



Ricerca di Sistema elettrico

Potenzialità della co-generazione e tri-generazione per via solare

*C. Copeta, D. Marano, V. Sabatelli
D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, A. Padovan*

POTENZIALITÀ DELLA CO-GENERAZIONE E TRI-GENERAZIONE PER VIA SOLARE

C. Copeta, D. Marano, V. Sabatelli (ENEA)

D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, A. Padovan (Università di Padova)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo: B - Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Studio teorico-sperimentale su ricevitori per sistemi solari a concentrazione ed analisi delle potenzialità di applicazione di tecnologie CPVT"

Responsabile scientifico ENEA: Vincenzo Sabatelli

Responsabile scientifico Università di Padova: Davide Del Col

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
1.1 OBIETTIVI GENERALI	5
1.2 OBIETTIVI RELATIVI ALLA LINEA DI ATTIVITÀ B	5
1.3 OBIETTIVI E ARTICOLAZIONE DEL DOCUMENTO	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 MINI E MICRO CSP ABBINATI A CICLI A FLUIDO ORGANICO (ORC)	6
2.1.1 <i>Stato dell'arte</i>	6
2.1.1.1 Descrizione della tecnologia	7
2.1.1.2 Applicazioni ad energia solare	13
2.1.1.3 Considerazioni sulla tecnologia	18
2.1.2 <i>Stima delle prestazioni energetiche</i>	18
2.1.2.1 Metodologia utilizzata	18
2.1.2.2 Producibilità per diverse località	21
2.1.3 <i>Riferimenti bibliografici</i>	22
2.2 SISTEMI DISH/STIRLING	23
2.2.1 <i>Stato dell'arte</i>	23
2.2.1.1 Descrizione della tecnologia	23
2.2.1.2 Applicazioni ad energia solare	27
2.2.1.3 Considerazioni sulla tecnologia	31
2.2.2 <i>Caratterizzazione energetica e sperimentazione di sistemi Dish/Stirling</i>	32
2.2.2.1 Prototipo utilizzato	32
2.2.3 <i>Valutazione delle prestazioni energetiche</i>	35
2.2.3.1 Producibilità per diverse località	36
2.2.4 <i>Riferimenti bibliografici</i>	36
2.3 SISTEMI TERMO-FOTOVOLTAICI A CONCENTRAZIONE	36
2.3.1 <i>Stato dell'arte</i>	37
2.3.1.1 Descrizione della tecnologia	37
2.3.1.2 Analisi dei sistemi CPVT	41
2.3.1.3 Procedure di test	44
2.3.1.4 Considerazioni sulla tecnologia	45
2.3.2 <i>Caratterizzazione energetica e sperimentazione di sistemi CPVT</i>	46
2.3.2.1 Prototipo utilizzato	46
2.3.2.2 Descrizione dell'apparato sperimentale	47
2.3.2.3 Risultati sperimentali	48
2.3.3 <i>Valutazione delle prestazioni energetiche</i>	51
2.3.3.1 Modellazione ottica, termica ed elettrica.....	51
2.3.3.2 Validazione del modello.....	54
2.3.3.3 Producibilità per diverse località	56
2.3.4 <i>Riferimenti bibliografici</i>	57
3 CONCLUSIONI.....	59
4 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	60

Sommario

Scopo del presente documento è l'elaborazione di uno studio preliminare per valutare le potenzialità di applicazione di sistemi co-generativi e/o tri-generativi di piccola taglia che utilizzino mini e micro CSP abbinati a cicli a fluido organico (ORC), oppure di sistemi ibridi quali quelli del tipo Dish/Stirling o quelli basati su tecnologie termo-fotovoltaiche a concentrazione (CPVT).

In particolare nello studio elaborato, per ciascuno dei sistemi per la produzione combinata di energia presi in considerazione, è stata fornita:

- Una descrizione dello stato dell'arte delle tecnologie disponibili, sia dal punto di vista dei sistemi solari a concentrazione utilizzabili sia dal punto di vista dei sistemi attualmente disponibili sul mercato per la conversione dell'energia solare in elettricità, calore e/o freddo.
- Una descrizione sintetica dei principi di funzionamento, delle principali caratteristiche dei componenti e delle relative prestazioni energetiche. Inoltre vengono fornite informazioni relative alle possibili applicazioni e al potenziale di diffusione, evidenziando sia i vantaggi che i limiti tecnologici che tali sistemi hanno in relazione soprattutto all'accoppiamento con sistemi ad energia solare.

Dallo studio condotto emerge come l'abbinamento delle tecnologie solari a concentrazione a sistemi di produzione combinata di energia in assetto co-generativo e/o tri-generativo non hanno raggiunto ancora la piena maturità tecnologica, tale da poter essere considerata una tecnologia di ampia diffusione commerciale. Infatti, gran parte delle applicazioni esistenti sono ancora allo stadio di prototipo e solo in alcuni casi si è giunti ad uno stadio pre-industriale. Ciò ha reso particolarmente difficoltoso il reperimento di informazioni attendibili sulle prestazioni energetiche delle tecnologie considerate, i cui valori sono necessari per l'elaborazione di studi tecnico-economici in grado di valutare in maniera affidabile le potenzialità di tali tecnologie.

Pertanto, ad eccezione dei sistemi abbinabili a cicli ORC (per i quali, non potendosi effettuare sperimentazioni in campo, ci si è limitati a stime sulla base dei pochi dati disponibili), per ciascuna delle restanti tecnologie esaminate sono state condotte campagne sperimentali che hanno permesso di monitorare, in diverse condizioni operative, le prestazioni energetiche su medio-lungo periodo. I risultati di tali sperimentazioni hanno consentito di caratterizzare energeticamente le diverse tecnologie e di valutare le rispettive produzioni energetiche su base giornaliera e mensile, a partire dalle quali è stato possibile effettuare un primo confronto di tipo energetico sulle potenzialità di applicazione.

1 Introduzione

L'impiego dell'energia solare nella stagione estiva per il condizionamento dell'aria costituisce una soluzione tecnica molto interessante dal punto di vista energetico, vista la coincidenza della domanda con la disponibilità di energia solare. Attualmente esistono diverse componenti tecnologiche per la realizzazione di sistemi di raffrescamento solare, tuttavia non esiste ancora una soluzione tecnologica integrata di facile applicazione, con il risultato che gli impianti di questo tipo sono ancora per lo più di tipo sperimentale e come tali molto costosi e poco competitivi.

In quest'ambito, il progetto a cui afferisce la presente attività (Progetto C.3: "UTILIZZO DEL CALORE SOLARE E AMBIENTALE PER LA CLIMATIZZAZIONE") ha lo scopo di definire e sviluppare un sistema integrato che sia robusto, competitivo e di riferimento per il "sistema Italia", in grado di assolvere l'intero compito della climatizzazione sia estiva che invernale. Il progetto consentirà inoltre di comprendere in quali condizioni climatiche, con quali tecnologie e con quale politica di supporto possa essere avviata un'azione che porti ad una diffusione di massa di sistemi di climatizzazione basati sull'energia solare o comunque assistiti da fonti rinnovabili.

Lo scopo principale del progetto è dunque quello di favorire una crescita nel ricorso a queste tecnologie avanzate di climatizzazione degli edifici. Tale obiettivo richiede parallelamente lo sviluppo di:

- a. componenti innovativi e competitivi, in grado di fornire adeguate prestazioni a costi contenuti;
- b. una varietà di soluzioni tecnologiche che consentano la scelta ottimale per ogni situazione climatica presente nel territorio nazionale.

1.1 Obiettivi generali

In generale l'attività sulla climatizzazione innovativa si sviluppa su due linee di attività fondamentali, concentrando gli sforzi e le risorse verso la realizzazione di laboratori e lo sviluppo di componenti innovativi:

- la prima linea è quella dello sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento della componente rinnovabile per il condizionamento estivo. In particolare vengono studiate pompe di calore ad assorbimento, pompe elettriche elio-assistite, heat-pipe, pompe di calore a CO₂, sistemi desiccant, pompe geotermiche. A questo scopo si realizzeranno impianti prototipali, laboratori di qualificazione e si assicurerà la partecipazione a network di ricerca internazionali (IEA);
- la seconda linea di attività riguarda l'integrazione del sistema di climatizzazione, cioè la costruzione di sistemi integrati che possano essere robusti e competitivi assolvendo l'intero compito della climatizzazione sia estiva che invernale. In questo contesto si svilupperanno: sistemi integrati pilota e dimostratori dove tali sistemi sono integrati nell'edificio; sistemi di controllo ed ottimizzazione in linea della integrazione tra sistema di climatizzazione ed edificio e telediagnostica con sistemi di monitoraggio remoto.

Nell'ambito delle attività finalizzate allo sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento delle energie rinnovabili per il condizionamento estivo, rientra anche la **linea di attività B** dal titolo "*Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura*".

1.2 Obiettivi relativi alla linea di attività B

L'attività ha previsto in generale l'analisi sperimentale e la qualificazione di componenti solari a concentrazione ottimizzati per applicazioni a media temperatura e la messa a punto della facility di test per prove indoor su collettori solari.

In quest'ambito le attività hanno riguardato:

- B1. Attività di **ricerca, sperimentazione e qualificazione di componenti solari a concentrazione** ottimizzati per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura (quali la climatizzazione degli ambienti, la produzione di calore di processo, la produzione di freddo) in particolare nei settori industriale, commerciale e terziario. In quest'ambito sono state ulteriormente approfondite le problematiche di carattere ottico e termo-fluidodinamico allo scopo di ottimizzare i diversi componenti che sono stati analizzati e/o sviluppati nelle fasi progettuali precedenti.
- B2. Elaborazione di **studi per valutare le potenzialità di applicazione di sistemi co- e tri-generativi di piccola taglia** che utilizzano mini e micro CSP abbinati a cicli a fluido organico (ORC), oppure di sistemi ibridi quali quelli del tipo Dish/Stirling o quelli basati su tecnologie termo-fotovoltaiche a concentrazione (CTPV).
- B3. In continuità con le attività già avviate nella precedente annualità, è stata **messa a punto la facility di test per prove indoor** su collettori solari, implementando un sistema ("cielo artificiale") in grado di riprodurre lo scambio radiativo nell'infrarosso che avviene tra un collettore e la volta celeste nelle ore di insolazione.

1.3 Obiettivi e articolazione del documento

Con riferimento all'**obiettivo B2** il presente documento riporta gli esiti di uno studio preliminare avente come scopo la valutazione delle potenzialità di alcune tipologie di sistemi co-generativi alimentati ad energia solare da destinarsi ad applicazioni distribuite di piccola taglia.

Il documento è suddiviso in tre capitoli nei quali vengono esaminate le seguenti tre tecnologie:

- Sistemi solari a concentrazione di piccola taglia (mini e micro CSP) abbinati a cicli a fluido organico (ORC) operanti in assetto co-generativo
- Sistemi ibridi del tipo Dish/Stirling
- Sistemi ibridi termo-fotovoltaici a concentrazione

Per ciascuna di esse viene presentato: un breve stato dell'arte contenente la descrizione della tecnologia; una descrizione dei principi di funzionamento e delle principali caratteristiche dei componenti e delle relative prestazioni energetiche.

Infine vengono presentati i risultati delle attività di caratterizzazione energetica basate in parte su stime teoriche applicate a sistemi CSP abbinati a cicli ORC, e per la restante parte basate su valutazioni sperimentali relative a sistemi Dish/Stirling e sistemi CPVT, che hanno permesso di valutare le prestazioni energetiche su medio-lungo periodo.

Le attività descritte nel presente report sono state condotte in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, che in particolare ha curato la parte relativa all'analisi delle potenzialità dei sistemi ibridi termo-fotovoltaici a concentrazione.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 MINI E MICRO CSP ABBINATI A CICLI A FLUIDO ORGANICO (ORC)

2.1.1 Stato dell'arte

Ad oggi diverse sono le tecnologie solari accoppiabili ai sistemi ORC. Nello specifico la tecnologia per la produzione di energia termica da fonte solare più idonea all'accoppiamento con i sistemi ORC è senza dubbio quella a concentrazione.

Le tecnologie solari a concentrazione che più si addicono a tale applicazione possono dividersi in due macro categorie:

- tecnologie solari a concentrazione ad alta temperatura (oltre i 300°C)
- tecnologie solari a concentrazione a media temperatura (fino ai 300°C)

Questi impianti di tipo co-generativo nascono dall'esigenza di soddisfare la richiesta elettrica e termica di utenti che utilizzando grandi quantità di calore per i loro processi produttivi (es. grosse segherie, impianti per la produzione di pellet, impianti di teleriscaldamento, ecc.) e che pertanto dispongono di cascami termici tali utilmente sfruttabili in abbinamento a tali tipologie di impianti.

Attualmente il panorama delle installazioni solari abbinate ad cicli ORC è molto esiguo per non dire quasi inesistente.

Le tecnologie a concentrazione che più si prestano per questo tipo di sistemi sono:

1. sistemi a concentrazione del tipo parabolico lineare (alta e media temperatura)
2. sistemi a concentrazione del tipo a torre (alta temperatura)
3. sistemi del tipo solar dish (media temperatura)
4. sistemi a concentratori a specchi lineari di Fresnel (media temperatura)

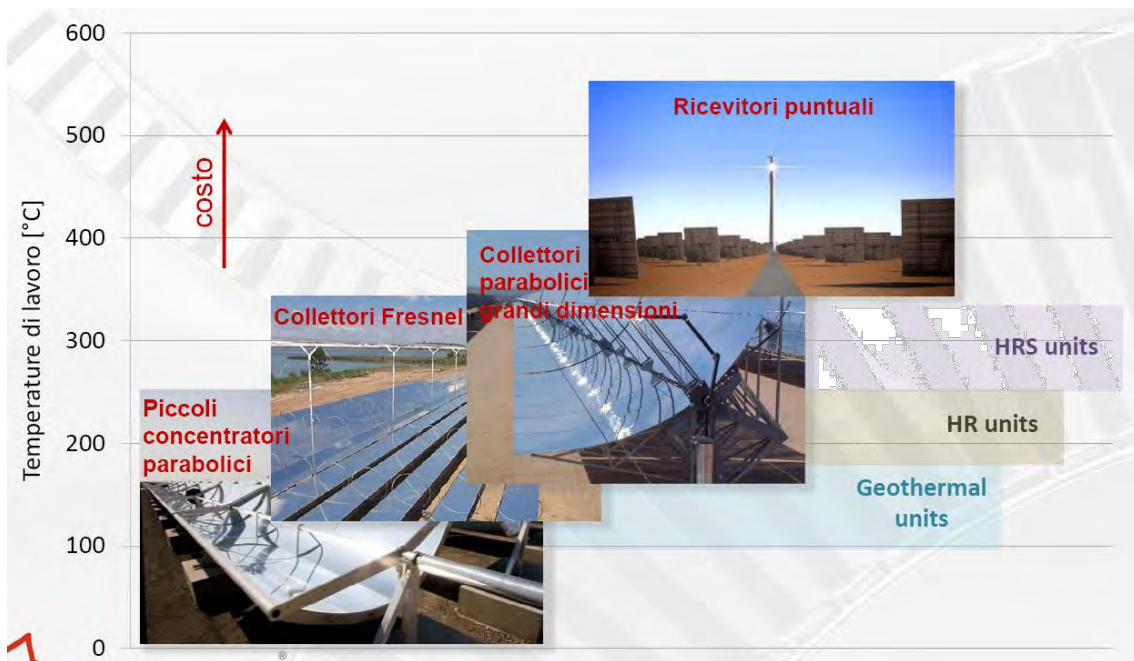


Figura 1 - Tecnologie solari a concentrazione esistenti in funzione della temperatura di lavoro operativa (Fonte: Turboden)

2.1.1.1 Descrizione della tecnologia

I cicli Rankine a fluido organico (ORC – *Organic Rankine Cycle*), sono dei cicli termodinamici sostanzialmente identici ai tradizionali cicli Rankine chiusi, nei quali si utilizza come fluido di lavoro un fluido di tipo organico. Negli impianti a ciclo Rankine di tipo convenzionale il fluido di lavoro tradizionalmente impiegato dalle centrali termoelettriche è l'acqua, grazie alle sue favorevoli proprietà negli impieghi ad alta temperatura e laddove le potenze in gioco sono considerevoli.

Negli impianti per lo sfruttamento del calore a temperature relativamente basse (da 100 a 300°C), l'acqua perde gran parte della sua utilità, risultando poco idonea e dando spazio a fluidi basso-bollenti di tipo organico, quali gli idrocarburi leggeri e i clorofluorocarburi (freon).

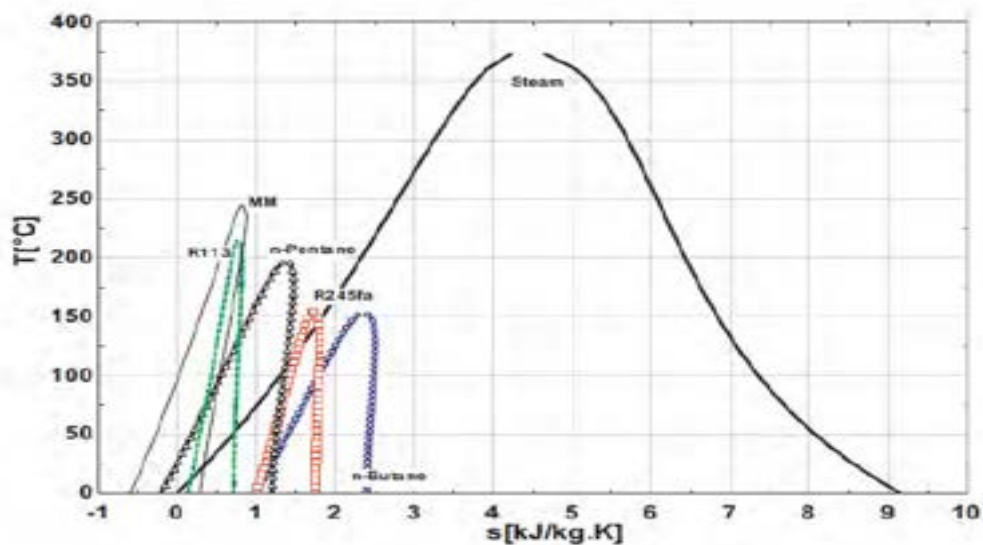


Figura 2. Confronto tra fluidi organici ed acqua sul diagramma T-s [...]

Gli impianti ORC funzionanti in assetto co-generativo, sono sistemi che permettono la produzione contemporanea di energia elettrica e termica, quest'ultima messa a disposizione sotto forma di acqua a temperature generalmente comprese tra 60 e 95 °C.

Possono suddividersi in due grandi categorie:

- quelli che utilizzano energia termica in cascate dirette ossia che sfruttano sorgenti termiche a bassa temperatura (70 - 80 °C) e con portate termiche limitate;
- quelli che utilizzano temperature superiori ai 100-150°C e che prevedono l'utilizzo di cicli cosiddetti «binari» nei quali la sorgente termica scambia calore con un fluido termo-vettore ad alto punto di ebollizione (olio diatermico); sarà tale fluido termo-vettore poi a scambiare (negli scambiatori di calore evaporativi) il calore con il fluido di lavoro organico.

In questo report verranno considerati essenzialmente i cicli ORC «binari» che utilizzano come fluido termo-vettore olio diatermico a temperature comprese tra 100 e 150°C fino ad arrivare a circa 300 °C e che lavorano in assetto co-generativo.

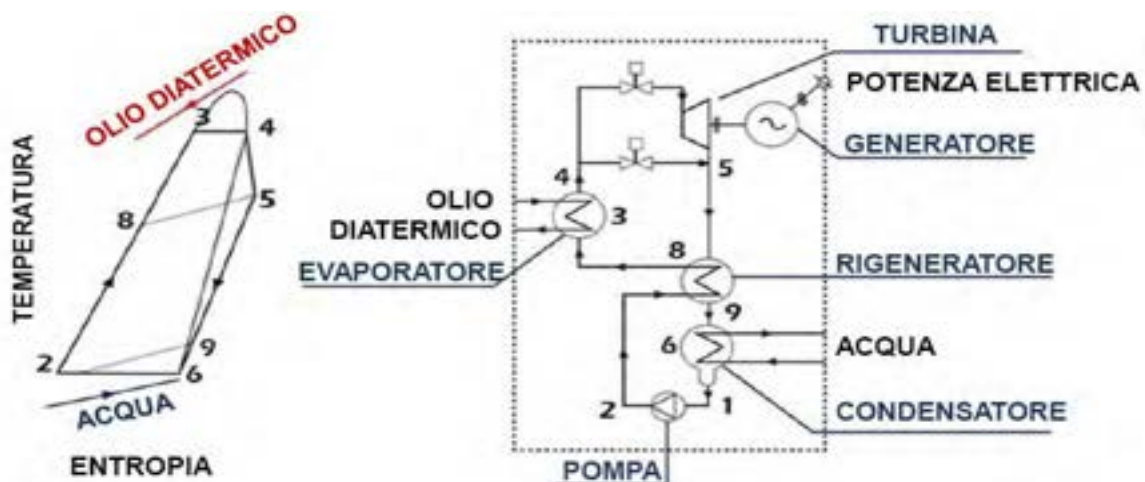


Figura 3. Schema generale di funzionamento di un ciclo ORC e relativo diagramma termodinamico.

In figura 3 è illustrato lo schema generale di funzionamento di un ciclo ORC ed il relativo diagramma termodinamico. Nello specifico, il fluido di lavoro, in fase liquida e a bassa pressione all'uscita del condensatore, viene portato alla massima pressione di ciclo mediante una pompa (1-2). Il fluido ad elevata pressione viene quindi preriscaldato e fatto evaporare per scambio termico con un secondo fluido (in genere olio diatermico) all'interno dell'evaporatore (8-3-4) e di qui, fatto espandere in turbina (4-5) con produzione di energia meccanica e quindi elettrica. Il vapore poi passa attraverso il rigeneratore (5-9) dove preriscalda il fluido organico (2-8) recuperando energia termica prima di entrare nell'evaporatore. Il vapore viene poi condensato nel condensatore (9-6-1).

Ne consegue che gli impianti ORC possono essere utilizzati in modo più proficuo per trasformare energia termica a bassa temperatura in energia elettrica. A tali basse temperature, un ciclo a vapore d'acqua risulterebbe assai inefficiente a causa degli enormi volumi che si avrebbero alle ridotte pressioni (e temperature) alle quali sarebbe necessario far condensare il fluido, con degli inaccettabili aumenti di volume e di costo degli impianti stessi.

Gli impianti ORC risultano dunque estremamente vantaggiosi rispetto ai tradizionali sistemi a vapore d'acqua soprattutto in:

1. applicazioni di piccola taglia con potenze che vanno da pochi kW ad alcuni MW;
2. applicazioni dedicate allo sfruttamento di sorgenti di calore a temperature comprese tra 70°C e 400°C.

In tal senso lo sviluppo di tali impianti è andato verso una modularizzazione delle macchine con il risultato di raggiungere delle piccole economie di scala che hanno permesso una generale riduzione dei costi di produzione.

I principali vantaggi derivanti dall'utilizzo delle tecnologia ORC possono essere così riassunti:

- mancanza di erosione delle palette dovuta all'assenza di formazione di liquido nelle fasi finali dell'espansione con aumento della durata delle stesse;
- ottimo rendimento della turbina (soprattutto nel caso di utilizzo di turbo-espansori);
- bassa sollecitazione meccanica della turbina dovuta alla modesta velocità periferica;
- basso numero di giri della turbina, tale da consentire un collegamento diretto fra la stessa e un generatore elettrico (a due poli) senza interposizione di riduttori di giri;
- elevata affidabilità e minima richiesta di interventi manutentivi per il fatto che il fluido di lavoro non è corrosivo e tiene pulite e lubrificate le parti con cui viene in contatto;
- semplicità nelle procedure di fermata e avviamento (a tale proposito è bene ricordare che per la conduzione delle unità ORC non vi è necessità di personale patentato come accade, invece, per gli impianti a vapore d'acqua);
- elevata sicurezza degli impianti derivante dall'utilizzo generalizzato di un fluido termo-vettore ad alto punto di ebollizione (oli diatermici);
- bassa rumorosità;
- buone prestazioni anche a carico parziale;
- assenza di surriscaldatori;
- elevate efficienze di conversione anche per potenze di pochi kW (generalmente comprese fra 15 e 24 %);
- ottima capacità di adeguarsi ai carichi parziali, mantenendo una ottima efficienza fino a circa il 30% del carico ma potendo funzionare in modo automatico fino anche al 5% del carico.

I fluidi comunemente impiegati nei cicli ORC sono caratterizzati da sufficiente stabilità termica ed appartengono alla famiglia dei cosiddetti fluidi 'organici', ovvero idrocarburi e fluorocarburi ad elevata massa molecolare quali freon, refrigeranti, silossani, alcool, miscele azeotropiche e zeotropiche, ecc.

La scelta dell'uno o dell'altro fluido dipende da una serie di fattori, quali la tossicità, la stabilità chimico-fisica, la compatibilità ambientale, oltre che da adeguate proprietà termiche, ovvero compatibili con la sorgente calda e fredda (per consentirne la evaporazione e la condensazione, rispettivamente).

La tabella 1 riporta a titolo di esempio alcuni dei fluidi organici utilizzabili per il recupero termico da sorgenti a bassa temperatura. Per ciascuno dei fluidi è riportata la temperatura e la rispettiva pressione critica, la temperatura e la rispettiva pressione di condensazione. Dalla tabella emerge che è possibile produrre energia elettrica disponendo di sorgenti calde a temperatura relativamente basse (ad esempio 150°C nel caso di integrazione con solare termico) mediante l'impiego di fluidi quali l'R134a (in fase vapore a 125°C e 20 bar).

Tabella 1. Fluidi organici per applicazioni in impianti ORC per il recupero termico da sorgenti termiche a bassa temperatura.

Sostanza	t_c (°C)	p_c (bar)	t_{cond} (°C)	P_{cond} (bar)	Sostanza	t_c (°C)	p_c (bar)	t_{cond} (°C)	P_{cond} (bar)
R125	66.18	36.30	30.00	15.64	RE245mc	133.68	28.87	54.50	2.42
R218	71.89	26.80	33.68	10.04	R600a	135.05	36.50	45.33	4.04
R143a	72.73	37.64	30.00	14.40	R236ea	139.22	34.12	53.92	2.44
R32	78.11	31.36	30.00	19.31	RE134	147.10	42.28	41.04	2.50
RE125	81.34	33.51	31.50	10.11	C ₅ F ₁₂	148.85	20.40	72.76	1.04
RE12705	92.42	46.65	30.00	13.09	R600	152.05	38.00	48.43	2.85
R290	96.65	42.50	30.00	10.79	R245fa	154.05	36.40	50.70	1.80
R134a	101.03	40.56	30.00	7.72	R338mccq	158.80	27.26	63.08	1.12
R227ea	101.74	29.29	44.19	5.33	neo-C ₅ H ₁₂	160.65	32.00	58.95	2.00
R152a	113.50	44.95	30.00	6.89	RE347mcc	164.55	24.76	66.98	0.96
RC318	115.23	27.78	54.72	3.68	RE245	170.88	30.48	58.47	1.04
CF ₃ I	123.29	39.53	30.00	5.65	R245ca	174.42	39.25	53.75	1.23
RC270	124.65	54.90	41.63	8.23	R601a	187.75	33.86	58.47	1.10
R236fa	125.55	32.00	48.61	3.24	R601	196.50	33.70	57.74	0.828
RE170	126.85	52.40	30.00	6.73	n-hexane	234.67	30.10	61.89	0.25

Alcuni dei fluidi organici impiegabili per le applicazioni ad elevata temperatura sono invece riportati in Tabella 2.

Tabella 2. Fluidi organici per applicazioni in impianti ORC per il recupero termico da sorgenti termiche ad alta temperatura.

Sostanza	Simbolo	p_c (bar)	t_{cond} (°C)	c_p^0 (J/mol K)
benzene	B	48.9	289.0	110.2
1-methyl-benzene	MB	41.0	317.8	143.7
1,3- dimethyl-benzene	DB	35.4	343.9	179.6
1,2,4- trimethyl-benzene	TB	32.3	376.0	217.4
1,2,3,4- tetramethyl-benzene	TEB	32.7	426.9	274.2
naphthalene	N	40.5	475.2	226.4
2-methyl- naphthalene	MN	35.0	487.9	266.9
quinoline	Q	57.8	508.8	234.0
diphenile	D	38.5	515.8	290.6
hexamethyl-cyclotrisiloxane	D ₃	16.6	281.0	346.2
octamethyl-cyclotrisiloxane	D ₄	13.6	313.3	498.9
octamethyl-cyclotrisiloxane	D ₅	10.8	346.0	639.9
perfluoro-methyl-cyclohexane	P1	20.2	212.7	283.6
perfluoro-2-butyltetrahydrofuran	P2	16.0	227.0	403.1
perfluoro-1,3-dimethyl-cyclohexane	P3	18.8	243.3	361.3
perfluoro-decalin	P4	17.6	292.0	481.5
perfluoro-1-methyl-decalin	P5	16.6	313.4	547.2
perfluoro-benzene	PRFB	33.0	243.5	174.2
pentafluoro-benzene	PFB	35.3	257.8	176.7
perfluoro-toluene	PFRT	27.1	261.3	225.7
chloro-pentafluoro-benzene	CPFB	32.4	297.6	194.1
hexamethyl-disiloxane	MM	19.1	245.5	268.9
octamethyl-trisiloxane	MDM	14.4	291.2	419.6
decamethyl-tetrasiloxane	MD ₂ M	12.3	326.2	577.5

Altra caratteristica peculiare dei fluidi impiegati nei cicli ORC è quella di essere considerati “fluidi secchi”, ossia caratterizzati da una pendenza positiva della curva del vapore saturo come evidenziato in figura 4.



Figura 4. Diagramma T-s di un fluido secco

Questo permette di avere un vapore surriscaldato a fine espansione anche partendo dalla curva del vapore saturo, con il vantaggio di assenza di condensa in turbina e la conseguente preservazione da fenomeni di erosione delle parti a contatto con il fluido. La scelta del fluido organico da impiegare, per ottimizzare il rendimento del ciclo termodinamico, è effettuata in funzione della temperatura della sorgente termica a disposizione. Per lo stesso motivo, la turbina è generalmente progettata tenendo ben in conto le proprietà chimico-fisiche del fluido elaborato.

Dall'analisi delle caratteristiche dei fluidi organici utilizzabili ed in relazione al campo di temperature del fluido primario, si delinea un vasto range di potenzialità per tali tecnologie. Il diagramma seguente illustra le taglie di impianto disponibili in relazione alla temperatura di lavoro considerata e alla macchina motrice utilizzata nel ciclo ORC.



Figura 5. Tecnologie impiantistiche applicabili in funzione della temperatura disponibile e della produzione di energia elettrica.

Dato che lo studio è orientato ad analizzare le potenzialità di applicazione del solare termico a concentrazione alla produzione combinata di energia elettrica, termica e/o di freddo in applicazioni distribuite di piccola taglia, le macchine motrici che più si adattano ad essere accoppiate a cicli ORC sono essenzialmente le mini e micro-turbine in grado produrre energia elettrica per potenze che vanno da 0.2 kW_e fino ai 250 kW_e.

Le **mini o micro-turbine ORC** sono sistemi energetici co-generativi basati sullo stesso ciclo termodinamico dei cicli ORC precedentemente descritti. La taglia è dell'ordine di pochi kilowatt fino ad arrivare al massimo a poche centinaia di kilowatt.

I componenti principali sono analoghi a quelli delle macchine di grossa taglia, ossia: una pompa, un evaporatore, un espansore e un condensatore. Nel caso illustrato in figura 6, l'evaporatore è affacciato direttamente alla fiamma e come espansore viene utilizzato un espansore volumetrico rotativo di tipo Scroll. Al condensatore arriva acqua fredda che viene riscaldata ed utilizzata come acqua sanitaria o per il riscaldamento degli ambienti. Anche in questo caso il fluido utilizzato è generalmente un fluido organico.

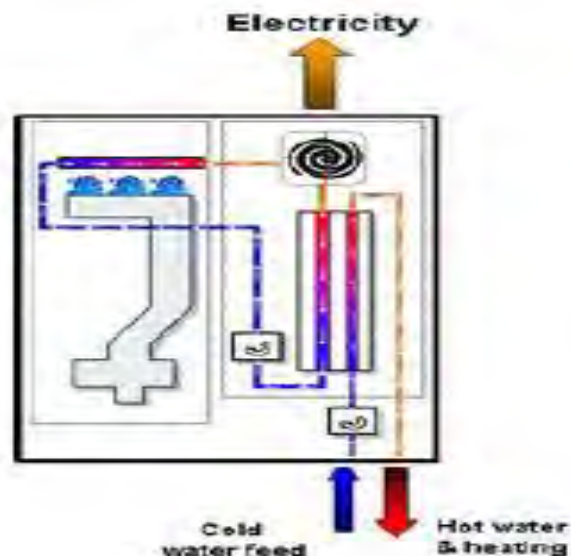


Figura 6. Schema di un impianto Micro ORC con espansore volumetrico rotativo Scroll

La tabella seguente riporta i principali produttori di impianti e/o turbine ORC di piccola taglia. La tabella oltre a riportare le potenze elettriche riporta le relative temperature all'evaporatore da cui si evince la compatibilità con quelle ottenibili da impianti solari a media temperatura.

Tabella 3. Elenco non esaustivo di produttori di impianti e turbine abbinabili a cicli ORC

Costruttore, Modello	Potenza Elettrica	Tev	Tecnologia
Ormat	0.2 kW ai 20 MW	-	Micro Turbine
Cogen Microsystems	2.5 kWel 20 kWel	-	Espansore volumetrico scroll
Infinity Turbine	30 kW fino a 500 kW	Tev >70° C - 110° C	Turbina
Electratherm	30 – 65 kWel	Tev > 88° C	Espansore volumetrico scroll
Calnetix	125 kWel	Tev > 120° C	Microturbina
Eneftech	10 e 30 kWel (60 kWel)	Tev > 145° C	Microturbina
Piglet	43 – 70 kWel	Tev >80° C a 130° C	Microturbina
Renex	30 - 180 kWel	Tev > 130° C	Microturbina
Freepower	85 kWel, 120 kWel	Tev > 120° C e fino a 270° C	Microturbina
Zuccato Energia	50 kWel 150 kWel	Tev > 94° C e fino a 155° C	Microturbina
Turboden	200 kWel 15 MWel	Tev > 270° C	Turbina
Ingeco Clean cycle 125	125 kWel	Tev > 120°	Turbina ad alta velocità
Pratt & Whitney- Turboden	280 kWel	Tev > 90° C e fino a 150° C	Turbina radiale

Inoltre nella tabella seguente si forniscono i principali dati di targa dei diversi sistemi ORC presenti sul mercato.

Tabella 4. Elenco di produttori di cicli ORC con indicazione dei modelli prodotti e dati di targa

Produttore	Modello	Potenza elettrica [kW]	Potenza termica [kW]	Rendimento elettrico [%]	Rendimento termico [%]
Turboden	22 CHP	2207	9601	18.4	79.9
Turboden	22 CHP split	2175	9630	18.1	80.1
Turboden	18 CHP	1784	7834	18.2	80.0
Turboden	18 CHP split	1775	7850	18.1	80.2
Turboden	14 CHP	1281	5313	19.1	79.1
Turboden	14 CHP split	1255	5350	18.6	79.7
Turboden	10 CHP	968	4081	18.8	79.4
Turboden	10 CHP split	950	4100	18.4	79.8
Turboden	7 CHP	702	3038	18.4	79.6
Turboden	7 CHP split	689	3060	18.1	80.2
Turboden	6 CHP	611	2565	18.9	79.2
Turboden	6 CHP split	587	2600	18.1	80.2
Infinity	IT500*	500	3810	11.4	86.8
Turboden	4 CHP	406	1854	18.6	80.6
Turboden	4 CHP split	400	1844	17.4	80.2
Infinity	IT250	250	1758	11.4	80.1
Freepower	FP 120	130	612	17.5	82.5
Ingeco	WHG 125	110	715	10	85.6
Infinity	IT80*	80	-	11.4	-
Infinity	IT50	50	-	-	-
Infinity	IT30*	30	235	11.4	89.1
Infinity	IT10	10	-	-	-
Cogen Microsystems	Small commercial	10	44	18.5	81.4
Energetix*		2.5	33	6.3	79.2
Cogen Microsystems	Domestic	2.5	11	18.5	81.4
Otag	Lion Powerblock	2.0	16	10.4	83.6
Genlec (gruppo Energetix)	Genlec Kingston	1	8	10.0	80.0

2.1.1.2 Applicazioni ad energia solare

Al mondo sono pochissimi gli impianti funzionanti con questi tipi di tecnologie e, nello stesso tempo, sono quasi tutti impianti ibridi ossia abbinati al recupero di energia termica da sistemi energetici da fonte termica tradizionale.

Di seguito si elencano, in maniera non esaustiva, alcuni degli impianti realizzati o in fase di realizzazione presenti nel mondo. L'elenco riporta in maniera schematica, le principali caratteristiche degli impianti unitamente al layout di processo.

TURBODEN

La società Turboden ha realizzato in Marocco un impianto a servizio di un Cementificio del gruppo Italcementi.

Caratteristiche tecniche dell'impianto:

- applicazione: solare termodinamico

- descrizione: Cementificio + CSP
- modello turbina ORC: T1500 HR
- potenza: 2000 kW
- temperatura acqua (in/out): 26 - 47°C

Le figure seguenti illustrano il layout d’impianto con affianco una foto dell’installazione.

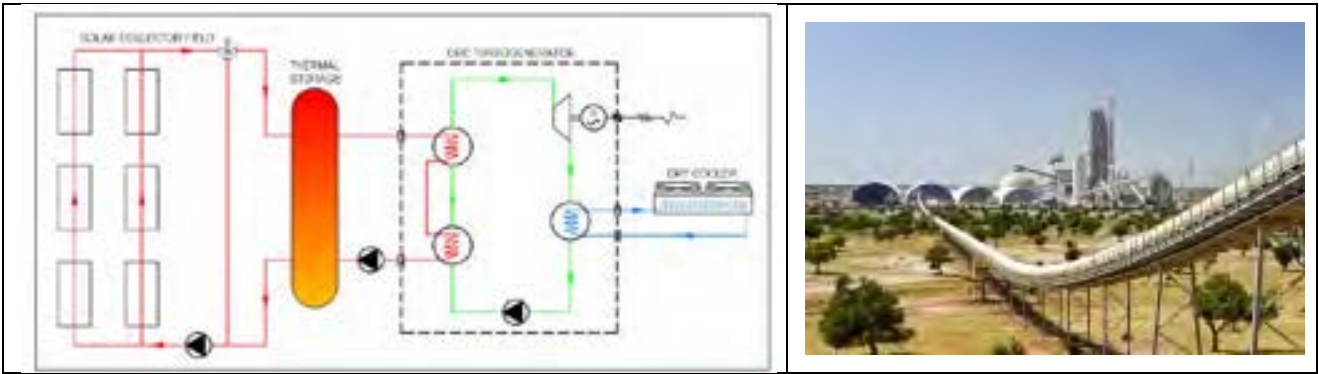


Figura 7: Layout dell’impianto solare termodinamico con ORC Turboden

Unità Turboden ad alto rendimento elettrico (HRS) Taglie standard e rendimento tipico

		TURBODEN 12 HRS - 1MW		TURBODEN 12 HRS		TURBODEN 24 HRS		TURBODEN 32 HRS	
		con split*	senza split	con split*	senza split	con split*	senza split	con split*	senza split
INPUT - olio diesel									
Temperatura nominale (circuito alta temperatura (temperatura/velocità))	°C	305/205	305/204	305/215	305/206	315/215	315/217	315/215	315/214
Potenza termica circuito alta temperatura	kW	3817	4043	4425	4817	8830	9634	12015	13075
Temperatura nominale (circuito bassa temperatura (temperatura/velocità))	°C	255/130	-	215/130	-	215/135	-	215/135	-
Potenza termica circuito bassa temperatura	kW	338	+	232	+	784	+	1080	+
Potenza termica totale in ingresso	kW	4155	4043	4657	4817	9614	9634	13075	13075
OUTPUT - acqua di raffreddamento									
Temperatura dell'acqua di raffreddamento (temperatura/velocità)	°C	25/35	25/35	25/35	25/35	24/37	24/37	25/40	25/40
Potenza termica al circuito di raffreddamento dell'acqua	kW	3151	3040	2667	2637	7256	7319	8972	8857
Prestazioni									
Potenza elettrica lorda	kW	1000	1000	1158	1188	2270	2326	3108	3183
Efficienza elettrica lorda	%	24.3%	24.7%	24.9%	24.7%	23.6%	24.2%	23.8%	24.4%
Autocostruzione elettrica	kW	36	36	46	48	87	87	119	125
Potenza elettrica netta in uscita	kW	964	964	1112	1140	2183	2244	2990	3057
Efficienza elettrica netta	%	23.2%	23.8%	23.9%	23.9%	22.7%	23.3%	22.9%	23.9%
Generatore elettrico**		50Hz, 430V 60Hz, 480V	50Hz, 430V 60Hz, 480V	50Hz, 430V 60Hz, 480V	50Hz, 430V 60Hz, 480V	50Hz, 690V 60Hz, 4150V	50Hz, 690V 60Hz, 4150V	50Hz, 690V 60Hz, 4150V	50Hz, 690V 60Hz, 4150V
Configurazione impianto		Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid
Contenuto biomassa***	kg/h	1816	1944	2153	2316	4211	4632	5715	6286
Tempi di consegna standard (3000)	settimane	8-11	8-11	8-11	8-11	8-11	8-11	15-18	15-18

Figura 8. Soluzioni Turboden ad alto rendimento non co-generativo

Taglie Standard e prestazioni tipiche di impianti CHP (cogenerativi) Turboden

		TD 6 CHP	TD 7 CHP	TD 10 CHP	TD 14 CHP	TD 18 CHP	TD 22 CHP	TD 30 CHP
INPUT - Olio diatermico								
Temperatura nominale circuito alta temperatura (entrata/uscita)	°C	302/242	302/242	300/240	300/240	300/240	300/240	310/231
Potenza termica circuito alta temperatura	kW	3340	3895	5140	6715	9780	12020	17671
OUTPUT - Acqua calda								
Temperatura dell'acqua calda (entrata/uscita)	°C	60/80	60/80	60/80	60/80	60/90	60/90	65/95
Potenza termica al circuito dell'acqua calda	kW	2664	3117	4081	5313	7834	9601	14499
PRESTAZIONI								
Potenza elettrica lorda	kW	643	738	1018	1338	1863	2304	3143
Efficienza elettrica lorda		19.3%	18.9%	19.8%	19.9%	19.0%	19.2%	17.9%
Autoconsumi elettrici	kW	32	37	48	58	78	87	107
Potenza elettrica attiva netta	kW	611	702	968	1281	1784	2207	2946
Efficienza elettrica netta		18.3%	18.0%	18.8%	19.1%	18.2%	18.4%	16.8%
Generatore elettrico*		50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 660V 60Hz, 4160V	50Hz, 660V 60Hz, 4160V	50Hz, 84V 60Hz, 4160V
Configurazione impianto		Single Skid	Single Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid
Consumo biomassa**	kg/h	1606	1873	2471	3228	4707	5778	8448
Tempi di consegna standard (D308)	Mesi	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	11-13

Figura 9. Soluzioni Turboden in assetto co-generativo

SISTEMA ELIANTO

La società Elianto S.r.l ha realizzato in provincia di Cagliari un impianto prototipale della potenza termica di 1 MWe costituito da un campo solare ad olio diatermico con tecnologia Fresnel, accoppiata ad un ciclo con turbina ORC operante in assetto co-generativo.

Caratteristiche tecniche dell'impianto:

- Insolazione di riferimento (Sud Italia): 1.750 kWh/m²
- Superficie specchi: circa 13.000 m²
- Superficie occupata dal campo solare: 2,5 - 3,0 ettari
- Fluido termo-vettore: olio diatermico
- Accumulo termico: 4 ore
- Tecnologia di produzione termoelettrica: turbina ORC
- Produzione annua di elettricità: 2.200 MWh_e
- Produzione termica annua (acqua 80-90 °C): 8.800 MWh_{th}



Figura 8: Schema dell'impianto prototipo della Elianto Srl.

Flenco Group

Sistema SIP SOLAR: *Sistema Solare Termodinamico a Sali fusi con accumulo indipendente e modulare.*

La Flenco, in collaborazione con la Biosolar, produce impianti chiavi in mano con moduli ORC di taglia minima di 120 kW accoppiati a sistemi solari a concentrazione parabolici lineari che utilizzano sali fusi come fluido di accumulo termico e scambiatore secondario ad olio diatermico per l'alimentazione del modulo ORC.

Caratteristiche tecniche dell'impianto:

Generatore elettrico ORC FP120:

- Potenza totale: 134 kW (120 kW netti).
- Turbina:
 - Tre stadi radiale.
 - Velocità di lavoro 30,000 rpm.
 - Temperatura entrata della turbina circa 210°C.
 - Cuscinetti piani.
- Surriscaldamento fluido Organico con : olio diatermico 240°C -280°C
 - Temperatura IN : 225°C
 - Temperatura OUT : 140°C
 - Duty : 742 kW
- Alternatore: Alta velocità 4 poli con magneti permanenti alle terre rare
- Fluido di lavoro : Hydrocarbon.
- Raffreddamento condensatore
 - Portata : 7.683 kg/s.
 - Inlet (Max) : 44°C
 - Outlet Max : 68°C
 - Duty : 578 kW

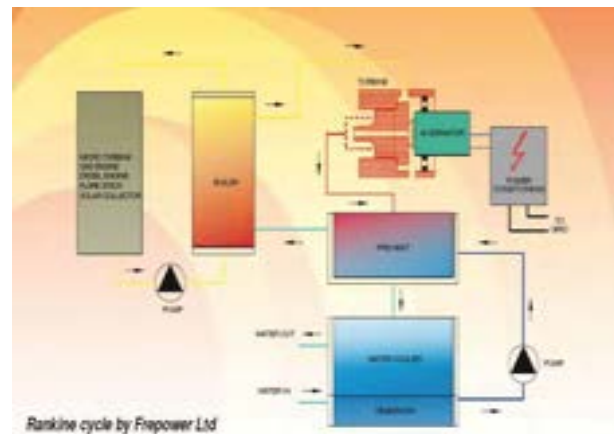
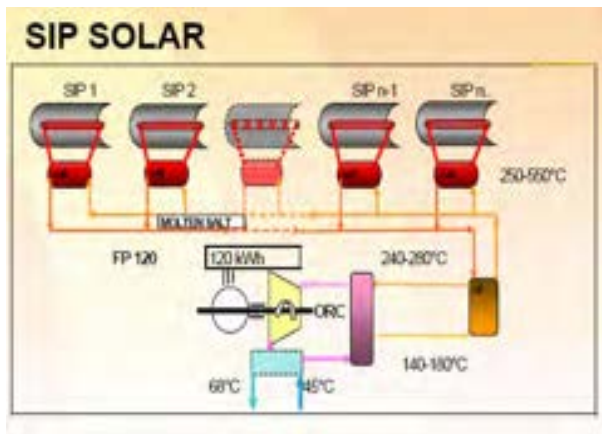


Figura 9: Schema dell'impianto ORC SIP SOLAR della FLENCO GROUP.

INGECO

L'impianto realizzato dalla INGECO è sito in provincia di Siracusa presso la Società Agricola Zasoli. Concepito come impianto solare termodinamico CSP con pannelli di tipo Linear Fresnel, l'energia termica prodotta dal campo solare è integrata con l'energia prodotta dalla combustione di biomasse di scarto, prodotte localmente in ambito agricolo, per coprire durante le ore notturne il fabbisogno termico dei generatori di energia elettrica.

Il sistema CSP tipo Linear Fresnel, è costituito da una serie di pannelli a concentrazione semipiani disposti su più file parallele; la particolare conformazione consente di movimentare gli specchi da remoto secondo angoli diversi di radiazione solare.

I raggi solari vengono direzionati verso un collettore lineare disposto ad una certa altezza dagli specchi dove all'interno scorre un fluido vettore, in questo caso acqua e glicole, che si riscalda alla temperatura necessaria per il processo di generazione a valle. Una seconda superficie riflettente è disposta sopra il collettore per evitare la dispersione della luce e riconcentrare i raggi solari.

Per garantire il fabbisogno termico ai generatori di energia elettrica 24 h su 24, sia in caso di maltempo che durante le ore notturne, il sistema CSP viene integrato con un sistema di combustione delle biomasse costituito da una caldaia a vapore.

- Caratteristiche tecniche dell'impianto
- CSP – Pannelli a concentrazione da 800 kW
- Caldaia a biomasse: Vapore 20 bar, potenza 1 MW
- Espansore di Vapore 60 kWe nominali
- Sistema ORC (n°1 Unità) 120 kWe nominali

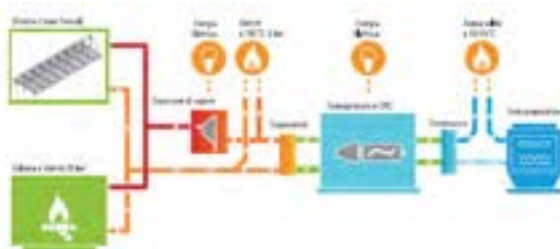




Figura 10. Schema e immagini dell'impianto della INGECO.

2.1.1.3 Considerazioni sulla tecnologia

Questo studio ha riguardato essenzialmente lo stato dell'arte della tecnologia CSP abbinata a i sistemi a ciclo ORC per la produzione combinata di energia elettrica e calore a bassa entalpia. È stata condotta un'analisi se pur non esaustiva di alcuni sistemi attualmente in commercio o in fase di commercializzazione che possono essere accoppiati in maniera tale da garantire un rendimento elettrico accettabile ed in grado di fornire in uscita dal ciclo, energia termica che possa essere utilizzata per fare cogenerazione.

Dalle indagini eseguite è emerso che i rendimenti elettrici per tali tecnologie in assetto cogenerativo si attestano intorno a valori che spaziano in un range che va dal 15 % sino ad un massimo del 19 % e rendimenti termici che si attestano mediamente intorno al 78 %. Nei casi in cui viene meno l'aspetto cogenerativo, ossia con energia termica in uscita dal ciclo caratterizzata da temperature al condensatore che si attestano intorno a 25 °C fino ad un massimo di 35 °C, i rendimenti elettrici possono raggiungere anche valori pari al 25 %.

2.1.2 Stima delle prestazioni energetiche

Per una valutazione preliminare delle prestazioni energetiche dei cicli ORC accoppiati a sistemi CSP si è fatto ricorso sia alle specifiche tecniche delle aziende operanti nel settore sia alla letteratura tecnica riguardante lo studio e la progettazione di questo tipo di impianti.

Una simulazione rigorosa, basata sui principi di conservazione della energia e della massa applicata a ciascun componente d'impianto è oltre modo complessa e necessita della conoscenza approfondita di tali componenti di difficile reperimento. Per tali ragioni si è fatto ricorso a una metodologia semplificata che per quanto riguarda il ciclo termodinamico si basa sulla conoscenza di parametri essenziali quali il rendimento elettrico e termico e la potenza termica al generatore di vapore, nonché sulla conoscenza delle temperature al generatore di vapore e al condensatore.

In particolare lo studio è stato condotto per due tipologie di macchine: la prima offerta dalla società *Turboden* e la seconda della società *Ingeco* che commercializza il modulo *Clean Cycle WHG 125 KWe* prodotto dalla società General Elettric. In entrambi i casi si è utilizzata come base di studio la documentazione ed i datasheet delle società costruttrici.

2.1.2.1 Metodologia utilizzata

Le condizioni principali alla base dello studio condotto sono le seguenti:

- 1) L'impianto solare, dotato di accumulo, è stato analizzato con il metodo *PHI-bar F-Chart* che permette di modellizzare l'impianto utilizzatore tenendo conto del carico termico da esso assorbito e della minima temperatura utile di funzionamento.
- 2) I siti considerati sono tre località italiane: Palermo, Roma e il CR ENEA della Trisaia.
- 3) Le simulazioni sono state condotte considerando come tecnologie solari disponibili quella dei sistemi a concentrazione parabolici lineari e quella dei sistemi a specchi lineari di Fresnel aventi entrambi come fluido vettore olio diatermico.
- 4) Le simulazioni sono state condotte considerando una temperatura all'evaporatore di 300 °C per la macchina della Turboden e una temperatura di 150 °C per il Clean Cycle come da indicazioni dei costruttori.
- 5) Si è assunto che l'energia termica prodotta dal campo solare venga utilizzata completamente dall'utenza. In tal caso, quando l'energia termica prodotta dal campo solare è uguale o inferiore al carico termico nominale della macchina essa è completamente assorbita dall'impianto ORC; quando vi è un surplus di energia fornita dal campo solare esso viene stoccato nel serbatoio di accumulo e poi utilizzato nelle ore serali. In tal modo si ha una temperatura di ritorno al campo solare la più bassa possibile e quindi tale da garantire che il collettore lavori sempre al massimo dell'efficienza.
- 6) Si è infine assunto che tra l'impianto di produzione di energia (impianto ORC) e l'utenza avvenga il massimo trasferimento di potenza ossia che l'impianto di produzione veda sempre un carico elettrico in grado di assorbire il 100% dell'energia prodotta ed un carico termico in grado di smaltire tutto il calore prodotto.

Il metodo PHI-BAR F-Chart è basato sul concetto dell'utilizzabilità che rappresenta la frazione di energia solare ricevuta con intensità superiore ad un livello di soglia al disopra del quale vi è energia utile. Nello specifico quando l'irraggiamento solare è basso, tale da dar luogo a rendimenti negativi, non vi è energia utile in quanto l'energia assorbita dal collettore è inferiore alle perdite; il collettore inizia a produrre energia utile quando l'irraggiamento è tale da garantire il superamento delle perdite del collettore. Il livello critico è fissato dalle perdite ottiche e termiche del collettore durante la captazione. L'utilizzabilità così definita dipende dall'energia incidente e dall'energia perduta, la prima dipende dal sito e dalla disposizione del collettore, la seconda dipende dalle condizioni d'impiego del collettore durante la captazione. L'energia utile pertanto è definita come il rapporto tra la differenza tra l'energia solare incidente e quella critica diviso l'energia solare incidente.

Nel presente studio è stato utilizzato il software F-Chart impostato sul metodo dell'utilizzabilità giornaliera media mensile. Nello specifico la criticità è legata al fatto che l'energia utile fornita dal campo solare deve superare la soglia dettata dal limite di temperatura imposto dall'utenza collegata all'impianto solare, ossia 302 °C o 150 °C che rappresentano le temperature di evaporazione richieste dalle due tipologie di impianto ORC considerate, rispettivamente, della Turboden e della INGECO-GE.

Le simulazioni con il software basato sul metodo PHI-BAR F-Chart sono state condotte scegliendo per ciascun sito di riferimento la superficie del campo solare in grado di assicurare una frazione solare media mensile unitaria nel mese di Luglio in modo da sfruttare interamente l'energia solare disponibile nei mesi estivi. È stata poi calcolata per l'impianto così dimensionato la frazione solare media mensile nel mese di Gennaio per avere una indicazione dell'entità dell'apporto solare nei mesi invernali.

Le valutazioni sono state condotte prendendo come riferimento l'applicazione di due impianti a ciclo ORC accoppiati rispettivamente prima ad un CSP parabolico lineare e dopo a un CSP a lenti di Fresnel.

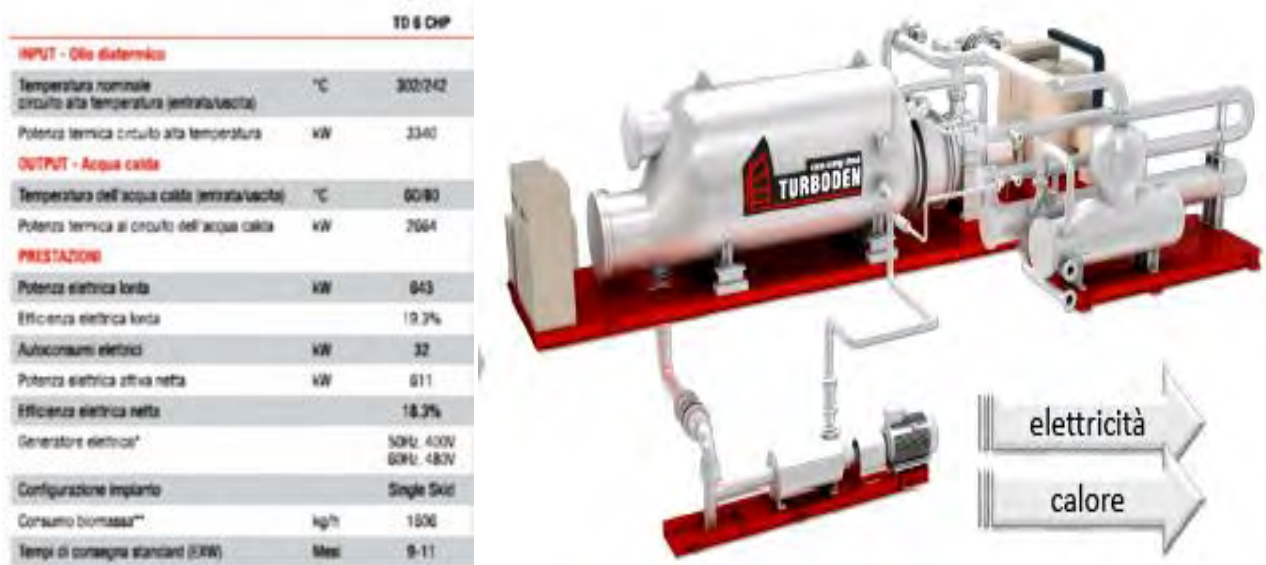


Figura 11. scheda tecnica e layout del Modulo TD 6 CHP della TURBODEN



Figura 12. Scheda tecnica ed immagini del modulo Clean Cycle WHG della INGECO - GENERAL ELETTRIC.

L'impianto che utilizza la fonte solare ad alta temperatura ossia 302° C è quello prodotto dalla Turboden ed è il TD6 CHP della potenza elettrica lorda di 643 kWe, mentre quello che utilizza energia termica a bassa temperatura ossia 150 °C è il modulo Clean Cycle WHG da 125 KWe prodotto dalla General Elettric e distribuito dalla INGECO. le schede tecniche di entrambi gli impianti sono di seguito riportate .

Si è considerato un funzionamento di entrambi Gli impianti in regime co-generativo con temperature dell'acqua di raffreddamento in uscita dal condensatore rispettivamente di 60 °C /80 °C per il TD6 CHP della Turboden e di circa 35° C per il modulo Clean Cycle WHG da 125 KWe. Per tale modulo la temperatura a cui è disponibile l'energia termica cogenerativa permette di non penalizzare molto il rendimento elettrico della macchina parecchio più basso di quello della macchina Turboden dato che la temperatura all'evaporatore di quest'ultima, che è uno dei parametri essenziali da cui dipende il rendimento elettrico, è doppia rispetto a quella del modulo Clean Cycle. I 35°C dell'acqua in uscita dal condensatore potrebbero essere comunque compatibili con alcune applicazioni dell'industria agro-alimentare e con un riscaldamento degli ambienti con pannelli radianti a pavimento o soffitto.

2.1.2.2 *Producibilità per diverse località*

Le seguenti tabelle mostrano i risultati delle simulazioni condotte considerando le due tecnologie di impianti solari a concentrazione, accoppiati alle due diverse taglie di impianti ORC rispettivamente della potenza elettrica di 643 kWe e 125 kWe e diverse temperature di evaporazione del fluido organico 302 °C e 150 °C. Nelle tabelle seguenti le energie in gioco sono espresse in MJ e riferite ad un giorno tipo del mese. In particolare E_{sol} è l'energia solare disponibile, E_{el} è l'energia elettrica prodotta e E_{th} l'energia termica utilizzata in cogenerazione. Per ciò che riguarda i rendimenti, η_{el} è il rendimento elettrico dato dal rapporto tra E_{el} ed E_{sol} ; η_{th} è il rendimento termico dato dal rapporto tra E_{th} ed E_{sol} ed η il rendimento totale somma dei rendimenti elettrico e termico.

Ciò che si nota considerando tutte le tabelle è che i rendimenti per una data macchina, e per una data tipologia di collettore sono molto poco dipendenti dal sito. Per quel che riguarda i due mesi oggetto dell'indagine per tutti i casi si nota che i rendimenti estivi sono leggermente superiori a quelli invernali. Per quanto riguarda il confronto tra le due macchine, il rendimento elettrico della macchina Turboden è mediamente intorno all'11% se accoppiata ai concentratori parabolici lineari e al 9.4% se accoppiata ai CSP a lenti di Fresnel. Il rendimento elettrico della macchina Clean Cycle è più basso: intorno allo 8.5% con i CSP parabolico lineari e intorno al 7.2% se accoppiata ai CSP a lenti di Fresnel. Ciò è il risultato di due effetti in controtendenza: da una parte il rendimento elettrico della macchina Turboden tende ad essere parecchio superiore rispetto alla macchina Clean Cycle data la rilevante differenza di temperature all'evaporatore (302°C contro 150°C); tale effetto è però mitigato dal fatto che il condensatore della macchina Turboden lavora a 80-90°C e quindi ad una temperatura parecchio più elevata rispetto all'altra macchina (35°C) ed è noto che una temperatura più elevata al condensatore porta a una diminuzione del rendimento del ciclo termodinamico. Per ciò che riguarda le due tipologie di concentratori considerate si nota in tutte le tabelle che la E_{sol} relativa ai concentratori parabolici è inferiore a quella dei concentratori a specchi di Fresnel. Ad esempio per la macchina Turboden l'apporto solare estivo è intorno ai 334 MJ/day per i concentratori parabolici e sale a un valore medio intorno ai 400 MJ/day per i Fresnel. Ciò significa che a parità di carico termico e di DNI la superficie del campo solare è più elevata per i concentratori a specchi di Fresnel rispetto ai concentratori parabolico lineari. Ne segue che questi ultimi hanno una efficienza media superiore ai CSP a specchi di Fresnel. In effetti per le due tipologie di collettori le perdite termiche sono comparabili ma l'intercetta della curva di efficienza può essere assunta indicativamente paria 0.75 per i concentratori parabolico lineari e pari a 0.65 per i CSP a lenti di Fresnel, come assunto nelle simulazioni. Per di più l'IAM assume valori più bassi per questi ultimi. E' ovvio quindi concludere che la scelta tra le due tecnologie si basa in ultima analisi su criteri di tipo economico.

Impianto CSP Parabolico Lineare con impianto ORC TD6 CHP TURBODEN (Tin 302 °C)							
		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
ROMA	LUGLIO	173,14	38,96	331,68	0,117	0,522	0,639
	GENNAIO	50,90	11,45	105,32	0,109	0,483	0,592
PALERMO	LUGLIO	173,14	38,96	338,55	0,115	0,511	0,626
	GENNAIO	55,23	12,43	113,13	0,110	0,488	0,598
TRISAIA	LUGLIO	173,14	38,96	331,35	0,118	0,523	0,640
	GENNAIO	45,88	10,32	96,29	0,107	0,476	0,584

Impianto CSP a lenti di Fresnel su ORC TD6 CHP TURBODEN (Tin 302° C)							
		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
ROMA	LUGLIO	173,14	38,96	402,77	0,097	0,430	0,527
	GENNAIO	50,73	11,41	127,90	0,089	0,397	0,486
PALERMO	LUGLIO	173,14	38,96	399,00	0,098	0,434	0,532
	GENNAIO	53,67	12,08	133,32	0,091	0,403	0,493
TRISAIA	LUGLIO	173,14	38,96	392,65	0,099	0,441	0,540
	GENNAIO	44,67	10,05	114,10	0,088	0,392	0,480

Impianto CSP Parabolico Lineare su ORC CLEAN CYCLE WHG INGECO-GE (Tin150° C)							
		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
ROMA	LUGLIO	51,85	8,10	94,77	0,085	0,547	0,633
	GENNAIO	16,12	2,52	30,10	0,084	0,536	0,619
PALERMO	LUGLIO	51,85	8,10	94,32	0,086	0,550	0,636
	GENNAIO	17,01	2,66	31,52	0,084	0,540	0,624
TRISAIA	LUGLIO	51,85	8,10	93,06	0,087	0,557	0,644
	GENNAIO	14,41	2,25	27,03	0,083	0,533	0,616

Impianto CSP a lenti di Fresnel su ORC CLEAN CYCLE WHG INGECO-GE (Tin150° C)							
		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
ROMA	LUGLIO	51,85	8,10	111,35	0,073	0,466	0,538
	GENNAIO	15,92	2,49	35,35	0,070	0,450	0,521
PALERMO	LUGLIO	51,85	8,10	108,81	0,074	0,476	0,551
	GENNAIO	16,49	2,58	36,35	0,071	0,453	0,524
TRISAIA	LUGLIO	51,85	8,10	108,94	0,074	0,476	0,550
	GENNAIO	14,10	2,20	31,65	0,070	0,446	0,515

2.1.3 Riferimenti bibliografici

- [1] Nicola Palestra (E.ON Energia SpA), Riccardo Vescovo (Turboden Srl) - “Applicazione di Cicli ORC a Recupero Termici da Processi Industriali “
- [2] Turboden Clean Energy Ahead a Group Company of Mitsubischi Heavy industries, LTD “Doc.: 11-COM.P-13-rev.18, Update: 30/05/2013”
- [3] Alessandro Daneu - Presentazione Flenco Group – Sip Solar “Le Energie Rinnovabili e le Amministrazioni Locali” - Vercelli 9 Ottobre 2009
- [4] Sito web *Elianto srl* - *Concentrating solar Power*
- [5] Jorge Facão, Ana Palmero-Marrero and Armando C. Oliveira “Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system “Faculty of Engineering, University of Porto”

- [6] Marco Marengo - Presentazione “Valorizzazione del calore di scarto mediante ciclo ORC di piccola taglia”- Università degli studi di Bergamo – klimaenergy 2011
- [7] Sylvain Quoilin “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”. ENERGY SYSTEMS RESEARCH UNIT AEROSPACE AND MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT -UNIVERSITY OF LIÈGE- October 2011
- [8] Daniele Rossetti “Produzione elettrica da calore di scarto in impianti di piccola taglia 10 e 30 kW” Icenova Engineering
- [9] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, “Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario” Report RSE/2009/18- Università di Bologna, Università di Ferrara, FIRE – Federazione Italiana per l’uso Razionale dell’Energia, Enea.
- [10] Roberto Bini – Turboden s.r.l. “La tecnologia ORC per la generazione distribuita da fonti rinnovabili e da recupero calore”- Turboden s.r.l.
- [11] Alessandro Dorigati “Clean Cycle generazione di energia da fonti rinnovabili e da calore di scarto” Ingeco – GE Power & Water – Progeco
- [12] Bertrand F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications” - Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3963– 3979
- [13] M. Bianchi, P. R. Spina, “Integrazione di sistemi cogenerativi innovativi di piccolissima taglia nelle reti di distribuzione dell’energia elettrica, termica e frigorifera”, Report RdS/2010/220 - Università di Bologna, Università di Ferrara, Ministero dello Sviluppo Economico, Enea
- [14] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer, “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles”, Institut für Verfahrens - und Energietechnik, Universität für Bodenkultur, Muthgasse 107, A-1190 Wien, Austria
- [15] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, J. Wiley & Sons., 2006, New York
- [16] M.A. Cucumo, V. Marinelli, G. Oliveti, *Ingegneria Solare – Principi ed applicazioni*, Pitagora Editrice, 1994, Bologna

2.2 SISTEMI DISH/STIRLING

2.2.1 Stato dell’arte

2.2.1.1 Descrizione della tecnologia

Il motore a ciclo Stirling è una macchina motrice a combustione esterna a ciclo chiuso che utilizza un gas come fluido termodinamico (solitamente aria, azoto oppure elio o idrogeno nelle versioni ad alto rendimento). Il ciclo termodinamico su cui si basa il principio di funzionamento di tale macchina è analogo a diversi altri cicli, dove vi sono sostanzialmente quattro fasi:

1. Compressione;
2. Erogazione di calore al fluido;
3. Espansione del fluido
4. Rimozione del calore dal fluido.

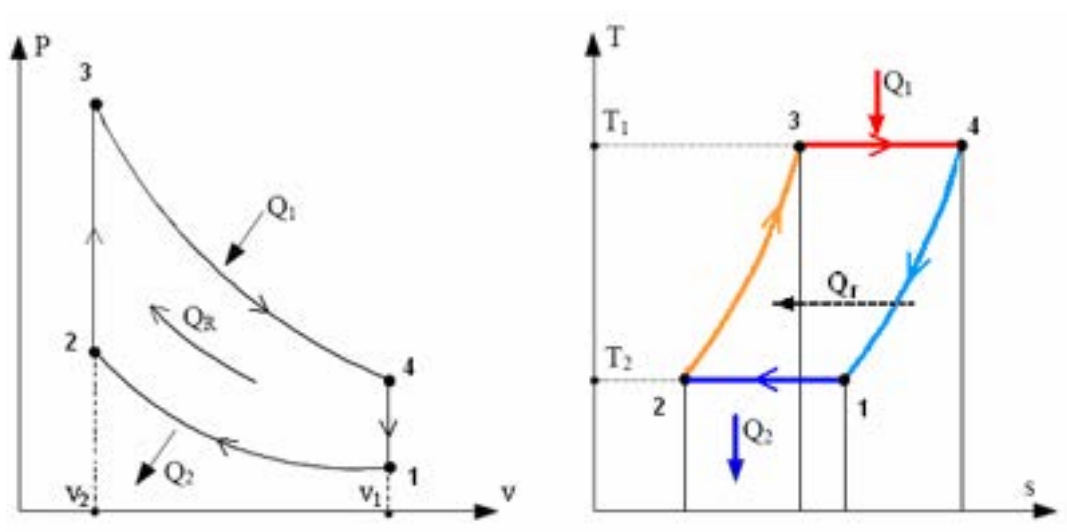


Figura 1. Cicli termodinamici di riferimento della macchina di Stirling

Il ciclo di riferimento ideale è descritto da due isoterme e da due isocore, con completa rigenerazione tra le due isocore (Fig1). Partendo dal punto "1" il fluido di lavoro è sottoposto ad una trasformazione di compressione a temperatura costante che, come visibile nello schema di Fig 2, può essere realizzata in un cilindro che riduce il volume offerto al gas mentre dalle pareti si provvede al raffreddamento. Dal punto "2" al punto "3" il fluido di lavoro viene trasferito a volume costante attraverso il rigeneratore dal cilindro di compressione a quello di espansione. Il passaggio attraverso il rigeneratore riscalda il fluido sino alla temperatura T_1 . Dal punto "3" inizia la fase di espansione, a temperatura costante per effetto del riscaldamento del cilindro, sino al punto "4" a cui corrisponde il massimo volume del cilindro. A questo punto i due stantuffi riprendono a muoversi simultaneamente, mantenendo cioè costante il volume offerto al gas, che quindi fluisce verso il cilindro di compressione attraverso il rigeneratore (4-1). Questo passaggio raffredda il gas che "deposita" il suo calore nella matrice del rigeneratore che poi lo renderà nell'altro passaggio di riscaldamento (2-3). Con Q_1 viene indicato il calore introdotto nella macchina lungo l'isoterma (3-4) e con Q_2 il calore ceduto dalla macchina lungo l'isoterma (1-2), Q_R è il calore che tramite il rigeneratore viene trasferito internamente alla macchina. Nel ciclo ideale lo scambio di calore con l'esterno avviene quindi solo lungo le due isoterme (1-2) e (3-4); pertanto il rendimento del ciclo Stirling è uguale al rendimento del ciclo di Carnot che opera tra le stesse temperature estreme (T_1 e T_2). Se la trasformazione di espansione avviene a temperatura più alta di quella relativa alla fase di compressione, cioè se il ciclo viene percorso in senso orario, si raccoglie lavoro meccanico utile.

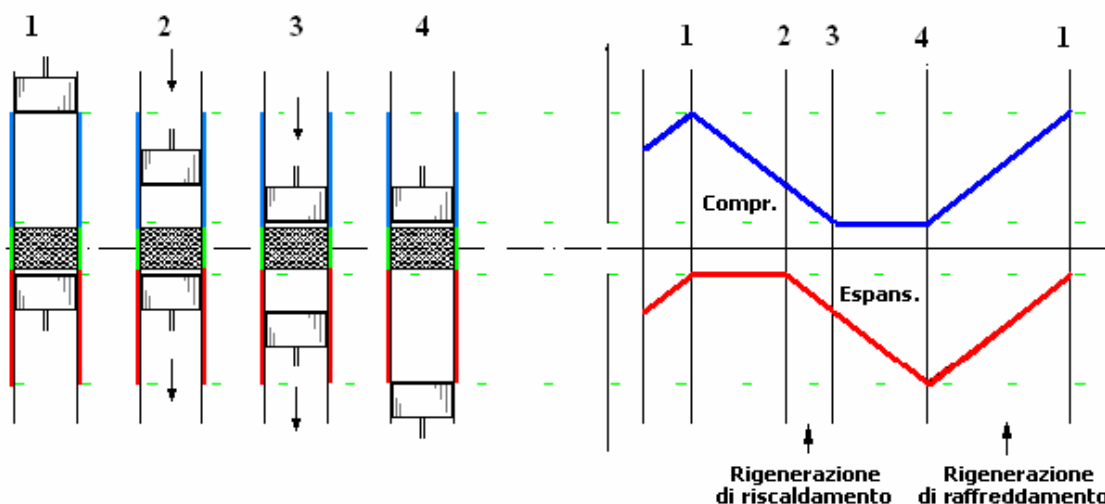


Figura 2. Schema di funzionamento ed andamento teorico dei volumi

Praticamente mantenendo un'opportuna differenza di temperatura tra il suo punto caldo ed il punto freddo, si innesca una pulsazione ciclica (opportunamente avviata all'inizio), normalmente trasformata in moto alternato dei pistoni. La pulsazione perdura fino a quando si continua a mantenere la differenza di temperatura, somministrando calore al punto caldo e sottraendone al freddo. Appare facile capire che il ciclo appena descritto è un ciclo reversibile.

Un elemento che contraddistingue questa macchina è il rigeneratore. Esso è costituito da una piccola massa di materiale, buona conduttrice di calore, con una elevata superficie di scambio, così che possa, al flusso del gas caldo verso il refrigeratore, catturare parte significativa del calore, ed in virtù della piccola massa aumentare rapidamente di temperatura. Quando il gas refrigerato di ritorno riattraversa il rigeneratore, questo cede il calore accumulato al gas, ed abbassa in ugual modo la sua temperatura; il gas ritorna così al punto caldo già preriscaldato: il motore, riducendo il calore sottratto dalla refrigerazione, ha un rendimento drasticamente superiore.

In motori di maggiore tecnologia i rigeneratori sono costituiti da lamine sottili, lane metalliche o "garze" metalliche impilate costituite da fili molto sottili; i materiali usati sono di norma metalli inossidabili e resistenti al calore, oltre che con alta densità e conducenti termicamente, quali acciaio inossidabile, nickel o sue leghe.

Esistono differenti configurazioni del motore Stirling che si possono classificare in due famiglie principali, in ragione della movimentazione dei componenti mobili:

- motori Stirling a guida cinematica
- motori Stirling a pistoncini liberi.

Nei motori a guida cinematica i pistoncini mobili sono guidati nel loro moto da un apposito meccanismo. Si distinguono in tre tipologie: α , β e γ , che si diversificano per la suddivisione dei volumi.

Nella seconda tipologia di Stirling i pistoncini si muovono liberamente sull'asse del cilindro operando reciprocamente sui volumi destinati alla compressione ed all'espansione. Nei sistemi free Piston la conversione di energia meccanica in energia elettrica è affidata ad un generatore elettrico lineare. In figura sono riportate le diverse configurazioni dei motori Stirling.

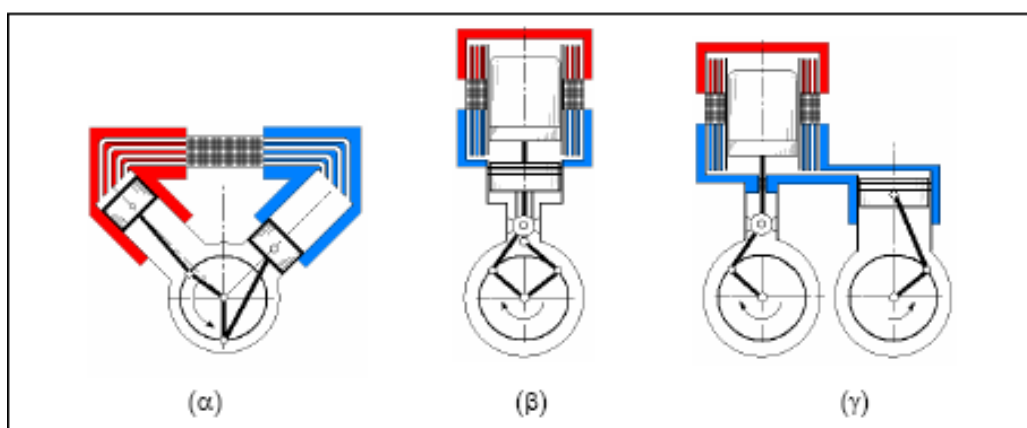


Figura 3. Motori Stirling a guida cinematica in configurazione (α - β - γ)

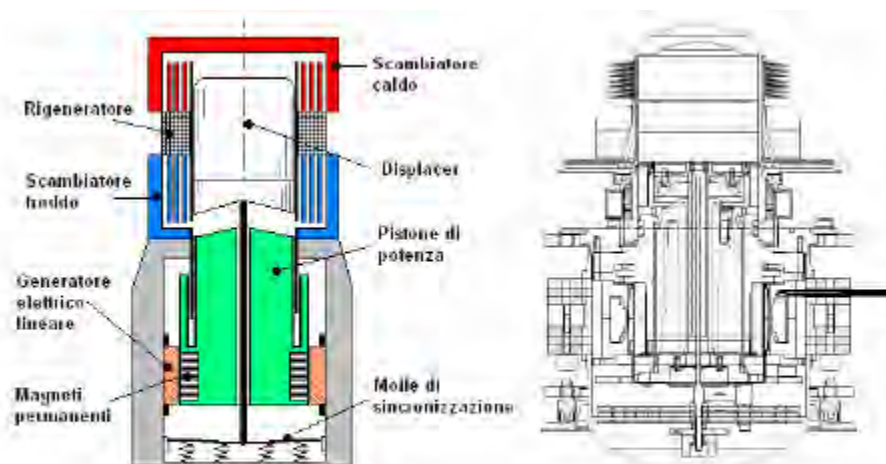


Figura 4. Schema funzionale di un motore a pistoni liberi FreePiston ed esempio realizzativo (MicroGen).

Le massime temperature di lavoro che il motore Stirling necessita per funzionare con efficienze elettriche accettabili sono tipicamente dell'ordine di 700÷750 °C, queste temperature devono essere chiaramente compatibili con i materiali della testa calda del motore), mentre le temperature minime dipendono dalla sorgente fredda che si impiega per il raffreddamento della testa fredda del motore.

Dall'analisi del ciclo termodinamico della macchina Stirling è facile notare come all'aumentare della temperatura del fluido di raffreddamento della sorgente fredda il rendimento del ciclo diminuisce, pertanto ne emerge che il calore recuperato dal fluido refrigerante è a bassa entalpia permettendo purtroppo una cogenerazione a bassa temperatura.

Di seguito sono riportate le principali aziende che producono motori Stirling in funzione delle potenze elettriche e termiche ed i relativi rendimenti.

Tabella 1. Principali produttori di motori Stirling

Produttore.	P_e [kW]	P_t [kW]	η_e [%]	η_t [%]
Whispergen	1	7	6.3	43.8
Microgen*	1	6	13.5	81.1
Infinia	1	6.4	12.5	80.0
Stirling Systems (ex SOLO)	1.2	5	18.0	75.0
Disenco	3	15	-	-
Sunmachine	3	10.5	20.0	70.0
SOLO*	9	26	24.5	70.8
Stirling Denmark	35	90	28.0	72.0
Stirling Biopower (ex STM Power)**	38	75	27.0	53.3
Stirling Biopower (ex STM Power)***	43	80	28.0	52.0
STM Power*	55	91	30.0	49.6

* modello non più disponibile in commercio

** versione a 50 Hz

*** versione a 60 Hz

2.2.1.2 Applicazioni ad energia solare

I sistemi Stirling che sfruttano l'energia termica generata da sistemi solari a concentrazione sono essenzialmente accoppiati a sistemi ad inseguimento di tipo Dish, da cui ne deriva il nome Dish/Stirling.

I componenti principali della tecnologia sono:

- Un concentratore parabolico solare a disco
- Un sistema di inseguimento
- Un ricevitore (scambiatore di calore solare)
- Un motore di Stirling con relativo generatore

La radiazione solare viene riflessa dal disco paraboloide di alcuni metri di diametro che la concentra sul ricevitore di un motore Stirling dove viene assorbita e trasferita a un gas di carica del motore Stirling (elio) portandolo a circa 600°C – 800°C. Tale calore viene convertito prima in energia meccanica e quindi in energia elettrica mediante un alternatore ed infine nuovamente in energia termica a bassa entalpia.

I sistemi Dish/Stirling sono generatori solari termoelettrici di piccole dimensioni. Sono in grado di funzionare in modo completamente automatico: iniziano a funzionare nelle prime ore del mattino, inseguono il Sole durante le ore di luce e ritornano in posizione di riposo a fine giornata, predisponendosi per la partenza del giorno successivo restano in condizioni di attesa durante la notte.

I sistemi Dish/Stirling sono destinati a funzionare o isolati, senza sorveglianza continua, oppure in cluster o solar farm da centinaia o migliaia di esemplari.

La tecnologia dei Dish/Stirling prevede diverse varianti nella realizzazione dei concentratori, dei sostegni e dei motori Stirling. In particolare sono stati sperimentati concentratori di diversa forma e con varie superfici riflettenti: a settori circolari, a *tales*, a *facettes*, a superficie continua, a membrana deformata.

Per quanto riguarda la struttura di sostegno, la tipologia più sperimentata è quella detta a pilone centrale che presenta notevoli vantaggi in fase di installazione; altre tipologie prevedono il cosiddetto montaggio equatoriale e quello altazimutale che prevede una struttura a giostra, tipica dei telescopi.

Le potenze dei motori sperimentati variano da 1 a 25 kWe mentre il fluido di lavoro impiegato nei motori Stirling è generalmente idrogeno anche se fino a pochi anni fa era molto usato anche l'elio.

Il panorama delle applicazioni di tale tecnologia è estremamente esiguo. Attualmente sono pochissime le aziende che producono impianti Dish/Stirling chiavi in mano. Molti sono gli esempi di impianti funzionanti allo stato prototipale e sperimentale.

Di seguito vengono elencati alcuni degli esempi più rappresentativi attualmente esistenti.

INFINIA

La principale applicazione della società INFINIA è costituita da una sistema solare a concentrazione realizzato con un paraboloide montato su di una struttura girevole capace di inseguimento solare e di auto-sostentamento.

Il paraboloide si richiude in posizione protetta durante la notte e nel caso di maltempo. Il sistema è calcolato per resistere a venti fino a 160 km/h e rimane in funzionamento fino a venti di 50 km/h. Sono state verificate anche le condizioni di resistenza a neve e grandine. Di seguito si riportano i datasheet della macchina e alcune immagini relative ad alcune installazioni.



Potenza di Picco	3 kW con specchi puliti, 20°C di temperatura ambiente ed insolazione 850 W/m ²
Tensione	220 V AC 50 Hz
Peso	864 kg
Larghezza	4,7 m
Altezza	5,6 – 6,4 m
Emissione acustica	65 dBA @10 m

Figura 5. Caratteristiche tecniche del sistema Dish/Stirling della Infinia.

RENOVALIA

Nel corso del 2009 Renovalia ha avviato l'installazione di un impianto della potenza dichiarata da 1 MWe con generatore Dish/Stirling Infinia da 3 kWe. L'impianto è localizzato nei pressi di Villarobledo in Spagna a 700 m s.l.m. e 39 ° lat. N nella regione della Mancia.

Ha inoltre presentato domanda di installazione in Spagna di 7 impianti per un totale di 70 MWe tutti collocati nella area di Ciudad Real e che dovrebbero progressivamente entrare in funzione tra il 2012 e il 2013. Ogni impianto da 10 MWe dovrebbe includere oltre 3300 dish.



Figura 6. L'impianto da 1 MWe in Villarobledo vicino ad Albacete (E) a gennaio 2010.
(Powerplay solar www.flickr.com)

EURODISH

E' un sistema progettato da un consorzio di aziende tedesche nel 1998 con il sostegno del programma di ricerca UE Joule J03 - CT98. E' stato realizzato in 4 esemplari: due sono installati presso la PSA di Almeria, uno a Vallore in India e uno a Milano.

E' costituito da un paraboloide circolare da 8,5 m di diametro che insegue il movimento del Sole e concentra la radiazione solare diretta sul ricevitore solare di un motore Stirling. Il calore che si sviluppa

viene trasformato in energia meccanica dal motore e quindi in energia elettrica dal generatore elettrico che è collegato alla rete di bassa tensione. La potenza nominale è di 10 kWe, la tensione è a 400 V trifase.

Successivamente è stata realizzata una nuova versione denominata EnviroDish che è stata installata in tre esemplari: a Siviglia, a Odeillo in Francia e Würzburg in Germania.

Il generatore EuroDish è stato sperimentato con risultati incoraggianti dal 2002 al 2007. Durante questo periodo ha subito alcune modifiche che ne hanno migliorato l'efficienza e la funzionalità. In seguito è stato utilizzato come dimostratore delle potenzialità della tecnologia Dish/Stirling nell'ambito dei progetti di generazione distribuita. Dal 2011 è in corso una attività di sperimentazione su alcuni componenti critici del motore Stirling V161 della Solo.



Figura 7. Impianto sperimentale Dish/Stirling EuroDish da 10 kWe.

TESSERA

A gennaio 2010 TESSERA ha inaugurato l'impianto Maricopa Solar Plant in Arizona, da 1,5 MWe costituito da 60 dischi SES tipo Suncatcher dalla potenza individuale di 25 kWe. Si tratta della più grande installazione di sistemi Dish/Stirling mai realizzata e si configura come una vera e propria *solar farm*. I dischi impiegati presentano alcune differenze rispetto ai sistemi SES: il concentratore è realizzato per settori a simmetria circolare e il motore presenta una nuova copertura finalizzata a ridurre il rumore. Secondo Tessera l'impianto dovrebbe essere il primo di una serie di 4 da realizzarsi sia in Arizona che in Texas ciascuno con potenza superiore a 10 MWe.



Figura 8. L'impianto di Tessera Solar a Peoria in Arizona (Fonte: Tessera)

POWERPLAY SOLAR

Nel corso del 2010 PowerPlay Solar ha installato in Arizona un cluster di 30 Dish/Stirling del tipo Infinia Powerdish da 3,2 kWe. L'impianto è realizzato a servizio delle strutture di produzione della GH Dairy, una delle principali aziende USA di produzione di latte. Secondo i proponenti i motori, realizzati con il concorso della Tier 1 (nota azienda americana fornitrice di componentistica per motori auto) dovrebbero avere un vita operativa di 25 anni.



Figura 8. L'impianto da 1 MWe nei pressi della GH Dairy a Yuma in Arizona nel corso del 2010, in esercizio (Fonte: www.powerplaysolar.com/sarah-farms.html)

INNOVA SOLAR ENERGY

È un'azienda italiana che produce il sistema Dish/Stirling Trinum della potenza elettrica di 1 kW. Trinum è il primo impianto solare a concentrazione a inseguimento ideato per produrre energia elettrica e acqua calda. È un sistema di cogenerazione con motore Stirling Free Piston di piccola taglia che utilizza una parabola solare a concentrazione per produrre sia energia elettrica che energia termica. Il sistema Dish Stirling solare raggiunge un'efficienza media annua di almeno il 55,2% (elettrica del 13,8% e termica del 41,4%). Trinum è l'unico sistema al mondo che utilizza un motore Stirling Free Piston di piccola taglia per la cogenerazione di energia elettrica e termica da fonte solare. Il motore è prodotto da Microgen Engine Corporation.

Generale	
Area captante lorda	11,04 m ²
Area captante netta	9,6 m ²
Efficienza ottica	89,00 %
Tracking solare	Biassiale
Protezione sovratemperatura	Sistema Automatico
Elettrico	
Potenza elettrica di picco	1 kWp
Alimentazione elettrica	230/50 V/Hz
Stima produzione elettrica di picco per anno*	2.100 kWh e
Termico	
Potenza termica di picco	3 kWp
Stima produzione termica di picco per anno*	6.400 kWh t
Fluido refrigerante	Acqua / Miscela Acqua-Glicole
Portata fluido di raffreddamento	7-19 L/min
Produzione ACS @ 45 C°	80 L/h
Massima temperatura IN del fluido refrigerante nel motore Stirling	60° C°
Minima temperatura IN del fluido refrigerante nel motore Stirling	6° C°
Massima pressione del fluido refrigerante nel motore Stirling	7 Bar
Attacchi idraulici al circuito di raffreddamento	3/4 inches
Materiali	
Riflettore	Multilaminar Aluminium Mirrors
Struttura	Acciaio zincato / Acciaio Inox
Prestazioni ambientali, peso e dimensioni	
Massima velocità del vento in condizioni operative	50 km/h
Massima velocità del vento in posizione di sicurezza	162 km/h
Peso	600 kg
Diametro di concentrazione	3,75 m
Ingombro massimo di manovra	d. 5,00 m x h. 4,60 m
Altezza in posizione di riposo	3,00 m
Massima altezza in esercizio	4,60 m
Garanzia	2 anni

Figura 9. Scheda tecnica sistema Dish/Stirling Modello TRINUM della INNOVA SOLAR ENERGY

2.2.1.3 Considerazioni sulla tecnologia

Questo studio ha riguardato essenzialmente lo stato dell'arte della tecnologia dei motori a ciclo Stirling abbinata a sistemi ad inseguimento con tecnologia Dish per la produzione combinata di energia elettrica e calore.

Le principali caratteristiche che rendono l'utilizzo dei sistemi Dish/ Stirling appetibili sono:

- può essere applicato facilmente a calore prodotto da concentrazione solare;
- le emissioni sono facilmente controllabili e di gran lunga meno nocive di quelle dei motori a combustione interna;
- la sua struttura non necessita di manutenzioni complicate;
- le emissioni sonore sono estremamente contenute;
- il calore residuo, che non viene utilizzato per la produzione di energia meccanica , può essere recuperato e reintrodotta nel ciclo di riscaldamento dell'acqua aumentando così l'efficienza complessiva oppure essere riutilizzato facendo funzionare il sistema in assetto co-generativo (diminuzione rendimento elettrico);
- lo stato avanzato relativo ai materiali ed alle tecnologie che rendono elevate le performance ottiche dei sistemi di concentrazione, hanno raggiunto valori tali da essere molto competitivi sia in termini di costo che di efficienza;
- i sistemi di movimentazione e di inseguimento hanno raggiunto standard elevati e sono in grado di garantire il funzionamento di tali sistemi per lunghi periodi in assenza di manutenzione;

Ciò nonostante tale tecnologia ha trovato spazi di applicazione solo in ambiti molto specifici. Il motivo reale per cui tale tecnologia non ha ancora trovato una forte diffusione è legato essenzialmente al fatto che i rendimenti reali di tali macchine non sono eccellenti, pertanto emerge in maniera lampante che il rendimento di conversione reale (rapporto tra la potenza meccanica o elettrica ottenuta e la potenza immessa con il combustibile o il calore prodotto dal solare) sia molto minore del rendimento termodinamico ideale, che, come detto, coincide con il rendimento del ciclo di Carnot che opera tra le temperature estreme del ciclo.

Un'altra problematica deriva dal fatto che, per ottenere potenze ragionevoli, si pressurizza il fluido di lavoro per poterne contenere una massa elevata in volumi ridotti.

Dovendo il fluido avere buone caratteristiche, sia in termini di scambio termico che di perdite di carico, nella gran parte delle applicazioni, viene usato elio. La sua dimensione molecolare mette a seria prova le tenute quando deve essere garantito il movimento di alberi di potenza. I materiali quindi richiedono attenta e costosa scelta. La necessità del mantenimento di alcune parti ad alta temperatura aggiunge ulteriori complicazioni e costi.

Va inoltre osservato che, comunque, la potenza specifica, in termini di kW per unità di ingombro o peso, rimane notevolmente inferiore a quella ottenibile con motori a combustione interna o a sistemi fotovoltaici a concentrazione o sistemi CSP abbinati a mini-micro ORC.

2.2.2 Caratterizzazione energetica e sperimentazione di sistemi Dish/Stirling

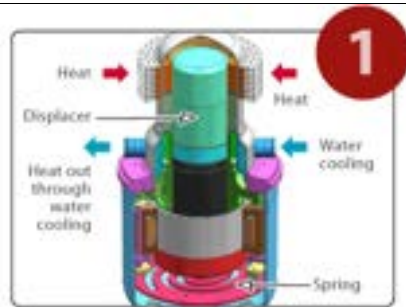
Per questa tipologia di sistemi ibridi per la produzione combinata di elettricità e calore è stato possibile effettuare un'analisi delle prestazioni energetiche giornaliere a partire da dati relativi al monitoraggio, effettuato su un periodo significativo di circa 3 mesi, di un sistema Dish/Stirling installato presso il Laboratorio Solare del CR ENEA Trisaia.

2.2.2.1 Prototipo utilizzato

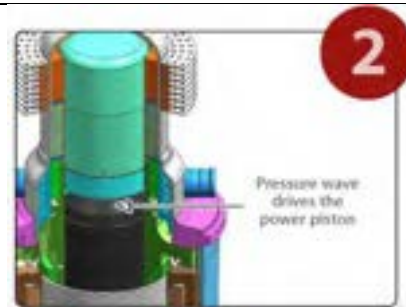
Ai fini della sperimentazione si è utilizzato un sistema ibrido Dish/Stirling, operante in assetto cogenerativo e capace di generare contemporaneamente 1 kW di energia elettrica a 230 V_{ac} e 3 kW di energia termica a temperature massime dell'ordine di circa 60-70°C, da destinarsi alla produzione di acqua calda ad uso sanitario e/o alla climatizzazione degli ambienti.

Il sistema utilizza un motore Stirling del tipo "free piston" di piccola taglia per la cogenerazione di energia elettrica e termica da fonte solare. Il motore è prodotto dalla Microgen Engine Corporation e funziona a ciclo chiuso utilizzando un gas come fluido termodinamico (solitamente aria, azoto oppure elio o idrogeno nelle versioni ad alto rendimento). La differenza di temperatura, che si realizza tra la testa del motore Stirling e la zona raffreddata da un flusso d'acqua a portata controllata, innesca una pulsazione ciclica, ovvero un moto alternato del pistone del motore, che perdura fin quando si continua a fornire calore, producendo energia elettrica e termica. La figura seguente illustra le varie fasi del processo.

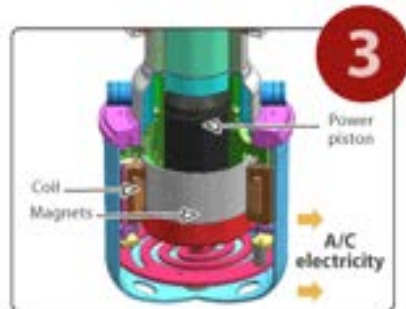
In un sistema solare del tipo Dish/Stirling la fonte di calore che alimenta il ciclo termodinamico è la radiazione solare concentrata dal sistema ottico costituito da un disco parabolico, nel cui fuoco è posizionato il motore Stirling.



Fase 1 – Un dispositivo di movimentazione sposta il gas all'interno del generatore dall'estremità riscaldata verso quella raffreddata. Una molla mantiene il dispositivo in oscillazione.



Fase 2 – L'alternarsi del riscaldamento e raffreddamento del gas produce un'onda di pressione che mette in movimento il pistone.



Fase 3 – L'onda di pressione fa oscillare il pistone che a sua volta muove un magnete all'interno di una bobina che produce corrente alternata.



Fase 4 – Il processo si ripete ad un ritmo di 50 cicli per secondo.

Figura 10. Fasi di funzionamento del motore Stirling "free piston" (Fonte: Microgen)

Le foto seguenti mostrano il sistema in funzione durante la campagna sperimentale.



(a) Setup sperimentale



(b) Dettaglio del ricevitore Stirling in esercizio

Figura 11. Foto del sistema in prova durante il periodo di monitoraggio

3.1. Metodo utilizzato per la caratterizzazione delle prestazioni energetiche

La figura seguente mostra il lay-out di impianto nella configurazione utilizzata per le prove. In particolare l'utenza termica è stata simulata attraverso una batteria di scambiatori aria/acqua di potenza equivalente alla potenza termica nominale del motore Stirling (3 kW_{th}). Ciò ha consentito di determinare l'output energetico massimo ottenibile dalla macchina.

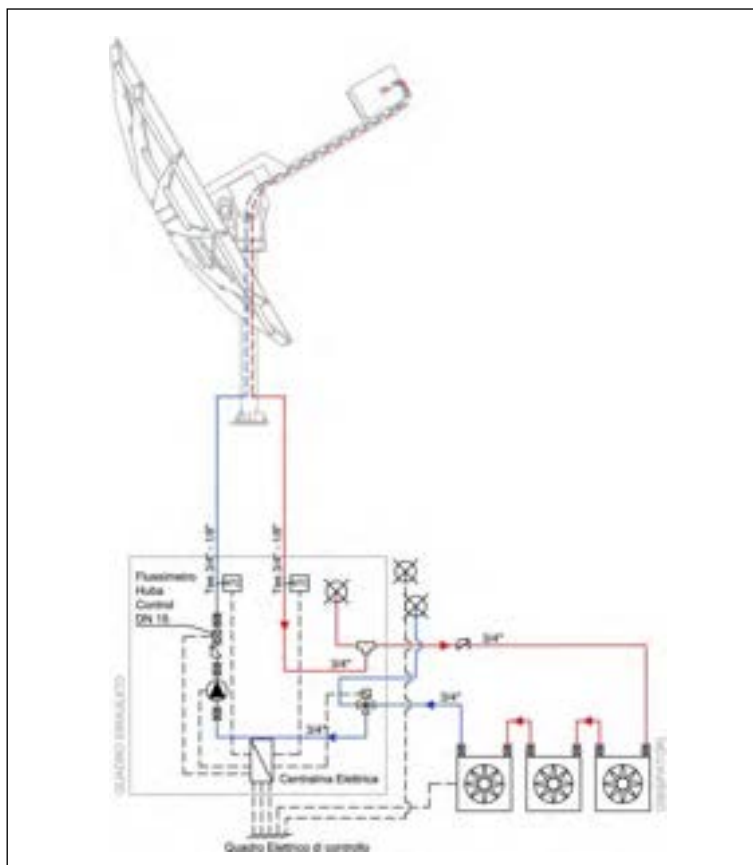


Figura 12. Lay-out di impianto utilizzato per le prove

La tabella seguente riassume le condizioni medie di test registrate durante la campagna sperimentale.

Tabella 2 – Condizioni di test

Sito	Centro ENEA Trisaia
Latitudine	40°09' N
Longitudine	16°38' E
Inclinazione ed azimuth	Sistema ad inseguimento biassiale
DNI media	5.67 kWh/m ² giorno Nota: valore medio giornaliero della DNI (<i>Direct Normal Irradiance</i>) registrato durante il periodo di test
Temperatura ambiente media	26.3 °C Nota: valore della temperatura ambiente media diurna registrata durante il periodo di test
Tipo di fluido utilizzato	Acqua
Portata media di test	14.2 litri/min

L'analisi delle prestazioni energetiche del sistema è stata effettuata monitorando giornalmente la produzione elettrica e termica del collettore in diverse condizioni operative, sia dal punto di vista meteo-

climatico (diversi valori della DNI giornaliera registrata nel periodo di monitoraggio) sia dal punto di vista termico (diversi valori della temperatura media giornaliera del fluido di raffreddamento in ingresso al motore Stirling).

2.2.3 Valutazione delle prestazioni energetiche

I valori di produzione energetica, ottenuti su base giornaliera durante il periodo di sperimentazione, sono stati correlati ai corrispondenti valori di DNI giornaliera registrati nelle ore di funzionamento del sistema, ottenendo dei coefficienti che hanno permesso di caratterizzare univocamente il sistema in prova.

Ciò ha consentito di caratterizzare il componente in un ampio range di condizioni operative, permettendo di ottenere degli indicatori energetici del sistema, a partire dai quali è stato possibile stimare la produttività elettrica e termica su base annuale in alcuni siti di riferimento, rappresentativi delle diverse zone climatiche dell'Italia.

I dati sperimentali ottenuti durante il periodo di monitoraggio sono stati correlati con il metodo dei minimi quadrati secondo le equazioni multi-lineari seguenti:

$$Q = a_0 + a_1(A_a \cdot DNI) + a_2(T_{in} - T_a)$$

$$P_e = b_0 + b_1(A_a \cdot DNI) + b_2(T_{in} - T_a)$$

I valori ottenuti per i coefficienti delle regressioni sono di seguito riportati:

Tabella 3 – Parametri caratteristici del sistema Dish/Stirling

Parametro	Valore	Unità di misura	Parametro	Valore	Unità di misura
$a_0 =$	1.27 ± 0.58	kWh	$b_0 =$	-1.24 ± 0.29	kWh
$a_1 =$	0.326 ± 0.009	-	$b_1 =$	0.125 ± 0.005	-
$a_2 =$	-0.027 ± 0.019	kWh/°C	$b_2 =$	-0.002 ± 0.009	kWh/°C

I punti sperimentali sono stati infine confrontati con i grafici ottenuti considerando, nelle equazioni lineari di cui sopra, differenti valori della differenza tra temperatura in ingresso al motore Stirling e la temperatura ambiente, come riportato nel grafico stesso.

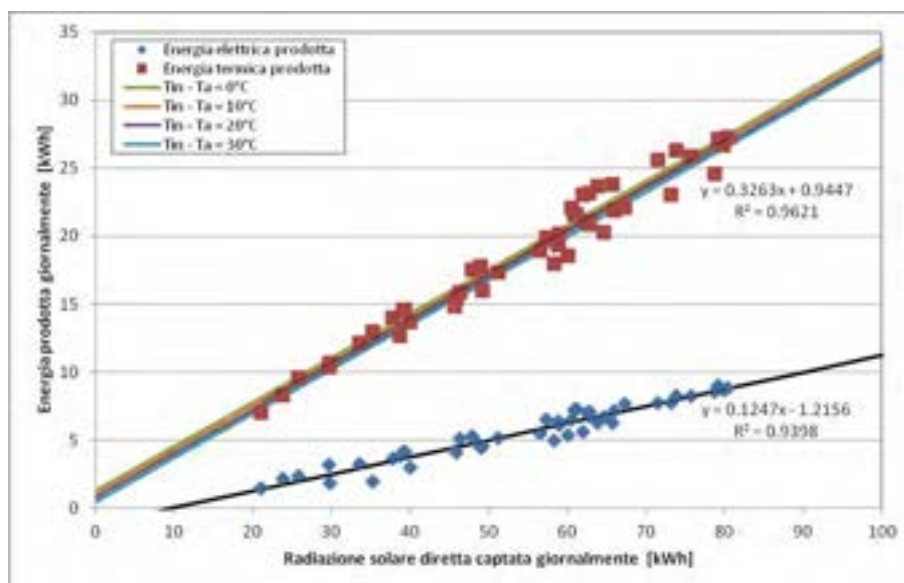


Figura 13. Prestazioni energetiche giornaliere del sistema

Il grafico riporta anche gli andamenti delle curve di regressione lineare, ottenute trascurando gli effetti dovuti alla diversa temperatura del fluido di raffreddamento in ingresso al motore Stirling.

2.2.3.1 Producibilità per diverse località

La tabella seguente mostra i risultati delle valutazioni di producibilità elettrica e termica per il sistema Dish/Stirling preso in considerazione. I valori riportati in tabella si riferiscono a dati giornalieri medi mensili. Dall'esame dei dati riportati in tabella appare subito evidente come gli indicatori prestazionali (efficienza elettrica e termica) siano pressoché indipendenti dal sito di riferimento e dal periodo dell'anno considerato. Si può quindi desumere che la producibilità termica ed elettrica su base annuale di tali sistemi, dipenda sostanzialmente dalla disponibilità di radiazione solare diretta (DNI) nei siti di riferimento.

Tabella 4 – Producibilità giornaliera ed efficienze del sistema Dish/Stirling

		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
MILANO	LUGLIO	161.27	61.35	494.44	0.1241	0.3262	0.4503
	GENNAIO	36.16	13.40	110.19	0.1216	0.3281	0.4497
ROMA	LUGLIO	181.14	68.97	555.48	0.1242	0.3261	0.4503
	GENNAIO	91.33	34.55	279.63	0.1235	0.3266	0.4501
PALERMO	LUGLIO	183.10	69.72	561.50	0.1242	0.3261	0.4503
	GENNAIO	91.70	34.69	280.79	0.1235	0.3266	0.4501
TRISAIA	LUGLIO	172.55	65.68	529.09	0.1241	0.3261	0.4503
	GENNAIO	77.41	29.21	236.88	0.1233	0.3268	0.4501

2.2.4 Riferimenti bibliografici

- [1] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, *“Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario”* Report RSE/2009/18 - Università di Bologna, Università di Ferrara, FIRE – Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia, Enea.
- [2] M. Bianchi, P. R. Spina *“Integrazione di sistemi cogenerativi innovativi di piccolissima taglia nelle reti di distribuzione dell'energia elettrica, termica e frigorifera”*, Report RdS/2010/220 - Università di Bologna, Università di Ferrara, Ministero dello Sviluppo Economico, Enea
- [3] Brignoli, *“Il solare termodinamico si apre un varco tra le nuvole”*, Articolo Nuova Energia, 2004
- [4] <http://www.solarthermalpower.it>
- [5] <http://www.infiniacorp.com>
- [6] <http://www.renovalia.com>
- [7] <http://www.powerplaysolar.com>
- [8] <http://pointfocus.com>
- [9] <http://www.tesseractosolar.com>
- [10] <http://www.microgen-engine.com>
- [11] <http://www.innova.co.it>
- [12] <http://www.solo-germany.com>

2.3 SISTEMI TERMO-FOTOVOLTAICI A CONCENTRAZIONE

e attività descritte nel presente capitolo sono state condotte nell'ambito dell'*Accordo di Collaborazione* tra ENEA ed il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, tra i cui obiettivi rientra l'elaborazione di uno studio specifico inerente le tecnologie termo-fotovoltaiche a concentrazione al fine di valutarne le potenzialità in applicazioni distribuite di piccola taglia.

2.3.1 Stato dell'arte

2.3.1.1 Descrizione della tecnologia

I concentratori solari fondamentalmente consistono in un'ottica, costituita di specchi o lenti, che concentra la radiazione solare diretta su un ricevitore/assorbitore. Un parametro fondamentale nella concentrazione solare è il fattore di concentrazione, che è geometricamente definito come il rapporto tra la superficie di apertura dell'ottica e la superficie del ricevitore/assorbitore [1]. In condizioni ideali, il rapporto di concentrazione è uguale al rapporto tra l'irradianza diretta sull'assorbitore e l'irradianza diretta sull'apertura dell'ottica. Nei sistemi reali, la concentrazione effettiva è inferiore a causa delle perdite ottiche. Quando un modulo fotovoltaico, specificatamente progettato, è installato come ricevitore in un concentratore solare, la tecnologia è nota come CPV (*Concentrating Photovoltaic*). Dato l'elevato flusso di radiazione sul ricevitore, nei sistemi CPV l'area di semiconduttore necessaria per la conversione fotovoltaica può essere notevolmente ridotta e l'uso di celle fotovoltaiche a giunzione multipla diventa un'opportunità interessante.

Le celle a giunzione multipla hanno un'efficienza notevolmente superiore alle celle in silicio cristallino, come si osserva in Figura 2.1, che mostra i valori misurati di efficienza per le diverse tecnologie fotovoltaiche. Dal grafico si può notare che attualmente le celle a tre giunzioni raggiungono un'efficienza massima fino al 44% quando funzionano sottoposte a radiazione concentrata. L'efficienza delle celle solari commerciali è un po' inferiore. Per esempio, Pérez-Higueras et al. [2] hanno riportato efficienze tra il 35% e il 39% per le celle a giunzione multipla commerciali a 500 di rapporto di concentrazione. Nel caso della tecnologia in silicio, la massima efficienza misurata, come mostrato in Figura 2.1, è raggiunta dalla cella solare in silicio presentata da Slade e Garboushian [3], la quale raggiunge circa il 27% di efficienza a 100 di rapporto di concentrazione. Un elenco delle più alte efficienze misurate per celle e moduli fotovoltaici è fornito da Green et al. [4]. L'efficienza della cella aumenta con il rapporto di concentrazione e il tipico andamento è mostrato in Figura 2.2 per una cella rappresentativa in silicio e una cella a giunzione multipla. Entrambi i tipi di celle solari mostrano un valore massimo di efficienza rispetto al rapporto di concentrazione.

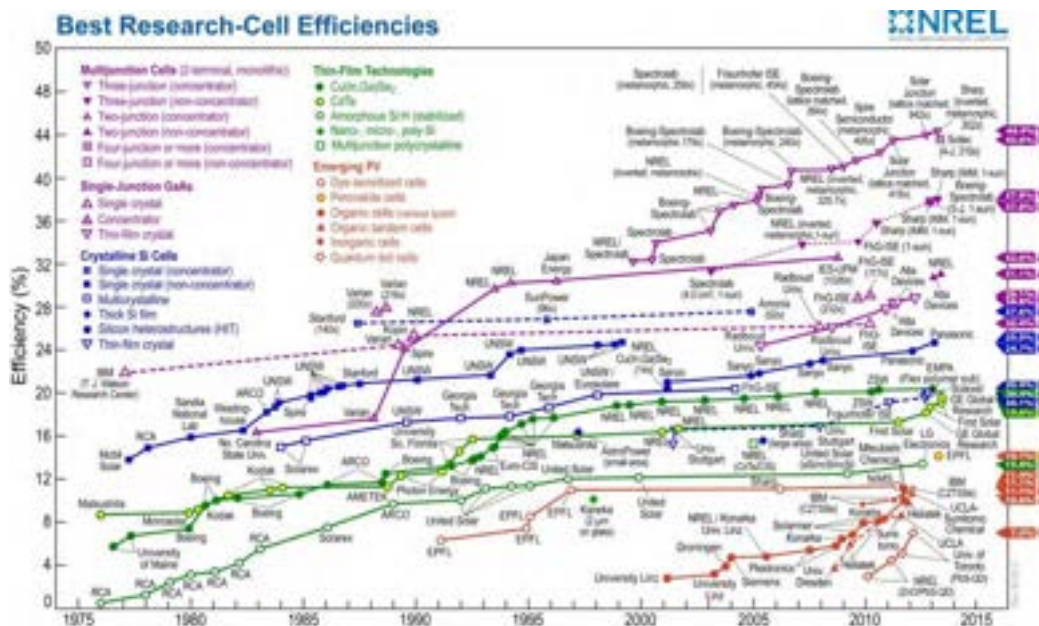


Figura 2.1. Andamento storico dell'efficienza delle celle fotovoltaiche [5].

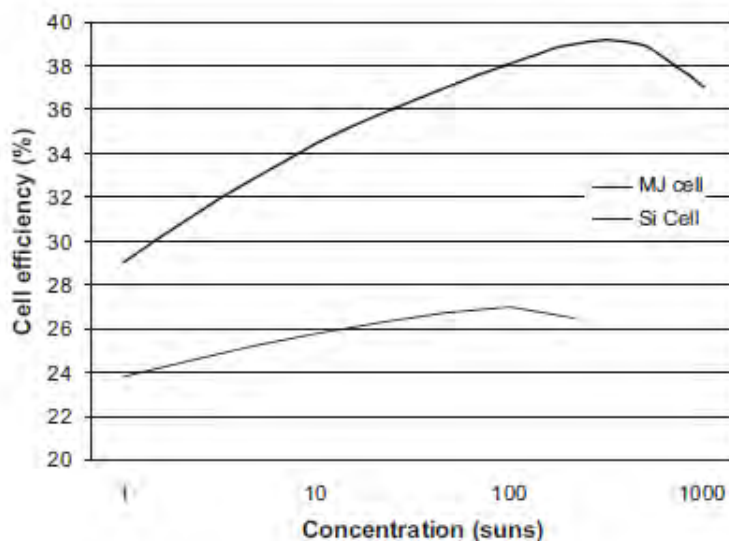


Figura 2.2. Efficienza vs. rapporto di concentrazione per celle solari a giunzione multipla (MJ) e in silicio (Si) [2].

Come spiegato da Cotal et al. [6], l'aumento della concentrazione implica un aumento sia di corrente che di tensione. A un certo fattore di concentrazione, la tensione comincia a diminuire per gli effetti delle resistenze in serie, e questo giustifica la presenza del punto di massimo per l'efficienza. Un aspetto cruciale nei sistemi CPV è che le celle fotovoltaiche devono essere controllate termicamente per preservarne l'integrità ed ottenere un'efficienza soddisfacente. Pertanto, diversamente dai moduli fotovoltaici piani, il raffreddamento delle celle è obbligatorio.

Royne et al. [7] hanno svolto una revisione critica sul raffreddamento delle celle fotovoltaiche sottoposte ad illuminazione concentrata. Come discusso nell'articolo, il controllo termico è necessario oltre che per preservare il funzionamento a lungo termine della cella anche per evitare penalizzazioni di efficienza a causa dell'aumento della temperatura della cella. Si deve assicurare l'uniformità della temperatura delle celle per ottimizzare il funzionamento elettrico. Inoltre, il sistema di raffreddamento deve essere affidabile per proteggere le celle solari in caso di anomalie del sistema di inseguimento e guasti elettrici.

Due strategie possono essere implementate: il raffreddamento passivo e il raffreddamento attivo.

I dispositivi di raffreddamento passivo sono di solito dissipatori alettati, collegati termicamente al retro delle celle solari: il calore viene prima trasferito per conduzione alle alette e poi rilasciato all'aria circostante per convezione naturale. In letteratura è riportato anche l'utilizzo di tubi di calore [8].

La seconda strategia prende il nome di raffreddamento attivo; ciò significa che un fluido di raffreddamento viene fatto circolare da una pompa attraverso uno scambiatore di calore applicato al retro delle celle fotovoltaiche. La soluzione più semplice è rappresentata dalla rimozione del calore tramite convezione forzata di un flusso monofase. Il raffreddamento attivo può aumentare l'efficienza complessiva del sistema a concentrazione, a condizione che il calore asportato venga recuperato e utilizzato. È possibile così ottenere un dispositivo ibrido di cogenerazione e tale tecnologia è nota come CPVT (*Concentrating PhotoVoltaic Thermal*).

Come discusso da Royne et al. [7], la progettazione del sistema di raffreddamento dipende dalla geometria del concentratore, dal rapporto di concentrazione e dalla temperatura massima accettata per le celle solari. Il raffreddamento attivo è consigliato quando il modulo fotovoltaico è composto da una elevata densità di celle solari, perché in questo caso la rimozione del calore deve essere più efficace. Il raffreddamento attivo è più semplice da progettare e più economico del raffreddamento passivo anche quando le celle solari sono poste su una linea, che è il caso dei concentratori a fuoco lineare [7], [9]. Tra le varie soluzioni descritte in [7], i microcanali sono particolarmente adatti a raffreddare moduli caratterizzati da alta densità di celle fotovoltaiche e alti fattori di concentrazione, grazie all'elevato coefficiente di trasmissione del calore ottenibile durante convezione forzata, che consente di asportare elevati flussi termici. Inoltre, gli scambiatori di calore a microcanali possono essere progettati per essere incorporati nel processo di fabbricazione del modulo fotovoltaico e questo può ridurre ulteriormente la resistenza termica tra cella e fluido.

Figura 2.3 mostra un esempio di raffreddamento passivo con un dissipatore di calore alettato e raffreddamento attivo con uno scambiatore di calore a microcanali integrato nel substrato del chip fotovoltaico.

Figura 2.4 mostra la temperatura operativa di cella per diversi sistemi di raffreddamento in funzione del fattore di concentrazione: il raffreddamento passivo diventa inadeguato a valori elevati di concentrazione, perché la temperatura massima di esercizio, stabilita per le celle, può essere superata. Un dissipatore di calore a raffreddamento attivo opportunamente progettato può mantenere le celle fotovoltaiche al di sotto della temperatura limite anche quando il liquido di raffreddamento viene introdotto a 70 ° C, come può avvenire in un dispositivo di cogenerazione.

Una prestazione di raffreddamento migliore può essere ottenuta quando il calore viene rimosso tramite vaporizzazione di un fluido, come dimostrato da Ho et al. [10]. Il controllo termico con trasferimento di calore bifase è molto promettente, ma richiede ancora sperimentazione.



Figura 2.3. Esempi di dispositivi per il controllo termico delle celle fotovoltaiche: raffreddamento passivo (a sinistra) [11] e raffreddamento attivo [12].

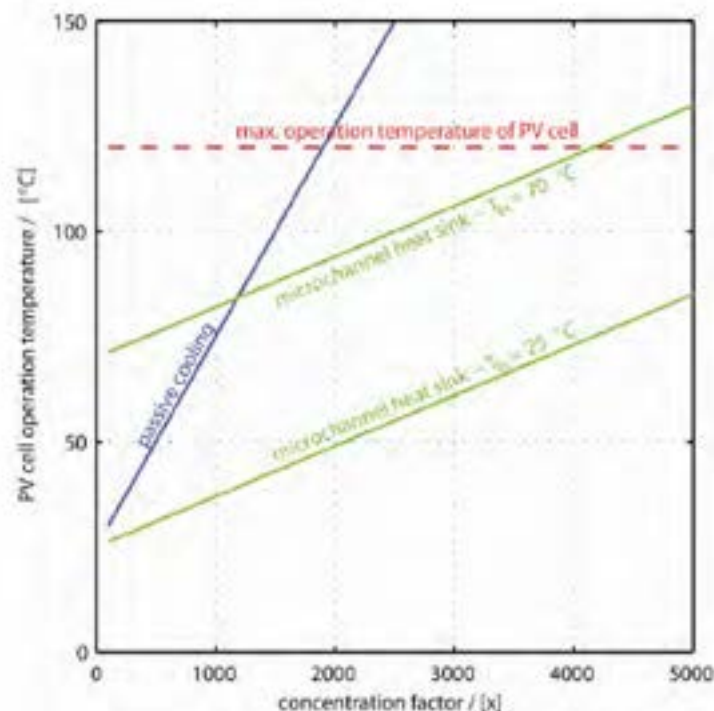


Figura 2.4. Temperatura di cella fotovoltaica vs. rapporto di concentrazione: confronto tra strategie di raffreddamento Caso studio di Escher et al. [12].

I principali vantaggi della vaporizzazione sono nell'elevato calore latente dei fluidi, che può consentire di trasferire flussi di calore più grandi rispetto allo scambio termico monofase, e nel comportamento isoterma, che può assicurare un funzionamento ottimale delle celle solari.

La combinazione tra dispositivo fotovoltaico e solare termico è una tecnologia ben conosciuta nei sistemi piani. Tuttavia, sebbene vi siano molte soluzioni progettuali riportate in letteratura, i dispositivi ibridi piani sono solitamente adatti per fornire calore per applicazioni a bassa temperatura, come il preriscaldamento di acqua sanitaria e il riscaldamento di acqua per piscine. Per esempio, Del Col et al. [13] hanno studiato le prestazioni di moduli ibridi fotovoltaico-termici composti da uno scambiatore di calore piatto termicamente collegato al retro di un modulo fotovoltaico in silicio cristallino. Quando si lavora in cogenerazione di energia elettrica e calore, c'è significativa produzione di calore alla temperatura di 40 °C solo durante i mesi estivi. I limiti principali, che influenzano la tecnologia piana PVT, sono la limitata densità di potenza solare sulla superficie delle celle solari e l'elevata superficie frontale caratterizzata da dissipazioni di calore.

Nella concentrazione solare, invece, la cogenerazione di energia elettrica e calore è una tecnologia emergente, a cui si guarda con molto interesse. Infatti, i sistemi CPVT possono superare i limiti principali della tecnologia solare ibrida piana: l'irradianza solare sul ricevitore fotovoltaico-termico può essere aumentata in modo significativo per mezzo dell'ottica, mentre la superficie affetta da perdite di calore si riduce drasticamente. Tali caratteristiche rendono la tecnologia CPVT promettente anche per la produzione di calore a media temperatura. In genere, il calore viene definito a media temperatura quando è disponibile al livello di temperatura richiesto dagli impieghi industriali; in accordo con Kalogirou [14], ciò significa che la temperatura è compresa tra 80 °C e 240 °C. Alcuni esempi di applicazioni di processo sono l'industria alimentare, tessile e chimica. Tali livelli di temperatura sono anche interessanti per applicazioni di climatizzazione in edifici. Infatti, pompe di calore ad assorbimento a singolo effetto funzionano con calore di ingresso nell'intervallo 80 °C - 150 °C, mentre la temperatura di funzionamento in unità di assorbimento a doppio effetto può variare tra 150 °C e 200 °C, [14]. Mittelman et al. [15] hanno discusso come il raffreddamento solare con concentratore fotovoltaico-termico può consentire notevoli vantaggi energetici ed economici rispetto a collettori solari termici dedicati, in quanto nei sistemi CPVT il calore a media temperatura può essere disponibile gratuitamente.

La produzione di calore a media temperatura richiede una progettazione del ricevitore fotovoltaico-termico differente rispetto ai dispositivi progettati per applicazioni termiche a bassa temperatura, in particolare l'uso di celle solari a giunzione multipla diventa d'obbligo. Infatti, le celle a giunzione multipla mostrano un minore effetto di temperatura sulla potenza generata per effetto fotovoltaico rispetto alle celle in silicio cristallino. Ad esempio, nel caso di celle in silicio cristallino la riduzione percentuale della potenza nominale (o efficienza) è di circa 0.4% per 1 K di aumento della temperatura di cella [16], [17]. Nel caso delle celle a giunzione multipla, a 500 di fattore di concentrazione, la riduzione percentuale di potenza (efficienza) è 0.1% per 1 K di aumento della temperatura di cella [18], [19].

2.3.1.2 Analisi dei sistemi CPVT

Molte configurazioni progettuali sono possibili per i sistemi CPVT. Una prima suddivisione riguarda il tipo di concentrazione. La radiazione solare diretta può essere concentrata su un punto (concentratori a fuoco puntuale) o su una linea (concentratori a fuoco lineare). I sistemi a fuoco puntuale possono raggiungere fattori di concentrazione molto alti, mentre nei concentratori lineari il rapporto massimo di concentrazione teoricamente ottenibile è di circa 213, come dimostrato da Rabl. [1]. La concentrazione puntuale richiede l'inseguimento del sole su due assi, mentre i concentratori a fuoco lineare possono essere progettati per ruotare attorno ad un asse o due assi. Per quanto riguarda l'ottica, i concentratori possono essere a riflessione o a rifrazione a seconda che specchi o lenti siano utilizzate. Un esempio di concentratore con riflessione su un punto è il riflettore a disco parabolico. Esempi di concentratori lineari sono i riflettori parabolici, i riflettori di Fresnel lineari e le lenti di Fresnel lineari.

Nelle applicazioni di climatizzazione, una questione importante è l'integrazione architettonica del concentratore solare. I concentratori che si muovono su due assi hanno una limitata capacità di integrazione negli edifici: sono adatti ad essere installati su tetti piani. Lo stesso vale per i riflettori parabolici, anche quando ruotano intorno ad un solo asse; infatti, essi sono caratterizzati dalla rotazione dell'intero sistema concentratore-ricevitore e ciò limita la possibilità di installazione ai tetti piani. Come discusso da Chemisana [9], le ottiche di Fresnel sono caratterizzate da una maggiore versatilità, quindi una maggiore possibilità di integrazione architettonica può essere offerta da alcune configurazioni, come per esempio i riflettori di Fresnel non imaging descritti da Chemisana e Rosell[20].

Per quanto riguarda i ricevitori lineari, Coventry [17] ha presentato e testato un prototipo di collettore a concentrazione per la produzione combinata di calore ed elettricità, che utilizza come ottica un riflettore parabolico lineare (Figura 2.5). Il rapporto di concentrazione geometrico è 37. Il ricevitore è costituito da celle in silicio monocristallino, raffreddate per mezzo di uno scambiatore di calore in alluminio estruso. Il fluido di raffreddamento, che è acqua e antigelo addizionato con anticorrosivi, scorre attraverso un canale alettato internamente. Le applicazioni termiche sono il riscaldamento di ambienti in edifici e la produzione di acqua calda sanitaria. Guardando alle prestazioni, quando la temperatura del fluido di raffreddamento è di 65 °C, che è la condizione tipica di funzionamento, il rendimento termico è 58% e il rendimento elettrico è 11%, quindi il rendimento globale è 69%.

Del Col et al. [21] hanno descritto un prototipo di concentratore parabolico lineare fotovoltaico-termico, che segue il sole ruotando su due assi (Figura 2.6). La superficie di apertura dell'ottica è 6.857 m² e il rapporto di concentrazione geometrico è 130. Il sistema CPVT è stato modellato e le simulazioni preliminari hanno rivelato efficienze promettenti, anche durante il funzionamento a media temperatura. Tale sistema viene presentato in questa relazione e la sua capacità di cogenerazione di energia elettrica e di calore a media temperatura sarà dimostrata. L'impiego dell'inseguimento su due assi massimizza l'utilizzo dell'irradiazione diretta durante il giorno e nelle diverse stagioni. Dalla Figura 2.7, la rotazione su un asse riduce l'utilizzo della radiazione solare diretta, a causa dell'angolo di incidenza sulla superficie di apertura non nullo.

Rosell et al. [22] hanno progettato un concentratore fotovoltaico-termico con riflettori di Fresnel lineari, che è raffigurato in Figura 2.8. Il sistema ruota attorno a due assi e ha un rapporto di concentrazione di 13.6. Il liquido di raffreddamento è acqua in deflusso monofase. L'efficienza termica giornaliera misurata, in assenza di produzione di energia elettrica (funzionamento in solo termico), è 60%.

Kerzmann e Schaefer [23] hanno simulato la prestazione di un sistema fotovoltaico concentrazione lineare con raffreddamento attivo delle celle e recupero di calore. Ogni modulo fotovoltaico-termico è costituito da una lente di Fresnel lineare e celle GaInP/GaAs/Ge. Come mostrato in Figura 2.9, l'intero sistema è composto da cinque moduli ed è montato su un inseguitore solare che ruota su due assi. Il fattore di concentrazione è 80 e la potenza elettrica nominale è di 6.2 kW alle condizioni di 1000 W/m^2 di irradianza e 25°C di temperatura ambiente. I risultati delle simulazioni mostrano che tale sistema potrebbe coprire il 56% della domanda annua di energia elettrica e circa il 50% della domanda annua di calore di una famiglia di sei persone in Arizona.



Figura 2.5. Coventry [17]: prototipo di concentratore parabolico fotovoltaico-termico con inseguimento su un asse.



Figura 2.6. Del Col et al. [21]: prototipo di concentratore parabolico fotovoltaico-termico con inseguimento su due assi.

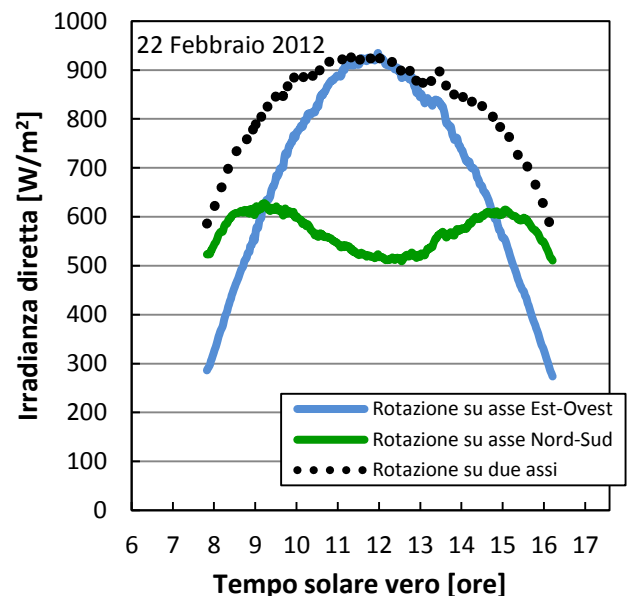
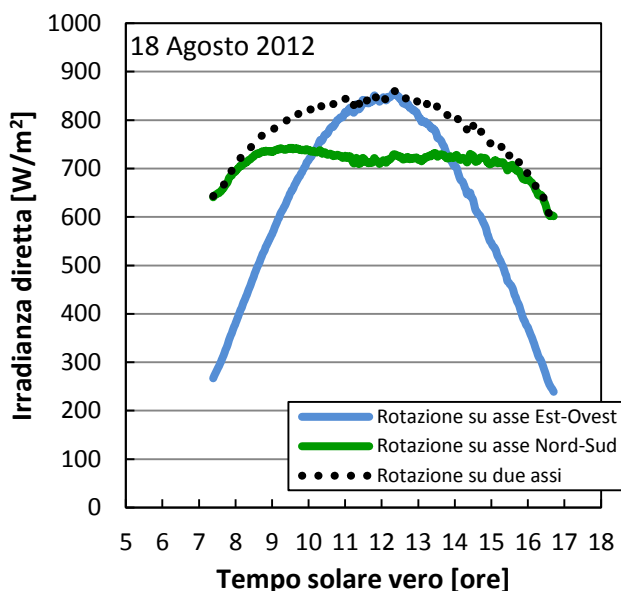


Figura 2.7. Irradianza diretta sulla superficie di apertura di un concentratore con rotazione su due assi, un concentratore che ruota su un asse con direzione Nord-Sud e un concentratore che ruota su un asse con direzione Est-Ovest: giornata estiva (grafico a sinistra) e giornata invernale (grafico a destra) a Padova.



Figura 2.8. Rosell et al. [22]: prototipo di concentratore fotovoltaico-termico con riflettori lineari di Fresnel.

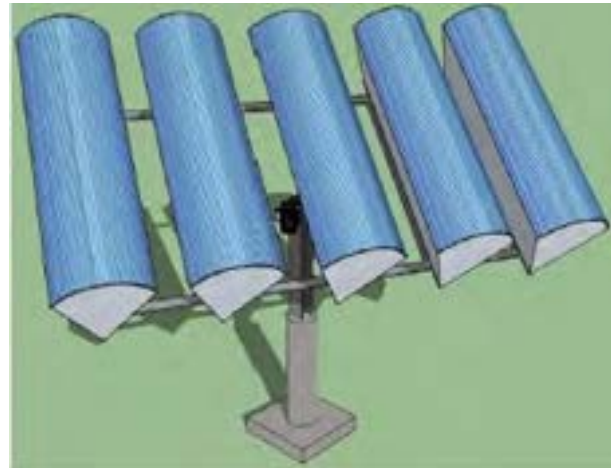


Figura 2.9. Kerzmann and Schafer [23]: rendering 3D di concentratore fotovoltaico-termico con lenti lineari di Fresnel.

Nel caso dei concentratori a fuoco puntuale, una tipica configurazione è rappresentata dai sistemi con riflettori parabolici.

Kribus et al. [24] hanno presentato lo studio preliminare di un concentratore fotovoltaico-termico parabolico di piccola taglia (Figura 2.10). La superficie di apertura dell'ottica è di 0.95 m^2 . Il ricevitore è costituito da celle a tripla giunzione raffreddate con acqua. Quando l'acqua in uscita è alla temperatura di 58°C , la potenza elettrica è 172 W e la potenza termica è 530 W . Il rendimento globale è 80% , distribuito in circa 60% termico e 20% elettrico.

Helmers e Kramer [25] hanno testato un collettore fotovoltaico-termico, alloggiato nel ricevitore di un concentratore parabolico a fuoco puntuale, come mostrato nella foto di Figura 2.11. Un'ottica secondaria omogeneizza la distribuzione del flusso radiativo sul ricevitore. La superficie di apertura è 1.06 m^2 e il rapporto di concentrazione è 522 . Il ricevitore è costituito da una pacchetto celle in GaAs, raffreddate da uno scambiatore di calore a microcanali. Il fluido di raffreddamento è acqua alla pressione di 4 bar assoluti. La temperatura operativa durante le prove è compresa tra 25°C e 110°C .

Buonomano et al. [26] hanno analizzato l'effetto dei parametri progettuali sulle prestazioni di un concentratore fotovoltaico-termico per funzionamento a media temperatura. L'ottica è un riflettore parabolico con fuoco puntuale montato su un inseguitore a doppio asse, mentre il ricevitore è costituito da uno strato di celle solari InGa/InGaAs/Ge poste su un substrato, che comprende i canali per il fluido. L'obiettivo è la progettazione di un impianto CPVT che possa essere integrato in un sistema di riscaldamento e raffreddamento.

Il grafico di Figura 2.12 riporta i rendimenti in funzione della temperatura di uscita del liquido di raffreddamento per il sistema CPVT studiato da Kribus et al. [24]. Le temperature di esercizio tipiche per diverse applicazioni sono evidenziate nel grafico. È opportuno sottolineare che il rendimento totale, che è la somma del rendimento elettrico e termico, ha una debole dipendenza dalla temperatura del liquido di raffreddamento, pertanto un rendimento totale del sistema CPVT vicino a 80% è possibile anche nel caso di utilizzo in applicazioni industriali e di raffreddamento solare. Una particolarità che si osserva in Figura 2.12 è che il rendimento termico aumenta lievemente con la temperatura. Un simile comportamento è stato riscontrato da Helmers et al. [27], i quali hanno spiegato come questo effetto può verificarsi per un rapporto di concentrazione medio-alto, superiore a 100 nelle loro simulazioni, ed è legato alle ridotte dissipazioni dovute alla piccola superficie del ricevitore. Infatti, ad alta temperatura la diminuzione di potenza elettrica implica un aumento della potenza termica, quindi, se le perdite di calore sono trascurabili, l'efficienza termica aumenta.

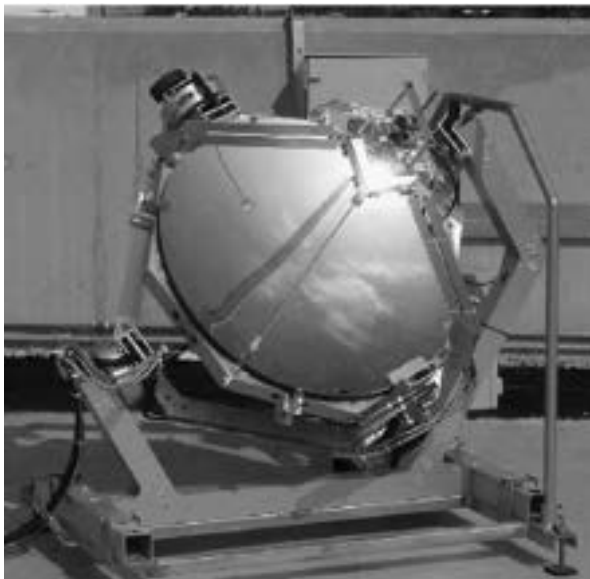


Figura 2.10. Kribus et al. [24]: sistema CPVT con riflettore a disco parabolico.

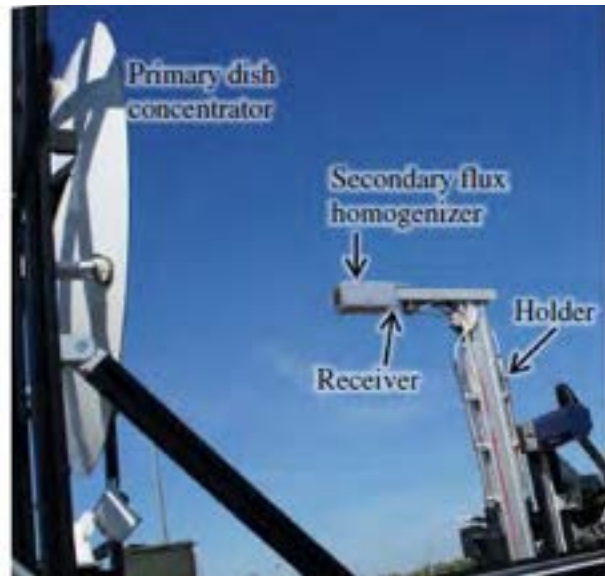


Figura 2.11. Helmers and Kramer [25]: prototipo di sistema CPVT riflettore a disco parabolico.

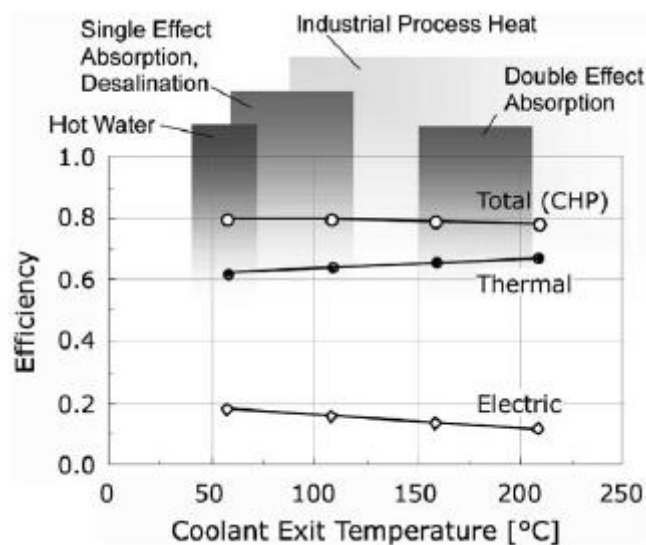


Figura 2.12. Efficienza vs. temperatura di uscita del fluido di raffreddamento nel caso del sistema CPVT descritto da Kribus et al. [24].

2.3.1.3 Procedure di test

Lo sviluppo e l'industrializzazione di sistemi CPVT richiedono procedure standardizzate per la valutazione del funzionamento e dell'affidabilità dei dispositivi. Attualmente, la caratterizzazione dei sistemi CPVT è una questione aperta, a causa della mancanza di norme specifiche. Nel caso di concentratori fotovoltaici, due normative sono disponibili: IEE 1513 (IEEE1513, 2001) e IEC 62108 (IEC62108, 2007). Esse sono state recentemente analizzate e discusse da Muñoz et al. [30], che hanno suggerito alcuni possibili miglioramenti. IEE 1513 (IEEE1513, 2001) prende in considerazione solo tre diverse tecnologie a concentrazione. Invece, IEC 62108 (IEC62108, 2007) descrive cinque diverse tecnologie: riflettori a disco parabolico a fuoco puntuale, riflettori parabolici a fuoco lineare, riflettori di Fresnel a fuoco lineare, lenti di Fresnel a fuoco lineari e eliostati.

Nel caso di collettori termici a concentrazione la norma di riferimento è la EN 12975-2 (EN12975-2, 2006), che è sostanzialmente applicabile ai concentratori stazionari non imaging, come ad esempio sistemi CPC

(*compound parabolic concentrators*), fino ai dispositivi ad alta concentrazione con inseguimento a doppio asse.

Vivar et al. [11] ha svolto una revisione sulle normative per testare i concentratori fotovoltaici a raffreddamento attivo. Hanno discusso l'uso della normativa IEC 62108 (IEC62108, 2007) per testare il comportamento come sistema fotovoltaico e l'uso della norma EN 12975-2 (EN12975-2, 2006) per testare il comportamento come collettore solare termico.

Il primo problema osservato da Vivar et al. [11] è che tra le tecnologie elencate in (IEC62108, 2007), solo il sistema a disco parabolico considera il raffreddamento attivo. Pertanto, per la maggior parte dei sistemi descritti nel paragrafo 2.3.1.2, non esiste una procedura specifica standardizzata per caratterizzare il loro comportamento. Inoltre, varie procedure descritte in (IEC62108, 2007), che sono adatte per concentratori fotovoltaici con raffreddamento passivo, portano a condizioni operative non realistiche per concentratori fotovoltaici con raffreddamento attivo. Un esempio rappresentativo è il test sui cicli termici.

D'altra parte, quando si applica la norma EN 12975-2 (EN12975-2, 2006) c'è un gruppo di prove caratterizzate da esposizione alla radiazione solare, che in assenza di circolazione del liquido di raffreddamento potrebbe portare a condizioni di criticità se le celle fotovoltaiche sono incluse nel collettore, come è nel caso dei sistemi CPV raffreddati attivamente. Tali condizioni possono portare al danneggiamento delle celle solari o delle interconnessioni elettriche. Questo gruppo di prove include il test di resistenza ad alta temperatura, la prova di esposizione alla radiazione solare e la prova di shock termico. Pertanto, una proposta di adeguamento delle normative IEC 62108 (IEC62108, 2007) e EN 12975-2 (EN12975-2, 2006) viene discussa da Vivar et al. [11]. Viene raccomandata, inoltre, l'introduzione di test supplementari al fine di coprire le condizioni di funzionamento, che sono esclusivamente tipiche dei concentratori fotovoltaici a raffreddamento attivo e dei concentratori ibridi fotovoltaici-termici. Esempi sono i test per determinare se il sistema è in grado di affrontare rotture del sistema di raffreddamento oppure come viene controllato il concentratore quando l'accumulo termico, associato al dispositivo CPVT, ha raggiunto la massima temperatura.

Anche la caratterizzazione della prestazione energetica richiede una procedura specifica, perché nei dispositivi fotovoltaici-termici le potenze elettriche e termiche prodotte sono correlate.

Dupeyrat et al. [32] hanno discusso come misurare il rendimento energetico di dispositivi fotovoltaici-termici piani e a concentrazione. Essi hanno concluso che una valutazione esauriente delle prestazioni del sistema può essere ottenuta determinando le potenze generate quando si opera nella modalità "solo termico" (senza connessione al carico elettrico) e nella modalità ibrida. Nel caso dei dispositivi a concentrazione, sono state eseguite prove outdoor in condizioni di regime stazionario come descritto nella norma EN 12975-2 (EN12975-2, 2006). I risultati sono stati riportati in termini di curve di efficienza elettrica e termica in funzione della differenza di temperatura ridotta, avendo cura di sostituire l'irradianza globale con l'irradianza diretta, che è la radiazione in ingresso al sistema. Un punto critico riguarda il caso in cui solo il ricevitore fotovoltaico-termico deve essere caratterizzato. In questo caso la distribuzione del flusso radiativo sul ricevitore dovrebbe essere nota al fine di definire una procedura generale per il confronto di ricevitori fotovoltaici-termici operanti in diversi concentratori.

Helmers e Kramer [25] hanno presentato un modello per descrivere la prestazione energetica di collettori fotovoltaici-termici sia piani che a concentrazione. In analogia con il metodo quasi-dinamico descritto in EN 12975-2 (EN12975-2, 2006), il modello permette di determinare le curve di potenza (efficienza) termica ed elettrica mediante una procedura di regressione multipla lineare. La procedura richiede misure di parametri standard per ottenere i coefficienti richiesti dal modello: condizioni ambientali (irradianza solare, temperatura ambiente, velocità del vento), grandezze termiche (temperature del fluido, potenza termica), grandezze elettriche. Helmers e Kramer [25] hanno verificato la procedura per un concentratore fotovoltaico-termico a disco parabolico, tuttavia raccomandano ulteriori indagini sperimentali per verificare la validità e l'affidabilità del modello per concentratori con differenti configurazioni.

2.3.1.4 Considerazioni sulla tecnologia

Questa revisione ha discusso lo stato dell'arte della tecnologia fotovoltaico-termica a concentrazione per la produzione combinata di energia elettrica e calore. L'analisi ha mostrato che la tecnologia CPVT è praticamente matura nel caso dei dispositivi progettati per produrre calore a bassa temperatura. Per queste applicazioni, i sistemi CPVT sono generalmente caratterizzati da un basso rapporto di concentrazione e spesso utilizzano celle solari al silicio. I rendimenti elettrici e termici sono simili a quelli ottenibili con dispositivi solari dedicati, come moduli fotovoltaici piani in silicio cristallino e collettori termici.

Aumentando il rapporto di concentrazione ed usando delle celle a giunzione multipla è possibile operare a temperatura più alta senza incorrere in una significativa penalizzazione dell'efficienza elettrica. Inoltre, in questo modo l'area superficiale del ricevitore può essere ridotta e il risultato è una diminuzione delle dissipazioni di calore. Queste caratteristiche rendono i sistemi CPVT adatti alla produzione di calore a media temperatura.

Gli studi numerici dimostrano la potenzialità dei sistemi CPVT di produrre energia elettrica e calore a temperatura superiore a 80 °C con rendimenti soddisfacenti. Vale la pena sottolineare che la produzione di calore a media temperatura può essere una caratteristica altamente distintiva della tecnologia CPVT, perché il valore del calore aumenta con il suo livello di temperatura.

Dall'analisi dei prototipi risulta che i sistemi CPVT possono essere progettati come unità di piccola-media taglia, che possono essere installate ad esempio su tetti piani il più vicino possibile all'utilizzatore.

Dal punto di vista applicativo, i dispositivi CPVT con produzione di calore a media temperatura possono rispondere alla domanda di energia sia in ambito industriale che civile. Ci sono infatti molti processi industriali che utilizzano calore a livelli di temperatura tra 80°C e 240°C. Nelle applicazioni di climatizzazione di edifici, invece, i dispositivi CPVT possono essere integrati con pompe di calore ad assorbimento e dare luogo a sistemi di poli-generazione in grado di fornire energia per il raffrescamento in aggiunta alla classica cogenerazione di elettricità e calore.

I lavori futuri dovrebbero essere indirizzati a testare i prototipi progettati per la media temperatura al fine di verificare sperimentalmente le efficienze promettenti mostrate dalla modellazione. Allo stesso tempo è necessario concentrare gli sforzi sullo sviluppo e la valutazione di procedure standardizzate mirate a determinare l'affidabilità dei concentratori fotovoltaico-termici e ad ottenere strumenti generali che permettano un confronto oggettivo tra le prestazioni energetiche dei diversi sistemi.

2.3.2 Caratterizzazione energetica e sperimentazione di sistemi CPVT

2.3.2.1 Prototipo utilizzato

Un nuovo prototipo di concentratore fotovoltaico lineare è presentato in Figura 2.13. Quattro specchi parabolici concentrano la radiazione solare su un ricevitore lineare di lunghezza 2,4 m, in cui è collocato un modulo fotovoltaico-termico. La superficie di apertura del sistema attuale è 6.86 m² e il rapporto di concentrazione geometrica è circa 130. Il dispositivo ha una disposizione modulare e più moduli potrebbero essere aggiunti aumentando il numero di specchi e la lunghezza del ricevitore. Il sistema si muove su due assi (azimutale e zenitale), per avere la radiazione diretta normale al piano. Il movimento è governato da un algoritmo solare e, quando è in prossimità della posizione del sole, da un sensore solare per ottenere il miglior allineamento del ricevitore.

Il modulo fotovoltaico-termico è mostrato in Figura 2.14 ed è la sezione di prova del presente lavoro. Un dispositivo ottico secondario, composto di specchi piani in alluminio, è stato progettato per ridurre le perdite ottiche. Il modulo è dotato di celle solari GaInP/GaAs/Ge a tripla giunzione disposte su un substrato ceramico, il quale a sua volta è a contatto termico con un sistema di raffreddamento attivo composto da uno scambiatore roll-bond in alluminio. Lo scambiatore è parte di un circuito chiuso che utilizza l'acqua come fluido di raffreddamento. Le celle fotovoltaiche hanno una forma quadrata con lato di lunghezza pari a 10 mm e sono collegate elettricamente a formare un modulo elementare di 22 celle. Dieci di questi compongono il modulo complessivo che è lungo 1,2 m. Le celle fotovoltaiche hanno un'efficienza del 34,6% a 25 °C di temperatura delle celle, 1000 W m⁻² di DNI, massa d'aria 1.5 e rapporto di concentrazione 120.



Figura 2.13. Prototipo del CPVT durante le prove all'Università di Padova.



Figura 2.14. Modulo fotovoltaico-termico.

2.3.2.2 Descrizione dell'apparato sperimentale

In Figura 2.15 è riportato uno schema del circuito idraulico costruito presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale per testare il concentratore solare. L'acqua proveniente dal sistema di raffreddamento attivo delle celle fotovoltaiche entra nell'accumulo 1 e quindi passa attraverso uno scambiatore di calore a piastre che funge da dissipatore di calore. Quindi, l'acqua entra nell'accumulo 2, che contiene quattro riscaldatori elettrici per la regolazione della temperatura. In funzione della portata di massa scelta, è possibile impostare la potenza elettrica necessaria ad ottenere la temperatura desiderata per il fluido in ingresso alla sezione di prova e mantenerla costante. Dall'accumulo 2 l'acqua viene pompata attraverso un misuratore di portata di massa ad effetto Coriolis prima di entrare nello scambiatore di calore del modulo. Le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua nella sezione di prova e la temperatura dell'aria ambiente sono misurate tramite termoresistenze PT100.

I terminali elettrici del modulo sono collegati ad un reostato ed un acquisitore che misura la corrente del circuito, la tensione ai capi del carico resistivo e la potenza elettrica fornita dalle celle fotovoltaiche. Durante la prova, il reostato viene regolato al fine di ottenere il punto di massima potenza per il modulo fotovoltaico. Il laboratorio è dotato di un sistema di misura della radiazione solare, composto da un piranometro standard secondario per la misura della radiazione globale sull'orizzontale, un piranometro standard secondario ombreggiato con una banda per la misura della radiazione diffusa sull'orizzontale ed una pireliometro montato su un inseguitore solare per la misura della radiazione diretta normale (DNI).

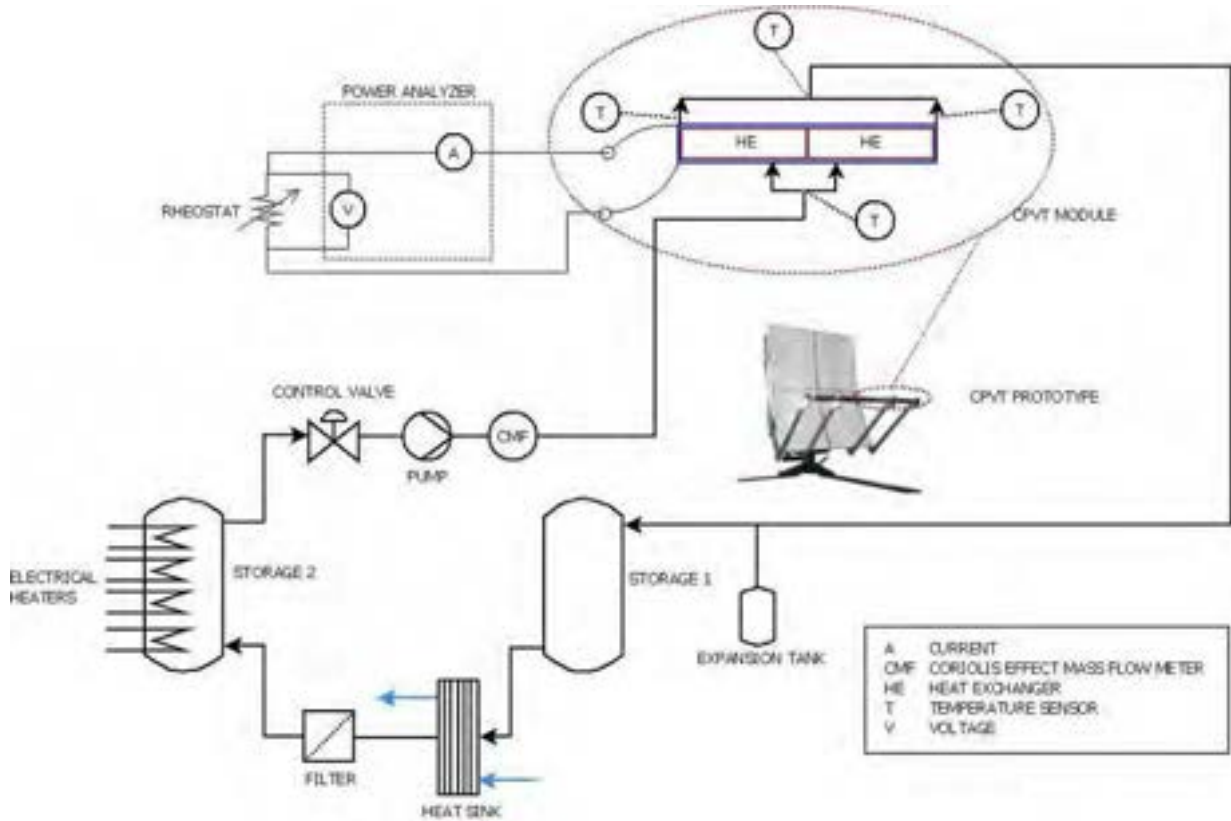


Figura 2.15. Schema del circuito di prova sperimentale.

2.3.2.3 Risultati sperimentali

Al fine di caratterizzare le prestazioni termiche del prototipo CPVT, sono misurati la portata di massa, la temperatura di ingresso e uscita del fluido di lavoro e la temperatura ambiente, unitamente a DNI, radiazione globale sull'orizzontale e diffusa. Viene adottato il metodo stazionario descritto nella norma EN 12975-2 [33] per le prove sperimentali. Nelle specifiche, la radiazione diretta sul piano normale è considerata in sostituzione della radiazione globale sul piano del collettore perché è l'effettivo flusso di energia in ingresso al concentratore solare studiato. La portata di massa viene fissata pari a 260 kg h^{-1} , in conformità alla portata di fluido dichiarata di $0,02 \text{ kg s}^{-1}$ per metro quadrato di superficie di apertura. Le misurazioni sono state ripetute per diverse temperature dell'acqua di ingresso. La temperatura dell'acqua viene misurata all'uscita di ogni scambiatore di calore e nel punto di miscelazione.

I test sono stati condotti sia in condizioni di circuito elettrico aperto sia con carico elettrico, collegando il reostato e l'acquisitore ai terminali elettrici del modulo. In quest'ultimo caso, con carico elettrico, l'acquisitore misura la corrente generata dalle celle fotovoltaiche, la tensione ai capi del carico resistivo e la potenza erogata. Il reostato viene regolato vicino al punto di massima potenza osservando l'andamento di potenza elettrica.

Nelle condizioni di stato stazionario, i valori misurati sono raccolti per produrre un insieme di punti di efficienza termica:

$$\eta_{th} = \frac{q_{th}}{DNI \cdot A_m} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in})}{DNI \cdot A_m} \quad (2-1)$$

Le prestazioni termiche del concentratore sono mostrate dal grafico di efficienza termica in funzione della temperatura media ridotta T_m^* . Quando il reostato e l'acquisitore sono collegati elettricamente al modulo, si può calcolare il rendimento elettrico tramite l'eq. (2-2):

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{DNI \cdot A_m} = \frac{E \cdot I}{DNI \cdot A_m} \quad (2-2)$$

e considerando il flusso termico utile e la potenza elettrica fornita dal prototipo CPVT, l'efficienza globale del sistema studiato può essere definita come segue:

$$\eta = \frac{q_{th} + P_{el}}{DNI \cdot A_m} \quad (2-3)$$

Tabella 2.1. Incertezza sperimentale dei parametri misurati

Parametro misurato	Incertezza
Temperatura dell'acqua	$\pm 0.04 \text{ K a } 5 \text{ °C} / \pm 0.1 \text{ K a } 90 \text{ °C}$
Temperatura ambiente	$\pm 0.05 \text{ K}$
Portata di massa	$\pm 0.1\%$
Corrente	$\pm 0.3\%$
Tensione	$\pm 0.3\%$
DNI	$\pm 2.5\% \text{ a } 900 \text{ W m}^{-2}$

L'analisi sperimentale dei parametri misurati è stata fatta in accordo con le linee guida fornite dalla Guida standard ISO per l'espressione dell'incertezza delle misure [34]. In Tabella 2.1, l'incertezza dei parametri misurati è indicata con un livello di confidenza del 95%. Nel caso di efficienza termica ed elettrica, che non vengono misurate direttamente, l'incertezza è calcolata con la legge di propagazione dell'incertezza.

Le condizioni di funzionamento dell'impianto per gli attuali dati sperimentali sono: portata di massa pari a $0,02 \text{ kg s}^{-1}$ per metro quadrato di area proiettata degli specchi parabolici, DNI tra 700 W m^{-2} e 950 W m^{-2} , temperatura ambiente tra i 15 °C e 29 °C . Sono state effettuate prove con carico elettrico collegato. La produzione simultanea di flusso termico e potenza elettrica viene misurata inviando acqua alla sezione di prova alle temperature di ingresso di 20 °C , 70 °C e 80 °C .

Il grafico in Figura 2.16 a) si riferisce ai dati raccolti durante un test con temperatura di uscita di circa 25 °C , con il reostato e l'acquisitore collegato ai terminali elettrici del modulo. La potenza disponibile, la DNI moltiplicata per l'area della proiezione dello specchio, il flusso termico utile e la potenza elettrica acquisite dal modulo sono riportati in funzione dell'ora del giorno di test. È indicata anche la temperatura dell'acqua in uscita. La Figura 2.16 b) riporta lo stesso grafico per una prova con potenza elettrica, potenza disponibile, flusso termico e temperatura di uscita dell'acqua di circa 86 °C .

Alla temperatura di uscita dell'acqua di circa 86 °C , la produzione termica diminuisce a causa delle dissipazioni termiche verso l'ambiente. Con l'aumento della temperatura del fluido di lavoro il rendimento elettrico diminuisce a causa della temperatura di funzionamento superiore delle celle fotovoltaiche. Le proprietà peculiari delle celle fotovoltaiche a tripla giunzione impiegate nel presente concentratore permettono alla potenza elettrica di rimanere circa 500 W per modulo anche a temperature più alte. Per quanto riguarda la prestazione termica, l'area ridotta del modulo limita le dispersioni termiche.

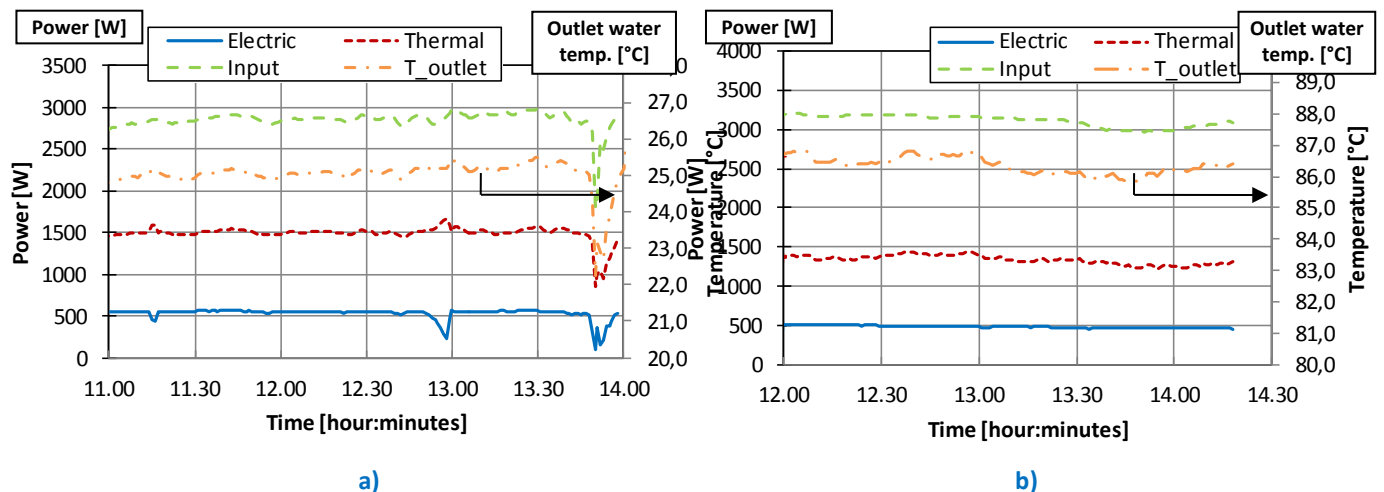


Figura 2.16. Dati sperimentali vs tempo per due prove sperimentali:
a) bassa temperatura dell'acqua, b) temperatura elevata dell'acqua.

Per mettere in evidenza le prestazioni del concentratore lineare, l'efficienza termica, l'efficienza elettrica e l'efficienza globale, misurate durante le prove con carico elettrico connesso, sono state riportate in Figura 2.17 in funzione della temperatura media ridotta T_m^* . In accordo con le precedenti considerazioni, si ha un calo di efficienza termica ed elettrica all'aumentare della temperatura media ridotta. Ciò significa che per un dato valore di DNI e temperatura ambiente, le prestazioni termiche ed elettriche del modulo utilizzato diminuiscono all'aumentare della temperatura media del fluido di termovettore. Nel complesso, l'intervallo di efficienza globale si attesta tra 0,7 e 0,6 in corrispondenza ad una variazione della temperatura media ridotta T_m^* tra 0 e $0,07 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$.

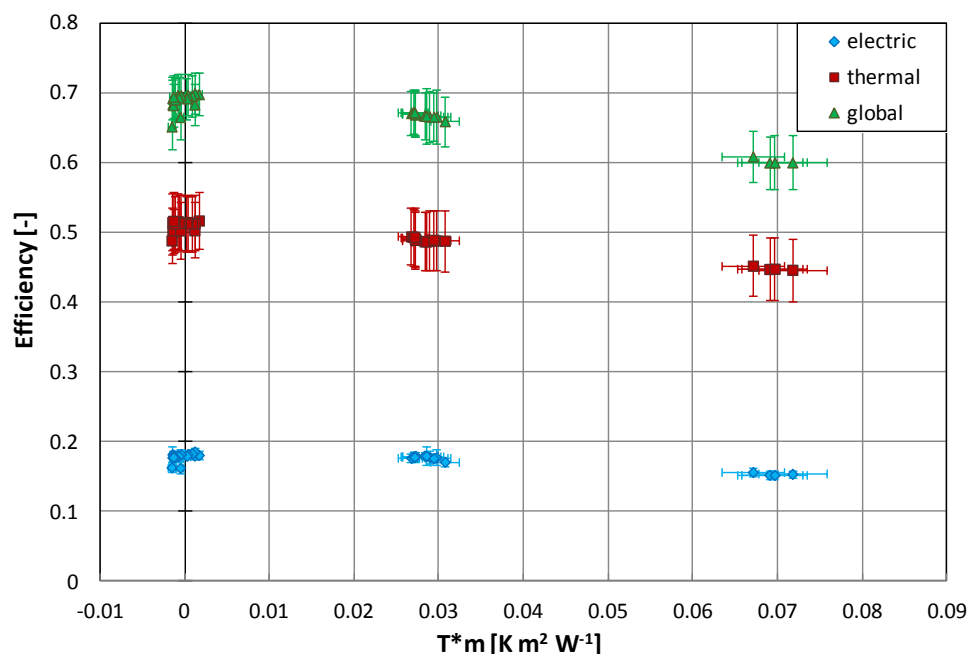


Figura 2.17. Efficienza vs. temperatura media ridotta nelle prove con carico elettrico connesso.

2.3.3 Valutazione delle prestazioni energetiche

2.3.3.1 Modellazione ottica, termica ed elettrica

Il modulo CPVT è stato simulato tramite un modello alle resistenze sviluppato in Matlab/Simulink [35]. La Figura 2.18 mostra lo schema del modulo e il modello alle resistenze equivalente. Il dispositivo è composto da una serie di strati dei quali cinque sono i nodi principali utilizzati nel modello: vetro, celle fotovoltaiche, substrato ceramico, scambiatore di calore e acqua. Il substrato ceramico è lo strato in cui sono saldate le celle fotovoltaiche e assicura l'isolamento elettrico. L'acqua che scorre in condizioni di fluido monofase è usata come liquido per il raffreddamento. Il nodo acqua è collegato solo allo scambiatore di calore.

Nella presente analisi il modulo è stato diviso lungo la direzione di flusso in sezioni elementari, ciascuna di circa 50 mm di lunghezza, il bilancio di potenza è stato effettuato per ciascun elemento. La temperatura dell'acqua in uscita del primo elemento viene quindi eguagliata alla temperatura di ingresso nel secondo elemento e così via. È stata fatta un'analisi CFD per determinare i coefficienti di trasmissione di calore da utilizzare nel modello numerico. Il modello include anche lo scambio termico per conduzione lungo la direzione del flusso; questi ultimi termini vengono omessi nei bilanci, riportati di seguito, per ragioni di semplicità. L'efficienza ottica del sistema di concentrazione è pari a circa 0,74 ed è ottenuta da uno studio di ray tracing.

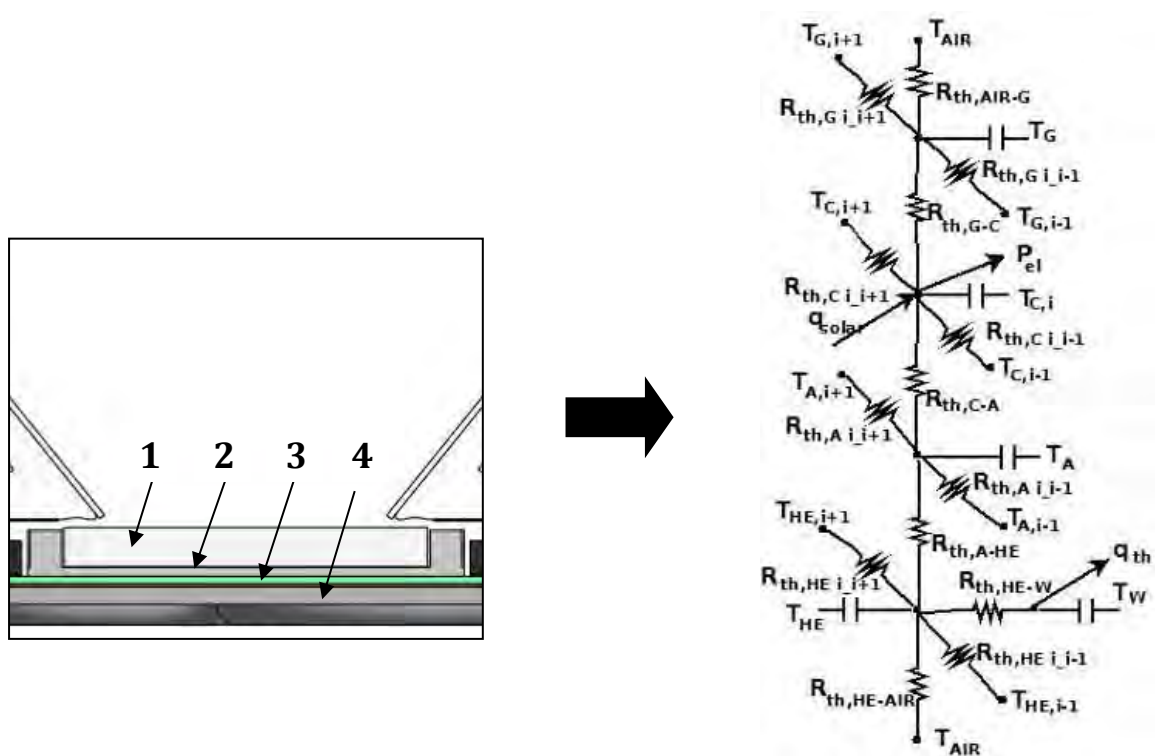


Figura 2.18. Schema del modulo (1: vetro, 2: celle, 3: strato ceramico e 4: scambiatore termico) e schema del modello alle resistenze.

Modello ottico

Le prestazioni ottiche del ricevitore a specchi parabolici e fuoco lineare sono valutate utilizzando il software SolTrace 2012.7.9 sviluppato da NREL (National Renewable Energy Laboratory). Vi sono naturalmente diversi altri codici utilizzabili allo scopo ma SolTrace è disponibile gratuitamente online. Si tratta di un software di ray-tracing concepito per l'ottimizzazione e la valutazione delle performance ottiche di sistemi solari a fuoco lineare, a fuoco puntuale, torri solari e fornaci solari. In generale, il ray tracing consente di seguire un raggio dalla sorgente fino al punto di una superficie in cui è completamente assorbito, trasmesso

o riflesso verso una direzione dove non sono presenti altri elementi. Il metodo Monte Carlo accoppiato al ray tracing è utilizzato per determinare, secondo criteri probabilistici, le traiettorie che risultano quando un raggio incide su una superficie caratterizzata da un certo comportamento ottico.

Per un'accurata valutazione del sistema dal punto di vista ottico, è indispensabile riferirsi a condizioni di non idealità, tenendo conto di tutti i fattori che contribuiscono a determinare una distribuzione angolare probabilistica di intensità della radiazione attraverso il disco solare e una distribuzione statistica delle proprietà ottiche delle superfici che concorrono nel definire la traiettoria di ogni raggio nell'analisi di ray-tracing attraverso il metodo Monte Carlo. Nel modello del concentratore sono quindi formulate delle ipotesi per descrivere gli effetti della dimensione angolare finita del disco solare, degli errori dovuti al sistema di inseguimento solare e determinati dal tipo di sensore di luminosità installato e dal sistema di attuazione del movimento del concentratore, degli errori di posizionamento del ricevitore rispetto alla linea focale ideale e degli errori macroscopici (forma e struttura) e microscopici (rugosità) delle componenti ottiche di riflessione (specchi) o rifrazione (lenti). L'effetto combinato dei fattori di non idealità determina l'allargamento dell'immagine solare in direzione ortogonale rispetto alla linea focale ideale del sistema a concentrazione in esame.

Il software SolTrace richiede in input la definizione della posizione solare e della distribuzione angolare dell'intensità della radiazione solare attraverso il disco solare (indicata con il termine sun shape), la definizione delle proprietà ottiche degli elementi di riflessione o di rifrazione e la distribuzione statistica con cui sono considerati gli errori propri delle superfici interessate da raggi incidenti. Nel concentratore solare a specchi parabolici e fuoco lineare considerato, l'inseguimento è su due assi, in direzione azimutale e zenitale, perciò si considera una posizione media fissa del sole rispetto al sistema e nella definizione della distribuzione statistica di radiazione solare attraverso il disco saranno inclusi gli errori di posizionamento del ricevitore e di inseguimento, oltre alla dimensione effettiva finita del disco solare. In letteratura, generalmente, si accetta che la distribuzione angolare statistica dell'intensità della radiazione solare sia descritta in modo semplificato da due funzioni: una gaussiana a media nulla oppure una distribuzione uniforme (indicata con il termine pillbox).

Il concentratore considerato nel presente caso studio ha un rapporto di concentrazione di circa 130 (media concentrazione) e dispone di un'ottica primaria utilizzata anche in sistemi solari termodinamici, nei quali tuttavia, in conseguenza della maggiore lunghezza focale, si attua un inseguimento a singolo asse. Inoltre, nei sistemi solari termodinamici, il rapporto di concentrazione è minore perché il ricevitore è costituito da un tubo ed ha dimensione maggiore rispetto al caso in esame. Il concentratore considerato risulta nel complesso un sistema più snello, richiede un inseguimento migliore e che potrebbe avere un minore errore di inseguimento dovuto agli attuatori, data la minore inerzia. In accordo con queste considerazioni, nella presente analisi si è scelta una distribuzione angolare dell'intensità attraverso il disco solare di tipo uniforme con un semiangolo pari a 3.04 mrad.

Nel modello del concentratore, l'ottica primaria è rappresentata da un paraboloide a fuoco lineare, del quale solo un'area pari a 7 m^2 è effettivamente illuminata ed è caratterizzata da una riflettività pari a 96,1%, secondo i dati forniti dal costruttore. Gli errori macroscopici di forma e microscopici della superficie riflettente dell'ottica primaria sono descritti considerando distribuzioni di probabilità di tipo gaussiano a media nulla, con una deviazione standard di 2 mrad e 0,5 mrad rispettivamente. Il ricevitore è descritto attraverso una superficie piana con fattore di assorbimento unitario, con altezza di 22 mm, con un'inclinazione di 45° rispetto all'orizzontale ed avente la linea focale come asse di simmetria. Sopra il ricevitore, ad una distanza di 3,6 mm è posta una superficie di rifrazione che simula il comportamento ottico del vetro, per il quale il fattore di rifrazione è pari a 1,471 e la trasmissività è del 93%. Infine, nel modello, l'ottica secondaria consiste di due superfici piane appoggiate ad un'estremità al vetro e poste in modo da sottendere un angolo di 80° . La riflettività dell'ottica secondaria è posta pari a 90% e non si considerano errori dovuti alla forma o alla rugosità di tali superfici.

Nel modello così caratterizzato sono tracciati 3 milioni di raggi. Si ottiene un'efficienza ottica di concentrazione pari a circa 70%, intendendo con tale parametro il rapporto tra la potenza incidente l'area di apertura dell'ottica primaria e la potenza che per riflessione e rifrazione raggiunge il ricevitore. La distribuzione della radiazione solare concentrata sul ricevitore presenta un massimo in corrispondenza

della linea focale e varia tra 110 kW m^{-2} e 90 kW m^{-2} all'interno di una zona centrata sul ricevitore ed alta 1,6 mm (Figura 2.19).

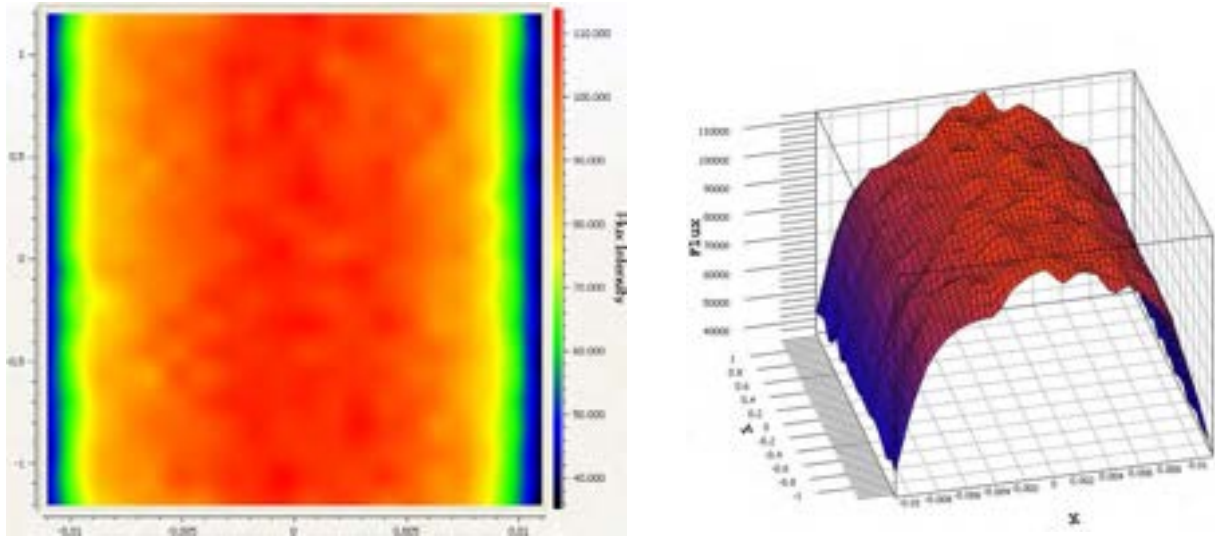


Figura 2.19. Distribuzione di flusso concentrato sul ricevitore ottenuta tramite simulazione con SolTrace in 2-D (sinistra) e 3-D(destra).

Modello termico

Sono state effettuate delle simulazioni CFD con l'aiuto del software Ansys/Fluent [36] per valutare i coefficienti di scambio termico da applicare nel modello alle resistenze. Ciò a causa del fatto che i diversi strati del modulo presentano diverse larghezze e forme. Tramite le simulazioni è stato stimato anche l'effetto aletta associato all'ottica secondaria, che rappresenta la componente più importante di dissipazioni termiche all'ambiente

Le condizioni al contorno usate nelle simulazioni sono le seguenti:

- DNI variabile tra 500 e 900 W m^{-2} ;
- Temperatura dell'aria di 20°C ;
- Temperatura dell'acqua all'ingresso variabile tra 20 e 80°C ;
- Velocità del vento pari a 2.5 m s^{-1} ;
- Velocità all'ingresso di circa 1.66 m s^{-1} (portata di massa di circa 250 kg h^{-1});
- Rapporto di concentrazione geometrico di 130 ;
- Efficienza di concentrazione pari al 70% .

Le equazioni da (2-4) a (2-8) riportano i bilanci associati ad ogni nodo:

- Nodo vetro:

$$\rho_G V_{G,i} c_{p,G} \frac{\partial T_{G,i}}{\partial t} = \frac{1}{R_{th,AIR-G}} A_G (T_{AIR} - T_G) + \frac{1}{R_{th,G-C}} A_C (T_C - T_G) \quad (2-4)$$

- Nodo celle:

$$\rho_C V_{C,i} c_{p,C} \frac{\partial T_{C,i}}{\partial t} = \frac{1}{R_{th,G-C}} A_C (T_G - T_C) + \frac{1}{R_{th,C-A}} A_C (T_A - T_C) + DNI \eta_{opt} A_m - P_{el} \quad (2-5)$$

- Nodo substrato:

$$\rho_A V_{A,i} c_{p,A} \frac{\partial T_{A,i}}{\partial t} = \frac{1}{R_{th,C-A}} A_C (T_C - T_A) + \frac{1}{R_{th,A-HE}} A_A (T_{HE} - T_A) \quad (2-6)$$

- Nodo scambiatore termico (roll-bond):

$$\rho_{HE} V_{HE,i} c_{p,HE} \frac{\partial T_{HE,i}}{\partial t} = \frac{1}{R_{th,A-HE}} A_A (T_A - T_{HE}) + \frac{1}{R_{th,HE-W}} A_W (T_W - T_{HE}) + \frac{1}{R_{th,HE-AIR}} A_{HE} (T_{AIR} - T_{HE}) \quad (2-7)$$

- Nodo acqua:

$$\rho_w V_{w,i} c_{p,w} \frac{\partial T_{w,i}}{\partial t} = \frac{1}{R_{th,HE-W}} A_w (T_{HE} - T_w) + \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,i,out} - T_{w,i,in}) \quad (2-8)$$

Modello elettrico

Il modello scelto per la previsione della potenza elettrica del modulo CPVT è quello proposto da Duffie e Beckman [37]. Questo modello è chiamato a cinque parametri e i dati di input sono:

- Tensione a vuoto alle condizioni standard;
- Corrente di corto circuito alle condizioni standard;
- Corrente alla condizione di massima potenza per le condizioni standard;
- Tensione alla condizione di massima potenza per le condizioni standard;
- Efficienza alle condizioni standard.

Dove le condizioni standard sono le seguenti:

- Temperatura dell'aria di 25 °C;
- DNI di 1000 W m⁻²;
- Massa d'aria di 1.5;
- Rapporto di concentrazione di 120 soli.

Come descritto da Duffie e Beckman [37], il modello elettrico è basato sull'equazione (2-9) che rappresenta la caratteristica I-V del modulo fotovoltaico.

$$I = I_L - I_0 \left[e^{\frac{E + I R_{el,s}}{a}} - 1 \right] - \frac{E + I R_{el,s}}{R_{el,sh}} \quad (2-9)$$

2.3.3.2 Validazione del modello

La validazione preliminare e la calibrazione del modello in Simulink/Matlab [35] sono state effettuate utilizzando i risultati sperimentali nelle condizioni di regime stazionario ottenute dal modulo del dispositivo in prova precedentemente introdotto. Nella Figura 2.20 le curve di efficienza stimate con il modello sono messe a confronto con i risultati sperimentali ottenuti in condizioni di stazionarietà. Tre prove a diverse condizioni sono state eseguite con temperatura dell'acqua di ingresso compresa tra 20°C e 80°C per confrontare le efficienze misurate con quelle calcolate. Il grafico mostra i dati misurati con carico elettrico connesso. La curva di efficienza elettrica del modello sovrastima i dati sperimentali probabilmente a causa di alcuni difetti di fabbricazione del modulo. Questa deviazione influisce anche sulla variazione tra dati sperimentali e curva di previsione dell'efficienza termica, la quale di conseguenza viene sottostimata. D'altra parte, la curva di efficienza globale del modello è ben allineata rispetto ai dati sperimentali.

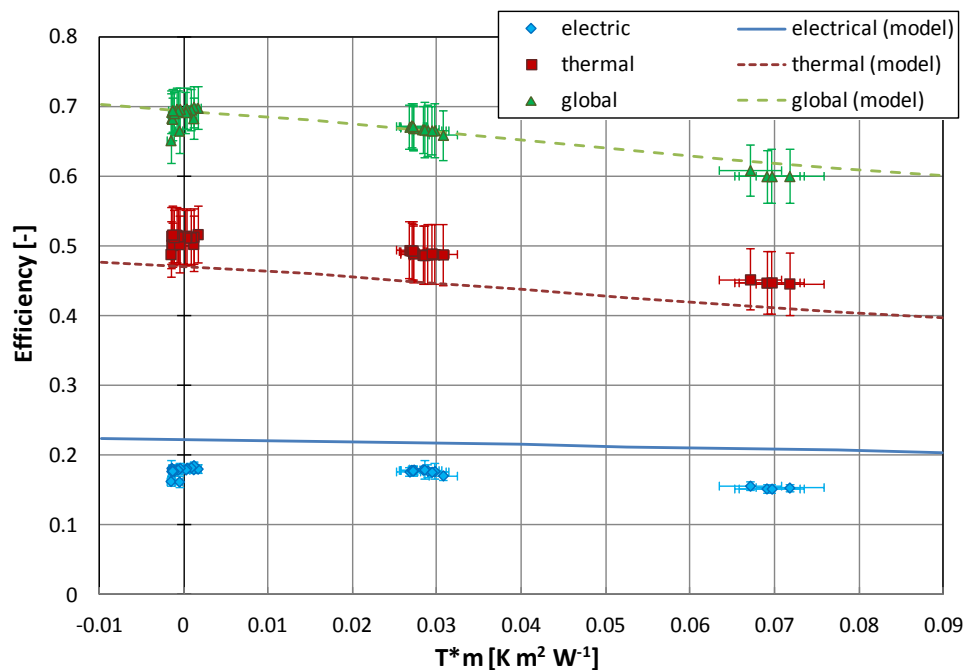


Figura 2.20. Efficienza in funzione della temperatura media ridotta: valori misurati (punti) e curve di previsione del modello in condizioni di stazionarietà con il carico elettrico connesso.

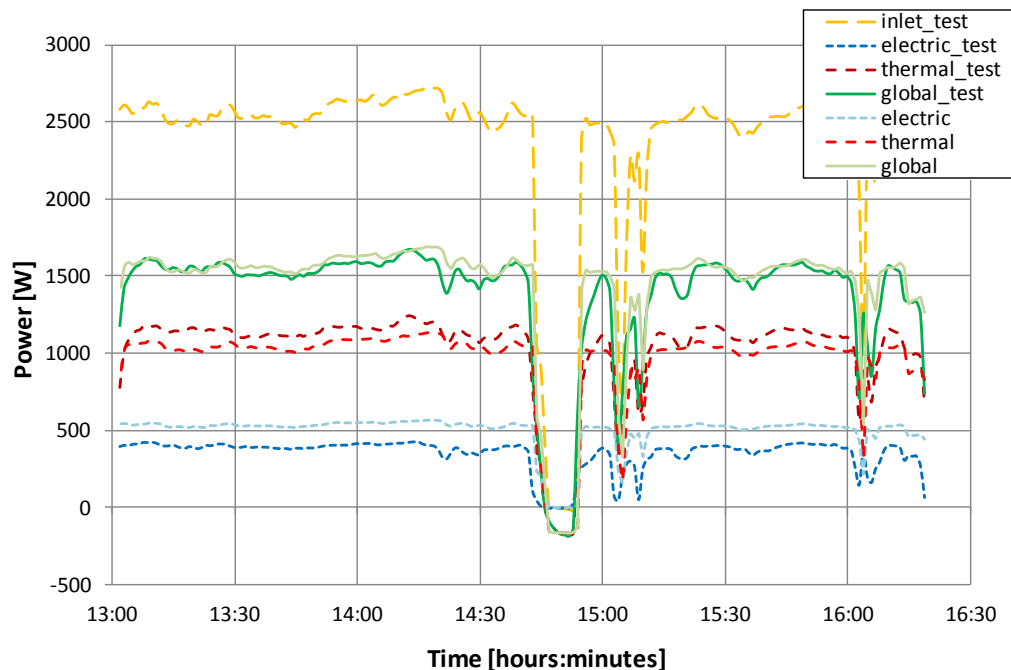


Figura 2.21. Potenza in funzione dell'ora del giorno: valori misurati e tendenza del modello in condizioni dinamiche con il carico elettrico connesso.

Nella Figura 2.21 le curve di potenza ottenute dal modello in condizioni dinamiche sono confrontate con quelle misurate sperimentalmente. Come già visto in condizioni di regime stazionario il modello sovrastima l'efficienza elettrica e sottostima quella termica per gli stessi motivi precedentemente presentati. Invece, la curva di efficienza globale del modello è ben allineata con i risultati sperimentali. Dal confronto si può considerare il modello validato anche per la previsione della potenza in condizioni di regime dinamico.

2.3.3.3 Producibilità per diverse località

La Tabella 2.2 presenta i risultati delle simulazioni di producibilità ed efficienza per cinque località: Roma, Catania, Padova, Trisaia e Il Cairo. Per ogni località sono state effettuate due simulazioni: una per gennaio e l'altra per giugno. I dati di producibilità si riferiscono al sistema CPVT descritto nel paragrafo 2.4.2, con area frontale degli specchi captanti pari a 3.43 m^2 . La temperatura dell'acqua all'ingresso è di 85°C .

In tabella vengono presentati la produzione giornaliera di calore ed energia elettrica, l'energia solare disponibile, le efficienze elettrica, termica e globale. Nel modello la DNI e la temperatura ambiente sono assegnate come parametri in funzione del tempo. Questi dati sono stati raccolti da due database: PVGIS [38] per i dati di DNI e EnergyPlus [39] per la temperatura ambiente. I dati di DNI utilizzati nelle simulazioni si riferiscono solo a giornate con cielo sereno, e non a giornate con condizioni mensili medie per la località allo studio. Si vede che le efficienze sono circa le stesse sia durante il periodo invernale che nella stagione estiva per tutte le località considerate: circa 58-60% di rendimento globale, 21% e 36-39% per i rendimenti elettrico e termico rispettivamente. D'altra parte, la produzione giornaliera stimata in condizioni di cielo sereno è circa il doppio in gennaio rispetto a giugno per Padova, mentre per latitudini inferiori questa variazione si riduce. A gennaio la massima produzione giornaliera stimata si ottiene per Il Cairo, mentre a giugno per la località di Trisaia (Basilicata). Va sottolineato che i valori di energia prodotta non sono utilizzabili per calcoli su base annua, essendo ottenuti da profili di DNI riferiti a sole giornate di cielo sereno. È possibile notare come l'efficienza globale ottenuta sia dell'ordine del 60%, con calore disponibile a temperatura superiore a 85°C . Tale calore può essere utilizzato in molte applicazioni, come già detto in precedenza. È utile sottolineare che, trattandosi di sistemi a concentrazione, i valori di efficienza sono riferiti alla radiazione normale diretta e non alla radiazione globale.

Tabella 2.2. Risultati del modello: producibilità giornaliera ed efficienze di sistema CPVT.

		E_{th} [MJ]	E_{el} [MJ]	E_{sol} [MJ]	η_{el} [-]	η_{th} [-]	η [-]
ROMA	GENNAIO	13.09	7.37	35.24	0.209	0.371	0.580
	GIUGNO	22.25	11.99	57.48	0.209	0.387	0.596
CATANIA	GENNAIO	11.93	6.82	32.59	0.209	0.366	0.575
	GIUGNO	20.50	11.01	52.79	0.209	0.388	0.597
PADOVA	GENNAIO	10.74	6.28	29.95	0.210	0.358	0.568
	GIUGNO	23.09	12.30	59.19	0.208	0.390	0.598
TRISAIA	GENNAIO	12.98	7.30	34.97	0.209	0.371	0.580
	GIUGNO	23.99	12.51	60.42	0.207	0.397	0.604
IL CAIRO	GENNAIO	14.68	8.09	38.73	0.209	0.379	0.588
	GIUGNO	20.23	10.73	51.38	0.209	0.394	0.603

La Figura 2.22 mostra i risultati della simulazione per un giorno di agosto a cielo sereno per la località di Trisaia. I dati di DNI e temperatura ambiente sono valori direttamente misurati nella località. La temperatura dell'acqua all'ingresso è di 85°C . La potenza elettrica è di circa 500 W e quella termica è di circa 1000 W per 8 ore nell'arco della giornata. Le produzioni giornaliere di energia elettrica e calore sono 10,5 MJ e 20,0 MJ, rispettivamente. L'efficienza elettrica, termica e globale stimate sono di 20.9%, 39.7% e 60.5%, rispettivamente.

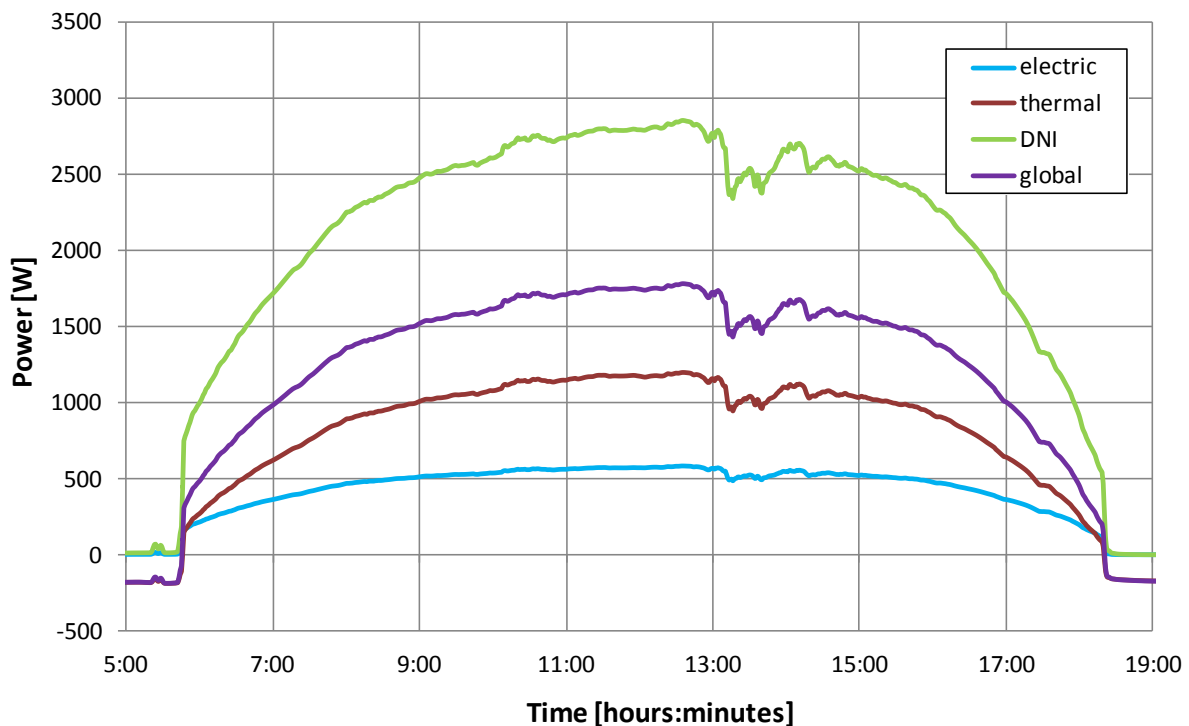


Figura 2.22. Sistema CPVT con area frontale captante di 3.43 m^2 : potenza in funzione del tempo per la simulazione giornaliera (dati riferiti al 9 agosto 2012) in località Trisaia.

2.3.4 Riferimenti bibliografici

- [1] A. Rabl, "Comparison of solar concentrators," *Solar Energy*, vol. 18, pp. 93-111, 1976.
- [2] P. Pérez-Higueras, E. Muñoz, G. Almonacid and P. G. Vidal, "High concentrator photovoltaics efficiencies: present status and forecast," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 1810-1815, 2011.
- [3] A. Slade and V. Garboushian, "27.6% efficient silicon concentrator cell for mass production," in *15th International Photovoltaic Science and Engineering Conference*, Shanghai, China, 2005.
- [4] M. A. Green, K. Emery, Y. Hishikawa, W. Warta and E. D. Dunlop, "Solar cell efficiency tables," *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, vol. 21, pp. 827-837, 2013.
- [5] «<http://www.nrel.gov/ncpv/>».
- [6] H. Cotal, C. Fetzer, J. Boisvert, G. Kinsey, R. King, P. Herbert and H. Yoon, "III-V multijunction solar cells for concentrating photovoltaics," *Energy and Environmental Science*, vol. 2, pp. 174-192, 2009.
- [7] A. Royne, C. J. Dey and D. R. Mills, "Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 86, pp. 451-483, 2005.
- [8] A. Akbarzadeh and T. Wadowski, "Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, pp. 81-87, 1996.
- [9] D. Chemisana, "Building integrated concentrating photovoltaics: a review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 603-611, 2011.
- [10] T. Ho, S. S. Mao and R. Greif, "Improving efficiency of high-concentrator photovoltaics by cooling with two-phase forced convection," *International Journal of Energy Research*, vol. 34, pp. 1257-1271, 2010.
- [11] M. Vivar, M. Clarke, J. Pye and V. Everett, "A review of standards for hybrid CPV-thermal systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 16, pp. 443-448, 2012.
- [12] W. Escher, S. Paredes, S. Zimmermann, C. L. Ong, P. Ruch and B. Michel, "Thermal management and

overall performance of a high concentration PV,” in *8th International Conference on Concentrating Photovoltaic Systems: CPV-8*, Toledo, Spain, 2012.

- [13] D. Del Col, M. Dai Pré, M. Bortolato and A. Padovan, “Investigation of PV solar devices for electricity production and heat recovery,” in *67° Congresso Nazionale ATI*, Trieste, 2012.
- [14] S. K. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, pp. 131-295, 2004.
- [15] G. Mittelman, A. Kribus and A. Dayan, “Solar cooling with concentrating photovoltaic/thermal (CPVT) systems,” *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 2481-2490, 2007.
- [16] D. Song, J. Xiong, Z. Hu, G. Li, H. Wang, H. An, B. Yu, B. Grenko, K. Borden, K. Sauer, T. Roessler, J. Cui, H. Wang, J. Bultman, A. H. G. Vlooswijk and P. R. Venema, “Progress in N-type Si solar cell and module technology for high efficiency and low cost,” in *IEEE 38th Photovoltaic Specialists Conference*, Austin, Texas, USA, 2012.
- [17] J. S. Coventry, “Performance of a concentrating photovoltaic/thermal solar collector,” *Solar Energy*, vol. 78, pp. 211-222, 2005.
- [18] G. S. Kinsey and K. M. Edmondson, “Spectral response and energy output of concentrator multijunction solar cells,” *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, vol. 17, pp. 279-288, 2009.
- [19] «<http://www.azurspace.com/index.php/en/>».
- [20] D. Chemisana and J. I. Rosell, “Design and optical performance of a nonimaging Fresnel reflective concentrator for building integration applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 3241-3248, 2011.
- [21] D. Del Col, M. Bortolato, A. Padovan, M. Quaggia and A. Sichirollo, “Performance evaluation of a PV concentrator for electricity production and heat recovery,” in *Eurotherm Seminar Nr. 98, Concentrating Solar Energy Systems*, Vienna, Austria, 2013.
- [22] J. I. Rosell, X. Vallverdú, M. A. Lechón and M. Ibáñez, “Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 3034-3046, 2005.
- [23] T. Kerzmann and L. Schaefer, “System simulation of a linear concentrating photovoltaic system with an active cooling system,” *Renewable Energy*, vol. 41, pp. 254-261, 2012.
- [24] A. Kribus, D. Kaftori, G. Mittelman, A. Hirshfeld, Y. Flitsanov and A. Dayan, “A miniature concentrating photovoltaic and thermal system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, pp. 3582-3590, 2006.
- [25] H. Helmers and K. Kramer, “Multi-linear performance model for hybrid (C)PVT solar collectors,” *Solar Energy*, vol. 92, pp. 313-322, 2013.
- [26] A. Buonomano, F. Calise, M. D. d'Accadia and L. Vanoli, “A novel solar trigeneration system based on concentrating photovoltaic/thermal collectors. Part 1: Design and simulation model,” *Energy*, vol. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.02.009>, 2013.
- [27] H. Helmers, A. W. Bett, J. Parisi and C. Agert, “Modeling of concentrating photovoltaic and thermal systems,” *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, vol. DOI: 10.1002/pip.2287, 2012.
- [28] IEEE1513, “IEEE recommended practice for qualification of concentrator photovoltaic (PV) receiver sections and modules,” Institute of Electrical and Electronics Engineers, New York, USA, 2001.
- [29] IEC62108, “Concentrator photovoltaic (CPV) modules and assemblies - Design qualification and type approval,” International electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland, 2007.
- [30] E. Muñoz, P. G. Vidal, L. Hontoria, P. Pérez-Higueras, J. Terrados, G. Almonacid and J. Aguilera, “CPV standardization: An overview,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 518-523, 2010.
- [31] EN12975-2, “Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: test methods,” CEN, Brussels, 2006.
- [32] P. Dupeyrat, H. Helmers, S. Fortuin and K. Kramer, “Recent advances in the development and testing of hybrid PV-thermal collectors,” in *30th ISES Biennial Solar World Congress, SWC 2011*, Kassel, Germany,

2011.

- [33] European Standard EN 12975-2:2006, «Thermal solar systems and components. Solar collectors-Part 2: test methods.,» CEN, Brussels, 2006.
- [34] ISO GUM standard, «Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement,» 1995.
- [35] The MathWorks, Inc., «Simulink 7.3, Matlab R2009a,» 2009.
- [36] ANSYS, Inc., «ANSYS 13,» 2012.
- [37] A. Duffie e W. Beckmann, Solar engineering of thermal processes. 3rd ed., New Jersey: Wiley & Sons, 2006.
- [38] PVGIS. [Online]. Available: <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>.
- [39] EnergyPlus Energy Simulation Software., [Online]. Available: <http://www.eere.energy.gov/>.

3 Conclusioni

E' stato elaborato uno studio preliminare per valutare le potenzialità di applicazione di sistemi co-generativi di piccola taglia che utilizzino mini e micro CSP abbinati a cicli a fluido organico (ORC), oppure di sistemi ibridi quali quelli del tipo Dish/Stirling o quelli basati su tecnologie termo-fotovoltaiche a concentrazione (CPVT).

Per ciascuna delle tecnologie esaminate è stato illustrato un breve stato dell'arte contenente la descrizione della tecnologia. Inoltre sono state descritte le principali caratteristiche dei componenti e le relative prestazioni energetiche dei sistemi considerati. Infine sono stati presentati i risultati delle attività di caratterizzazione energetica basate in parte su stime teoriche (sistemi CSP abbinati a cicli ORC) ed in parte su valutazioni sperimentali (sistemi Dish/Stirling e sistemi CPVT). Tali risultati hanno permesso di valutare le prestazioni energetiche giornaliere e quelle sul medio e lungo periodo.

Relativamente ai sistemi CSP di piccola taglia abbinati a cicli a fluido organico (ORC) sono state condotte solo valutazioni teoriche relative a due tipi di macchine presenti sul mercato di taglia medio piccola e operanti a temperature al generatore di vapore sia di 300°C che di 150°C. La macchina che funziona a 300°C in assetto cogenerativo con acqua al condensatore ad una temperatura di 80-90 °C è risultata essere caratterizzata da un rendimento elettrico compreso tra il 9 ed l'11% in funzione della tipologia di sistema CSP considerato. Analogamente il rendimento termico è risultato essere variabile tra il 40 ed il 50%. Infine, per la macchina che lavora a 150°C si sono ottenuti i seguenti indicatori energetici: rendimento elettrico compreso tra il 7 e il 9%; rendimento termico compreso tra il 45 ed il 55%.

Relativamente ai sistemi solari ibridi del tipo Dish/Stirling è stato sperimentato un concentratore composto da un paraboloide che concentra la radiazione sulla testa calda di un motore Stirling del tipo "free piston". I risultati delle prove sperimentali mostrano rendimenti elettrici compresi intorno al 12-13% per temperature dell'acqua non superiori ai 60-70 °C ed efficienze globali dell'ordine del 45%.

Relativamente ai sistemi solari a concentrazione con ricevitori ibridi termo-fotovoltaici (CPVT) è stato sperimentato un concentratore munito di un ricevitore composto da celle fotovoltaiche GaInP/GaAs/Ge a tripla giunzione e da una piastra canalizzata roll-bond per il raffreddamento attivo delle celle, con recupero di calore. Come fluido di raffreddamento si è utilizzata acqua in condizioni di deflusso monofase. I risultati delle prove sperimentali mostrano rendimenti elettrici compresi tra il 15% e il 20% per temperature dell'acqua da 20 °C a 85 °C ed efficienze globali comprese tra il 60% e il 70%. Pertanto, oltre ad ottenere rendimenti elettrici paragonabili o superiori a quelli di moduli fotovoltaici piani disponibili nel mercato, è possibile ottenere calore a media temperatura, il quale può essere utilizzato in pompe di calore ad assorbimento e in diverse applicazioni industriali.

4 Abbreviazioni ed acronimi

CPV	Sistema fotovoltaico a concentrazione (Concentrating Photovoltaic system)
CPVT	Sistema fotovoltaico-termico a concentrazione (Concentrating Photovoltaic Thermal system)
DNI	Radiazione diretta sul piano normale (Direct Normal Irradiance)
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PVT	Sistema fotovoltaico termico (Photovoltaic Thermal system)

NOMENCLATURA

A	Area superficiale [m^2]
a	Parametro della curva del modello elettrico [V]
A_m	Area di progetto degli specchi [m^2]
c_p	Calore specifico dell'acqua [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
DNI	Irradianza diretta normale (direct normal irradiance) [W m^{-2}]
E	Tensione [V]
E_{el}	Energia elettrica giornaliera [MJ]
E_{sol}	Energia giornaliera per radiazione solare diretta [MJ]
E_{th}	Energia termica giornaliera [MJ]
I	Corrente generata dalle celle fotovoltaiche [A]
I_0	Corrente di saturazione del diodo inverso [A]
I_L	Corrente luminosa [A]
m_w	Portata di massa dell'acqua [kg s^{-1}]
P_{el}	Potenza elettrica [W]
q_{th}	Flusso termico utile [W]
R_{el}	Resistenza elettrica [Ω]
R_{th}	Resistenza termica specifica [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
t	tempo [s]
T	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
T_m^*	Temperature media ridotta [$\text{K m}^2 \text{W}^{-1}$] $= [(T_{w,out} + T_{w,in}) / 2 - T_{amb}] / DNI$
V	volume [m^3]

Lettere Greche

η	Efficienza globale [-]
η_{el}	Efficienza elettrica [-]
η_{th}	Efficienza termica [-]
ρ	Densità [kg m^{-3}]

Significato dei pedici

A	Substrato
C	Celle
G	Vetro
HE	Scambiatore termico
W	Acqua