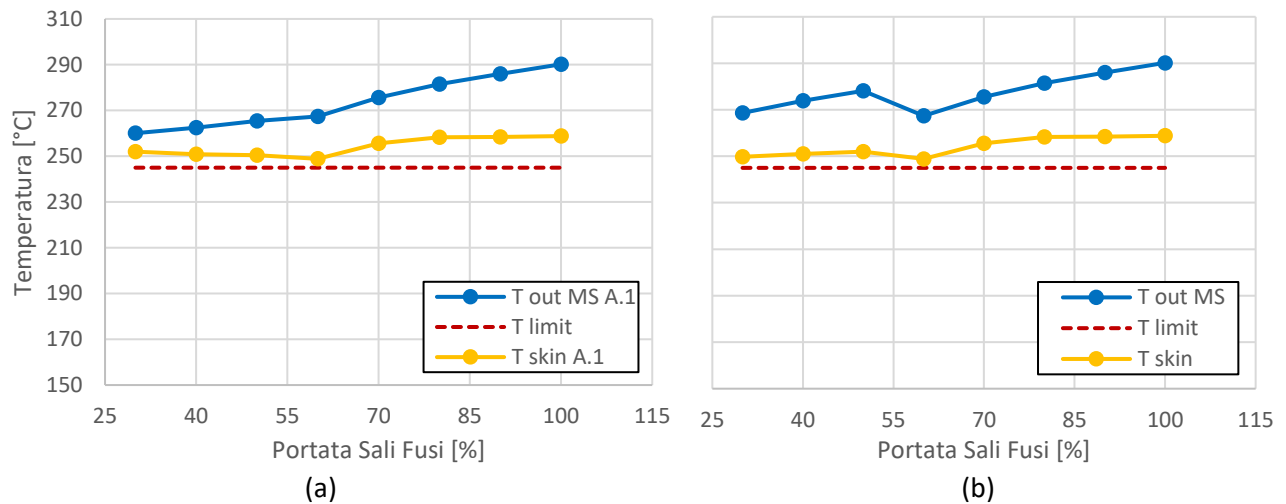
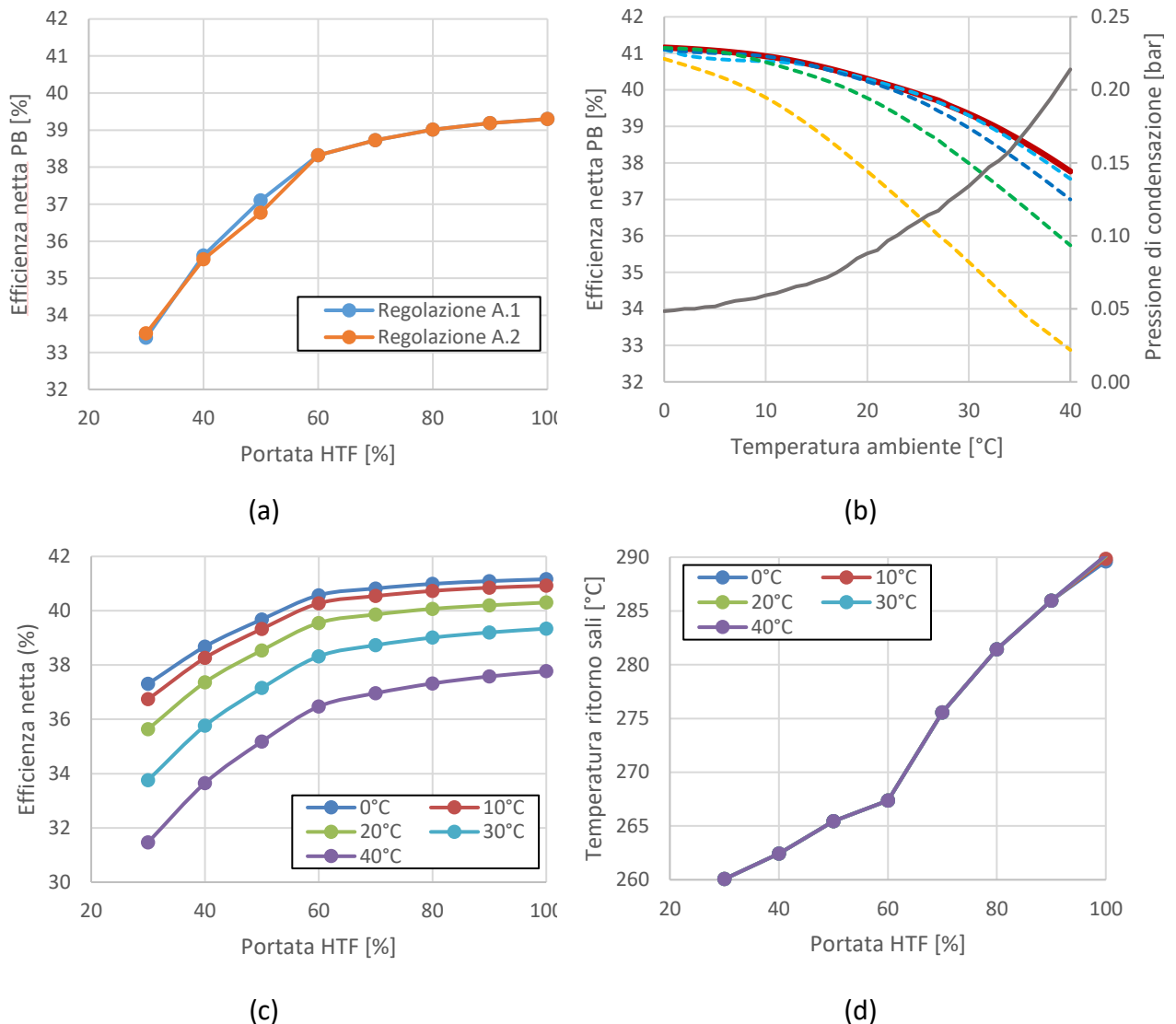


Figura 7: (a) Temperatura di bulk e di pelle dei sali per i meccanismi di regolazione A.1 (a) e A.2 (b)

Il secondo effetto rilevante in condizioni di fuori progetto è relativo alla variazione di temperatura ambiente rispetto al valore nominale assunto per il design del ciclo (30 °C). Infatti, avendo adottato un condensatore ad aria, la temperatura e quindi la pressione di condensazione possono variare con i valori della temperatura esterna durante l'anno, influenzando le prestazioni dell'impianto. Un modo per contrastare l'aumento della pressione di condensazione conseguente ad un aumento della temperatura ambiente è agire sulla portata d'aria movimentata, regolando la potenza dei ventilatori del condensatore. Si è ritenuto pertanto interessante studiare, per ogni valore della temperatura esterna, qual è il valore ottimo di velocità dell'aria nei ventilatori in grado di garantire una pressione di condensazione tale da massimizzare l'efficienza netta del ciclo in off-design. In Figura 8b, sono riportate le curve per diversi valori di carico delle ventole del condensatore che riportano i valori di pressione di condensazione e di efficienza netta del ciclo al variare della temperatura ambiente: seguendo la curva ottimale la penalizzazione causata dal variare della temperatura ambiente sul rendimento netto può essere contenuta notevolmente.



**Figura 8: (a) Efficienza netta del Power Block al variare della portata di fluido termovettore adimensionalizzata, (b) efficienza netta del Power Block e pressione di condensazione ottima al variare della temperatura ambiente, (c) efficienza netta del power block e (d) la corrispondente temperatura di ritorno dei sali al variare della temperatura ambiente e di portata di HTF**

L'effetto della temperatura ambiente sulla temperatura di uscita dei sali dal blocco di potenza (Figura 8d) è quasi del tutto trascurabile, mentre è fortemente influenzato dalla portata di HTF. Dall'andamento della curva è visibile anche un cambio di pendenza (al 60% della portata di HTF) a cui corrisponde il passaggio da una strategia di regolazione all'altra (da sliding pressure all'attivazione della valvola sul secondo stadio della turbina) in modo tale da garantire che la temperatura si mantenga sempre sopra il valore limite di 260°C.

### 1.1.3 Ciclo a vapore di scala medio-piccola e alta temperatura (50 MW, 540°C)

La Figura 9 riporta lo schema d'impianto del ciclo a vapore da 5 MW con scambiatore diretto a sali e condensatore ad aria. L'impianto è stato modellato utilizzando lo schema di Partanna, un impianto che utilizza la stessa tecnologia a sali fusi operante in Sicilia con una potenza installata di 4.26 MWe [10]. In questo caso si nota subito l'assenza del risurriscaldatore nel layout d'impianto, dal momento che per impianto di taglia così piccola l'effetto benefico sul rendimento del ri-surriscaldamento non è sufficiente a

giustificare l'aumento del costo di investimento che comporta l'aggiunta di tale componente. In Tabella 6 sono riportate le assunzioni termodinamiche per il design del ciclo.

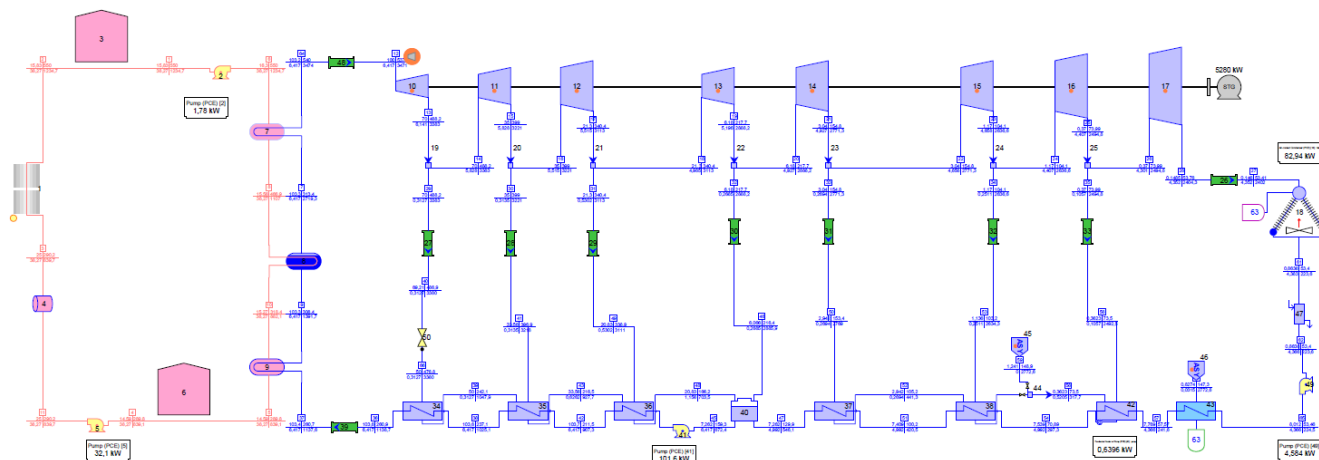


Figura 9: Schema d'impianto Thermoflex del ciclo vapore da 5 MW a sali

Tabella 6: Assunzioni termodinamiche per il design del ciclo a vapore di piccola scala

<b>Variabili di progetto</b>	<b>5 MW a sali</b>
Temperatura massima HTF (°C)	550
Temperatura HTF @ uscita al blocco di potenza (°C)	290
Temperatura vapore @ ingresso turbina SH (°C)	540
Pressione vapore @ ingresso turbina SH (bar)	100
$\Delta T$ approccio SH (°C)	10
$\Delta T$ minimo nell'evaporatore (°C)	5
$\Delta T$ sotto-raffreddamento economizzatore (°C)	5
Numero di preriscaldatori acqua di alimento	3 BP + 3 AP + dega
Efficienza isentropica delle pompe (%)	75
Temperatura aria di condensazione (°C)	30
$\Delta T$ aria di condensazione (°C)	16
Pressione di condensazione (bar)	0.145
$\Delta T$ minimo nel condensatore (°C)	7
Efficienza isentropica dei ventilatori (%)	75

Le stesse analisi descritte in precedenza sono state condotte anche per questo caso, trovando risultati analoghi a quelli mostrati sopra. Rimane la necessità di sviluppare strategie ad hoc per la gestione di portate di HTF inferiori al 50% senza le quali non è possibile rispettare il vincolo operativo imposto dalla temperatura di ritorno dei sali (vedi Figura 10a).



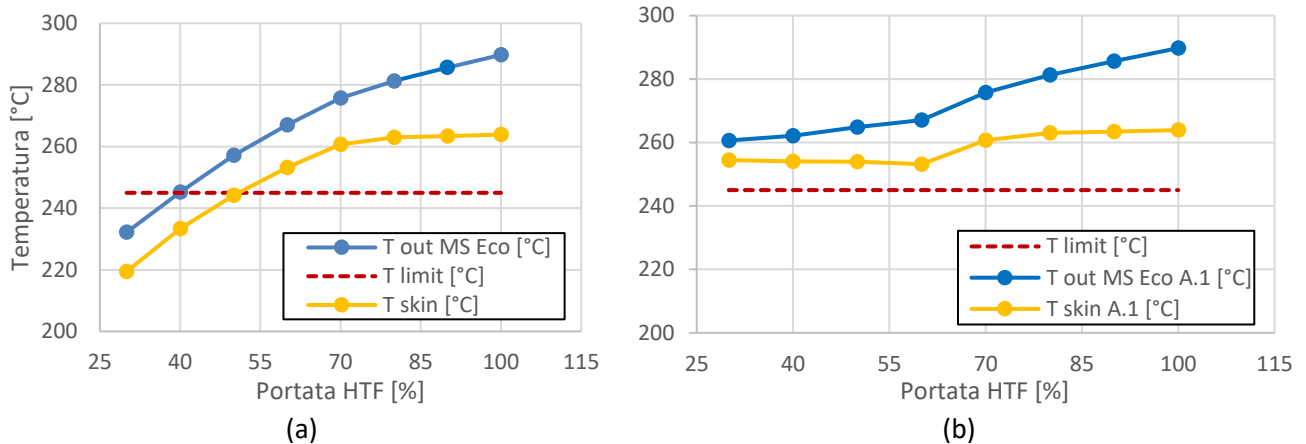


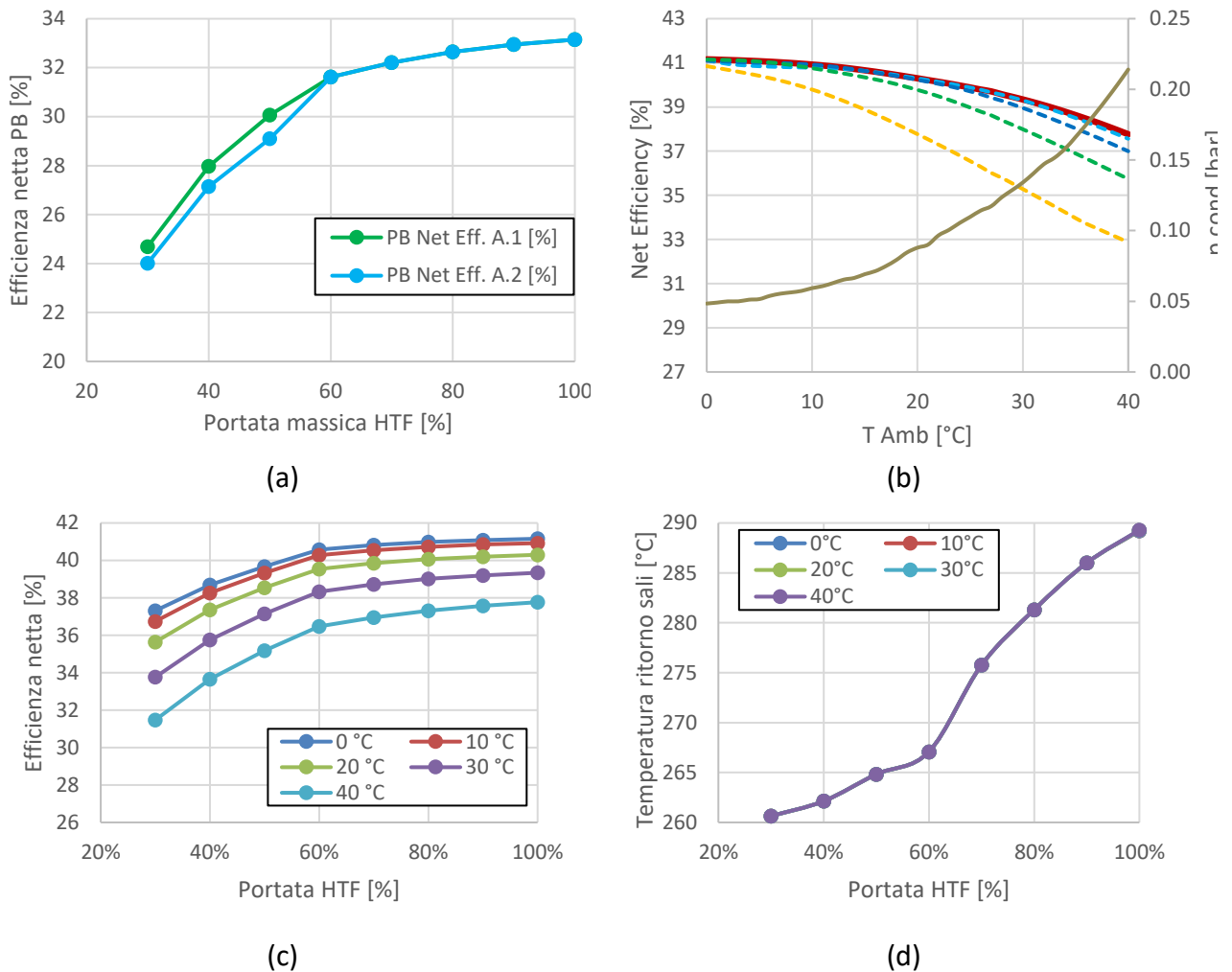
Figura 10: (a) Temperatura di bulk e di pelle dei sali in sliding pressure (a) e con regolazione A.1 (b)

Fra le strategie proposte la regolazione A.1 risulta sempre più conveniente e con un impatto minore sul rendimento netto del ciclo (Figura 11a) ed è in grado di soddisfare il vincolo sulla temperatura minima (Figura 10b). In Tabella 7 sono riportati i valori delle prestazioni del blocco di potenza rispettivamente a carico minimo e nominale.

Tabella 7: Prestazioni del blocco di potenza in condizioni di design e a carico minimo

Prestazioni	100% HTF	30% HTF
Potenza lorda (MW)	5.28	1.37
Potenza netta (MW)	5.0	1.24
Consumo ausiliari (MW)	0.28	0.13
Portata massica HTF (kg/s)	38.3	11.46
Portata di vapore @ ingresso turbina (kg/s)	6.42	1.89
Temperatura di ritorno del HTF (°C)	290	260.6
Efficienza lorda ciclo a vapore (%)	35.0	27.4
Efficienza netta ciclo a vapore (%)	33.1	24.7

In Figura 11b, c e d sono mostrati i risultati ottenuti, rispettivamente per l'andamento dell'efficienza netta ottimizzando il carico dei ventilatori per ogni valore della temperatura ambiente, l'effetto combinato sul rendimento del carico e della variazione della temperatura esterna e la temperatura di ritorno dei sali all'uscita dal blocco di potenza. Si nota come anche in questo caso la temperatura di ritorno decresce con la portata di HTF mentre è poco influenzata dalla variazione di temperatura ambiente.



**Figura 11: (a) Efficienza netta del Power Block al variare della portata di fluido termovettore adimensionalizzata, (b) efficienza netta del Power Block e pressione di condensazione ottima al variare della temperatura ambiente, (c) efficienza netta del power block e (d) la corrispondente temperatura di ritorno dei sali al variare della temperatura ambiente e di portata di HTF**

#### 1.1.4 Ciclo ORC (1 MW, 320°C)

Per l'impianto solare termodinamico di piccola scala si è considerato un ciclo di potenza Rankine surriscaldato rigenerativo che utilizza toluene come fluido di lavoro. La configurazione del ciclo ed il fluido di lavoro sono stati scelti sulla base degli impianti commercializzati da Turboden per applicazioni CSP [17]. Lo schema d'impianto è riportato in Figura 12, mentre le principali assunzioni di progetto sono riportate in Tabella 8.

**Tabella 8: Assunzioni termodinamiche per il design del ciclo ORC**

<b>Variabili di progetto</b>	<b>1 MW a Olio</b>
Temperatura massima HTF (°C)	330
Temperatura HTF @ uscita al blocco di potenza (°C)	245.9
Temperatura fluido ORC @ ingresso turbina (°C)	320
$\Delta T$ approccio SH (°C)	10
$\Delta T$ minimo nell'evaporatore (°C)	5
$\Delta T$ sotto-raffreddamento economizzatore (°C)	3
$\Delta T$ minimo recuperatore (°C)	8

Efficienza isoentropica della turbina ORC (%)	90
Efficienza isoentropica delle pompe (%)	75
Temperatura aria di condensazione (°C)	30
$\Delta T$ aria di condensazione (°C)	16
Pressione di condensazione (bar)	0.1395
$\Delta T$ minimo nel condensatore (°C)	7
Efficienza isentropica dei ventilatori (%)	75

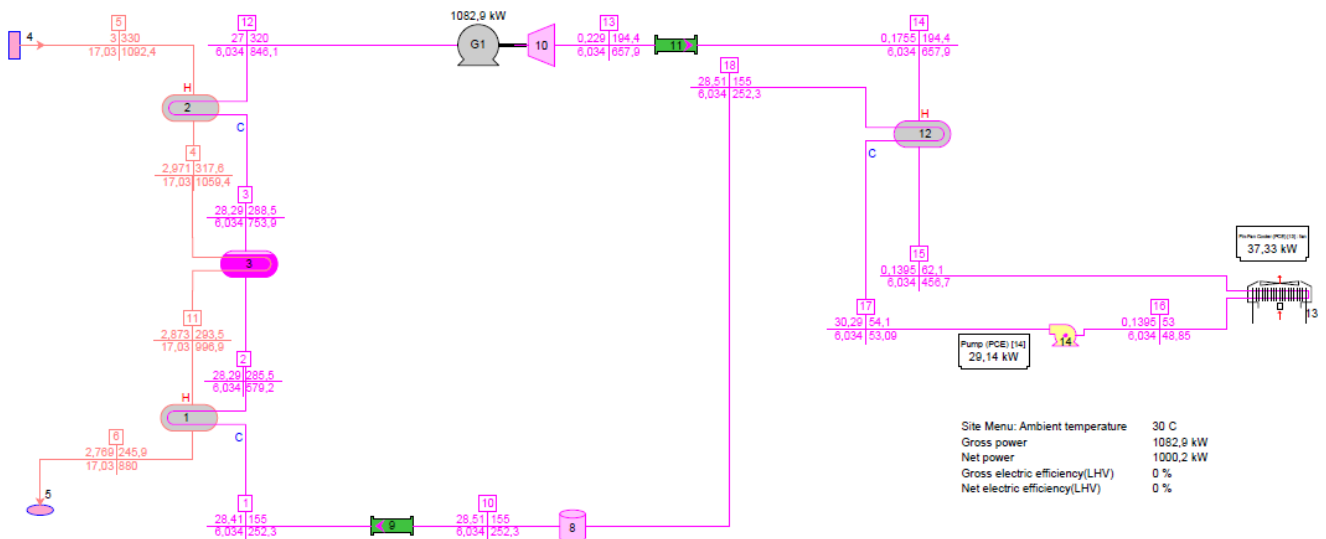
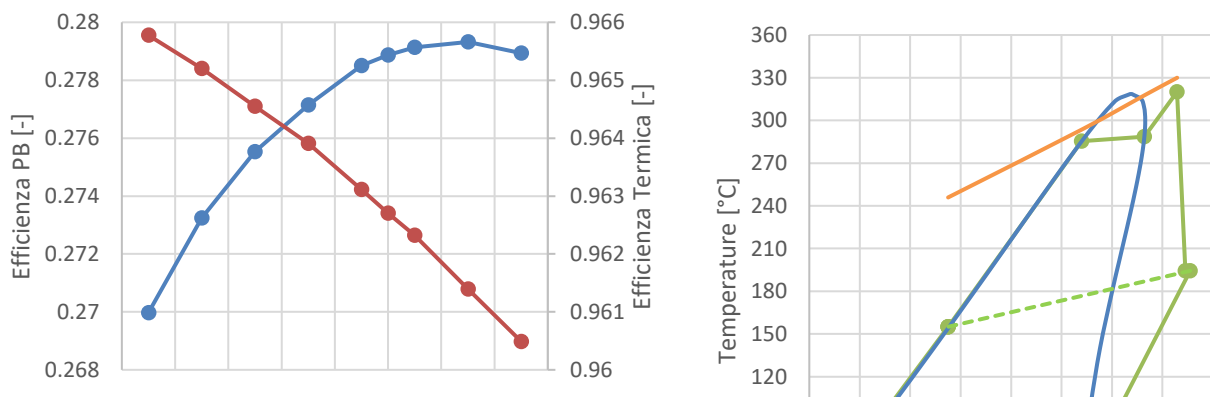


Figura 12: Schema d'impianto ORC da 1 MW

La temperatura di uscita del fluido termovettore dal treno di scambiatori del blocco di potenza in questo caso, diversamente da quanto fatto per i cicli a vapore, non è stata fissata, ma è stata lasciata libera di variare in funzione della pressione di evaporazione del ciclo ORC (Organic Rankine Cycle), che è stata ottimizzata. All'aumentare della pressione di evaporazione, le prestazioni del ciclo ORC infatti aumentano a fronte di un peggioramento di quelle del campo solare (diminuzione dell'efficienza termica). Per questo motivo è necessario trovare un compromesso in grado di determinare la pressione ottimale.

Il valore della pressione di condensazione ottimale è stato scelto come quello in grado di massimizzare la curva dell'efficienza solare a elettrica, in modo tale da ottimizzare tale valore per l'intero impianto e non solo per la sezione ORC. Maggiori dettagli sul calcolo dell'efficienza termica per il collettore utilizzato sono riportati nel paragrafo 2.2. Come mostrato in Figura 13, ottenuta tramite una serie di simulazioni dell'impianto per diversi valori di pressione, il valore ottimo trovato risulta pari a 27 bar.



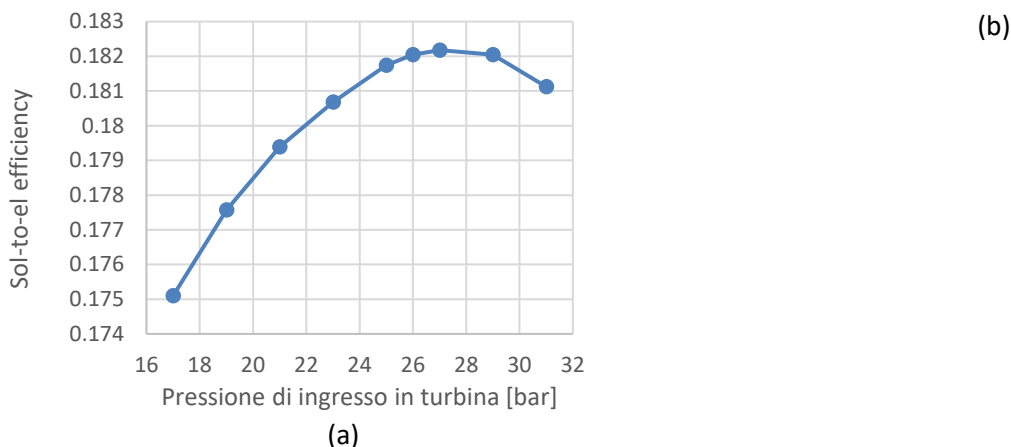


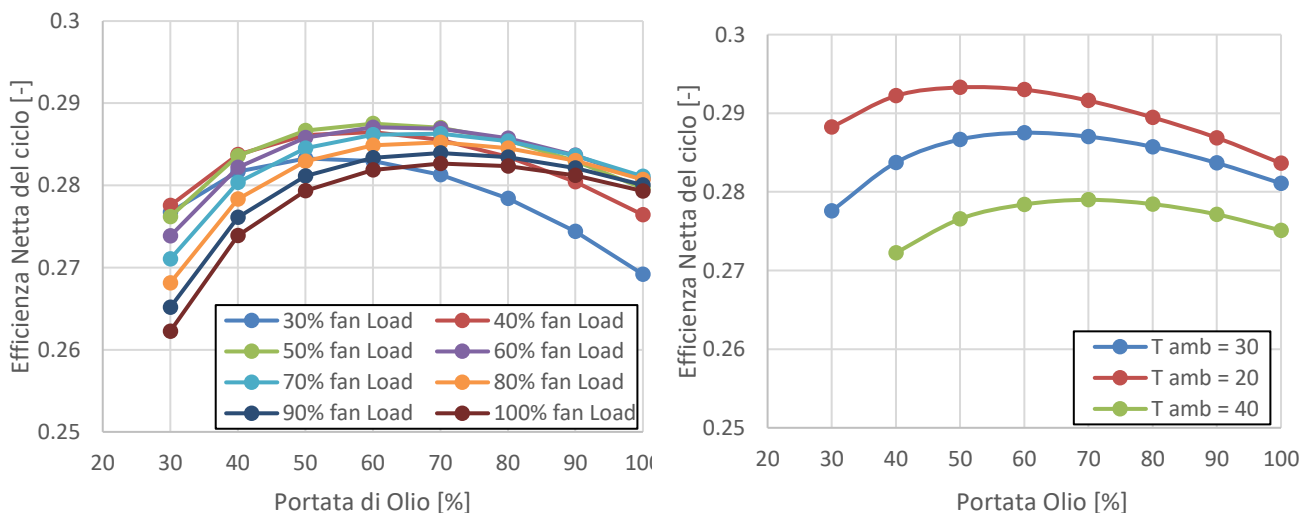
Figura 13: (a) Andamento dell’efficienza termica del campo solare, elettrica del ciclo ORC ed efficienza solar to electricity al variare della pressione di evaporazione e (b) diagramma TS del ciclo ORC

I principali risultati per il ciclo ORC a pressione ottimizzata in condizioni di design sono riportati in Tabella 9.

Tabella 9: Prestazioni del ciclo ORC per pressione di evaporazione ottimizzata

Prestazioni	
Potenza lorda (kW)	1083
Potenza netta (kW)	1000
Consumo ausiliari (kW)	83
Portata massica HTF (kg/s)	17.0
Portata di fluido ORC @ ingresso turbina (kg/s)	6.0
Temperatura di ritorno del HTF (°C)	245.9
Efficienza lorda ciclo ORC(%)	30.2
Efficienza netta ciclo ORC (%)	27.9

Anche per il caso ORC è stato infine studiato l’andamento dell’efficienza al variare della portata di fluido termovettore per diverse temperature ambiente, andando a variare il funzionamento dei ventilatori. In Figura 14a è riportato l’andamento del rendimento del ciclo termodinamico al variare della portata di fluido termovettore per diverse velocità dei ventilatori: la velocità dei ventilatori ottima è indetificata per ogni carico e per diverse temperature ambiente come riportato in Figura 14b.



**Figura 14: (a) andamento dell'efficienza netta del ciclo ORC a temperatura ambiente fissata (30°C) per diverse velocità di rotazione dei ventilatori e (b) andamento dell'efficienza netta del ciclo ORC al variare della temperatura ambiente e della portata di HTF con velocità dei ventilatori ottimizzata**

### 1.1.5 Analisi Economica e studio dell'effetto taglia sulle prestazioni dei cicli a vapore

I costi dei diversi componenti sono stati stimati tramite il database PEACE di Thermoflex; nel database non sono tuttavia presenti informazioni sui costi della turbina ORC che per tanto sono stati stimati tramite la seguente correlazione di costo [18]:

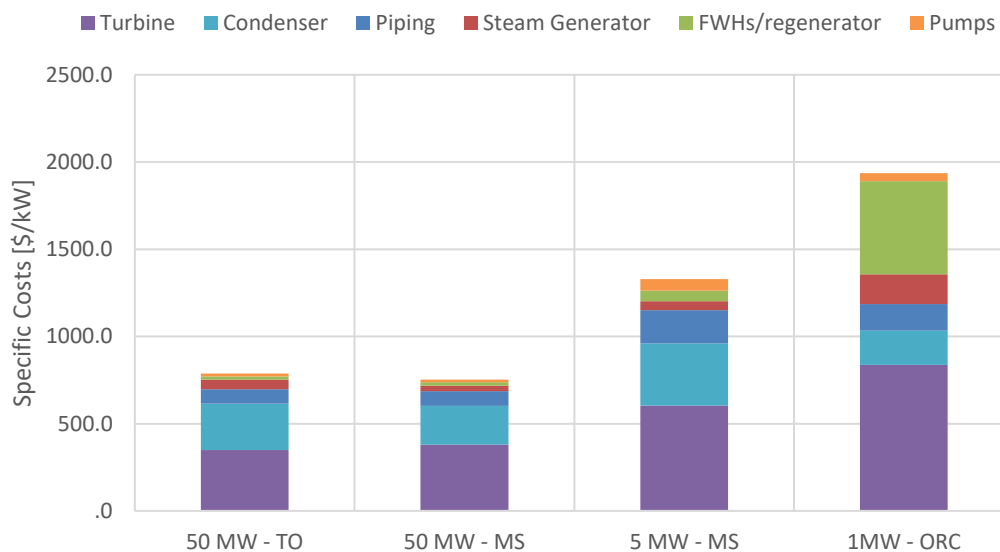
$$C_{turb}[\text{€}] = 240'000 \cdot (W_{turb})^{0.99} + 61'750 \cdot \left(\frac{SP}{0.18}\right)^{1.06} \cdot (n_{st})^{1.18} \quad (1)$$

dove  $n_{st}$  rappresenta il numero di stadi della turbina ORC (assunto per il caso in esame pari a 6),  $SP$  rappresenta il Size Parameter della turbina e  $W_{turb}$  la potenza della turbina in MW.

In Tabella 10 è mostrata la ripartizione dei costi fra i vari componenti relativi al solo blocco di potenza per i diversi cicli analizzati: in tutti i casi le voci più significative sono costituite dal condensatore ad aria e dalla turbina a vapore che insieme vanno a costituire circa i 3/4 del costo totale.

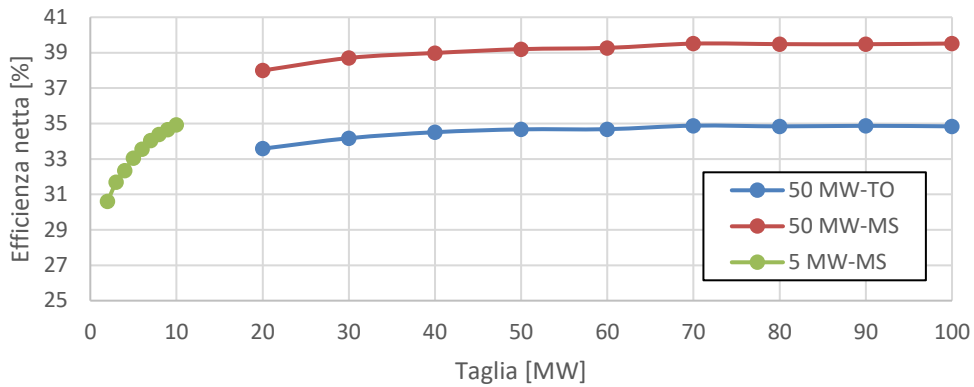
**Tabella 10: Breakdown dei costi dei componenti dei diversi cicli analizzati**

Cost breakdown	50 MW - TO	50 MW - MS	5 MW - MS	1 MW - ORC
Piping [M\$]	4.15	4.2	0.95	0.15
Steam Generator [M\$]	2.74	1.6	0.25	0.17
FWHs [M\$]	0.94	1.05	0.3	0.53
Steam turbine [M\$]	17.41	19	3.02	0.84
Condenser [M\$]	13.29	11.08	1.79	0.20
Pumps [M\$]	0.81	0.66	0.33	0.04
<b>Total Components cost [M\$]</b>	<b>39.34</b>	<b>37.58</b>	<b>6.64</b>	<b>1.94</b>

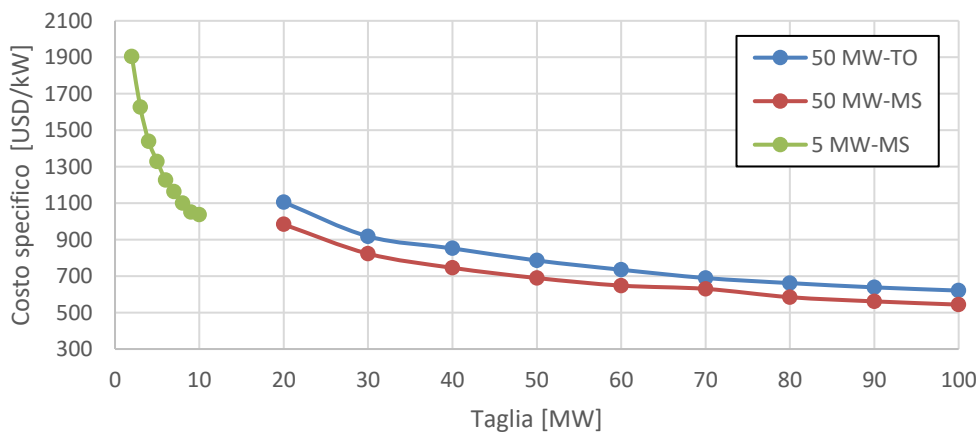


**Figura 15: Breakdown dei costi del ciclo per i diversi cicli analizzati – Costi specifici al kW<sub>el</sub> netto**

Per ogni caso studio si è quindi deciso di valutare l'influenza dell'effetto taglia sulle prestazioni e i costi del blocco di potenza. Per far ciò, si sono effettuate diverse simulazioni variando la potenza nominale del blocco di potenza; l'influenza dell'effetto taglia è visibile sia per quanto riguarda l'efficienza (i.e. aumento del rendimento netto nominale con l'aumentare della taglia) che il costo specifico del blocco di potenza (i.e. diminuzione del costo di investimento per gli effetti scala), come mostrato in Figura 16.



(a)



(b)

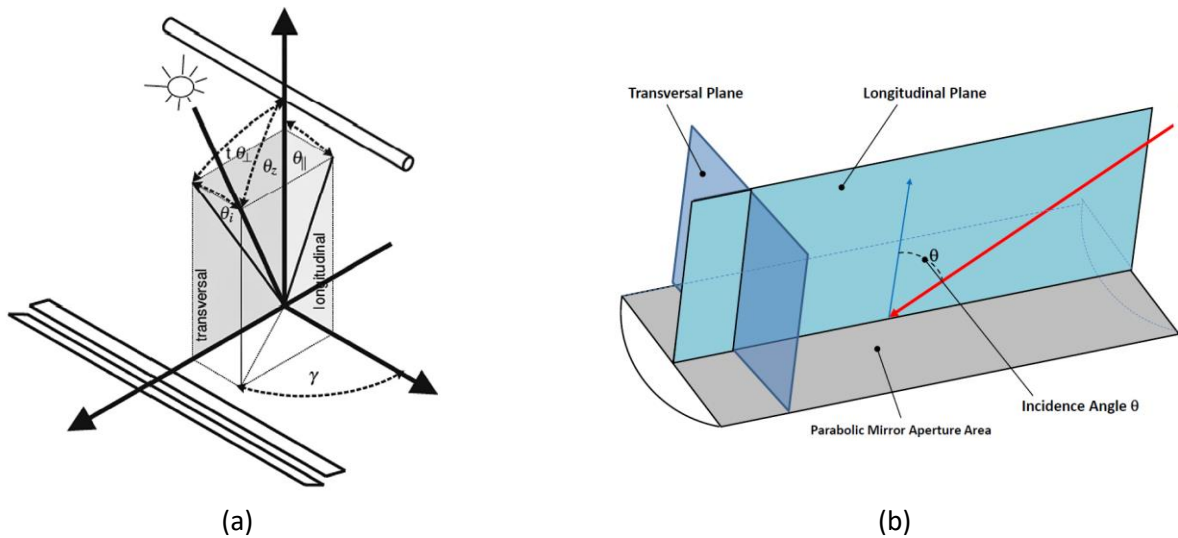
**Figura 16: Effetto taglia sul rendimento netto del ciclo a vapore (a) e sul costo specifico di investimento (b) per i tre blocchi di potenza analizzati**

I costi di riferimento utilizzati da SAM per cicli a vapore per applicazione con sali fusi sono nell'ordine dei 1040 \$/kW<sub>GROSS</sub> a cui vengono sommati circa 290 \$/kW<sub>GROSS</sub> di BOP, mentre i costi per il ciclo a vapore alimentato ad olio diatermico sono nell'ordine dei 910 \$/kW<sub>GROSS</sub> a cui vengono sommati circa 90 \$/kW<sub>GROSS</sub> di BOP [2]. Si è scelto quindi in maniera conservativa di riscalare i costi ottenuti tramite Thermoflex utilizzando come costo di riferimento il costo fornito da SAM considerando una taglia di riferimento di 50 MW: i fattori moltiplicativi di scala così ottenuti risultano pari a 1.97 e 1.41 rispettivamente per il caso a sali fusi ed ad olio diatermico.

## 1.2 Modelli per collettori solari

Allo scopo di valutare la produzione di potenza termica delle diverse tipologie di campi specchi, sono stati sviluppati modelli in grado di stimare le perdite ottiche e termiche di ciascun collettore in funzione della posizione del sole e delle condizioni di irraggiamento. Per i collettori Fresnel l'efficienza ottica è tipicamente descritta come funzione degli angoli di incidenza longitudinale e trasversale, mentre per il collettore lineare parabolico l'efficienza ottica viene descritta in funzione dell'angolo di incidenza longitudinale, essendo

L'angolo di incidenza trasversale sempre nullo grazie al sistema di inseguimento ad un asse di libertà. Gli angoli di incidenza per le due tipologie di collettori sono riportate in Figura 17.



**Figura 17: angoli di incidenza per collettori lineari Fresnel (a) [19] per collettori parabolico lineari (b)**

La radiazione solare concentrata viene assorbita dal tubo assorbitore che è soggetto a perdite radiative e convettive verso l'ambiente. Date le elevate temperature operative si cercano di limitare le perdite termiche tramite i) l'utilizzo di coating selettivi a bassa emissività sul tubo ricevitore e ii) e tramite l'utilizzo di un tubo di vetro evacuato in cui porre il ricevitore stesso. In generale le perdite termiche possono essere stimate per diverse tipologie di ricevitori con modelli resistivi semplificati [20][21] possono essere direttamente misurate tramite attività sperimentale. Le perdite termiche vengono quindi tipicamente espresse con funzioni polinomiali della temperatura del fluido termovettore.

### 1.2.1 Collettore Lineare Fresnel (Media e Larga Scala)

Per la configurazione a 50 MW e 5 MW a sali fusi si è deciso di utilizzare dei collettori lineari di tipo FRENELL Nova 1 [22] con tubi ricevitori HCEMS-11 [23] dell'azienda italiana Archimede. I principali dati geometrici ed i principali indici di prestazione sono riportati in Tabella 11.

**Tabella 11: principali dati geometrici e prestazioni del collettore lineare Fresnel FRENELL NOVA 1 e del tubo ricevitore HCEMS-11**

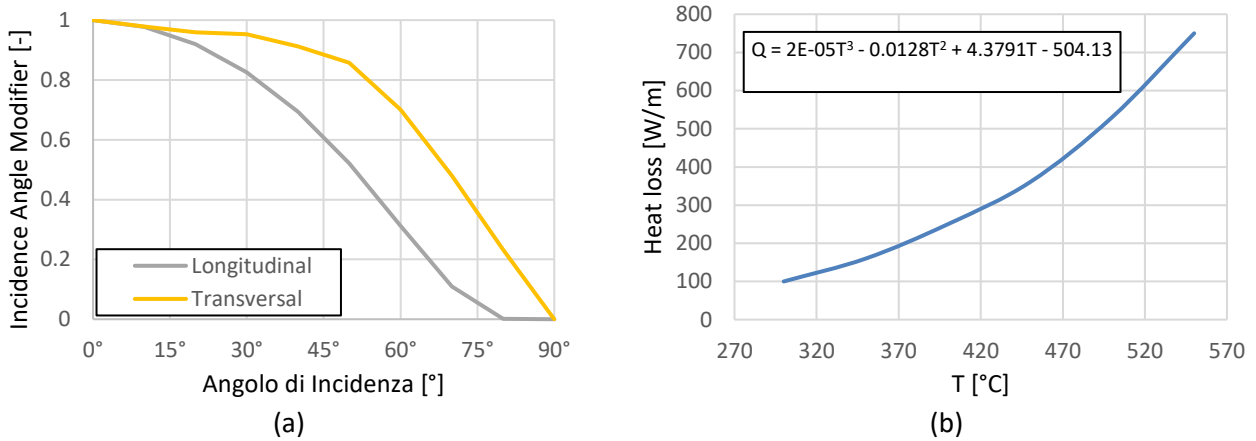
<b>Collettore</b>	<b>FRENELL Nova 1</b>
Lunghezza modulo (m)	44.8
Larghezza (m)	12
Lunghezza focale (m)	7.4
Efficienza ottica nominale (%)	64.7
<b>Ricevitore</b>	<b>HCEMS-11</b>
Diametro esterno ricevitore (mm)	70
Spessore ricevitore (mm)	3
Trasmittanza vetro (-)	0.966
Assorbanza tubo ricevitore (-)	0.95
Emissività tubo ricevitore (-)	$0.0594946 + 2.60961E-07 * T^2$
Perdite termiche in condizioni di progetto (W/m)	255 @ 400°C, 730 @ 550°C

L'efficienza ottica di un collettore Fresnel per angoli di incidenza non nulli può essere corretta tramite l'utilizzo di un fattore di correzione detto *Incidence Angle Modifier (IAM)* funzione dei due angoli di incidenza della radiazione sul collettore Fresnel ( $\theta_i, \theta_{\perp}$ ). E' pratica comune applicare la fattorizzazione dello IAM in due fattori di correzione indipendente per ciascun angolo di incidenza come riportato in Eq.(2):

$$\eta_{opt}(\theta_i, \theta_{\perp}) = \eta_{opt,des} \cdot IAM(\theta_i, \theta_{\perp}) = \eta_{opt,des} \cdot IAM(\theta_i) \cdot IAM(\theta_{\perp}) \quad (2)$$

Gli IAM per il collettore FRENELL Nova 1 con collettore evacuato sono disponibili sia nel database di Thermoflex che di SAM e sono stati riportati in Figura 18a. Le perdite termiche per unità di lunghezza sono state invece stimate interpolando i punti forniti da Archimede con un trend polinomiale (vedi Figura 18b), come riportato in Eq.(3):

$$\dot{Q}_{th}^{loss} = 1.63 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 0.013 \cdot T^2 + 4.38 \cdot T - 504.13 \quad (3)$$



**Figura 18: (a) variazione dell'efficienza ottica per il collettore FRENELL al variare degli angoli di incidenza trasversali e longitudinali e (b) variazione delle perdite termiche in funzione della temperature del ricevitore**

Il modello sviluppato per il campo solare utilizza i dati orari di radiazione diretta (Direct Normal Irradiation, DNI) da un file meteo e la corrispondente efficienza ottica dipendente dalla posizione del sole per calcolare, istante per istante, il calore assorbito dal fluido termovettore, la massa circolante all'interno della singola stringa di campo solare e la temperatura di uscita del fluido dal campo in ogni condizione operativa.

Dal momento che le perdite termiche variano con la temperatura, che è diversa in ogni sezione del campo, è stato sviluppato un algoritmo in Matlab che discretizza longitudinalmente la stringa: risolvendo il bilancio di energia (Eq. (4)), sezione per sezione, è possibile calcolare la temperatura e/o la portata massica in uscita di HTF per ogni condizione di irraggiamento:

$$\Delta l \cdot (EDNI \cdot W \cdot \eta_{opt,fix} - \dot{Q}_{th}^{loss}) = \dot{m}_{loop} \cdot [(h_{out} + v_{out}^2/2) - (h_{in} + v_{in}^2/2)] \quad (4)$$

dove

- $\Delta l$  è lunghezza della sezione
- $EDNI$  è la radiazione diretta efficace calcolata come:  $EDNI = DNI \cdot IAM(\theta_i) \cdot IAM(\theta_{\perp})$
- $W$  è la larghezza attiva del collettore
- $\eta_{opt,fix}$  è l'efficienza ottica nominale moltiplicata per il fattore di sporcamento (0.95)
- $\dot{Q}_{th}^{loss}$  sono le perdite termiche specifiche per unità di lunghezza e funzione della temperatura della sezione considerata



- $\dot{m}_{loop}$  la massa di HTF circolante nella singola stringa, moltiplicata per la differenza di entalpia totale dell'HTF a cavallo della stringa.

Esplicitando il bilancio entalpico (Eq. (5)) è possibile fare comparire la temperatura nell'equazione.

$$(h_{out} - h_{in}) = \int_{T_{in}}^{T_{out}} c_p(T) dT \quad (5)$$

dove la dipendenza del calore specifico a pressione costante in funzione della temperatura può essere espressa tramite la correlazione  $c_p = a + b \cdot T$ , dove le costanti  $a$  e  $b$  dipendono dalle proprietà dell'HTF. L'Eq. (4) può essere utilizzata anche per ricavare  $\Delta l$  in fase di dimensionamento della lunghezza del collettore data una certa portata di fluido termovettore.

Le perdite di carico, necessarie per stimare i consumi delle pompe, in ogni sezione sono state calcolate usando la correlazione di Darcy-Weisbach (Eq.(6)) considerando una rugosità superficiale interna dei tubi pari a  $1.5 \times 10^{-3}$  mm. Per il fattore di attrito si è fatto ricorso alla correlazione di Churchill (Eq.(7))

$$\Delta p = \lambda \cdot (L/D) \cdot (\rho \cdot v^2 / 2) \quad (6)$$

$$\lambda = 8 \cdot \left[ (8/Re)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{1/12}$$

$$A = \left[ 2.457 \cdot \ln \left( \frac{1}{(7/Re)^{0.9} + 0.27 \cdot (\epsilon/D)} \right) \right]^{16} \quad (7)$$

$$B = (37530/Re)^{16}$$

La perdita di carico sul singolo loop è pari alla somma delle singole perdite di carico in ogni sezione e il consumo delle pompe è stimato tramite l'Eq. (8):

$$\dot{W}_{loop} = \dot{m}_{loop} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \cdot \eta_y} \cdot k_y \quad (8)$$

Dove:

$\eta_y$  è l'efficienza idraulica della pompa (0.7)

$\rho$  è la densità dell'HTF

$k_y$  è un fattore moltiplicativo (1.5) che tiene conto delle perdite aggiuntive dovute alle valvole e agli headers

Una volta noto il numero di loops è possibile infine calcolare il consumo complessivo delle pompe dovuto alle perdite di carico.

Mentre in un campo ad olio diatermico si opera solitamente variando la portata di fluido termovettore in funzione dell'irraggiamento operando a  $\Delta T$  fissato dell'olio, in un campo che utilizzi collettori a sali fusi va garantita una portata minima di sali di circa 2 kg/s che corrisponde ad una velocità minima di circa 0.35 m/s [24] in tubi ricevitori da 70 mm. Tale portata è la minima necessaria per garantire una condizione di moto turbolento ed evitare problemi legati alla viscosità del fluido e ad un eccessivo decadimento del coefficiente di scambio convettivo interno [24].

Per questo motivo sono state studiate due diverse configurazioni di campo solare: (i) uno schema standard e (ii) uno che prevede il ricircolo dell'HTF all'uscita del campo solare per aumentare il numero di ore annue in cui l'impianto riesce a lavorare con un temperatura di uscita dell'HTF pari a quella nominale (550°C). La Figura 19 mostra le due configurazioni del campo studiate.

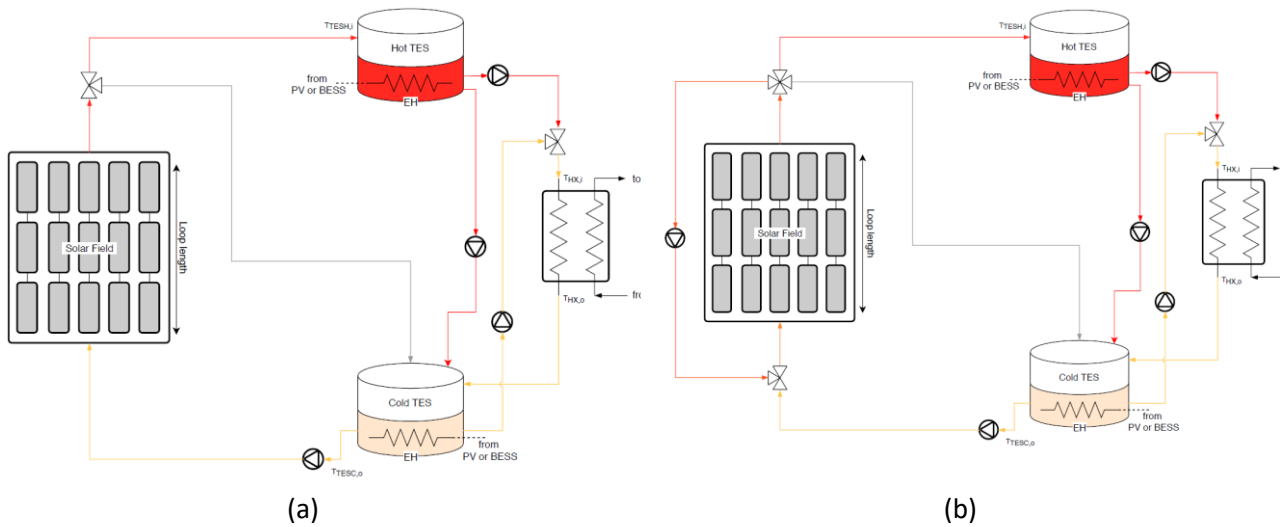
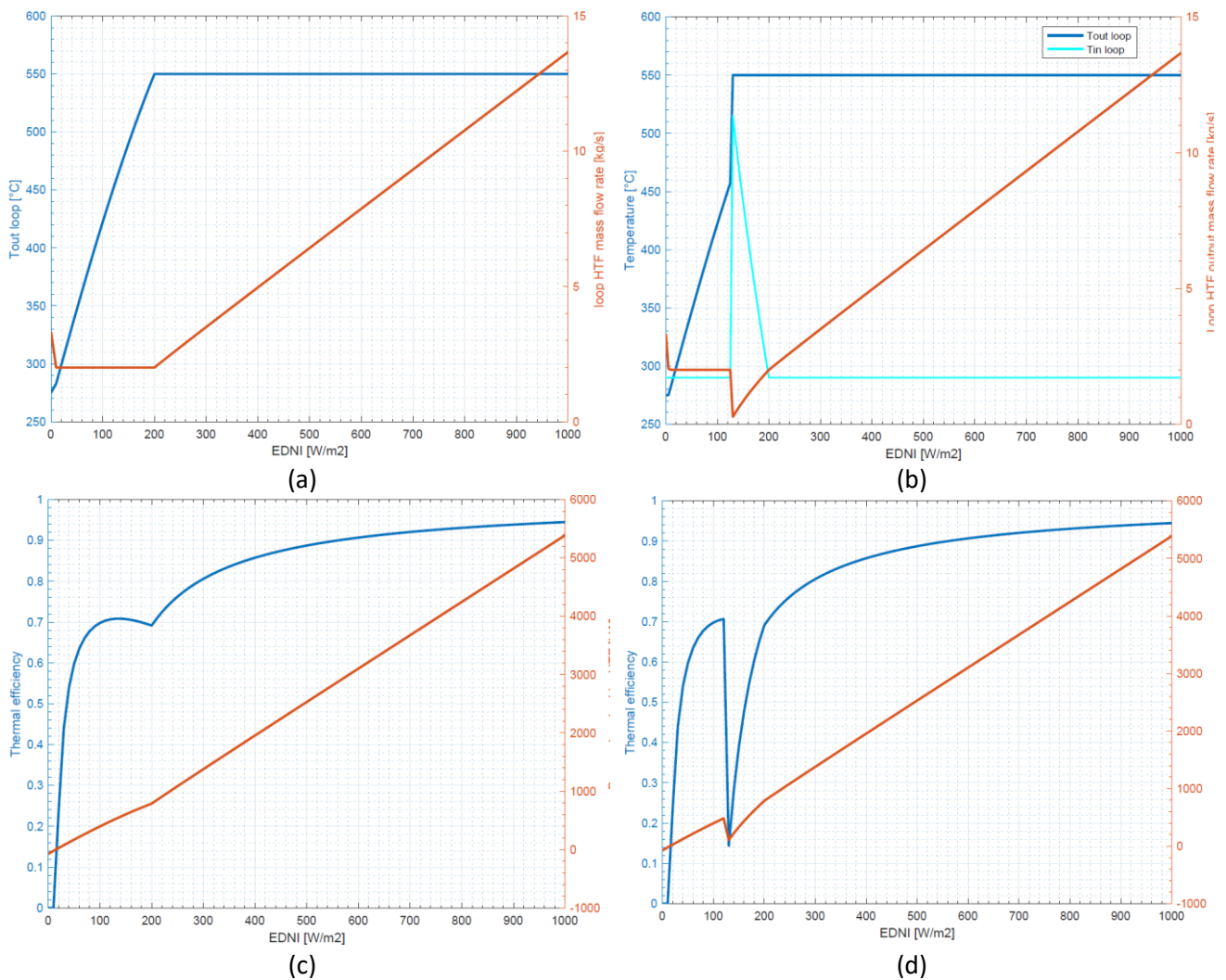


Figura 19: Schema del campo solare nella configurazione senza (a) e con ricircolo (b)

In Figura 20 è riportato il funzionamento della singola stringa di campo al variare della radiazione efficace collettori (EDNI) per una stringa di lunghezza efficace pari a 771 m (un valore tipico per impianto a MSLF, vedi Partanna). Con riferimento al caso standard (non ricircolato) si possono identificare tre principali regioni operative:

- per EDNI medie ed elevate ( $> 200 \text{ W/m}^2$ ) l'impianto è in grado di garantire una temperatura di uscita dell'HTF pari a  $550^\circ\text{C}$  lavorando in condizioni nominali;
- per radiazioni basse ( $20\text{-}200 \text{ W/m}^2$ ) è necessario ridurre la temperatura di uscita dei sali, poiché è stata raggiunta la portata di HTF minima ammessa ( $2 \text{ kg/s}$ ) per garantire una condizione di moto turbolento;
- per valori di EDNI molto bassi ( $< 20 \text{ W/m}^2$ ) è necessario attivare il warm-keeping che viene fatto aumentando la massa che circola all'interno della singola stringa attingendo dall'accumulo freddo per evitare che la temperatura dei sali in uscita dal campo scenda al di sotto del valore minimo ( $275^\circ\text{C}$ ).

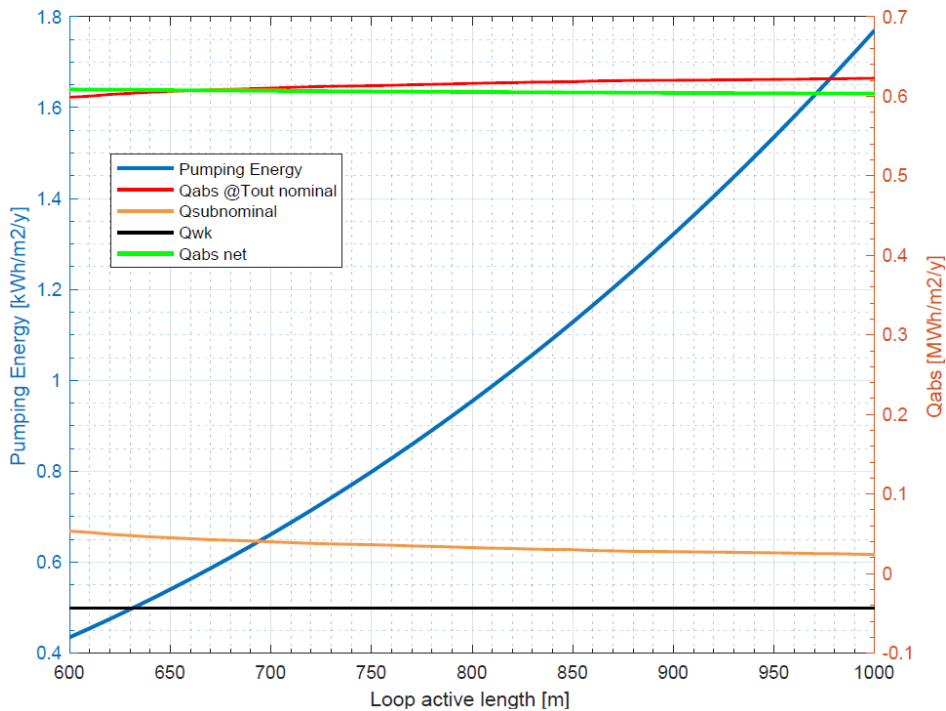
Come si nota in Figura 20, il caso con pompa di ricircolo permette di estendere il range di EDNI in cui l'impianto lavora in condizioni nominali fino a valori di radiazione piuttosto ridotti ( $> 130 \text{ W/m}^2$ ). In ogni caso, esiste un limite oltre al quale ricircolare non conviene dal momento che la portata ricircolata risulterebbe eccessiva con conseguente aumento della temperatura di ingresso dei sali nel campo e contestuale riduzione dell'efficienza termica ed aumento del consumo delle pompe. Tale limite è stato fissato ad un valore di temperatura massima dell'HTF in ingresso al collettore pari a  $465^\circ\text{C}$ , corrispondente a circa  $130 \text{ W/m}^2$  di EDNI. Sotto tale valore il ricircolo non è più attivo e si suppone che la portata di HTF venga fissata al valore minimo ed inviata all'accumulo freddo. Anche in questo caso per valori di EDNI molto bassi si attiva il warm-keeping come nella configurazione descritta in precedenza per cui valgono le stesse considerazioni. Considerando i dati meteo di Partanna, si è stimato che il ricircolo permetta di aumentare le ore complessive di funzionamento a temperatura nominale del 13.3% a fronte però di una diminuzione dell'energia termica prodotta dell'1% per via delle perdite termiche maggiori.



**Figura 20: Temperatura di uscita dalla stringa e portata massica dell'HTF (a) ed efficienza termica e potenza assorbita (c) in funzione della EDNI per il caso senza ricircolo. Temperatura di uscita dalla stringa e portata massica dell'HTF (b) ed efficienza termica e potenza assorbita (d) in funzione della EDNI per il caso con ricircolo**

*Ottimizzazione della lunghezza delle stringhe*

I risultati sopra esposti possono variare a seconda delle lunghezze scelte per la singola stringa, motivo per cui le stesse analisi sono state condotte per diversi valori della lunghezza del loop. Si è visto come, se effettivamente una lunghezza di loop maggiore è in grado di evitare una riduzione dell'efficienza di conversione del blocco di potenza garantendo per un numero maggiore di ore annue una temperatura nominale del fluido in uscita dal campo solare, dall'altro le perdite termiche nella singola stringa diventano sempre più importanti, riducendo complessivamente la potenza termica netta assorbita dal campo solare. Come è mostrato in Figura 21, aumentando la lunghezza di loop il tempo di residenza dell'HTF nel ricevitore aumenta, il che si traduce in un aumento del calore generato annuo a temperatura nominale per m<sup>2</sup> di area attiva. Nonostante ciò la potenza netta complessivamente assorbita presenta un andamento decrescente, per via dell'incremento delle perdite termiche. Inoltre bisogna considerare l'influenza della lunghezza del loop sulle perdite di carico e quindi sulla potenza necessaria per il pompaggio dell'HTF, anch'essa crescente con la lunghezza di stringa (vedi Figura 21).

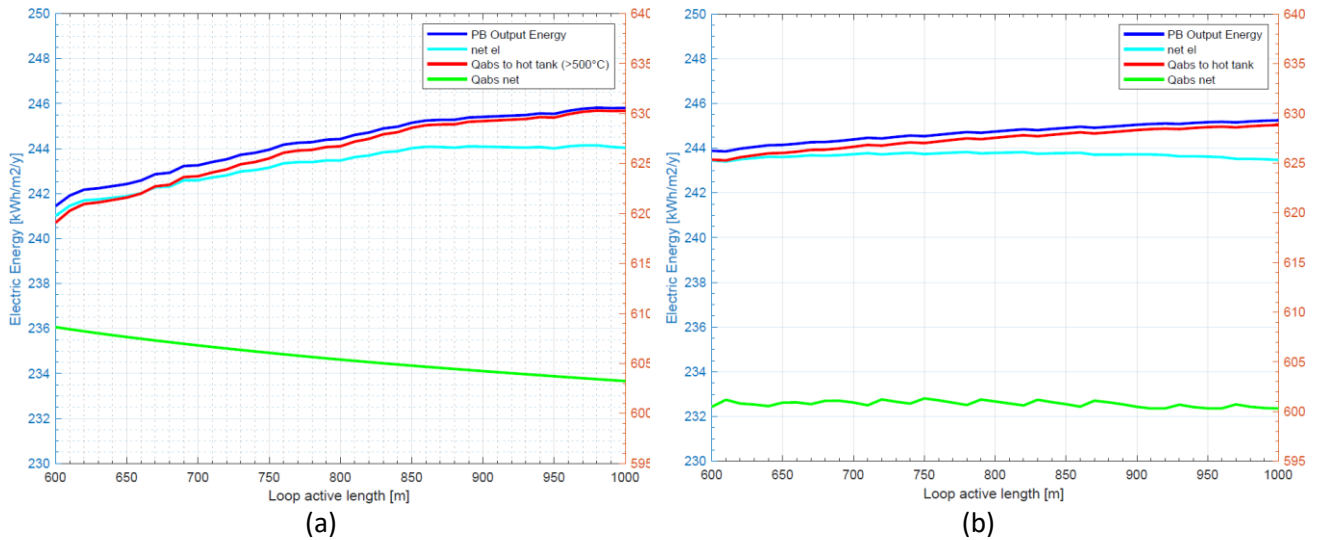


**Figura 21: andamento della potenza termica assorbita e dei consumi delle pompe del campo solare per m2 di apertura del collettore al variare della lunghezza di loop (caso non ricircolato)**

Il beneficio di un aumento dell’energia termica prodotta in condizioni di temperatura nominale è visibile nell’aumento dell’energia elettrica prodotta annualmente del blocco di potenza che può operare in condizioni nominale per un numero maggiore di ore l’anno. Tuttavia, a tale valore va sottratta l’energia consumata dalle pompe del campo solare: la lunghezza ottima della stringa è perciò quella in grado di massimizzare l’energia elettrica netta prodotta annualmente dal sistema.

I risultati dell’analisi sono mostrati in Figura 22, dove è stata assunta un’efficienza media di conversione del 39% dell’energia termica in elettricità: nel caso con il ricircolo la lunghezza di stringa in grado di massimizzare l’energia netta complessivamente prodotta risulta pari a 770 m, un valore non dissimile da quello utilizzando oggi negli impianti che utilizzano questa tecnologia (vedi Partanna, 771.1 m).

Nel caso senza ricircolo invece l’ottimo cade più avanti, in un range di lunghezza tra i 850-950 m. Tale valore è stato ottenuto considerando una temperatura massima per l’invio dell’HTF nel serbatoio caldo pari a 500°C; accettando valori minori di temperatura in uscita dal campo (es. 400-450°C), il valore della lunghezza di stringa ottima si ridurrebbe.



**Figura 22: Confronto dell'effetto della variazione della lunghezza di stringa sulla producibilità annuale dell'impianto per il caso senza (a) e con ricircolo (b)**

Poiché in ogni caso si ritiene ragionevole avere lunghezze di stringa non eccessive per evitare problemi legati alle dilatazioni termiche e per evitare una riduzione troppo marcata della potenza netta assorbita si è deciso di selezionare una lunghezza del collettore pari a 770 m, senza utilizzo del ricircolo.

### 1.2.2 Collettore Parabolico Lineare

Per la configurazione a 50 MW a olio diatermico si è optato per un collettore parabolico convenzionale (EuroTrough 150 [25]) con tubi ricevitori di tipo Schott PTR70 [26]. I principali dati geometrici ed i principali indici di prestazione sono riportati in Tabella 12.

**Tabella 12: principali dati geometrici e prestazioni del collettore parabolico Eurotrough ET150 e del tubo ricevitore Schott PTR70**

<b>Collettore</b>	<b>Eurotrough ET150</b>
Lunghezza attiva modulo (m)	12.5
Larghezza attiva (m)	5.75
Lunghezza focale (m)	1.71
Efficienza ottica nominale (%)	87.1
<b>Ricevitore</b>	<b>Schott PTR70</b>
Riflettanza Specchio (-)	0.935
Fattore di intercettamento (-)	0.9605
Diametro esterno ricevitore (mm)	70
Spessore ricevitore (mm)	2
Diametro tubo di vetro esterno (mm)	0.120
Spessore vetro (mm)	2.5
Trasmittanza vetro (-)	0.963
Assorbanza tubo ricevitore (-)	0.96
Efficienza Ottica di Design (-)	0.83025
Emissività tubo ricevitore(-)	$\varepsilon = 2E-7xT^2 + 0.062$
Perdite termiche in condizioni di progetto (W/m)	Eq. (12)

L'efficienza ottica del collettore parabolico con specchio pulito in condizioni di design è stimata tenendo conto della riflettanza degli specchi ( $\rho$ ), del fattore di intercettamento ( $\gamma$ ), della trasmittanza del tubo di vetro ( $\tau$ ) e dell'assorbanza del tubo assorbitore ( $\alpha$ ):

$$\eta_{opt,des} = \rho\gamma\tau\alpha \quad (9)$$

L'efficienza ottica al variare dell'angolo di incidenza longitudinale ( $\theta$ ) del collettore parabolico è invece stimata secondo l'equazione:

$$\eta_{opt}(\theta) = \eta_{opt,des}K(\theta) \quad (10)$$

$$K(\theta)_{ET150} = \cos \theta + 0.0506\theta - 0.1763\theta^2 \quad (11)$$

Le perdite termiche (W/m) sono state stimate utilizzando correlazioni di letteratura [26]:

$$\dot{Q}_{th}^{loss} = 6.48 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 + 0.141 \cdot T \quad (12)$$

La valutazione delle prestazioni al variare della radiazione efficace e la potenza elettrica richiesta per il pompaggio sono calcolate in maniera analoga a quanto già presentato per il collettore Fresnel (Eq.(4)-(8)).

### 1.2.3 Collettore Lineare Fresnel (Piccola Scala)

Per la configurazione da 1 MW con olio diatermico a bassa temperatura (320°C) si è deciso di utilizzare i collettori lineari Fresnel di tipo Elianto LFR con tubi ricevitori HCEOI-12 [27] dell’azienda italiana Archimede per olio diatermico. I principali dati geometrici ed i principali indici di prestazione sono riportati in Tabella 13.

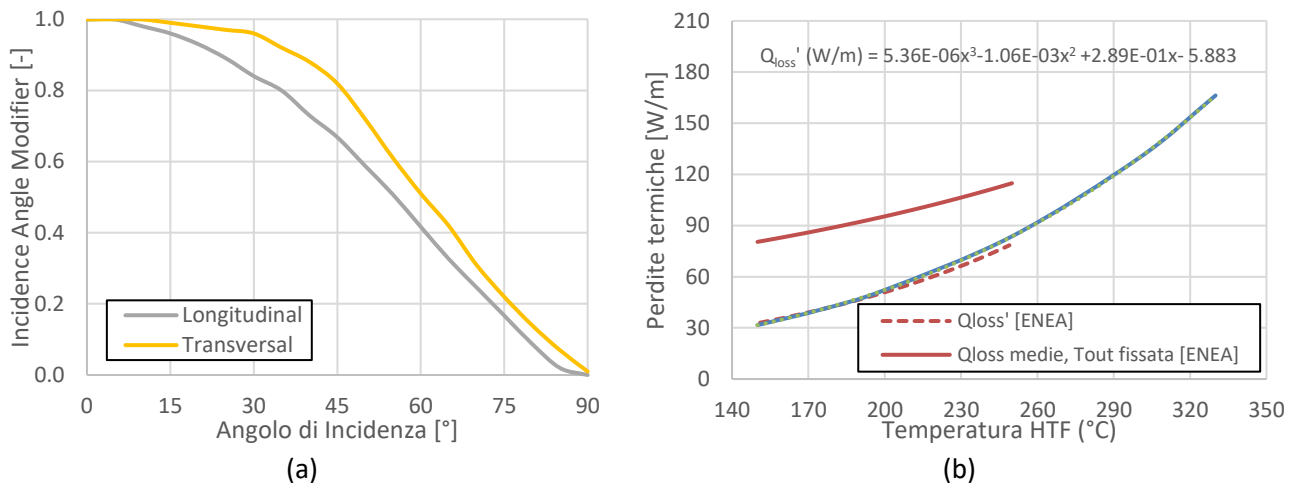
**Tabella 13: principali dati geometrici e prestazioni del collettore lineare Fresnel Elianto LFR e del tubo ricevitore HCEOI-12**

<b>Collettore</b>	<b>Elianto LFR</b>
Lunghezza attiva modulo (m)	37.5
Larghezza attiva modulo (m)	10.6
Lunghezza focale (m)	6
Efficienza ottica nominale (%)	71.7
<b>Ricevitore</b>	<b>HCEOI-12</b>
Diametro esterno ricevitore (mm)	70
Spessore ricevitore (mm)	2
Trasmittanza vetro (-)	0.965
Assorbanza tubo ricevitore (-)	0.96
Emissività tubo ricevitore (-)	0.085 @ 400°C
Perdite termiche in condizioni di progetto (W/m)	265 @ 400°C

Ciascun modulo Elianto è costituito da 6 sottomoduli le cui curve di IAM trasversale e longitudinale sono state ottenute da ENEA [28] differenziando tra sottomoduli centrali (non soggetti a perdite di fine collettore) e sottomoduli estremi (soggetti alle perdite di fine collettore). Ipotizzando l’utilizzo di stringhe composte da 6 moduli in serie (36 sottomoduli, di cui 2 estremi) si sono quindi ottenute le curve di IAM dell’intero collettore riportate in Figura 23a. Per quanto riguarda le perdite termiche del tubo assorbitore, esse sono state stimate da ENEA in [29], alimentando un modulo Elianto con olio diatermico a temperatura variabile nell’intervallo 150-240°C e fissando la temperatura di uscita 330°C. I valori di perdite medie così ottenuti in W/m sono riportati in Figura 23b con linea rossa. Da tali valori è stato possibile estrapolare le perdite termiche per unità di lunghezza in ciascuna sezione trasversale del tubo in funzione della temperatura nella sezione stessa (linea rossa tratteggiata, Figura 23b) nel solo intervallo 150-240°C. Per poter ottenere le perdite termiche per diverse temperature del tubo ricevitore è stato utilizzato un modello resistito semplificato [20]. I risultati ottenuti (linea blu, Figura 23b) mostrano un andamento coerente con i valori estrapolati dalla curva misurata da ENEA.

Per le perdite termiche (W/m) è stata dunque utilizzata la seguente equazione:

$$\dot{Q}_{th}^{loss} = 5.36 \times 10^{-6}T^3 - 1.06 \times 10^{-3}T^2 + 0.289 - 5.883 \tag{13}$$



**Figura 23: (a) variazione dell'efficienza ottica per il collettore ELIANTO al variare degli angoli di incidenza trasversali e longitudinali e (b) variazione delle perdite termiche del tubo HCEOI-12 [27] in funzione della temperatura del tubo ricevitore stimate da ENEA e calcolate tramite il modello proposto in [20]**

### 1.3 Modelli per impianti fotovoltaici

Riguardo alla modellazione dei moduli fotovoltaici, si è deciso di adottare una tecnologia a silicio multi cristallino mantenendo fisso l'orientamento dei pannelli, per facilitare la manutenzione e la fase d'installazione dell'impianto. Assumendo un valore di azimut pari a 180°C, che corrisponde ad un'esposizione ottimale a sud dei pannelli (esclusa la presenza di eventuali elementi ombreggianti), gli unici due parametri rimasti per l'ottimizzazione dell'impianto in fase di progetto sono l'angolo di tilt (inclinazione rispetto al suolo) e la frazione di terreno coperta (GCR). Questi parametri non sono indipendenti, infatti per ogni valore di GCR esiste un angolo di tilt ottimo in grado di massimizzare la produzione annuale. Questo accade perché quando i pannelli sono più compatti (GCR elevato), l'angolo di tilt ottimo si riduce in quanto le perdite dovute all'auto ombreggiamento dei pannelli rendono di fatto impossibile sfruttare il sole quando questo è basso sull'orizzonte.

Inoltre l'angolo di tilt ottimo può variare leggermente a seconda della curva di produzione che si vuole massimizzare. Un tilt minore porterebbe a massimizzare l'energia prodotta in inverno, quando il sole è basso, penalizzando la produzione estiva. Opposto è il discorso per massimizzare la resa estiva. Per avere un buon compromesso fra le due rese, si è deciso di scegliere l'angolo di tilt in grado di massimizzare l'energia prodotta complessivamente durante l'anno. La Tabella 14 riporta i principali valori di design assunti nella modellizzazione dell'impianto fotovoltaico.

**Tabella 14: Assunzioni per la modellazione dell'impianto fotovoltaico**

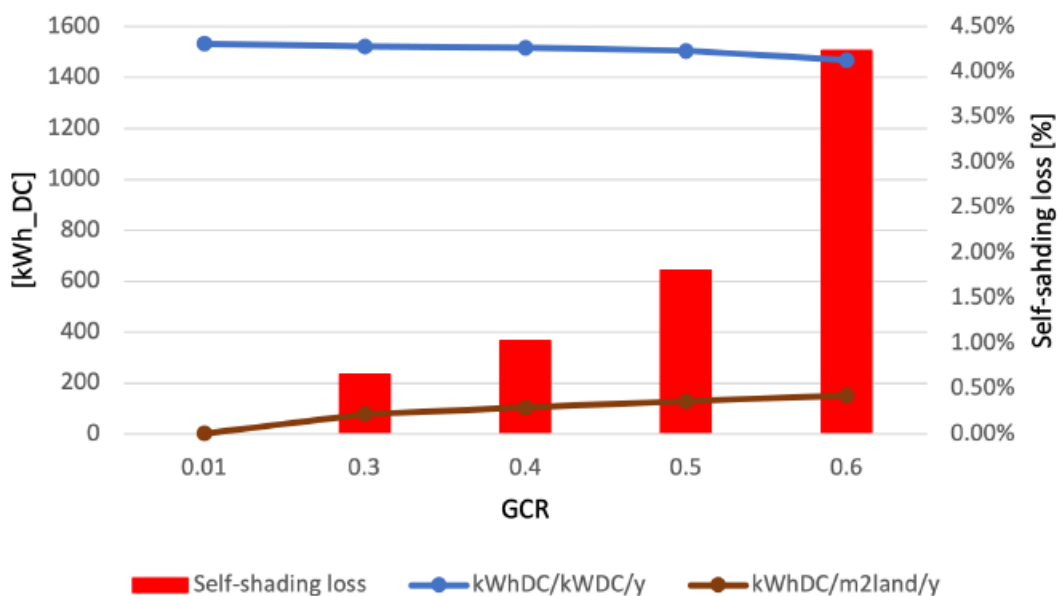
Tecnologia	Silicio multi-cristallino
Azimut (°)	180
Tilt (°)	19
Frazione di suolo ricoperto (GCR)	0.6
Efficienza nominale (%)	17.14
Coefficiente potenza-temperatura (%/°C)	-0.415
Temperatura nominale della cella (°C)	25
Coefficiente di scambio termico @ NOCT (W/m <sup>2</sup> K)	9.5
Perdite DC (mismatch, elettriche, wiring, nameplate) (%)	5.5
Soiling losses (%)	5.0

Derating (%)	0.06
DC/AC ratio	1.25

Un approccio semplificato è stato utilizzato per stimare i valori ottimi dell'angolo di tilt e di GCR in grado di massimizzare l'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico: un'analisi parametrica è stata fatta all'interno di un modello SAM, in grado di simulare nel dettaglio le perdite di auto ombreggiamento per un determinato valore di GCR. I risultati sono riportati in Figura 24 e in Tabella 15, in cui viene mostrato l'andamento delle perdite per auto-ombreggiamento e dell'energia prodotta annualmente per m2 di area e per kW di picco di potenza installata.

**Tabella 15: risultati dell'analisi parametrica sul GCR e tilt ottimo dell'impianto fotovoltaico**

GCR	0.01	0.3	0.4	0.5	0.6
Tilt angle	29°	27°	26°	24°	19°
kWh <sub>DC</sub> /kW <sub>DC</sub> /y	1535	1523	1517	1506	1488
kWh <sub>DC</sub> /m <sup>2</sup> <sub>land</sub> /y	3	78	104	129	153
Self-shading loss	0.0%	0.8%	1.2%	1.9%	3.1%



**Figura 24: l'andamento delle perdite per auto-ombreggiamento e dell'energia prodotta annualmente per m2 di area e per kW di picco di potenza installata**

Passando da un valore di GCR di 0.5 a 0.6 si assiste ad un aumento notevole delle perdite per ombreggiamento che si traduce in una perdita dell'1.2% sull'energia prodotta annualmente. A fronte di questa perdita però è possibile ottenere una diminuzione del 16.7% dell'area complessivamente occupata dal campo fotovoltaico. Perciò laddove sono presenti vincoli di area molto stretti si suggerisce di adottare un GCR dello 0.6 (a cui corrisponde un angolo di tilt pari a 19°) mentre in caso di PV delocalizzato rispetto al resto dell'impianto o non vincolato in termini di area contigua disponibile sarebbe preferibile adottare un GCR di 0.5 (tilt 24°) per evitare una riduzione troppo marcata sulla resa dell'impianto per kW installato.

Una volta scelti i valori di tilt e GCR di design, è stato sviluppato un modello Excel per la stima dell'energia prodotta: il modello prende in ingresso il Typical Meteorological Year (TMY) della località selezionata (i.e.



Priolo Gargallo) in cui sono riportati i valori di radiazione diffusa, diretta, albedo, temperatura e velocità del vento con risoluzione oraria. Conoscendo la posizione del sole per ogni ora dell'anno, tramite relazioni geometriche è possibile calcolare l'angolo di incidenza sulla superficie dei moduli. I fattori di vista del cielo e del terreno, dipendenti dall'angolo di tilt scelto, sono stati calcolati a loro volta in modo tale da ottenere la radiazione totale incidente sul pannello. Infine, conoscendo la temperatura ambiente e la velocità del vento, è possibile calcolare la temperatura operativa della cella fotovoltaica usando l'Eq. (14) (metodo NOCT).

$$T_c = T_{amb} + (T_{NOCT} - T_{amb,NOCT}) \cdot \frac{G_t}{G_{t,NOCT}} \cdot \frac{U_{L,NOCT}}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{PV}}{\tau\alpha}\right) \quad (14)$$

Dove:

- $(T_{NOCT} - T_{amb,NOCT})$  è la differenza fra temperatura di cella nominale (fornita dai produttori) e la temperatura di cella nominale a temperatura ambiente (20°C).
- $\frac{G_t}{G_{t,NOCT}}$  è il fattore di correzione dell'irradianza rispetto al valore nominale (assunto 800 W/m<sup>2</sup>)
- $\frac{U_{L,NOCT}}{U_L}$  è il rapporto fra il coefficiente di scambio termico in condizioni nominali (9.5 W/m<sup>2</sup>-K) e quello reale che tiene conto dell'effettiva velocità del vento
- $\tau\alpha$  è il prodotto fra trasmittanza e assorbanza assunto pari a 0.8

Infine il rendimento della cella fotovoltaica ( $\eta_{PV}$ ) è calcolato con l'Eq. (15), che tiene conto della correzione dovuta alla temperatura operativa della cella quando diversa da quella nominale.

$$\eta_{PV} = \eta_{STC} \cdot (1 + \gamma \cdot (T_c - T_{STC})) \quad (15)$$

Dove:

- $\gamma$  è il coefficiente potenza-temperatura fornito dai produttori e pari a -0.415 %/°C
- $\eta_{STC}$  e  $T_c$  sono rispettivamente l'efficienza (17.14 %) e la temperatura della cella (25°C) in condizioni nominali

Tramite le Eq. (14) e (15) è possibile calcolare il profilo DC di produzione specifico del PV atteso per m<sup>2</sup> o per kW installato in ogni ora dell'anno, tenendo conto dell'effetto della temperatura esterna e della velocità del vento. Infine è stato applicato un fattore di derating applicando un fattore di degradazione costante per tenere conto della perdita di prestazioni del campo fotovoltaico nel tempo, dovuta all'invecchiamento dei componenti e dei moduli fotovoltaici.

Il modello è stato validato con un modello analogo sviluppato su SAM, utilizzando gli stessi dati in input, e sono stati ottenuti risultati equivalenti per quanto riguarda la stima dell'energia prodotta.

## 2 Conclusioni

Le attività svolte nell'ambito del LA1.40 hanno consentito di sviluppare modelli dettagliati per stimare le prestazioni ed i costi dei principali sottosistemi che costituiscono l'impianto ibrido CSP-PV.

Per il power block (ciclo vapore o ciclo ORC) è stata eseguita la progettazione preliminare, la stima delle prestazioni nominali ed in condizioni off-design (carichi parziali e variazioni temperatura ambiente). Particolarmente interessante, poiché mai studiata in letteratura, l'analisi e l'ottimizzazione della strategia di controllo dell'impianto per evitare il congelamento dei sali fusi.

Per quanto riguarda il campo specchi, sono stati sviluppati modelli capaci di valutare la produzione di potenza termica e stimare le perdite ottiche e termiche di ciascun collettore in funzione della posizione del sole e delle condizioni di irraggiamento. Per i collettori lineari Fresnel sono state confrontate due logiche di funzionamento del campo specchi, una "standard" ed una innovativa che prevede il ricircolo del fluido termovettore all'ingresso del campo specchi per aumentare la temperatura raggiungibile nelle ore di bassa radiazione solare. Considerando i dati meteo di Partanna, si è stimato che il ricircolo permetta di

aumentare le ore complessive di funzionamento a temperatura nominale del 13.3% a fronte però di una diminuzione dell'energia termica prodotta dell'1% per via delle perdite termiche maggiori.

I modelli sviluppati di campi specchi e moduli PV (pannelli in silicio multi cristallino con orientamento fisso) consentono di stimare la portata e la temperatura di fluido termovettore (sali fusi o olio diatermico) su base oraria per un anno tipo prendendo in input l'anno meteorologico tipo (TMY) della località selezionata (i.e., valori di radiazione diffusa, diretta, albedo, temperatura e velocità del vento con risoluzione oraria).

I modelli sopra descritti saranno utilizzati nella LA1.41 per ottimizzare la progettazione e la gestione annuale dell'impianto ibrido.

### 3 Riferimenti bibliografici

- [1] "THERMOFLEX - General Purpose Program - Heat Balance Software." [https://www.thermoflow.com/products\\_generalpurpose.html](https://www.thermoflow.com/products_generalpurpose.html) (accessed Jun. 17, 2021).
- [2] N. Blair *et al.*, "System Advisor Model, 2014.1.14: General Description," 2014. Accessed: Jul. 02, 2021. [Online]. Available: [www.nrel.gov/publications](http://www.nrel.gov/publications).
- [3] IRENA, "Renewable Energy Technologies Cost Analysis Series: Concentrating Solar Power," *Compr. Renew. Energy*, vol. 3, no. 2, pp. 595–636, 2012, Accessed: Jun. 30, 2021. [Online]. Available: [www.irena.org/Publications](http://www.irena.org/Publications).
- [4] G. Mittelman and M. Epstein, "A novel power block for CSP systems," *Sol. Energy*, vol. 84, no. 10, pp. 1761–1771, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.solener.2010.06.004.
- [5] Eastman, "Therminoil VP-1."
- [6] Dow Chemical Company, "DOWTHERM A - Synthetic Organic Heat Transfer Fluid — Liquid and Vapor Phase Data," 2001. Accessed: Jun. 30, 2021. [Online]. Available: <http://www.dowtherm.com>.
- [7] Solar Millenium A. G., "The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3," *Parabol. trough power plants Andasol 1 to 3*, pp. 1–26, 2008.
- [8] Z. Aqachmar, A. Allouhi, A. Jamil, B. Gagouch, and T. Kousksou, "Parabolic trough solar thermal power plant Noor I in Morocco," *Energy*, vol. 178, pp. 572–584, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.04.160.
- [9] L. M. M. Falchetta, D. Mazzei, T. Crescenzi, "Design of the Archimede 5 MW molten salt parabolic trough solar plant," 2009.
- [10] M. Falchetta *et al.*, "The Partanna Project: A first of a kind plant based on molten salts in LFR collectors," in *AIP Conference Proceedings*, Dec. 2020, vol. 2303, no. 1, p. 040001, doi: 10.1063/5.0029269.
- [11] NREL, "Concentrating Solar Power Projects Database," 2012. Accessed: Jun. 22, 2021. [Online]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/>.
- [12] "50MWe SGS4 steam generation system for CSP plant, China." <https://www.aalborgcsp.com/projects/50mwe-sgs4-steam-generation-system-for-csp-plant-china/> (accessed Jun. 22, 2021).
- [13] B. Kelly, M. Izygon, and L. Vant-Hull, "Advanced Thermal Energy Storage for Central Receivers with supercritical coolants," *SolarPaces Conf.*, 2010, doi: 10.2172/981926.
- [14] H. E. Reilly and G. J. Kolb, "An evaluation of molten-salt power towers including results of the solar two project," *Sandia Natl. Lab.*, pp. 1–94, Nov. 2001, doi: 10.2172/791898.
- [15] M. J. Blanco and L. R. Santigosa, *Advances in concentrating solar thermal research and technology*. Elsevier Inc., 2016.
- [16] T. Ruegamer *et al.*, "Molten salt for parabolic trough applications: System simulation and scale effects," in *Energy Procedia*, Jan. 2014, vol. 49, pp. 1523–1532, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.161.
- [17] "ORC System | TURBODEN." <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system> (accessed Jun. 30, 2021).
- [18] M. Astolfi, E. Macchi, M. C. Romano, P. Bombarda, and S. Campanari, "An Innovative Approach for the Techno-Economic Optimization of Organic Rankine Cycles," Italy, 2014.
- [19] A. Giostri, M. Binotti, P. Silva, E. Macchi, and G. Manzolini, "Comparison of two linear collectors in solar thermal plants: Parabolic trough vs fresnel," in *ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability, ES 2011*, Mar. 2011, no. PARTS A, B, AND C, pp. 621–630, doi: 10.1115/ES2011-54312.
- [20] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver," Golden, CO (United States), Oct. 2003. doi: 10.2172/15004820.
- [21] A. Heimsath, F. Cuevas, A. Hofer, P. Nitz, and W. J. Platzer, "Linear Fresnel Collector receiver: Heat loss and temperatures," in *Energy Procedia*, Jan. 2014, vol. 49, pp. 386–397, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.042.

- [22] FRENELL GmbH, "Solar power on demand Least cost opportunity for sun-rich countries," 2016.
- [23] "Archimede Solar Energy." [http://www.archimedesolarenergy.it/it\\_hceoms-11-sali-fusi.htm](http://www.archimedesolarenergy.it/it_hceoms-11-sali-fusi.htm) (accessed Jun. 17, 2021).
- [24] ENEA, "Nota per Polimi."
- [25] M. Geyer, E. Lüpfer, R. Osuna, P. Nava, J. Langenkamp, and E. Mandelberg, "EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation," *11th SolarPACES Int. Symp. Conc. Sol. Power Chem. Energy Technol.*, no. October 2015, p. 7, 2002, Accessed: Jun. 17, 2021. [Online]. Available: [http://sbp.de/es/html/contact/download/EuroTrough\\_Paper2002.pdf](http://sbp.de/es/html/contact/download/EuroTrough_Paper2002.pdf).
- [26] F. Burkholder and C. F. Kutscher, "Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver," *NREL Tech. Rep.*, no. May, p. 58, 2009, Accessed: Jun. 17, 2021. [Online]. Available: <http://www.osti.gov/bridge>.
- [27] Archimede Solar Energy, "Archimede Solar Energy - HCEOI12," [www.archimedesolarenergy.com](http://www.archimedesolarenergy.com), 2016. [http://www.archimedesolarenergy.it/en\\_hceoi-12-olio.htm](http://www.archimedesolarenergy.it/en_hceoi-12-olio.htm) (accessed Jun. 25, 2021).
- [28] A. Giaconia, "Impianto Pilota ENEA Casaccia: solare termico a concentrazione LFR-olio diatermico per sperimentazione calore di processo a media temperatura - Incident Angle Modification Estimation," 2021.
- [29] A. Giaconia, "Impianto solare termodinamico a concentrazione - Thermal loss solar Elianto LFR collector," 2020.

## 4 Abbreviazioni ed acronimi

CSP:	Concentrated Solar Power, tecnologia del solare a concentrazione
DC:	Direct Current, corrente continua
DNI:	Direct Normal Irradiation, radiazione solare diretta
GCR:	Ground Coverage Ratio
HTF:	Heat Transfer Fluid, fluido termovettore nei ricevitori solari dell'impianto CSP
IAM:	Incidence Angle Modifier (parametro per la determinazione delle performance dei collettori solari)
MSLF:	tecnologia CSP con collettori lineari di Fresnel (LF) e sali fusi (MS) come HTF
MSPT:	tecnologia CSP con collettori parabolici lineari (PT) e sali fusi (MS) come HTF
NOCT:	Nominal Operating Cell Temperature, temperatura operativa nominale della cella fotovoltaica
ORC:	Organic Rankine Cycle
PB:	Power Block, blocco di potenza
PEACE:	Plant Engineering and Construction Estimator
PV:	Photovoltaic, tecnologia fotovoltaica
RH:	Re-Heater, ri-surriscaldatore
SAM:	System Advisor Model
SP:	Sliding Pressure
TMY:	Typical Meteorological Year, anno meteorologico tipo

Ibridizzazione e integrazione di impianti CSP con altre tecnologie energetiche: sviluppo di modelli per la simulazione di impianti CSP/PV

M.Binotti, E.Martelli, L.Pilotti (Politecnico di Milano)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 1<sup>a</sup> annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.40 - *Ibridizzazione e integrazione di impianti CSP con altre tecnologie energetiche: sviluppo di modelli per la simulazione di impianti CSP/PV*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile del Work package: Alberto Giaconia, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Ibridizzazione e integrazione di impianti CSP con altre tecnologie energetiche: sviluppo di modelli per la simulazione di impianti CSP/PV"

Responsabile scientifico ENEA: Alberto Giaconia

Responsabile scientifico POLITECNICO DI MILANO: Marco Binotti, Emanuele Martelli

Si ringraziano Marco Colombari e Davide Bolverato per il contributo dato al lavoro all'interno del loro lavoro di tesi magistrale.