

*Progetto **STAR***
Solare Termodinamico ad Alto Rendimento

Dipartimento di Energetica “S. Stecco”

Università degli Studi di Firenze

Rapporto Intermedio
Novembre 2008

Prof. Ing. Giuseppe Grazzini

Ing. Samuele Piazzini, Ph.D.

Ing. Andrea Presciani

Indice

Task 1.3 - Progettazione del sistema di monitoraggio della efficienza	2
1. Introduzione	2
2. Distribuzione della radiazione	2
3. Progetto del rilevatore	2
Task 2.2 - Individuazione del contesto industriale	3
1. Introduzione	3
2. Considerazioni preliminari	3
2.1. Taglia e destinazioni d'uso dell'impianto	3
2.2. Utilizzo di un fluido termovettore	5
2.3. Il sistema di raccolta della radiazione	6
3. Screening delle possibili applicazioni	10
3.1 Ciclo Stirling	10
3.1.1 Principio di funzionamento e caratteristiche generali	10
3.1.2 Stato dell'arte	11
3.2 Ciclo Brayton-Joule	12
3.2.1 Stato dell'arte	12
3.3. Ciclo a vapore	14
3.3.1. Stato dell'arte	14
3.3.2. Simulazione di un ciclo TAV	16
3.3.3. Cenni agli Organic Rankine Cycles	18
3.4. Ciclo combinato TAG/TAV	18
3.4.1. Stato dell'arte	18
3.4.2. Simulazione di un ciclo TAG/TAV	21
3.5. Ciclo combinato SOFC/TAG	22
3.5.1. Stato dell'arte	22
3.5.2. Simulazione di un ciclo SOFC/TAG	24
3.6. Reforming e gassificazione	26
3.7. Illuminazione di ambienti	27
3.8. Cenni alla conversione fotovoltaica	28
4. Conclusioni parziali	28
Bibliografia	29

Task 1.3 - Progettazione del sistema di monitoraggio della efficienza

1. Introduzione

Per valutare l'efficacia del sistema è necessario verificare sperimentalmente se l'energia che arriva nel fuoco del sistema di concentrazione raggiunge i livelli previsti. Nella situazione finale le temperature in gioco saranno molto elevate e quindi sarà praticamente impossibile effettuare misure dirette. D'altra parte il prototipo che verrà inizialmente realizzato sarà solo una parte del sistema complessivo e quindi per questo sarà possibile e necessario effettuare la verifica sperimentale.

2. Distribuzione della radiazione

Poiché l'ipotesi di lavoro del sistema di concentrazione prevede l'utilizzo di una serie di specchi concentratori, l'immagine di ciascuno di essi nel fuoco non sarà perfettamente coincidente con quella degli altri specchi. Conseguenza ne è che sul fuoco avremo una distribuzione di densità di energia legata alle diverse sovrapposizioni parziali.

Se il rilevatore è una piastra piana si avrà una distribuzione di temperatura superficiale della stessa, funzione dell'energia raccolta e di quella dispersa. Essendo però quest'ultima funzione della temperatura locale solo un bilancio effettuato localmente potrebbe, misurata la temperatura, permettere di risalire alla radiazione incidente.

La difficoltà di misurare piccole differenze di temperatura associata alle incertezze sulla valutazione dello scambio termico che avviene per irraggiamento e convezione (naturale o forzata) porta a sconsigliare questa strada per determinare la distribuzione della radiazione incidente sulla superficie posta nel fuoco.

Un sistema di misura della radiazione è preferibile che fornisca un segnale più semplicemente correlato alla radiazione stessa; appare quindi conveniente prevedere l'utilizzo di celle solari fotovoltaiche, che sono proprio concepite per reagire nelle lunghezze d'onda solari che ci interessano. Si prevede quindi di realizzare una copertura della superficie ricevente con celle fotovoltaiche collegate ciascuna ad un sistema di rilevazione della corrente o del potenziale da essa generato. La distribuzione spaziale di questi segnali corrisponderà alla distribuzione della radiazione, eventualmente considerando una correlazione sperimentale tra detto segnale e la temperatura di lavoro della cella stessa, temperatura rilevabile localmente anche con delle semplici termocoppie.

3. Progetto del rilevatore

Al momento stiamo cercando un'azienda che possa fornirci le celle fotovoltaiche collegate secondo quanto ci necessita.

Task 2.2 - Individuazione del contesto industriale

1. Introduzione

In questo rapporto vengono presentate alcune considerazioni di tipo energetico riguardo gli utilizzi possibili dell'energia raccolta dal concentratore solare, le cui forma e dimensioni sono descritte nel report del Task 1.1, dal titolo "Studio di fattibilità di sistemi ottici avanzati per la concentrazione della radiazione solare".

Il presente testo si incentra su due argomenti principali. Il primo è una serie di considerazioni generali, indipendenti da quale sia la forma di utilizzo finale dell'energia radiante: ci si soffermerà in particolare su quale sia la taglia più appropriata per un impianto del genere, tenendo conto in particolare di quelle che possono essere le esigenze del mercato attuale, nel contesto italiano. Inoltre si forniranno delle argomentazioni a favore dell'introduzione nel ciclo di conversione energetica di un fluido termovettore, il cui compito è raccogliere l'energia termica dal ricevitore solare e trasferirla al fluido di lavoro tramite uno scambiatore di calore.

La seconda parte del testo è una panoramica sulle possibili applicazioni del solare a concentrazione. Le alternative prese in considerazione sono:

- cicli di conversione energetica da energia termica ad energia elettrica (ciclo a vapore, ciclo combinato turbogas-turbina a vapore, ciclo combinato turbogas-cella a combustibile);
- reforming di idrocarburi o gassificazione di biomasse per la produzione di gas combustibili ad elevato contenuto di idrogeno;
- trasmissione della luce a mezzo di tubi di luce o fibre ottiche per l'illuminazione di ambienti.
- conversione fotovoltaica

Per ciascuna tecnica verranno illustrate le peculiarità e lo stato dell'arte; verrà poi fornita una stima delle prestazioni ottenibili nell'impianto solare in oggetto.

2. Considerazioni preliminari

2.1. Taglia e destinazioni d'uso dell'impianto

Gli orientamenti sull'utilizzo dell'energia solare in impianti di medie e grandi dimensioni sono abbastanza diversificati. Ad esempio, nell'introduzione al progetto dell'ENEA denominato "Archimede", Falchetta *et al.* [6] sostengono che gli impianti solari termodinamici a concentrazione "trovano attualmente un'applicazione concreta solo nella produzione di elettricità" e che "anche nel breve-medio termine questa sarà con ogni probabilità la loro principale applicazione".

Questo è senza dubbio un punto di vista più che ragionevole se si considera il fabbisogno energetico nazionale nella sua globalità. Tuttavia, Vannoni *et al.* [30] hanno più recentemente pubblicato uno studio eseguito su incarico dell'International Energy Agency (IEA) focalizzato solo sul settore dell'industria: in questo testo rilevano che il settore industriale consuma, all'interno dell'Unione Europea a 25 Paesi, il 28% dell'energia totale per utilizzi finali, e che il 70% di quest'energia non è di natura elettrica, ma termica. Allo stato dell'arte, questa energia termica viene generalmente fornita tramite vapore surriscaldato generato usando combustibili fossili; Vannoni *et al.* stimano che l'Italia

disponga del maggiore potenziale solare per usi termici all'interno dell'Unione Europea, pari a 32 PJ, quasi il doppio della Spagna e sei volte quello dell'Austria.

Inoltre, nello stesso studio viene indicato che l'energia termica richiesta dalle industrie, è fornita per il 30% al di sotto dei 100 °C (temperatura tipicamente raggiungibile da collettori piani) e che il 27% è richiesto a temperature tra i 100 e i 400 °C (tipicamente raggiungibili dai collettori a media concentrazione). Queste percentuali aumentano, anche drasticamente, quando si vanno a considerare i singoli settori industriali, in particolare l'industria alimentare e della carta. Pertanto, gli usi termici del solare nell'industria non sono da considerarsi di secondaria importanza rispetto alla produzione di elettricità.

Gli orientamenti sulla destinazione d'uso del solare termodinamico sono fondamentalmente due: da una parte la tendenza a raggiungere grandi taglie (in prospettiva, dell'ordine del centinaio di MW) per la produzione di sola energia elettrica, dall'altra quella in cui le singole industrie possano produrre autonomamente sia l'elettricità che il calore di processo necessari. È da notare che quest'ultima prospettiva è in linea con un futuro sviluppo della generazione distribuita.

Oltre a queste considerazioni sulle destinazioni d'uso in senso stretto, occorre soffermarsi sulla realtà del territorio e su quale può essere una taglia adeguata. Non abbiamo dati statistici precisi sulla richiesta di energia elettrica e/o termica dell'industria media, né a livello nazionale, né a livello regionale. Tuttavia è ben noto che, in particolare in Italia, la maggioranza delle imprese sono di dimensioni piccole e medie (secondo il censimento ISTAT 2001 le imprese con meno di 250 addetti superano il 99% del totale nel settore dell'industria). Pertanto, l'ipotesi di taglie grandi per generazione elettrica appare confinata ad un mercato estremamente ristretto, mentre una taglia media allargherebbe il mercato ad un notevole numero di industrie. È dunque opportuno scegliere una taglia "a misura di utenza": essa non deve essere troppo grande, per non risultare eccessiva per le esigenze di diverse aziende; qualora invece risultasse inferiore a tali esigenze, sarebbe comunque possibile affiancare più sistemi solari, fino a coprire la potenza richiesta. Inoltre, l'allargamento del mercato consentirebbe una produzione in serie, riducendo notevolmente i costi.

Riassumendo, è da ritenersi preferibile puntare su una taglia d'impianto media (indicativamente tra i 200 e i 500 kW) e che possa prevedere la possibilità di cogenerazione per i seguenti motivi:

- il fatto che l'impianto sia di taglia non eccessiva permette di renderlo appetibile per un numero maggiore di imprese, cioè di allargare il potenziale mercato;
- laddove sia richiesta una taglia più grande, sarà possibile prevedere un impianto costituito da più moduli identici, con possibili economie di scala;
- la cogenerazione permetterebbe di venire incontro alle esigenze delle industrie, che attualmente consumano più energia termica che elettricità;
- la taglia dell'impianto è direttamente proporzionale alla superficie occupata dagli specchi; aumentando la taglia aumenterà la superficie degli specchi e con essa l'altezza della struttura con sempre maggiori problemi di resistenza all'azione del vento: non appare dunque opportuno spingersi su taglie che comporterebbero altezze degli specchi superiori a 12-15 m.

Si osserva infine che la massima diversificazione della modalità di impiego dell'energia solare, perseguibile solo con un'adeguata progettazione del sistema di concentrazione, costituisce una caratteristica estremamente interessante del presente progetto.

2.2. Utilizzo di un fluido termovettore

Malgrado allo stato attuale del progetto debbano ancora essere definiti alcuni aspetti chiave del sistema, è presumibile che per alcune applicazioni risulti opportuno, o addirittura necessario, utilizzare un fluido che abbia funzione di vettore termico tra il ricevitore/scambiatore ed il fluido di lavoro.

Nel tentativo di inquadrare la situazione, assumiamo che il ricevitore renda disponibile una potenza termica di circa 500 kW ad una temperatura medio-alta, dell'ordine di 500-1000 °C. Come verrà illustrato in seguito, i possibili impieghi di questa energia sono numerosi e molto diversificati; in alcuni casi lo stesso fluido di lavoro può assolvere la funzione di prelevare il calore dal ricevitore, eliminando le perdite associate allo scambiatore intermedio, ma spesso questo non è possibile o conveniente.

Devono infatti essere soddisfatti due requisiti fondamentali:

- 1) conciliare i livelli di temperatura della sorgente primaria (il ricevitore) e del fluido di lavoro (temperatura massima del ciclo termodinamico);
- 2) garantire, per quanto possibile (e necessario), una "fornitura" di energia primaria costante.

È infatti evidente che la radiazione solare è variabile (fluttuazioni di breve, medio e lungo periodo): per un corretto funzionamento del sistema è dunque auspicabile l'introduzione di un volano termico, o addirittura di un accumulo di elevata capacità.

In merito agli accumuli termici, si può osservare che:

- 1) devono essere realizzati con materiali e tecnologie adeguati ai livelli di temperatura e pressione del fluido termovettore in essi contenuto;
- 2) il fluido termovettore non deve essere "aggressivo" nei confronti dei materiali con cui viene a contatto né, possibilmente, deve essere pericoloso o nocivo in caso di fuoriuscita;
- 3) fissata la tecnologia necessaria per realizzare l'accumulo, il suo costo cresce (ovviamente) con le sue dimensioni: sono dunque da preferirsi fluidi termovettori con elevata capacità termica specifica per unità di volume;
- 4) il prezzo del fluido termovettore può incidere sostanzialmente sui costi globali.

Al momento, il migliore candidato è l'aria: imbattibile sul piano economico e della compatibilità ambientale, è praticamente inerte anche a temperature elevate ed ha una buona capacità termica, crescente con la temperatura.

Una valida alternativa all'aria è il vapore: in questo caso esiste però un limite sulle condizioni di utilizzo, in quanto ad alte temperature il vapore diventa aggressivo verso i materiali ferrosi. D'altra parte, il vapore potrebbe essere vantaggioso rispetto all'aria per elevate pressioni di esercizio, in quanto potrebbe essere compresso in fase liquida, con una drastica riduzione della potenza necessaria alla compressione stessa.

Vale la pena citare anche le miscele di sali fusi: è una soluzione abbastanza economica, già adottata in altri progetti concernenti il solare a concentrazione, nella fattispecie in combinazione con impianti a turbina a vapore. La temperatura di utilizzo può raggiungere i 600 °C, e varia a seconda della composizione della miscela. Il punto di forza di questa soluzione risiede nel fatto che le miscele di sali fusi possono accumulare elevatissime quantità di calore, attraverso il meccanismo del cambio di fase, e restituirlo a temperatura pressoché costante. Di contro, vanno tenute presenti nuove difficoltà di gestione, come l'elevata viscosità del fluido (grandi perdite di circolazione), l'elevata dilatazione termica ed il rischio di avere solidificazioni localizzate in punti freddi del circuito.

2.3. Il sistema di raccolta della radiazione

Il ricevitore, oltre ad essere un corpo nero, dovrà svolgere il ruolo di scambiatore di calore. La geometria e le dimensioni di questo componente sono ancora da valutare, ma in linea generale sarà costituito da una cavità con una apertura per ricevere la radiazione le cui pareti saranno lambite dal fluido termovettore che si riscalda lungo il suo percorso.

Secondo un'ipotesi di progetto, lo specchio primario deve concentrare la radiazione solare sulla sommità di una torre alta circa 12 m. Le difficoltà incontrate nel realizzare la messa a fuoco su una superficie contenuta, unitamente alle inevitabili perdite associate ad una seconda riflessione, hanno portato a mettere in discussione l'introduzione di uno specchio secondario.

Occorre dunque valutare la convenienza di porre in testa alla torre il corpo nero per convertire la radiazione solare in energia termica, rispetto allo schema che mantiene a terra il sistema di conversione/utilizzazione. In entrambi i casi dovranno essere affrontati e risolti problemi di natura strutturale, tecnologica ed impiantistica.

Consideriamo il caso in cui venga collocato uno specchio secondario sulla sommità della torre: esso deve ruotare attorno ad un asse verticale per permettere l'inseguimento azimutale dello specchio primario. Lo specchio secondario ha un'estensione di circa 10 m² e genera a terra uno spot di forma circa rettangolare (le cui dimensioni stimate sono 1 x 0.5 m) che ruota durante la giornata. Parte della radiazione ricevuta dal primario viene assorbita dal secondario stesso, riscaldandolo.

Supponendo che il vento sia assente, che l'indice di assorbimento dello specchio sia $\alpha_s = 0.1$ e che l'emissività superficiale sia $\varepsilon = 0.95$, il bilancio di energia è:

$$\alpha_s \dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = hS(T_{eq} - T_{amb}) + \varepsilon\sigma S(T_{eq}^4 - T_{sky}^4)$$

dove $\dot{Q}_{in}$ è l'energia incidente sullo specchio secondario (ovvero 550 kW, dei quali 500 vengono riflessi verso il corpo nero), h il coefficiente di scambio termico con l'aria, S la superficie dello specchio, σ la costante di Stefan-Boltzmann e T_{eq} è la temperatura di equilibrio del sistema, che, nel caso in esame è circa 200°C. Appare perciò sensato prevedere sistemi di raffreddamento; essi possono essere realizzati prevedendo di far scorrere un fluido refrigerante in tubi sul retro dello specchio (vedi fig. 1a), oppure realizzando una serie di alette (fig. 1b). Nel caso dell'impiego di refrigerante, una certa quota di potenza elettrica deve essere utilizzata per movimentare il fluido: si può stimare che, usando acqua, questa potenza ammonti a circa lo 0.3% della potenza solare disponibile.

Si tratta in entrambi i casi di soluzioni economiche, in quanto le temperature sono relativamente basse e possono essere impiegati materiali normalmente usati in impianti termici. Lo stesso può dirsi per lo specchio: vetro e rivestimento riflettente convenzionali sono perfettamente idonei per l'utilizzo a questo livello di temperatura.

Consideriamo invece il caso in cui il corpo nero sia posizionato sulla sommità della torre: il fluido in ingresso deve essere convogliato alla quota dello scambiatore e successivamente ricondotto a terra per l'utilizzazione; dunque, nella torre devono essere alloggiati due tubazioni, isolate termicamente. Nell'ipotesi che la torre sia costruita a traliccio, e non come una colonna di cemento armato (come invece è stato fatto nell'impianto spagnolo PS10, vedi fig. 2), le tubazioni sono esposte al vento.

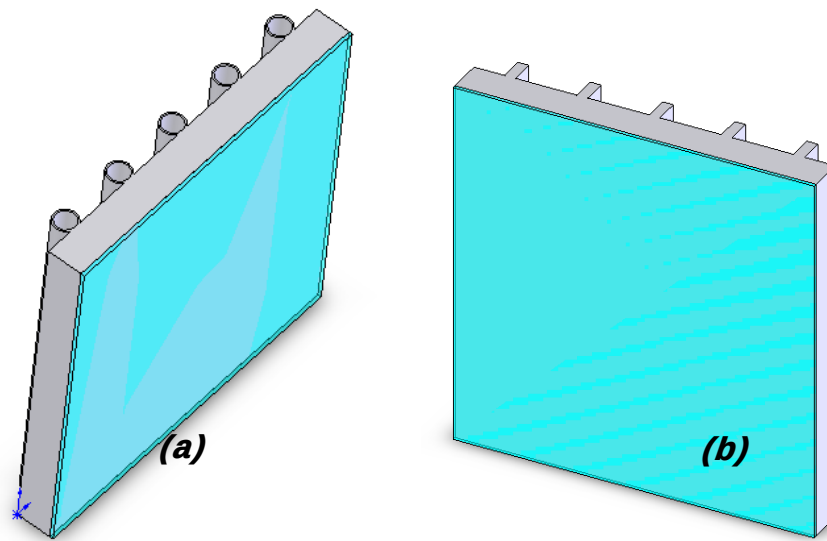


Fig. 1 – Possibili sistemi di raffreddamento dello specchio secondario: a) introduzione di un circuito refrigerante; b) alettatura posteriore.



Fig. 2 – Veduta della torre solare dell'impianto PS10 (Siviglia, Spagna).

Stimiamo dunque le perdite di carico e termiche sotto le seguenti ipotesi:

- il fluido termovettore è aria a 3 bar che viene scaldata da 800 a 1000 °C;
- la velocità dell'aria nelle tubazioni è 20 m/s;
- la potenza solare raccolta è 500 kW;
- la torre è alta 12 m;
- il vento soffia a 14 m/s;

- lo spessore dell'isolante è pari a 100 mm, e la sua conducibilità termica è 0.04 W/mK (tipico valore della lana di vetro).

Supponendo che lo scambiatore abbia efficienza unitaria, il salto termico determina univocamente la portata:

$$\dot{Q}_{sol} = 500 kW = \dot{m} c_p \Delta T$$

che quindi risulta pari a 2.1 kg/s. Ne consegue che il diametro della tubazione in ingresso è 375 mm, mentre il diametro della tubazione di uscita è 410 mm. Da questo dato è già possibile calcolare le perdite di carico, che ammontano a 4.6 mbar, e che implicano che il compressore fornisca una potenza di circa 1 kW, cioè lo 0,2% della potenza solare in ingresso al corpo nero.

Per calcolare le perdite termiche nei tubi, il modello è quello delle resistenze termiche in serie:

$$\dot{Q}_{loss} = \frac{T_f - T_{amb}}{R_{int} + R_{is} + R_{ext}}$$

dove R_{int} è la resistenza associata alla convezione interna, R_{is} all'isolante e R_{ext} alla convezione esterna (assumendo che la resistenza conduttiva nel tubo metallico e la resistenza radiativa esterna siano trascurabili).

Il calcolo mostra che nel tubo di ingresso la temperatura del fluido decresce di circa 0.2 K/m, mentre in quello di uscita di 0.3 K/m. La perdita termica complessiva ammonta circa a 12.8 kW, pari al 2.6% dell'energia in ingresso al corpo nero.

Poiché il salto termico nel corpo nero non è ancora stato fissato, si considera anche una configurazione differente, in cui la temperatura dell'aria in ingresso è 300 °C: in questo caso la tubazione in ingresso ha diametro di 150 mm e una perdita termica di 0.1 K/m, quella in uscita ha un diametro di 225 mm e una perdita termica di 0.5 K/m. Le perdite termiche totali ammontano a 5.6 kW, pari all'1% dell'energia in ingresso al corpo nero.

Queste stime sono indicative del caso in cui si applichi un fluido termovettore in fase gassosa: ben diversi sarebbero i risultati qualora l'applicazione specifica richiedesse di elaborare un fluido in fase liquida.

Un punto ancora più critico da considerare è la complicazione impiantistica che questa soluzione comporta: infatti, il corpo nero, al pari dello specchio secondario, deve ruotare intorno ad un asse verticale per seguire lo specchio primario (inseguimento azimutale). Si può risolvere questo problema in due modi: il primo comporta l'inserimento di snodi lungo le tubazioni (vedi fig. 3a). Snodi di questo tipo, per temperature di esercizio intorno ai 300°C, sono facilmente reperibili in commercio, mentre è molto probabile che, per livelli di temperatura di 800-1000°C, essi debbano essere costruiti ad hoc e si debba ricorrere a materiali speciali adatti alle alte temperature.

L'altra possibilità è mantenere i tubi fissi e prevedere una geometria del corpo nero simile a quella mostrata in figura 3b; d'altra parte, questa soluzione richiede l'introduzione di tenute striscianti, che possono, a loro volta, avere problemi intorno agli 800-1000°C.

Non ci sono invece, particolari problemi sul fatto che la bocca del corpo nero sia disposta orizzontalmente, verticalmente o con asse inclinato: poiché il fluido termovettore circola forzatamente attorno alla cavità, le forze di galleggiamento sono da ritenersi trascurabili.

Il punto debole delle stime sopra riportate risiede nell'assunzione di efficienza unitaria per il corpo nero/scambiatore di calore. Se si valuta che la temperatura del corpo nero è almeno a 1273K, con l'ambiente a 300 K le perdite radiative ammontano a 148 kW/m^2 , pari al 30% di ciò che viene raccolto se la superficie è di 1 m^2 .

Ovviamente, considerazioni sull'effettiva capacità di conversione della radiazione solare per opera del componente vanno fatte sia nel caso di installazione a terra sia nel caso di installazione in quota: ciò non toglie che le perdite calcolate nei due esempi siano nettamente sottostimate.

Concludendo, i principali svantaggi della soluzione in cui il corpo nero è sulla sommità della torre sono:

- perdite termiche dell'ordine del 2-3% associate alle tubazioni;
- necessità di utilizzare materiali speciali per la tubazione in uscita dal corpo nero (ed eventualmente anche per quella in ingresso);
- necessità di adottare snodi angolari o tenute striscianti per entrambe le tubazioni: in particolare, è probabile che gli snodi o le tenute per la tubazione di uscita debbano essere costruiti su misura e ricorrendo a materiali speciali.

Per contro, gli svantaggi associati alla interposizione di uno specchio secondario sono:

- perdite ottiche dovute alla seconda riflessione;
- difficoltà nella progettazione ottica;
- probabile necessità di raffreddare lo specchio.

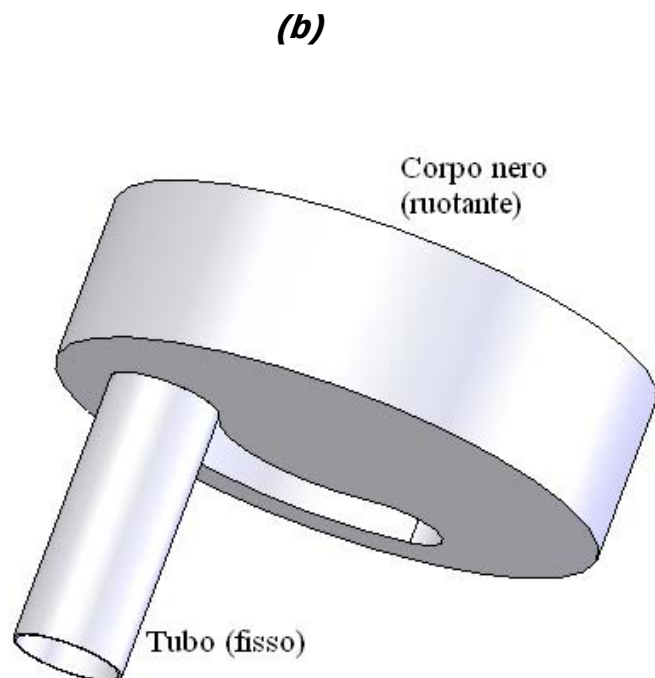


Fig. 3 – Possibili soluzioni per il collegamento del corpo nero alle tubazioni: a) snodi; b) tenute striscianti.

Per quanto riguarda la realizzazione della torre, nessuna delle due soluzioni presenta vantaggi o svantaggi marcati: si può comunque presumere che il corpo nero/scambiatore di calore sarà molto più pesante dello specchio secondario, rendendo necessaria una struttura più robusta.

Pertanto si può concludere che l'utilizzo di uno specchio secondario riduce le complicazioni impiantistiche, comporta minori perdite di efficienza ed incide sui costi in misura minore.

3. Screening delle possibili applicazioni

3.1 Ciclo Stirling

3.1.1 Principio di funzionamento e caratteristiche generali

Una delle applicazioni più proposte nel settore dell'energia solare a concentrazione è quella in cui la radiazione solare, captata da un opportuno ricevitore, è usata come sorgente calda in un ciclo Stirling.

Il motore di Stirling è un motore a combustione esterna, per cui la sorgente di calore può essere qualunque, anche appunto l'energia solare. Il motore (vedi fig. 4a) è composto da due camere di volume variabile, realizzate tramite pistoni; una di esse è riscaldata da uno scambiatore di calore e l'altra raffreddata. Il fluido di lavoro (generalmente aria, ma non mancano applicazioni con elio e idrogeno) viene scaldato nella camera calda, espandendo e muovendo il pistone che costituisce la parete mobile della camera calda. Contemporaneamente, poiché i pistoni sono in quadratura di fase, il pistone della camera fredda aumenta il volume della camera e richiama fluido, che viene raffreddato dallo scambiatore. Quando il pistone della camera fredda raggiunge il punto morto, comprime di nuovo il fluido verso la camera calda, dove il ciclo ricomincia.

Il ciclo teorico di Stirling è composto da due trasformazioni isocore e due isoterme; se viene inserito nel ciclo anche un rigeneratore, il cui scopo è trattenere il calore che altrimenti verrebbe perso nel passaggio del fluido dalla camera calda a quella fredda, il rendimento teorico del ciclo (rigenerato) è pari a quello della macchina di Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

che rappresenta il limite termodinamico di efficienza per una macchina ideale operante tra le temperature T_1 e T_2 ($T_1 > T_2$).

Il motore di Stirling è realizzato attualmente in tre configurazioni, denominate alfa, beta e gamma (vedi fig. 4).

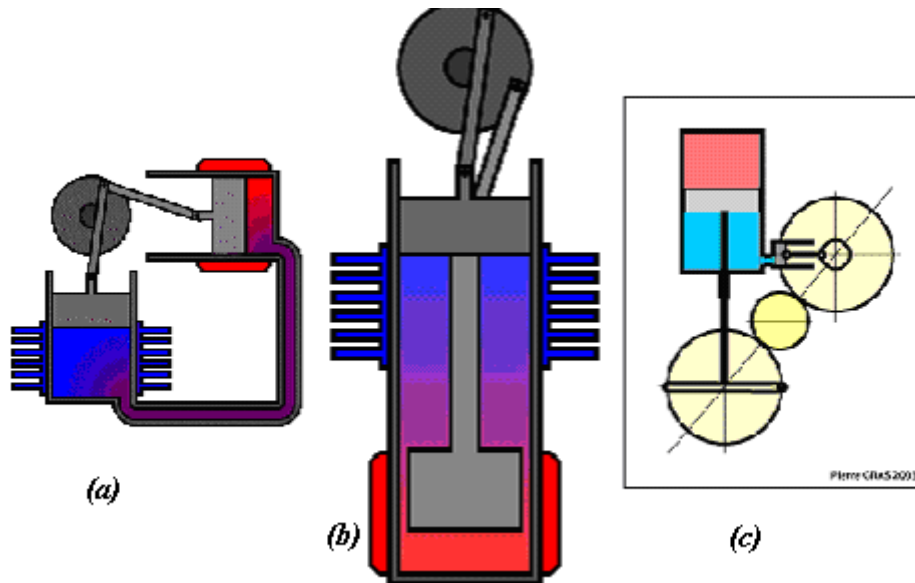


Fig. 4 – Realizzazioni del motore di Stirling: a) configurazione alfa; b) configurazione beta; c) configurazione gamma.

3.1.2 Stato dell'arte

Kongtragool e Wongwises [13] hanno pubblicato una review sugli utilizzi del motore di Stirling. Esso ha ricoperto negli ultimi 150 anni un ruolo di nicchia nei sistemi di conversione energetica; la sua principale applicazione nella prima metà del XX secolo è stata l'alimentazione di dispositivi radoriceventi, prima che l'introduzione di transistor permettesse di alimentarle da semplici batterie. Il massimo delle prestazioni ottenute all'epoca fu un rendimento del 38% con una temperatura di 700°C e 336 kW di potenza elettrica prodotta. Dagli anni '60 in poi, i motori Stirling sono stati confinati alla produzione di energia elettrica in aree rurali e, più recentemente, per generazione di elettricità da energia solare.

Nel campo dell'energia solare, lo schema più diffuso prevede l'installazione di un motore Stirling direttamente nel fuoco di uno specchio parabolico (parabolic dish) che è movimentato su due assi, in modo da seguire il percorso solare. Esistono attualmente diversi campi solari basati su questa tecnologia: tra questi citiamo quello di Albuquerque nel New Mexico (vedi fig. 5) che costituisce l'avvio di un ambizioso progetto per la produzione di 500 MW mediante 20000 collettori [24]: il collettore solare ha un diametro di circa 11.5 m ed il livello di concentrazione non è molto elevato. La potenza termica da convertire ed il livello di temperatura che ne conseguono sono modesti: il motore installato ha una potenza nominale di 25 kW_e. Applicando questo schema Sandia ha recentemente conseguito il primato di efficienza di conversione energetica solare/elettrico, pari al 31.25% [22].

Un altro impianto simile è Eurodish, che può produrre 10 kW_e con un'efficienza solare/elettrica del 22.5% [16]; è stato inoltre stimato che, effettuando la cogenerazione utilizzando il calore asportato allo scambiatore freddo, l'efficienza può arrivare al 58%. In questa applicazione, il motore di Stirling ha un'efficienza (termica/meccanica) pari al 39.2%, mentre il limite teorico è 67.3%, poiché la temperatura massima del ciclo è intorno ai 650 °C.

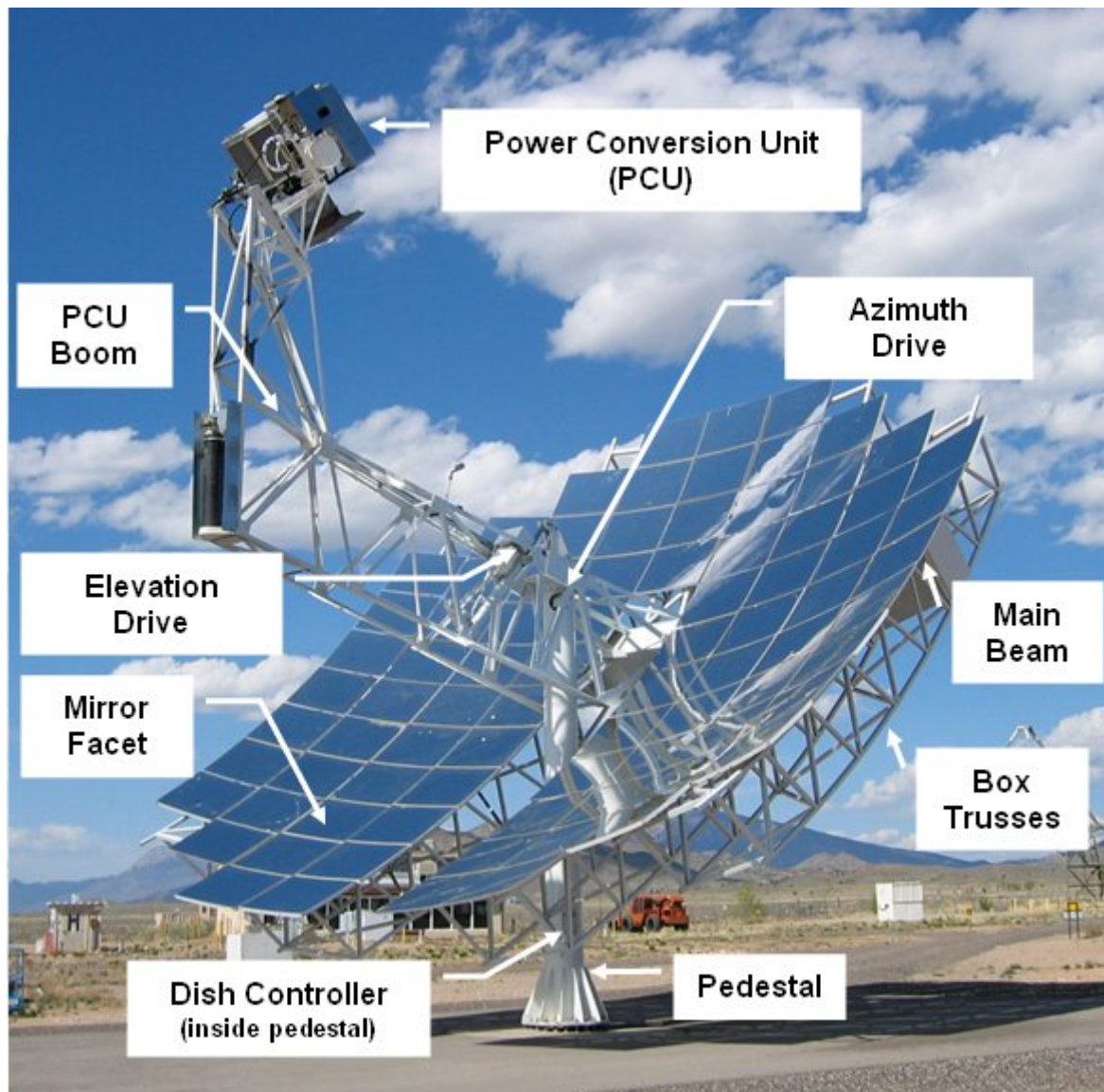


Fig. 5 – Schema di un collettore parabolico con motore Stirling

La scelta del motore Stirling come sistema di conversione energetica risulta particolarmente adatta a questo sistema di concentrazione solare, in quanto esso ha un basso rapporto peso/potenza, e dunque è adatto a essere posto in una posizione mobile. Non sono note invece realizzazioni di motori Stirling di potenza significativamente superiore ai 100 kW_e, se non il motore già citato, che però risale al 1954. Sono invece ben note le difficoltà legate a temperature di esercizio elevate, legate non solo ai materiali impiegati. Uno studio riportato da Chen *et al.* [4] mette in luce i limiti di efficienza del motore Stirling tenendo presenti le irreversibilità legate al rigeneratore ed alla velocità di scambio termico; non sono noti attualmente motori operanti al di sopra degli 800 °C.

3.2 Ciclo Brayton-Joule

3.2.1 Stato dell'arte

È altresì possibile impiegare l'energia solare a concentrazione come sorgente termica di altri cicli termodinamici, come ad esempio il ciclo Brayton-Joule, che costituisce la base

degli impianti turbo-gas (TAG). Nel suo schema standard, la sorgente termica è rappresentata dalla camera di combustione, dove avviene la conversione dell'energia chimica di un combustibile (generalmente gas naturale) in calore. L'idea, sviluppata ad esempio nel progetto europeo SOLGATE [5,27], è quella di sostituire (o quanto meno affiancare) l'energia termica da fonte solare a quella chimica del combustibile, nella fase di riscaldamento dell'aria proveniente dal compressore, prima dell'espansione in turbina: nella figura 6 è riportato lo schema di funzionamento.

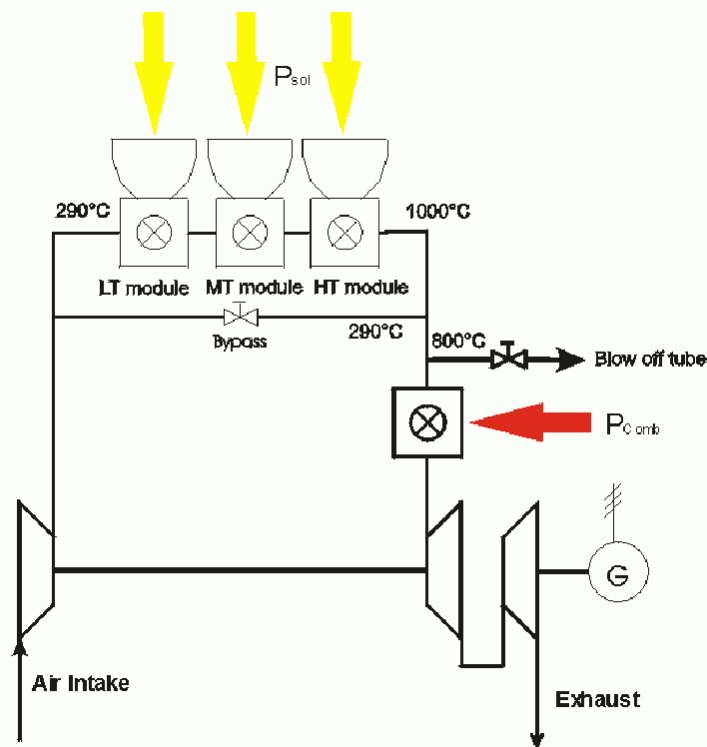


Fig. 6 – Schema di impianto adottato nel progetto SOLGATE

Il riscaldamento avviene durante l'attraversamento di tre ricevitori disposti in serie; l'aria in ingresso alla camera di combustione è già molto calda, fatto che comporta un considerevole abbattimento dei consumi di combustibile. La linea di by-pass mostrata in figura consente un certo grado di regolazione, indispensabile per compensare le fluttuazioni della radiazione solare. L'apporto solare è infatti molto variabile nelle ore del giorno e nei giorni dell'anno.

Il cuore dell'impianto è costituito dai ricevitori solari (vedi fig. 7).

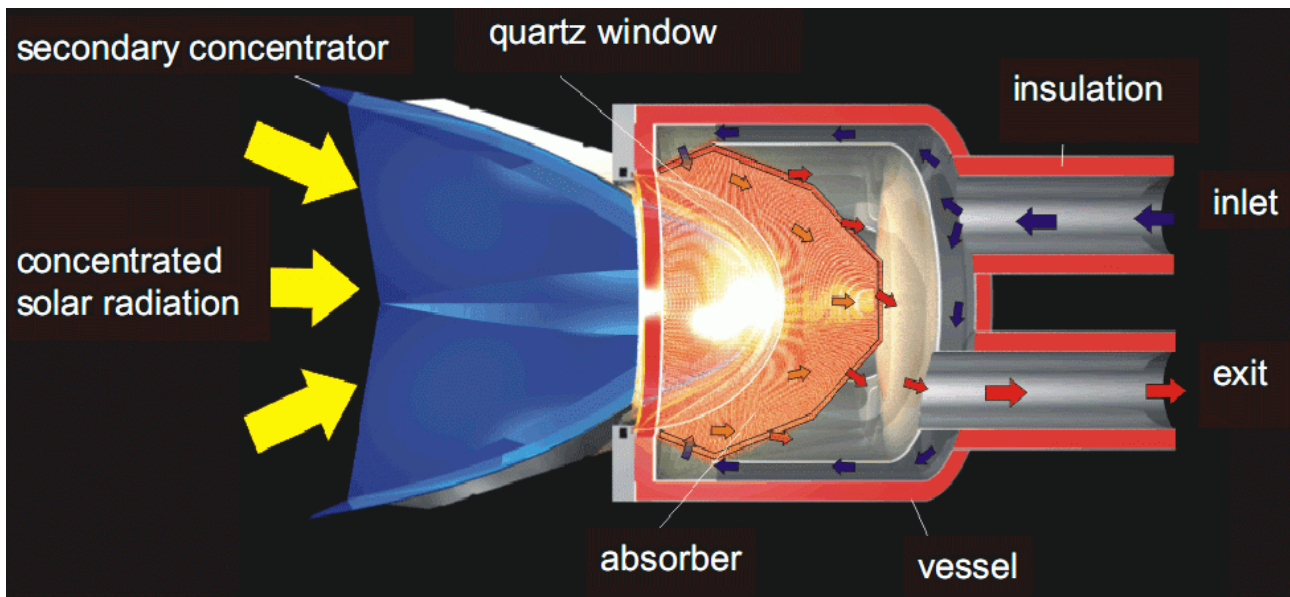


Fig. 7 – Schema di funzionamento del ricevitore solare pressurizzato

All'ingresso del ricevitore si nota uno specchio conico (a sezione esagonale), che costituisce il secondo stadio di concentrazione. Una finestra in quarzo consente l'ingresso della radiazione solare nella cavità contenente l'assorbitore che rappresenta il lato caldo dello scambiatore di calore in pressione; si nota che la lastra in quarzo, per poter sostenere l'elevato salto di pressione tra i due ambienti interno ed esterno, dovrà avere uno spessore notevole: ciò penalizza la trasmissione della radiazione solare e costituisce quindi un fattore di perdita. Ulteriori perdite ottiche sono dovute alla riflessione sulla superficie esterna della finestra ed alla ri-emissione da parte dell'assorbitore, dato che il quarzo risulta quasi trasparente all'infrarosso.

Una parziale riduzione di perdite potrebbe essere conseguita rimuovendo la finestra in quarzo e demandando alla calotta che costituisce l'assorbitore la funzione di sostenere il carico della pressione (la forma convessa verso il lato in pressione è favorevole). Questa soluzione è stata molto studiata negli ultimi anni [8,23].

La difficoltà principale che può essere riscontrata in questo sistema investe però la regolazione della camera di combustione. È noto infatti che i combustori moderni, per abbattere le emissioni inquinanti, operano con miscele combustibili molto magre: questo li rende proni alle instabilità termo-acustiche (accoppiamento di oscillazioni di pressione e rilascio termico). L'impossibilità di garantire condizioni in ingresso uniformi e costanti penalizza in maniera critica il funzionamento della camera di combustione: nella migliore delle ipotesi si ha solo un degrado delle prestazioni ed un aumento delle emissioni, ma non si possono escludere estinzione e detonazione [19].

3.3. Ciclo a vapore

3.3.1. Stato dell'arte

La produzione di energia elettrica mediante ciclo a vapore (fig. 8) costituisce il più utilizzato metodo di conversione energetica per impianti solari termodinamici: già i primi impianti SEGS (Kramer Junction, California) erano costituiti da concentratori parabolici lineari in cui veniva riscaldato un olio diatermico, il quale cedeva poi il calore in uno scambiatore all'acqua, facendola vaporizzare ed alimentando il ciclo.

Anche i più recenti impianti realizzati in Spagna utilizzano lo stesso tipo di tecnologia di conversione energetica: l'impianto CESA-I [20], installato nella Plataforma Solar de Almería, utilizza come fluido termovettore aria anziché olio diatermico, a causa delle alte temperature raggiunte nella torre solare (l'aria viene scaldata fino a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, vedi fig. 9); invece l'impianto PS10 [21] riscalda nella torre direttamente il vapore (fig. 10). Questi cicli impiegano generalmente una turbina a vapore a singolo stadio; invece un altro impianto in costruzione in Spagna, Solar Tres, prevede l'impiego di una turbina a due livelli di pressione: quello ad alta pressione rimane in funzione tutto l'anno, mentre il corpo di bassa viene fatto funzionare solo in estate, per produrre maggiore energia.

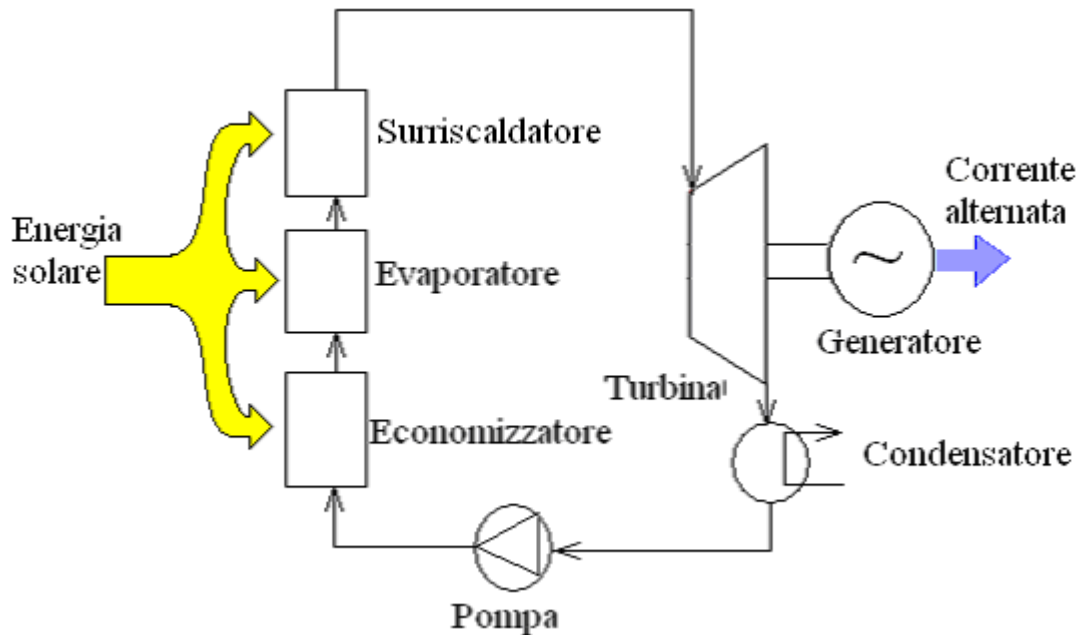


Fig. 8 – Schema di un impianto a vapore alimentato ad energia solare.

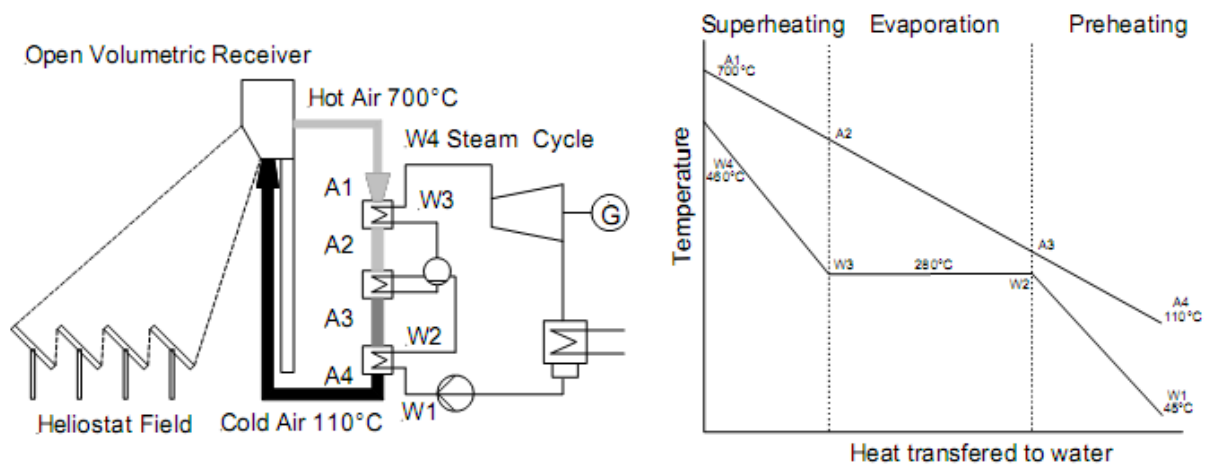


Fig. 9 – Schema dell'impianto CESA-I (Plataforma Solar de Almería, Spagna).

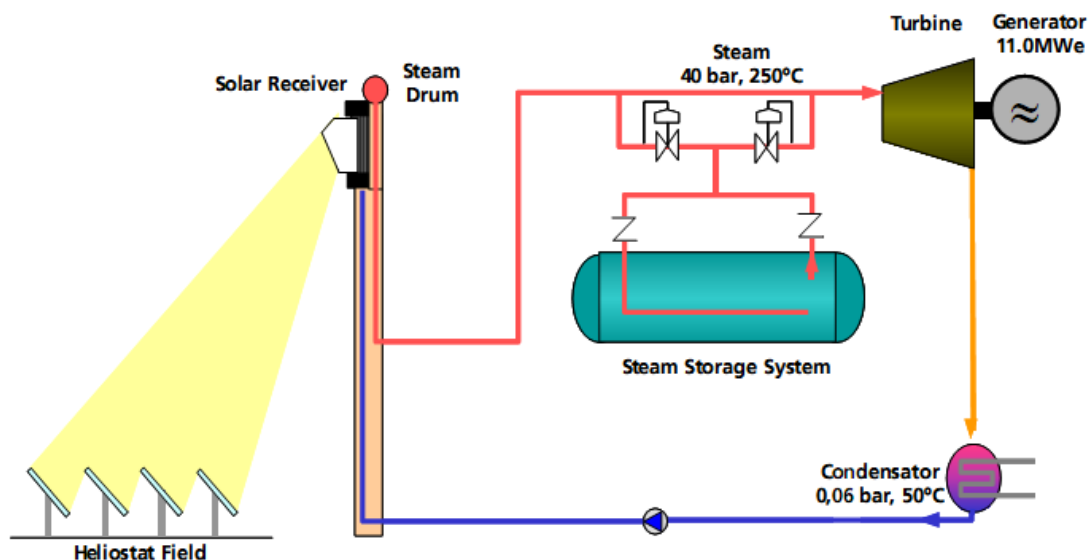


Fig. 10 – Schema dell'impianto PS10 (Siviglia, Spagna).

I vantaggi principali del ciclo a vapore sono due: innanzitutto è una tecnica di conversione energetica che viene usata ormai dal XIX secolo e che è già stata realizzata in numerose varianti, tra cui anche generatori di vapore non a bruciatore, ma a scambiatore di calore; il secondo vantaggio è che permette di operare, nelle condizioni di progetto, senza consumare combustibile, ovvero con zero emissioni di CO₂. Infine, è prassi comune utilizzare il ciclo a vapore a contropressione per effettuare la cogenerazione, affiancando alla produzione di energia elettrica una fornitura di energia termica.

3.3.2. Simulazione di un ciclo TAV

Per valutare le prestazioni del sistema alimentato dall'impianto a vapore, è stato da noi simulato con un programma commerciale, un modello basato sulle seguenti ipotesi:

- il collettore riesce a fornire 500 kW al ciclo;
- il vapore in ingresso alla turbina è a 80 bar e a 480 °C;
- il vapore in ingresso al condensatore è a 0.06 bar (temperatura di saturazione è 35 °C).

Sotto queste ipotesi, si trova che il ciclo produce 145 kW con un rendimento del 29.1%. Le temperature sono mostrate in figura 11, mentre i profili di temperatura nel generatore di vapore, qualora si utilizzasse aria come fluido termovettore, sono illustrati in figura 12.

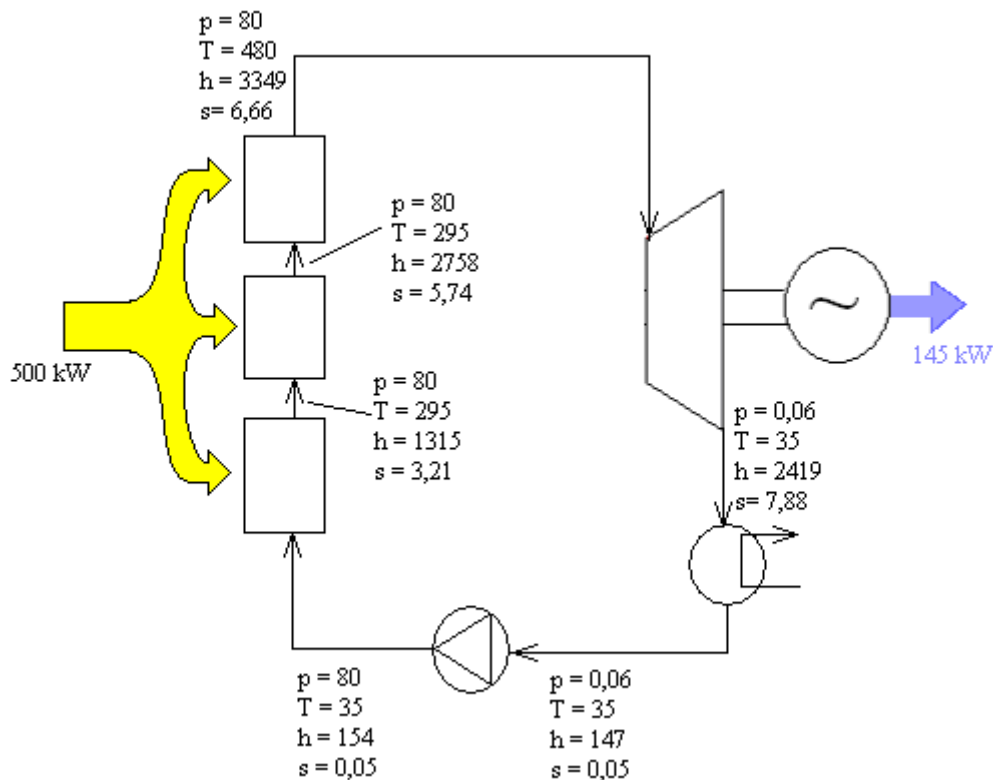


Fig. 11 – Punti termodinamici del ciclo a vapore simulato; le pressioni sono in bar, le temperature in $^{\circ}\text{C}$, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK .

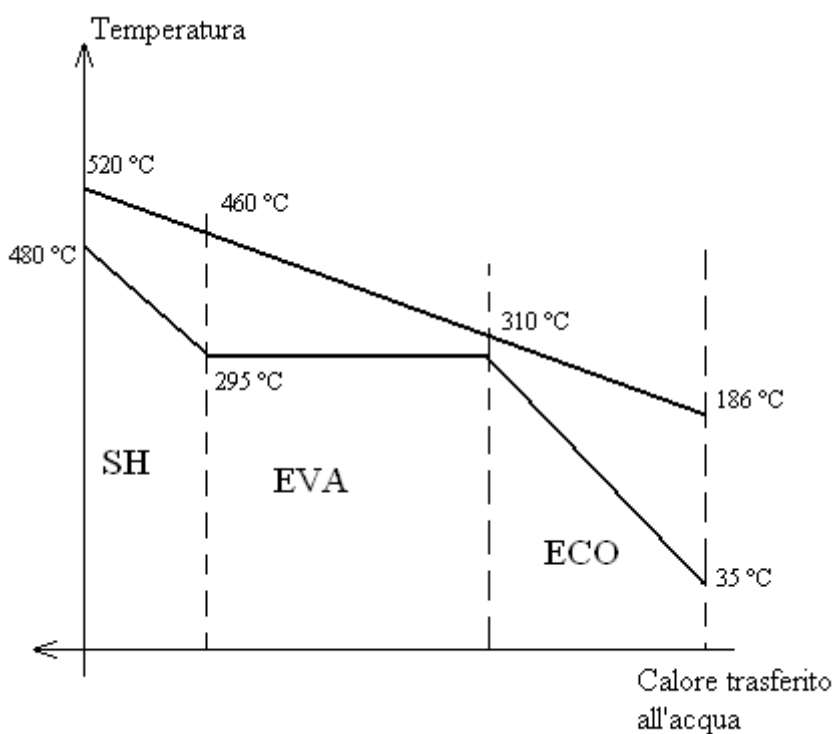


Fig. 12 – Profili di temperatura nella caldaia solare usando aria come fluido termovettore.

L'impianto a vapore permette di operare in cogenerazione usando un ciclo a contropressione, cioè imponendo che al condensatore la pressione sia, in genere, di 5 bar ;

in questo modo il calore asportato dal condensatore può essere riutilizzato. Sotto queste ipotesi il rendimento elettrico scende al 24.3%, vengono prodotti 121 kW_e, ma sono disponibili anche 331 kW_{th}, con un indice di risparmio energetico¹ pari al 24.2%.

3.3.3. Cenni agli Organic Rankine Cycles

Gli Organic Rankine Cycles (di qui in avanti ORC) sono cicli a vapore, strutturati secondo lo stesso schema degli impianti sopra descritti, ma che utilizzano un fluido di lavoro organico caratterizzato da un'elevata massa molecolare, anziché acqua. Si tratta di un settore di mercato di recente sviluppo, destinato prevalentemente a centrali di cogenerazione a biomasse, centrali geotermiche a bassa entalpia e applicazioni di recupero del calore, ad esempio da motori a combustione interna. L'azienda attualmente leader del settore in Italia [29] afferma che sono possibili anche applicazioni con energia solare a concentrazione, nonostante esse non siano state ad ora realizzate e neanche progettate. La gamma di taglie va dalle centinaia di kW ai 3 MW, e le temperature di lavoro arrivano in genere a circa 300 °C. I vantaggi principali degli ORC rispetto ai tradizionali cicli a vapore d'acqua sono:

- elevata efficienza del ciclo cogenerativo;
- assenza di condensato allo scarico della turbina;
- assenza di erosione delle palette;
- mancanza di sistemi di trattamento dell'acqua.
- bassa sollecitazione della turbina a causa del basso regime di rotazione, che può anche essere uguale a quello dell'alternatore, permettendo l'accoppiamento diretto;

Per contro, gli svantaggi sono:

- bassa efficienza elettrica (inferiore al 20%)
- elevati costi a causa del mercato ridotto. [28]

Per quanto detto, gli ORC non sembrano dunque essere preferibili ai tradizionali cicli a vapore. È opportuno rilevare che la bassa efficienza elettrica è una caratteristica intrinseca del ciclo, dovuta alla bassa temperatura di funzionamento. Infatti, qualsiasi macchina reale ha un rendimento inferiore a quello della macchina ideale di Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Se dunque l'ORC ha una temperatura massima di funzionamento pari a 300 °C, il suo rendimento non può superare il 48%; se invece si usa un ciclo a vapore con temperatura massima di funzionamento di 550 °C, il rendimento della macchina di Carnot è in questo caso del 64%. Pertanto, come indirizzo generale, quando si dispone di una sorgente di calore ad una certa temperatura (nel caso in esame 800-1000 °C), è opportuno sfruttare questo calore alla temperatura più alta possibile.

3.4. Ciclo combinato TAG/TAV

3.4.1. Stato dell'arte

Il ciclo combinato turbina a gas/turbina a vapore (di qui in avanti, TAG/TAV) permette di ottenere rendimenti di conversione energetica superiori a quelli delle due singole

¹ L'indice di risparmio energetico quantifica il risparmio di energia primaria utilizzata dal ciclo cogenerativo rispetto all'energia che sarebbe servita se fossero stati usati un ciclo termoelettrico convenzionale (rendimento nominale 40%) e un generatore di vapore convenzionale (rendimento nominale 93%).

tecnologie e, in virtù di questo fatto, a partire dagli anni '80 è diventata una tecnica ampiamente utilizzata nelle centrali termoelettriche al posto dei consueti impianti a vapore. Diverse centrali a vapore già esistenti sono state trasformate in centrali a ciclo TAG/TAV (il cosiddetto repowering).

Il concetto alla base del ciclo combinato è che una normale turbina a gas in ciclo semplice scarica i fumi a temperature molto elevate (500-600 °C); se essi vengono usati come sorgente di calore per un ciclo a vapore, il contenuto energetico residuo può essere efficacemente sfruttato. La schematizzazione più elementare di un impianto TAG/TAV è quello in figura 13: la caldaia a recupero è uno scambiatore di calore in cui i fumi in uscita dalla turbina vanno a generare vapore che poi andrà ad espandere in turbina; si noti che i due circuiti aria-fumi e acqua-vapore rimangono sempre distinti. [15]

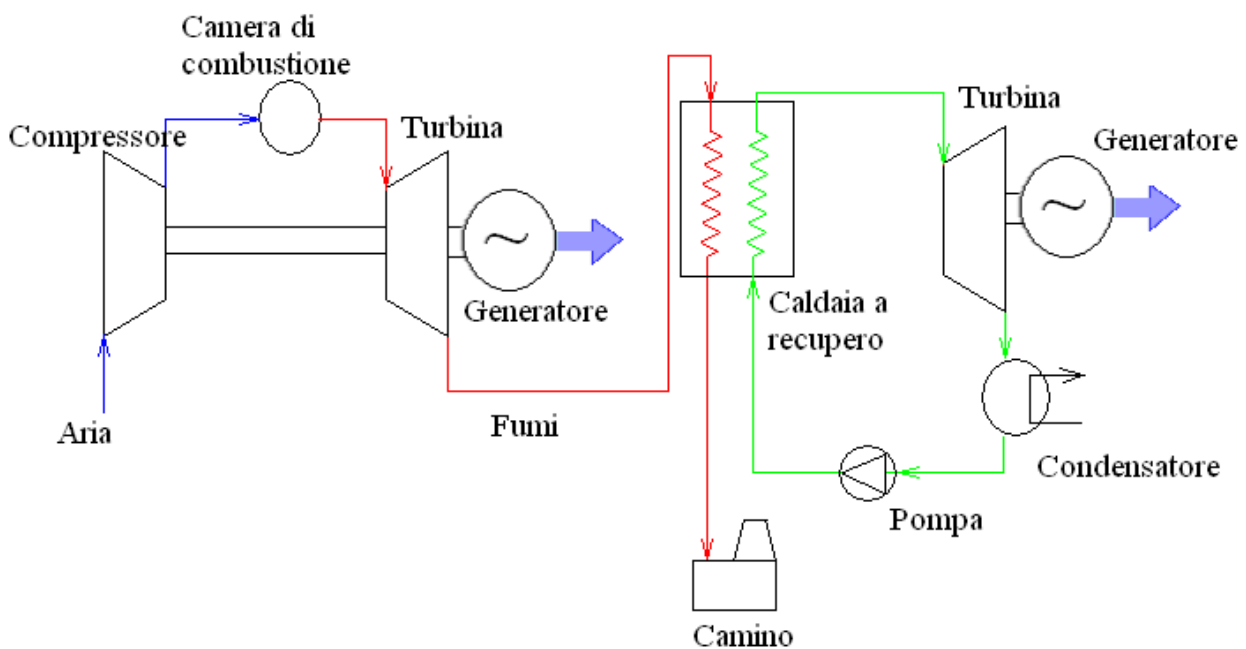


Fig. 13 – Schema di un normale impianto a ciclo combinato.

Il progetto dell'ENEA denominato Archimede [6] costituisce un ulteriore repowering di un impianto già esistente a ciclo TAG/TAV: la centrale di Priolo Gargallo (Siracusa) era costituita originariamente da due gruppi turbina a vapore da 130 MW l'una; la trasformazione a ciclo combinato ha permesso di incrementare la potenza prodotta di 250 MW per ciascun gruppo, per un totale di 760 MW installati; il campo solare permetterà di incrementare di altri 28 MW la potenza della centrale.

Nel progetto Archimede, lo scambiatore che trasferisce al fluido di lavoro l'energia solare è in parallelo alla caldaia a recupero; si tratta dunque di uno schema molto simile a quelli già trattati nel paragrafo precedente: l'impianto mostrato al paragrafo 3.1 potrebbe essere trasformato in un ciclo TAG/TAV semplicemente accoppiando a monte un ciclo turbogas (vedi fig. 14). I benefici sulle prestazioni del ciclo sarebbero di entità analoga.

Ci si sofferma invece su una configurazione simile a quella descritta al paragrafo 3.2, ovvero l'inserimento dello scambiatore ad energia solare come pre-riscaldatore dell'aria in uscita dal compressore (fig. 15): si tratta di una configurazione innovativa, per certi versi simile al ciclo turbogas rigenerato e che, a parità di potenza installata, permetterebbe di ridurre l'apporto di combustibile necessario (se l'aria in ingresso al combustore è già calda, occorre meno combustibile per giungere alla temperatura massima di ciclo). Lo svantaggio di questa soluzione è che il pre-riscaldatore non lavora sempre a regime, a causa della

variabilità della risorsa solare, e questo può penalizzare pesantemente l'efficienza del combustore, che mal sopporta brusche variazioni di condizioni in ingresso.

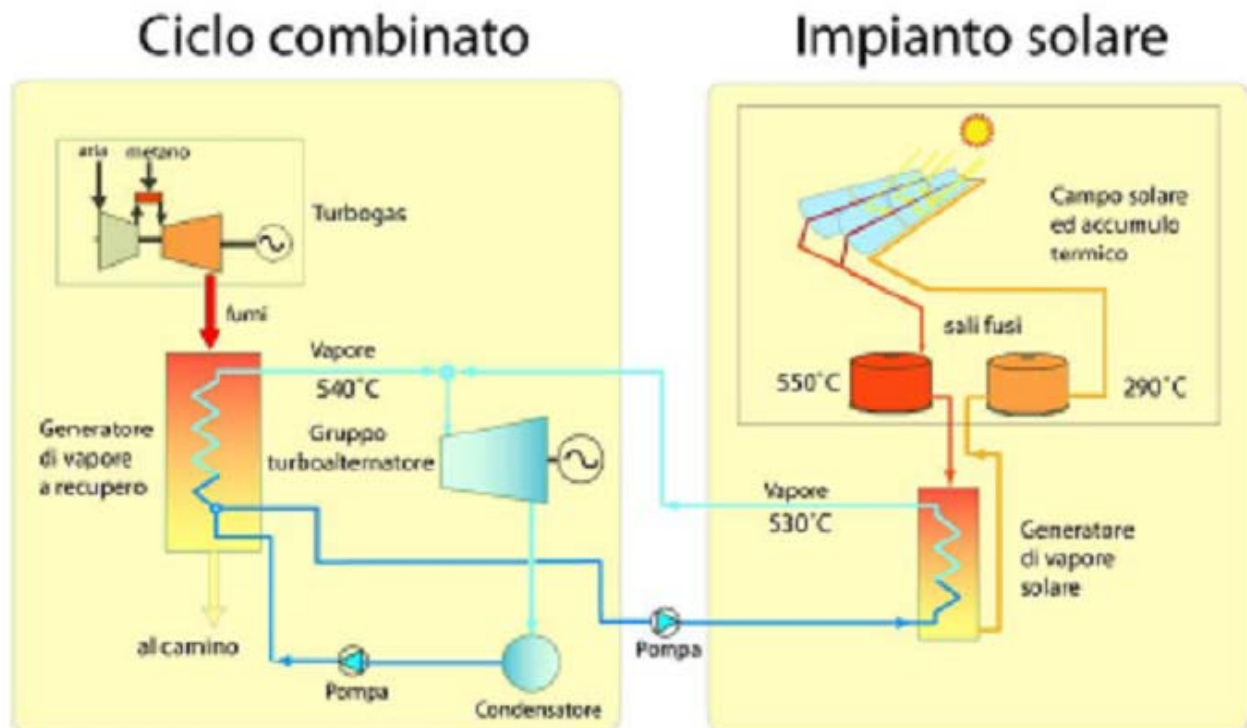


Fig. 14 – Schema dell'impianto del progetto "Archimede".

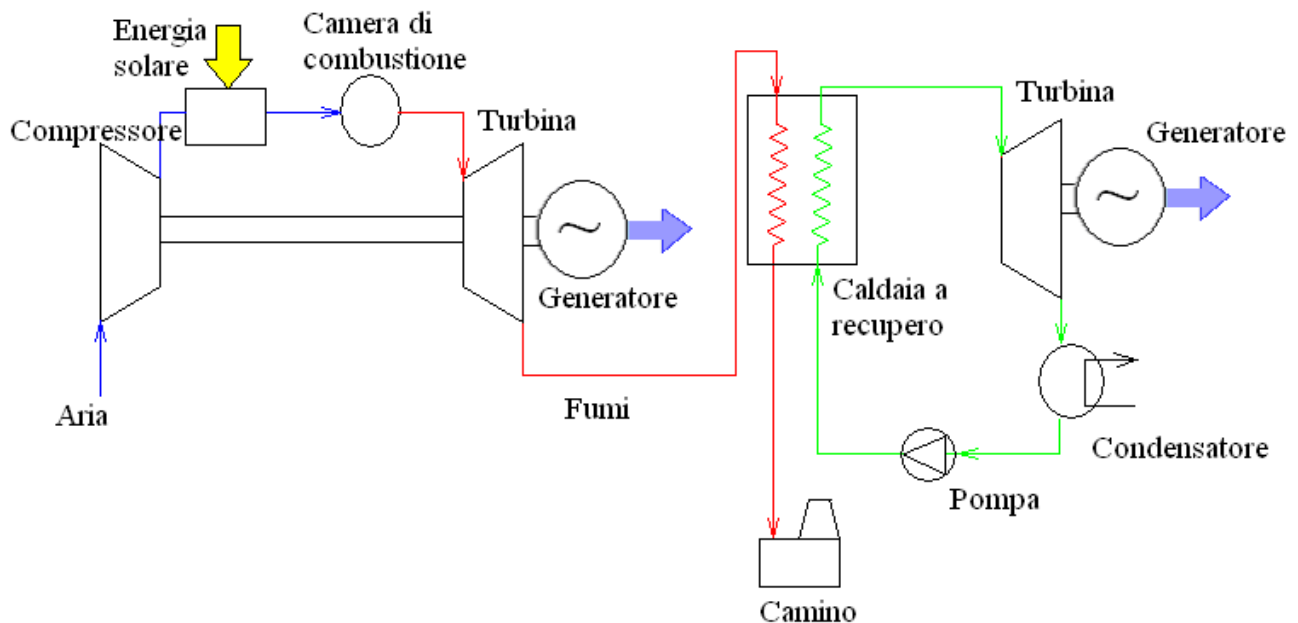


Fig. 15 – Schema di un ciclo combinato con pre-riscaldatore solare.

3.4.2. Simulazione di un ciclo TAG/TAV

Per valutare le prestazioni del ciclo combinato TAG/TAV mostrato in figura 15, è stato da noi simulato con un codice commerciale un modello implementato sotto le seguenti ipotesi:

- il collettore fornisce 500 kW al ciclo;
- la turbina a gas elabora 8.1 kg/s di aria con un rapporto di compressione pari a 9.3;
- la dosatura, cioè il rapporto aria/combustibile, è pari a 60 (miscela magra) in modo che, se il collettore non riesce a fornire la potenza di progetto, si può ottenere la stessa potenza arricchendo la miscela;
- il vapore in ingresso alla turbina è a 80 bar e a 480 °C;
- il vapore in ingresso al condensatore è a 0.06 bar (la temperatura di saturazione è 35 °C).

L'analisi mostra che il ciclo combinato può erogare 2.6 MW, con un rendimento globale pari al 35.9%. A parità di tutte le altre condizioni, senza il pre-riscaldatore solare il ciclo avrebbe prodotto 2.4 MW, per cui i 500 kW solari in ingresso hanno contribuito per 200 kW elettrici, con un'efficienza di conversione del 40%; il risparmio di combustibile (e quindi anche di CO₂) è del 13%. I punti termodinamici del ciclo sono mostrati in figura 16: si noti che il salto termico demanded al pre-riscaldatore è estremamente contenuto e a bassa temperatura.

Anche in questo caso può essere valutata la possibilità di operare in cogenerazione facendo lavorare il condensatore a 5 bar (non è invece possibile usare i fumi della turbina, in quanto adesso sono troppo freddi). In questo caso il rendimento elettrico cala al 33%, producendo una potenza di 2.4 MW_e e cogenerando una potenza di 2.8 MW_{th}, con un indice di risparmio energetico del 24.3%.

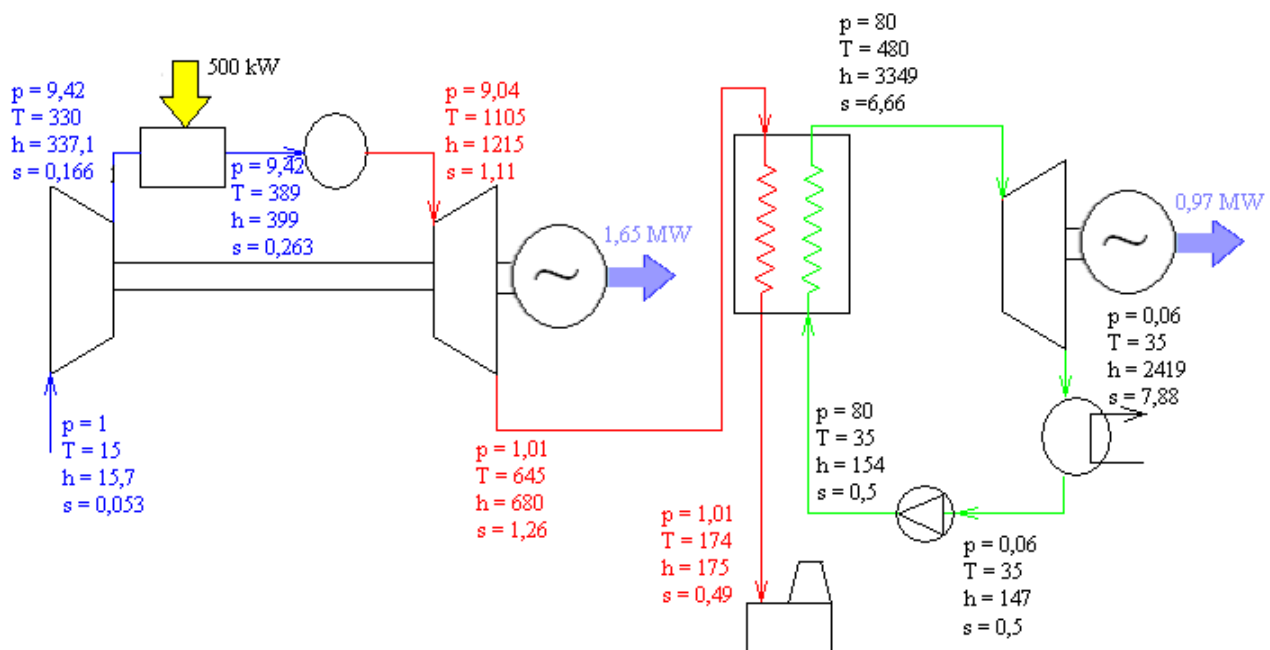


Fig. 16 – Punti termodinamici del ciclo combinato simulato; le pressioni sono in bar, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

3.5. Ciclo combinato SOFC/TAG

3.5.1. Stato dell'arte

Una cella a combustibile ad ossido solido (Solid Oxide Fuel Cell, in seguito SOFC) è un reattore chimico che fa avvenire una reazione di ossidazione in modo da produrre energia elettrica in corrente continua. In figura 17 è mostrato come questo avviene nel caso della reazione $2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O}$, che formalmente è la stessa della combustione dell'idrogeno. Essendo la reazione esotermica, i gas in uscita da qualsiasi cella a combustibile sono più caldi di quelli in ingresso. Nel caso delle SOFC, la temperatura in genere raggiunge 800-1000°C, anche se i più recenti sviluppi della ricerca sono volti ad abbassare questo limite. Una temperatura così alta consente alle SOFC, rispetto a tutte le altre celle a combustibile, non solo di operare in assenza di catalizzatori, ma di poter effettuare anche la reazione $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2$, che è formalmente analoga alla combustione del metano.

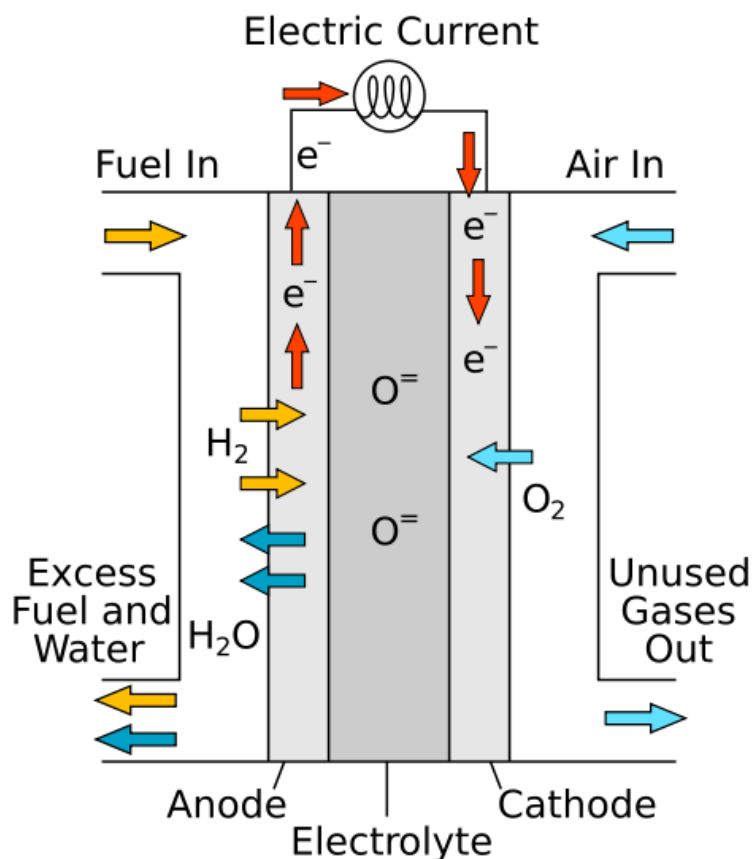


Fig. 17 – Schema di una SOFC.

Le celle SOFC raggiungono un rendimento elettrico pari a circa il 40%, che può essere aumentato pressurizzando i gas in ingresso; si può immaginare di compiere questo attraverso un compressore, e di far nuovamente espandere i gas esausti in una turbina a gas. Si ottiene così un ciclo integrato cella a combustibile/turbina a gas (SOFC/TAG), in cui la cella a combustibile sostituisce la camera di combustione. In figura 18 è mostrato come un impianto di questo genere è stato realizzato su scala industriale [25]: l'aria viene compressa a 3 bar e, insieme al combustibile viene preriscaldata tramite uno scambiatore di calore (rigeneratore). Aria e combustibile vengono poi immessi nella SOFC, dove avviene la reazione, che produce corrente continua. La corrente viene trasformata in corrente alternata da un inverter, mentre i prodotti della reazione, ad una temperatura di

circa 1000 °C, vengono immessi in turbina. Allo scarico, il calore residuo viene utilizzato per preriscaldare aria e combustibile in ingresso. Una volta attraversato lo scambiatore, i fumi sono a circa 200 °C e quindi non possono essere usati per la cogenerazione. Il costruttore indica per questo genere di impianti un rendimento che va dal 58% (per impianti al di sotto dei 250 kW) fino al 70% (per impianti da 2-3 MW).

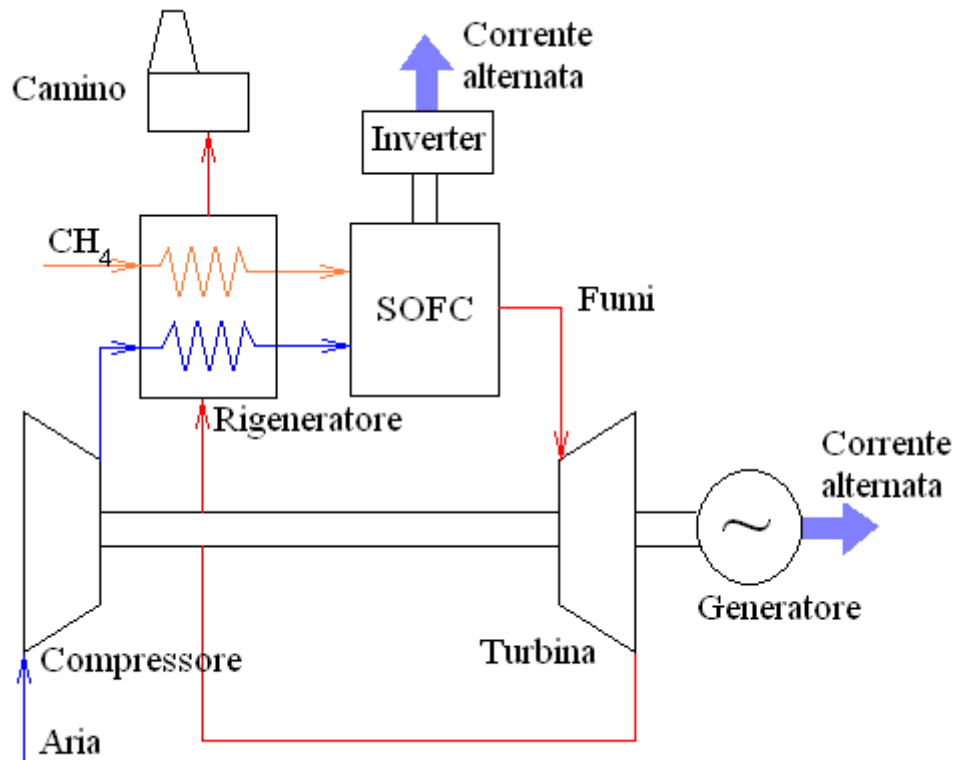


Fig. 18 – Ciclo combinato SOFC/TAG rigenerato.

In figura 19 è mostrato come questo ciclo possa essere modificato per adattarlo all'utilizzo di energia solare: il pre-riscaldamento di aria e combustibile non è più affidato al rigeneratore, ma è la radiazione solare che produce l'incremento di temperatura dei due fluidi. In questo modo i fumi escono dalla turbina ancora caldi e possono essere utilizzati per effettuare la cogenerazione (o la trigenerazione).

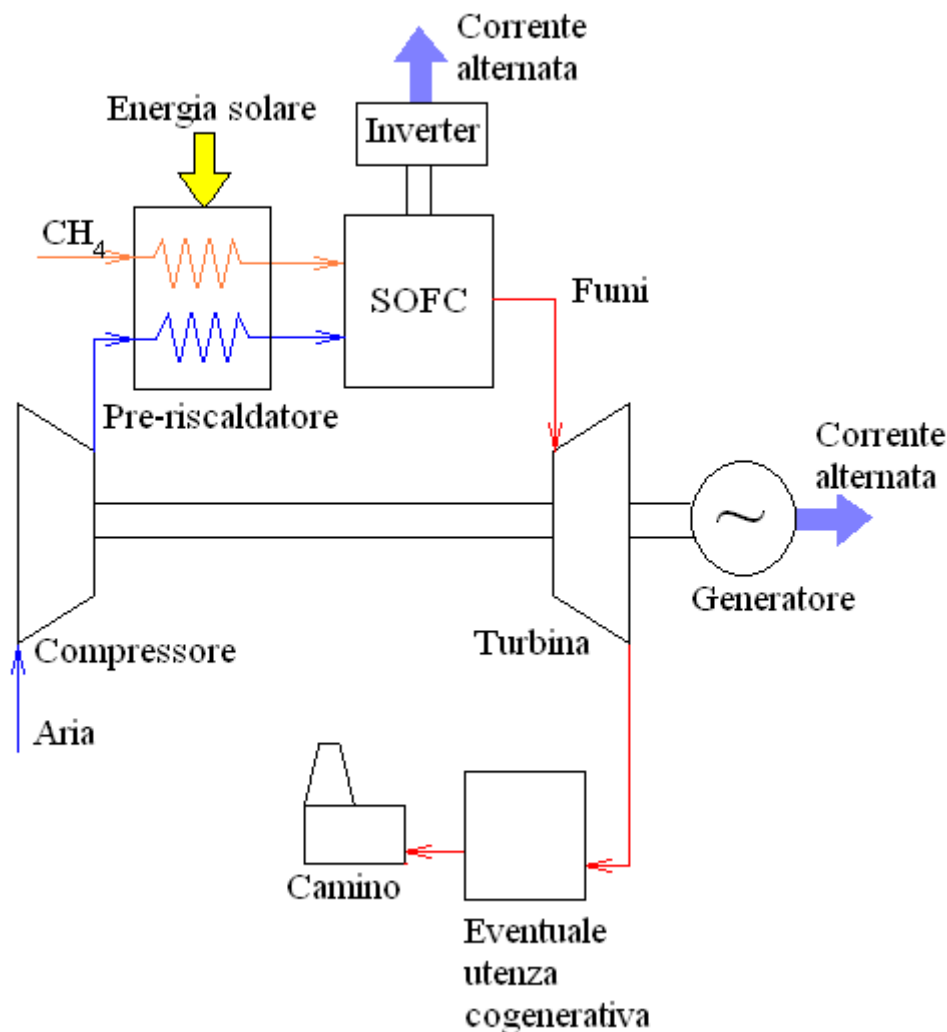


Fig. 19 – Ciclo SOFC/TAG con pre-riscaldatore solare.

3.5.2. Simulazione di un ciclo SOFC/TAG

Per mettere a confronto le prestazioni dei sistemi nelle figure 18 e 19, è stato simulato un modello in cui è stato assunto che:

- la portata d'aria è 0.8 kg/s;
- la reazione nella SOFC avviene con aria stechiometrica;
- i rendimenti di turbina e compressore sono pari a 0.8;
- la temperatura dei fumi in uscita dalla cella è 1000 °C;
- il pre-riscaldatore è progettato in maniera tale che in uscita le temperature di aria e metano siano uguali;
- il rapporto di compressione è pari a 3.

Inoltre, nel caso di ciclo rigenerato (fig. 18) è stata assunta per il rigeneratore un'efficienza pari a 0.9; nel caso di ciclo con pre-riscaldamento solare, viene invece ipotizzato che ai fluidi possano essere trasferiti 500 kW.

L'analisi condotta sul ciclo rigenerato mostra che l'impianto genera una potenza elettrica pari a 1.5 MW con un rendimento pari al 61.8%; pertanto, le ipotesi effettuate conducono a risultati verosimili. I valori di pressione, temperatura, entalpia (riferita a 0 °C) ed

entropia (riferita a 0 °C e pressione atmosferica) nei vari punti del ciclo sono mostrati in figura 20.

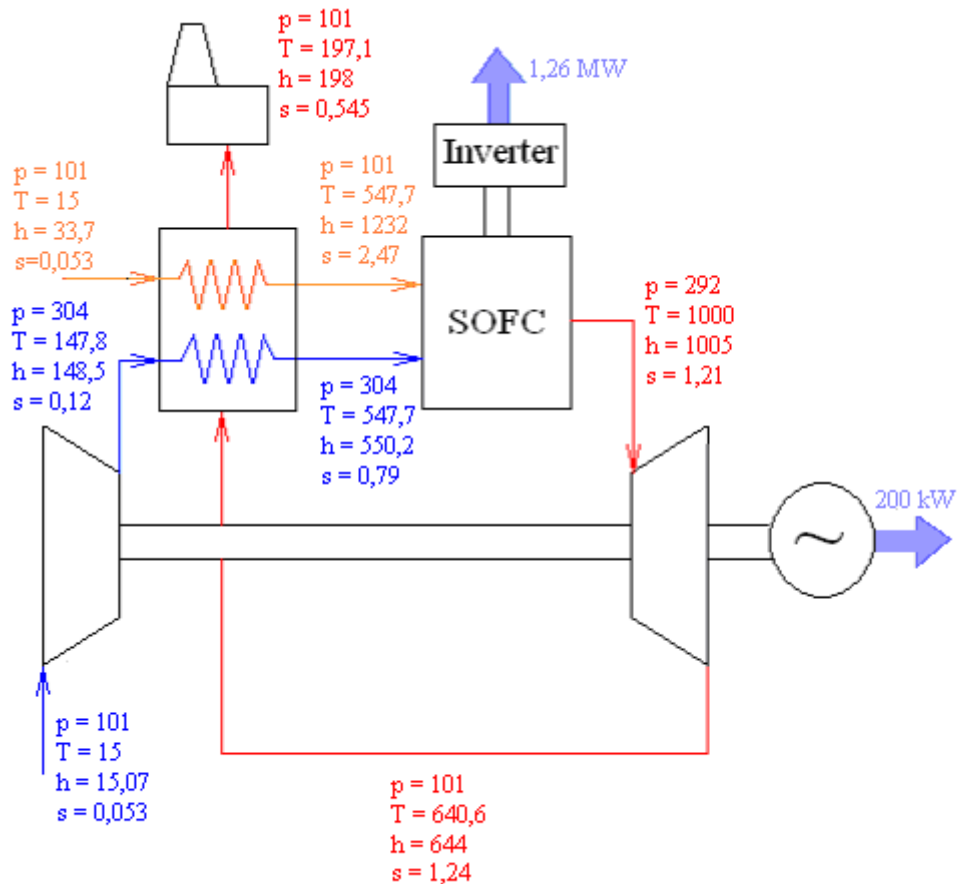


Fig. 20 – Punti termodinamici del ciclo SOFC/TAG rigenerato simulato; le pressioni sono in kPa, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

L'analisi condotta sul ciclo pre-riscaldato ad energia solare mostra invece che l'impianto può produrre potenza elettrica per 1.7 MW con un rendimento elettrico del 56.1%. La potenza solare di 500 kW genera dunque un incremento di potenza elettrica pari a 200 kW (efficienza di conversione pari a 40%); il rendimento globale è diminuito rispetto al caso precedente perché, non essendo più presente il rigeneratore, il contenuto energetico dei prodotti di reazione in uscita dal ciclo è più elevato.

Questo fenomeno è ben visibile nella figura 21: si osserva che i gas escono dalla turbina a oltre 600°C, per cui sussiste anche il margine per operare la co- o tri-generazione, o addirittura per installare un impianto a vapore sottoposto (il che, però comporta una complicazione impiantistica molto maggiore). Potendo utilizzare calore a 100 °C una potenza pari a 548 kW_{th} può essere sfruttata in cogenerazione, con un indice di risparmio energetico del 45.9%. Per contro, il risparmio di combustibile è, assai contenuto, pari a circa il 12%.

Si tratta in ogni caso di una soluzione con elevati rendimenti, anche se, rispetto alle precedenti simulazioni, è probabile che sia presente una certa approssimazione nei risultati, a causa delle ipotesi sul comportamento delle SOFC, che è stato fortemente semplificato: per una analisi più dettagliata ed accurata, la letteratura propone numerosi modelli specifici per questo tipo di celle a combustibile [10].

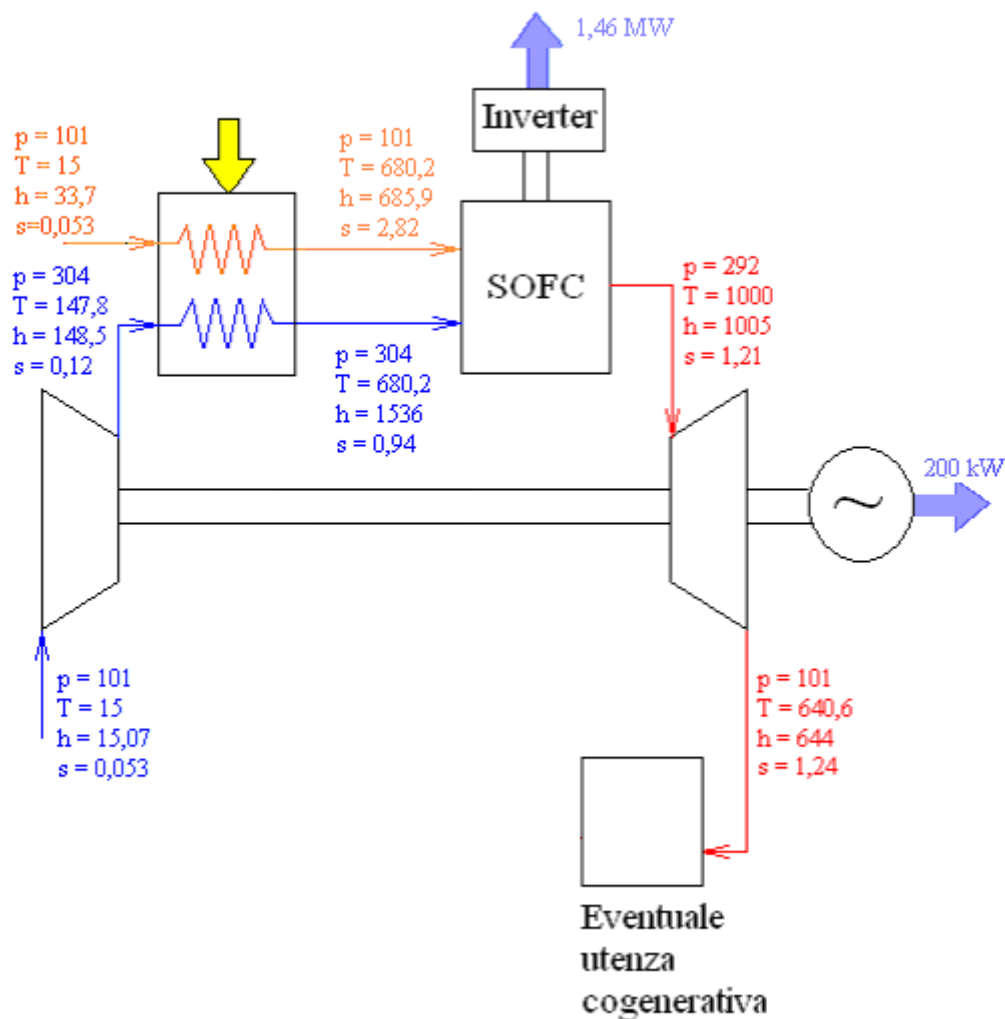


Fig. 21 – Punti termodinamici del ciclo SOFC/TAG con pre-riscaldatore solare; le pressioni sono in kPa, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

3.6. Reforming e gassificazione

Reforming e gassificazione sono due processi di conversione termo-chimica che coinvolgono reazioni endotermiche: da qui l'idea di sfruttare l'energia termica ad alta temperatura ottenibile mediante un impianto solare a concentrazione.

A livello industriale il reforming è molto utilizzato per la produzione di idrogeno; l'idrogeno, a sua volta, è utilizzato nel processo di sintesi dell'ammoniaca e del metanolo. Infine, l'ammoniaca trova impiego prevalente nella produzione di sali fertilizzanti (nitrati e nitriti). Si stima che la produzione mondiale annua di idrogeno si attesti intorno a 1.13 miliardi di m^3 , di cui circa la metà deriva da steam-reforming del metano ed un ulteriore 30% dal reforming di idrocarburi pesanti [14]. Senza entrare nel merito delle reazioni chimiche coinvolte, osserviamo solo che, nella procedura standard, tutto il calore necessario al processo (produzione di vapore e riscaldamento dei reagenti) è fornito mediante combustione di idrocarburi (solitamente lo stesso metano), con conseguente emissione di CO_2 .

Una interessante applicazione dello steam-reforming del metano è nel ciclo Brayton-Joule con turbina a gas a recupero chimico [3]: in questo caso il calore di processo è fornito dai gas esausti in uscita dalla turbina a gas che, pertanto, non potranno più essere impiegati

per alimentare un ciclo a vapore sottoposto. Il vantaggio di questo sistema risiede nell'arricchimento e pre-riscaldamento del combustibile prima dell'ingresso in camera di combustione: infatti, la frazione di idrogeno prodotta mediante reforming innalza sensibilmente il potere calorifico del combustibile. Inoltre, la presenza di vapore nella miscela riduce la temperatura massima in camera di combustione, con conseguente abbattimento della produzione di NO_x . Anche le prestazioni dell'impianto ne beneficiano: sia la potenza elettrica prodotta sia l'efficienza crescono sensibilmente.

L'introduzione del solare a concentrazione a sostegno del reforming eliminerebbe la necessità di bruciare idrocarburi (a beneficio delle emissioni di CO_2) o di utilizzare i gas di scarico della turbina a gas, aprendo, nel secondo caso, la strada ad un ciclo combinato TAG/TAV ad alto rendimento.

Un sistema sostanzialmente diverso dal reforming per la produzione di idrogeno è il cosiddetto water-splitting [1]: in questo caso sono coinvolte reazioni chimiche endotermiche che scindono le molecole di acqua (vapore), con l'ausilio di catalizzatori. Il processo è costituito da due fasi distinte: nella prima avviene la scissione della molecola d'acqua con produzione di H_2 gassoso ed ossidazione del catalizzatore. Nella seconda si procede alla rigenerazione del catalizzatore, riducendolo e liberando ossigeno. In entrambe le fasi, ma soprattutto nella seconda, è necessario operare a temperature elevate. Nello studio citato le condizioni operative sono mantenute proprio mediante il solare a concentrazione.

Ancora diverso è il caso della gassificazione, il cui scopo è la sintesi di una miscela combustibile di gas (a basso potere calorifico) a partire da materiali solidi ad elevato contenuto di carbonio. Nella maggior parte dei casi la materia prima è carbone o biomassa [12]. A tale riguardo, molto interessante è il progetto ENEA denominato ZECOMIX [2]; di primaria importanza è l'efficienza globale del sistema e la riduzione delle emissioni inquinanti: il processo prevede anche una fase di cattura solida della CO_2 prodotta con la gassificazione del carbone. Sempre in merito alla cattura solida della CO_2 , in [18] è impiegata una soluzione acquosa di ammoniaca, il che ci riporta alla già citata applicazione del solare a concentrazione per la produzione di NH_3 (tramite la produzione di H_2).

3.7. Illuminazione di ambienti

Tutti i processi descritti nei paragrafi precedenti prevedono la conversione dell'energia solare da forma luminosa a forma termica. Esiste tuttavia la possibilità di non effettuare questa conversione e trasportare la luce a mezzo di tubi di luce o di fibre ottiche laddove sia richiesta un'illuminazione di ambienti. Il trasferimento di luce prodotta con una sorgente luminosa convenzionale è già stato realizzato da alcune aziende, mentre l'accoppiamento di questa tecnologia all'energia solare a concentrazione è stata studiata in numerosi lavori a partire dagli anni '80 a oggi.

Kandilli e Ulgen [11] hanno recentemente pubblicato una review di questi studi e hanno proposto un nuovo sistema a concentrazione. Viene sottolineata anzitutto l'elevata efficienza² di questi sistemi, che si trova nell'intervallo tra il 70 e il 90%. Gli autori indicano anche altri utilizzi di questa tecnica, quali la produzione di idrogeno tramite reazioni fotochimiche e foto-biochimiche, l'aumento della concentrazione negli impianti di

² Col termine efficienza si intende, in questo caso, il rapporto tra la radiazione luminosa uscente dal fascio di fibre ottiche e quella entrante, considerando solo l'attenuazione lungo la fibra ottica e trascurando le perdite localizzate in entrata e in uscita.

generazione di potenza ad energia solare, e la produzione di un "solar-pumped laser", il quale trova applicazioni anche in chirurgia.

Gli studi citati da Kandilli e Ulgen contemplano l'utilizzo di diversi tipi di concentratori, ma la maggior parte di essi si basa su piccoli parabolidi nel cui fuoco sono alloggiati delle fibre ottiche.

I parametri tipici di un sistema di trasporto di energia solare di questo tipo sono il semi-angolo massimo di accettazione θ_{max} e il fattore di attenuazione lungo la fibra ottica, indicato con dB_{loss} e misurato in dB/km; il rendimento della trasmissione di luce è dato da:

$$\eta = 10^{-LdB_{loss}/10}$$

Per avere un'idea quantitativa, Kandilli e Ulgen utilizzano una fibra ottica con semi-angolo di accettazione pari a 30° e un fattore di attenuazione di 200 dB/km; poiché la fibra ottica è lunga 3.12 m, viene ottenuta un'efficienza pari all'87%.

Nei tubi di luce il fattore di attenuazione è inferiore, quindi possono essere raggiunte elevate efficienze con lunghezze maggiori.

Si tratta dunque di un'applicazione ad alta efficienza e a basso costo non solo perché nell'ultimo decennio il costo delle fibre ottiche e dei tubi di luce si è notevolmente abbassato, ma perché si tratta di un impianto costituito praticamente da un unico componente.

3.8. Cenni alla conversione fotovoltaica

A rigore, la conversione diretta da energia luminosa a energia elettrica per mezzo di celle fotovoltaiche non rientra nel campo denominato "solare termodinamico"; si accenna comunque a quali possono essere le prospettive per un utilizzo di questo genere nell'impianto in oggetto.

Le celle fotovoltaiche per sistemi a concentrazione sono fabbricate con tecnologie diverse da quelle per i collettori piani, e si tratta di un campo tuttora in evoluzione. Attualmente, le celle a concentrazioni disponibili sul mercato coprono prevalentemente un campo che va da 20 a 100 soli; il rendimento della cella varia a seconda della concentrazione ed in genere raggiunge un massimo all'interno del suddetto intervallo. I risultati ottenuti dalla ricerca in questo campo sono assai diversificati: ad esempio, il New and Renewable Energy Center (NAREC) ha ottenuto un rendimento massimo del 20% a 100 soli [9], mentre Amonix alla stessa concentrazione ha raggiunto il 27.6% [26].

Per quanto riguarda concentrazioni superiori, l'attuale primato di efficienza (40.8%) è stato stabilito dal National Renewable Energy Laboratory (NREL) a 326 soli [17], ma ancora non è stato specificato se questa cella può spingersi a concentrazioni superiori; inoltre essa è ancora in fase di studio e non in commercio. Per quanto riguarda concentrazioni intorno ai 1000 soli, sono pochi gli studi in letteratura e anche i produttori sul mercato: a titolo di esempio, può essere citato lo studio di Feuermann e Gordon [7]. In esso, viene ipotizzato di utilizzare una cella commerciale, con un picco di efficienza del 24% a 1000 soli, che diminuisce fino al 21.6% a 3000 soli.

Occorre infine rilevare che si tratta di un settore il cui mercato è ancora ristretto, per cui è probabile che i costi siano ancora economicamente poco convenienti.

4. Conclusioni parziali

Le utilizzazioni individuate hanno permesso di definire sia la taglia che la configurazione a torre del sistema, mentre le analisi sulla configurazione del ricevitore hanno portato alla scelta di uno specchio secondario con l'eliminazione della "torre" tradizionale. La taglia

prescelta non preclude la realizzazione di grandi impianti, dato che si può prevedere per questi una composizione di tipo modulare; allo stesso tempo la taglia media si adatta anche ad usi più legati alla possibilità di raggiungere temperature più elevate di quelle presenti in letteratura.

Bibliografia

1. C.C. Agrafiotis, C. Pagkoura, S. Lorentzou, M. Kostoglou, A. G. Konstandopoulos. Hydrogen production in solar reactors. *Catalysis today*, 127:265-277, 2007.
2. A. Calabrò, P. Deiana, P. Fiorini, G. Girardi e S. Stendardo. Possible optimal configurations for the ZECOMIX high efficiency zero emission hydrogen and power plant. *Energy*, 33(6): 952-962, 2008.
3. R. Carapellucci, A. Milazzo. Thermodynamic optimization of a reheat chemically recuperated gas turbine. *Energy conversion and management*, 46:2936-2953, 2005.
4. J. Chen, Z. Yan, L. Chen e B. Andresen. Efficiency bound of a solar-driven Stirling heat engine system. *International Journal of Energy Research*, 22: 805-812, 1998.
5. Cordis, 2008,
http://cordis.europa.eu/data/PROJ_FP5/ACTIONeqDndSESSIONeq112362005919ndDOCEq1708ndTBLeqEN_PROJ.htm
6. M. Falchetta *et al.* Il programma ENEA sull'energia solare a concentrazione ad alta temperatura. Relazione tecnica, Ente per le Nuove tecnologie, l'Energia e l'Ambiente (ENEA), Roma, 2006. SOL/RS/2005/22.
7. D. Feuermann e J.M. Gordon. High-concentration photovoltaic designs based on miniature parabolic dishes. *Solar Energy*, 70(5):423-430, 2001.
8. U. Fisher, C. Sugarmen, A. Ring e J. Sinai. Gas Turbine "Solarization"-Modifications for Solar/Fuel Hybrid Operation. *Journal of Solar Energy Engineering*, 126(3): 872-878, 2004.
9. K.C. Heasman *et al.* Development of laser grooved buried contact solar cells for use at concentration factors up to 100X. Relazione tecnica, NaREC, Inghilterra.
10. S. Kakaç, A. Pramuanjaroenkij, X.Y. Zhou. A review of numerical modeling of solid oxide fuel cells. *International journal of hydrogen energy*, 32:761-786, 2007.
11. C. Kandilli e K. Ulgen. Review and modelling the systems of transmission concentrated solar energy via optical fibres. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13:67-84, 2007.
12. T. Kodama. High-temperature solar chemistry for converting solar heat to chemical fuels. *Progress in energy and combustion science*, 29:567-597, 2003.
13. B. Kongtragool e S. Wongwises. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7(2): 131-154, 2003.
14. R. Kothari, D. Buddhi e R.L. Sawhney. Comparison of environmental and economic aspects of various hydrogen production methods. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12:553-563, 2008.
15. G. Lozza. Turbine a gas e cicli combinati. Ed. Esculapio – Progetto Leonardo, 2006.
16. F. Nepveu, A. Ferriere e F. Bataille. Thermal model of a dish/Stirling systems. *Solar Energy* 83:81-89, 2009. In stampa.

17. NREL, 2008, <http://www.nrel.gov/news/press/2008/625.html>
18. G.A. Pellegrini Susini. Studio LCA di soluzioni a emissione zero di CO₂. Tesi di Dottorato, XX ciclo, 2008. Dipartimento di Energetica "Sergio Stecco", Università degli Studi di Firenze.
19. S. Piazzini. Application of advanced simulation methods for the investigation of turbulent combustion processes. Tesi di Dottorato, XVII ciclo, 2004. Dipartimento di Energetica "Sergio Stecco", Università degli Studi di Firenze.
20. Plataforma Solar de Almería, 2008, <http://www.psa.es/webeng/instalaciones/receptor.html>.
21. PS10 – 10 MW solar thermal power plant for Southern Spain. Relazione tecnica, Solúcar, 2006.
22. Sandia Laboratories, 2008, <http://www.sandia.gov/news/resources/releases/2008/solargrid.html>
23. A. Segal e M. Epstein. Optimized working temperatures of a solar central receiver. Solar Energy, 75: 503–510, 2003.
24. SES, 2008, <http://www.stirlingenergy.com/default.asp>
25. Siemens Italia, 2008, <http://webdoc.siemens.it/CP/PW/ProdottieSoluzioni/PowerGeneration/CelleaCombustibile/IbridoSOFCTG/Cicloibridoasecco.htm>.
26. A. Slade e V. Garboushian. 27.6% efficient silicon concentrator solar cells for mass production. In PVSEC-15, Shangai (Cina), 2005
27. SolGate, 2008, http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/solgate_en.pdf
28. A. Spadi, Dipartimento di Energetica "S. Stecco", Università degli Studi di Firenze, corrispondenza interna
29. Turboden Srl, 2008, <http://www.turboden.it>
30. C. Vannoni, R. Battisti, e S. Drigo. Potential for solar heat in industrial processes. Madrid (Spagna), 2008. IEA Task 33/IV.