

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

Dipartimento di Energetica “S. Stecco”

Università degli Studi di Firenze

Rapporto Finale
Novembre 2009

Prof. Ing. Giuseppe Grazzini

Ing. Adriano Milazzo, Ph.D.

Ing. Samuele Piazzini, Ph.D.

Ing. Andrea Presciani

Task 1.3 – Progettazione del sistema di monitoraggio della efficienza.....	2
1. Camera oscura.....	2
1.1. Funzione dell'apparecchiatura e specifiche di progetto.....	2
1.2. Criteri di progettazione	2
1.3. Struttura dell'apparecchio	5
1.4. Procedura di utilizzo	6
2. Corpo nero	7
2.1. Funzione dell'apparecchiatura e specifiche di progetto.....	7
2.2. Criteri di progettazione	7
2.3. Struttura dell'apparecchio	9
2.4. Calibrazione dell'apparecchiatura, stima della precisione di misura e procedura di post-processing dei risultati	14
2.4.1. Taratura delle termocoppie	14
2.4.2. Determinazione della capacità e delle perdite termiche.....	15
2.4.3. Stima della precisione globale del dispositivo.....	17
2.4.4. Altre misure.....	18
2.4.5. Post-processing dei risultati	18
2.5. Procedura di utilizzo	19
Bibliografia	20
Task 2.2 – Individuazione del contesto industriale	21
1. Introduzione.....	21
2. Considerazioni preliminari	21
2.1. Taglia e destinazioni d'uso dell'impianto	21
2.2. Utilizzo di un fluido termovettore	23
2.3. Il sistema di raccolta della radiazione.....	24
3. Screening delle possibili applicazioni	28
3.1 Ciclo Stirling	28
3.1.1 Principio di funzionamento e caratteristiche generali	28
3.1.2 Stato dell'arte	29
3.2 Ciclo Brayton-Joule.....	30
3.2.1 Stato dell'arte	30
3.3. Ciclo a vapore.....	32
3.3.1. Stato dell'arte	32
3.3.2. Simulazione di un ciclo TAV	34
3.3.3. Cenni agli Organic Rankine Cycles	36
3.4. Ciclo combinato TAG/TAV	36
3.4.1. Stato dell'arte	36
3.4.2. Simulazione di un ciclo TAG/TAV	38
3.5. Ciclo combinato SOFC/TAG	39
3.5.1. Stato dell'arte	39
3.5.2. Simulazione di un ciclo SOFC/TAG	42
3.6. Reforming e gassificazione.....	44
3.7. Illuminazione di ambienti	45
3.8. Cenni alla conversione fotovoltaica	46
4. Conclusioni parziali.....	46
Bibliografia	47
Task 4.1 – Selezione del sito	49
Note conclusive	50

Task 1.3 – Progettazione del sistema di monitoraggio della efficienza

È stato richiesto che il sistema di monitoraggio dell'efficienza del prototipo potesse misurare sia l'energia globale messa a fuoco dagli specchi, sia la sua distribuzione spaziale sul piano focale. Verosimilmente l'unico modo per effettuare le due misure contemporaneamente è disporre una matrice bidimensionale di celle fotovoltaiche: poiché ogni cella produce una corrente linearmente proporzionale all'irraggiamento, acquisendo separatamente i segnali si ottiene la mappatura, sommandoli il valore globale. Tuttavia, come verrà spiegato più approfonditamente nel seguito, questo genere di componenti è estremamente costoso, per cui è stato necessario trovare altre soluzioni realizzative; questo ha portato a separare i due strumenti di acquisizione. Pertanto, nella prima parte di questa sezione verrà illustrata l'apparecchiatura per la misura della distribuzione spaziale della radiazione (che dunque è una misura relativa), mentre nella seconda sarà descritto lo strumento di misura dell'energia globalmente focalizzata dallo specchio. Nel seguito, si farà riferimento al primo apparecchio come a "camera oscura" e al secondo come a "corpo nero".

1. Camera oscura

1.1. Funzione dell'apparecchiatura e specifiche di progetto

L'apparecchiatura di misura della distribuzione della radiazione solare concentrata, o "camera oscura", ha il compito di mappare la potenza che viene concentrata nello spot sul piano focale. Siccome lo spot ha un diametro nominale di 200 mm circa e siccome una quota di radiazione potrebbe non rientrare in questo spot a causa di cattiva messa a fuoco, la "bocca" della camera oscura sarà un quadrato di 600 mm di lato; inoltre la risoluzione deve essere di almeno 2,5x2,5 cm e l'intera apparecchiatura deve essere elevabile da terra da un'altezza minima (della bocca) di 90 cm ad un'altezza massima di 190 cm. Questo viene ottenuto poggiando la camera oscura su un pallet ed elevandolo tramite un transpallet a forche ad azionamento manuale; il corpo nero verrà anch'esso poggiato su pallet, così che il sollevatore possa essere usato per movimentare entrambi gli apparecchi.

1.2. Criteri di progettazione

Esistono diversi modi di monitorare la radiazione concentrata sul piano focale: quelli presi in considerazione in questo studio sono i seguenti:

1. utilizzare una serie di sensori fotoelettrici, nello specifico:
 - a. celle fotovoltaiche per alte concentrazioni;
 - b. celle fotovoltaiche standard;
 - c. fotodiodi;
2. disporre un elemento diffondente sul piano focale e scattare una fotografia dell'immagine che si viene a formare sul diffusore (fig. 1).

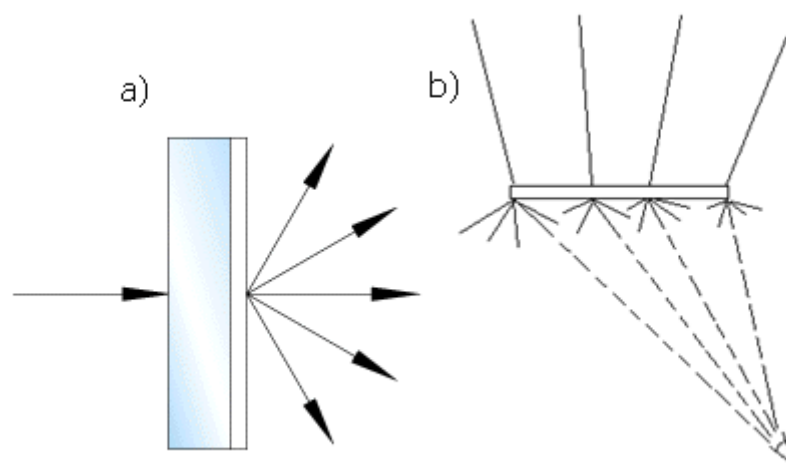


Fig. 1 – Schema del sistema con diffusore ottico: a) funzionamento del diffusore; b) schema di principio del dispositivo di mappatura.

La prima soluzione è senz'altro quella che creerebbe minori difficoltà: infatti, le celle fotovoltaiche a concentrazione, oltre ad avere ottimi rendimenti, danno una corrente che è praticamente funzione lineare dell'irraggiamento, per cui questa costituirebbe una misura quantitativa, oltre che qualitativa e, se venissero disposte tutte queste celle su una matrice bidimensionale nel piano focale, questo permetterebbe di eliminare il corpo nero perché dalla potenza in uscita dalle celle si potrebbe risalire direttamente alla potenza incidente. Tuttavia, le specifiche sull'ampiezza della "bocca" dello strumento e sulla risoluzione portano a dover disporre almeno 576 celle. Questo fatto ha reso quest'ipotesi non percorribile a causa dei costi proibitivi (la miglior offerta ricevuta ammontava a 110,40 €/cella); inoltre l'acquisizione separata di 576 segnali elettrici avrebbe comportato diversi problemi. È stata valutata anche l'idea di allestire una striscia mobile simile ad uno scanner o ad un radar, ma le soluzioni considerate non hanno portato ad una riduzione sufficiente dei costi.

L'uso di celle fotovoltaiche standard avrebbe abbassato i costi, ma avrebbe richiesto una schermatura con un filtro ottico neutral density e soprattutto, essendo le dimensioni delle celle fotovoltaiche molto standardizzate, esse sono di gran lunga più grandi della minima risoluzione richiesta dalle specifiche.

I fotodiodi invece, essendo sensori con una superficie inferiore al cm^2 , non sarebbero soggetti a questo tipo di problemi; per questo è stata allestita una sperimentazione preliminare per valutare accuratamente la fattibilità di questo approccio. È stato dunque realizzato il circuito in figura 2 tipico dei luxmetri, la cui caratteristica principale è che cambiando il valore della resistenza che in figura è comandata dallo switch, è possibile cambiare il campo di misura dello strumento.

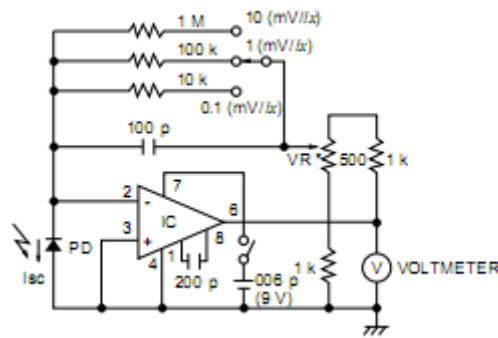


Fig. 2 – Schema del circuito per un fotodiodo.

L'attività sperimentale ha mostrato da una parte che in effetti la saturazione del fotodiodo può essere evitata cambiando la resistenza, ma d'altro canto ha evidenziato una forte non-linearità dello strumento quando viene sottoposto a luce concentrata (realizzata tramite una comune lente d'ingrandimento, con un fattore di concentrazione stimato intorno a 300).

Per quanto detto finora, la soluzione più percorribile, semplice ed anche economica è quella di utilizzare un diffusore ed una macchina fotografica; il diffusore infatti può essere realizzato usando della semplice carta lucida da disegnatore. In questo caso la radiazione deve essere attenuata da un filtro neutral density, che è reperibile in commercio sotto forma di fogli come attrezzatura da telescopi. Anche in questo caso è stata condotta una sperimentazione preliminare: la fotografia di prova mostrata in figura 3 mostra bene le conclusioni sul modo in cui deve essere realizzata la camera oscura:

1. stampando una serie di punti sulla carta lucida è possibile avere dei punti di riferimento per associare ad ogni pixel la posizione reale del punto di misura;
2. la luce concentrata (che in figura ha forma di cometa) è ben riconoscibile;
3. le increspature dei fogli devono essere evitate perché possono portare a errori di misura;
4. la camera oscura deve essere ben sigillata: infatti, la luce nella parte superiore della fotografia è originata da un bordo chiuso male.

Infine, è emersa la necessità di raffreddare il filtro perché la radiazione concentrata può danneggiarlo, anche se in maniera non irreversibile.



Fig. 3 – Esempio di immagine rilevata col sistema con diffusore e macchina fotografica.

1.3. Struttura dell'apparecchio

Elenco dei componenti:

1. una camera oscura in lamiera di acciaio inox (fig. 4), composta a sua volta da:
 - a. la camera oscura vera e propria
 - b. un ventilatore
 - c. due tubi (aspirazione e mandata del sistema di ventilazione)
 - d. un sensore di temperatura
 - e. un foglio di filtro neutral density con trasparenza 1:100000 (Astrosolar) e un foglio di carta lucida prestampato con la griglia di punti di riferimento
 - f. quattro lamiere di protezione per gli operatori
2. una macchina fotografica Nikon D60 con obiettivo grandangolare
3. i cablaggi necessari, vale a dire:
 - a. una prolunga USB
 - b. un cavo di alimentazione
4. un PC dedicato (Toshiba Satellite)

La macchina fotografica è alloggiata in uno sportello scorrevole (fig. 5) e la chiusura di questo sportello è magnetica (fig. 6). I lembi dei fogli di Astrosolar e di carta lucida sono tenuti tesi da due barre di alluminio, serrate fra loro tramite clip metalliche (fig. 7).

Per quanto riguarda le impostazioni della fotocamera, la luminosità rilevata su un pixel è funzione dell'apertura dell'obiettivo, del tempo di esposizione, della sensibilità del sensore CCD; è necessario dunque che questi parametri vengano fissati manualmente prima della misura, il che è facilmente impostabile dal software Camera Control Pro 2[®]. L'immagine deve essere acquisita in formato RAW ed è opportuno che i parametri vengano settati in maniera che il pixel più illuminato arrivi a 2/3 della dinamica del sensore, al fine di evitare risposte non lineari da parte di quest'ultimo.



Fig. 4 – Camera oscura: vista d'insieme.



Fig. 5 – Sportello della macchina fotografica



Fig. 6 – Chiusura magnetica dello sportello



Fig. 7 – Sistema di tensionamento dell'Astrosolar

1.4. Procedura di utilizzo

Messa in funzione dell'apparecchiatura:

1. posizionare la camera oscura sotto la botola del tetto;
2. fissare le quattro lamiere di protezione;

3. inserire la macchina fotografica nel cassetto, fissarla tramite bullone e attaccare l'alimentazione e il cavo USB (se la macchina è già inserita, evitare di muoverla);
4. attaccare il cavo di alimentazione alla corrente e il cavo USB al PC
5. controllare sul termometro che la temperatura sia inferiore a 35°C; se non lo è, collegare il cavo del ventilatore alla presa; se, anche col ventilatore in funzione, la temperatura nella camera non è inferiore ai 40 °C la misura non deve essere effettuata o, se già in corso, deve essere sospesa;
6. aprire il software Camera Control Pro 2[®]
7. scattare la foto tramite il comando Start
8. ripetere quante volte è necessario
9. salvare le foto in formato RAW
10. inviare i dati al Dipartimento di Energetica o al Dipartimento di Astronomia per il post-processing

Durante i primi test di misura, probabilmente a causa di *hot spot* all'interno del fuoco, l'Astrosolar si è danneggiato in maniera irrimediabile, per cui l'attrezzatura denominata "camera oscura" è stata sostituita da una semplice lamiera di alluminio, e il riflesso della luce concentrata è stato fotografato dall'alto fuori asse. Sono attualmente allo studio sistemi alternativi per ripristinare il funzionamento come da progetto.

2. Corpo nero

2.1. Funzione dell'apparecchiatura e specifiche di progetto

L'apparecchiatura di misura della radiazione solare concentrata, o "corpo nero", ha il compito di misurare la potenza che viene focalizzata nello spot sul piano focale. Siccome lo spot ha una dimensione nominale di 200 mm circa, la "bocca" del corpo nero avrà un diametro di 400 mm; inoltre il suo ingombro in altezza non deve superare gli 850 mm e deve essere elevabile da terra.

2.2. Criteri di progettazione

La potenza in ingresso al corpo nero $\dot{Q}_{in}$ è la grandezza da misurare; poiché essa non è misurabile direttamente, essa verrà calcolata tramite la formula:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{loss} = C \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (1)$$

dove $\dot{Q}_{loss}$ sono le perdite termiche che inevitabilmente saranno presenti, C è la capacità termica del corpo nero, ΔT è incremento di temperatura a seguito dell'esposizione alla radiazione concentrata e Δt il tempo necessario a conseguire questo incremento di temperatura.

Il corpo nero dovrà pertanto essere progettato appositamente affinché il termine $\dot{Q}_{loss}$ sia minore possibile. In particolare, la forma del corpo nero sarà quella di una cavità, in cui l'aria ristagna; pertanto, nell'analisi successiva si considereranno già ridotte al minimo le perdite per convezione e ci si concentrerà sulla riduzione di quelle per irraggiamento, che sono proporzionali al fattore di vista tra la superficie del corpo nero ed il cielo.

La progettazione della cavità prende inizio dalla considerazione che un semplice cilindro il cui *aspect ratio* (lunghezza/diametro) sia superiore a 5-6 è già un buon corpo nero [2]; nel

caso in esame è però impossibile costruire un cilindro con un simile *aspect ratio* perché ciò contrasta con le specifiche di progetto. È stata dunque studiata una soluzione che suddivide il cilindro in sotto-cavità con l'introduzione di setti e alette; in figura 8 sono mostrate le configurazioni analizzate. Le prestazioni in termini di efficienza associata al fattore di vista sono state valutate tramite un software di *ray tracing*, in cui ogni superficie emette energia radiante nell'infrarosso in maniera lambertiana; l'energia associata ai raggi che riescono ad uscire dalla bocca del corpo nero quantifica le perdite per radiazione della cavità.

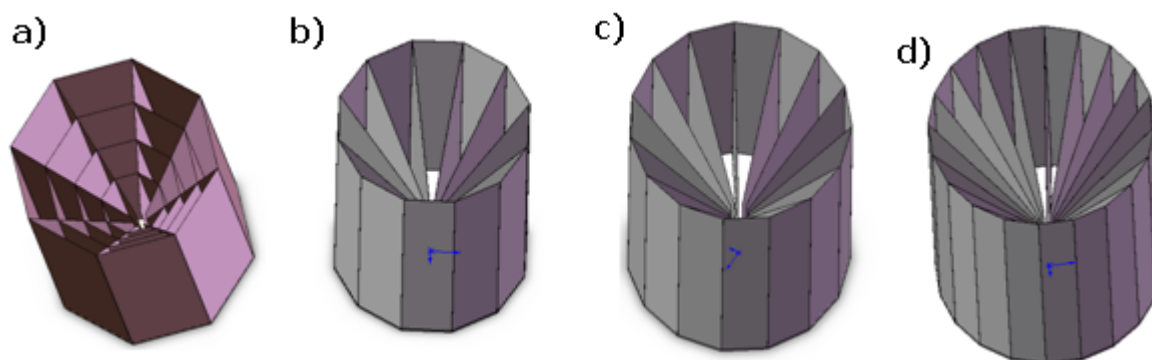


Fig. 8 – Configurazioni analizzate

L'analisi ha mostrato che una configurazione che preveda solo alette invece che alette e setti circonferenziali è favorita da un punto di vista dell'efficienza e anche da un punto di vista economico, in quanto viene utilizzato meno materiale. Infatti si considerino i casi a) e c) in figura 8: nel caso a) si hanno 24 cavità ottenute dividendo il cilindro con 3 setti circonferenziali e 8 settori angolari, nel caso c) si hanno semplicemente 15 cavità realizzate tramite alette. L'analisi mostra che l'efficienza è pari in entrambi i casi al 95,0%, ma le cavità sono in numero minore nel caso c); l'efficienza della configurazione d), con 20 alette, è invece pari al 95,9%. La cavità definitiva sarà costruita da 24 alette (vedi fig. 9), il che darà luogo ad un'efficienza teorica del 96,9% e sarà costruita in rame a causa della sua ottima conducibilità termica (386 W/mK). Lo spessore del rame è pari a 1 mm per quanto riguarda pareti e setti, di 3 mm per flangia di testa e fondo. Una verifica agli elementi finiti, i cui risultati sono riportati in figura 10, mostra che la pressione idrostatica, che è l'unico carico che grava sul componente, induce una tensione inferiore ai 25 MPa. Considerando che la tensione di snervamento del rame varia a seconda della composizione del materiale e dai trattamenti termici che ha subito [3], ma che in ogni caso non è mai inferiore a 54 MPa, questo comporta un coefficiente di sicurezza pari almeno a 2,16, per cui la resistenza è verificata. La reazione vincolare verticale dovuta alla spinta di Archimede è stata valutata in 610 N.

Il rame all'interno della cavità è stato verniciato con vernice spray color nero opaco, resistente a temperature fino a 140 °C.

La temperatura media dell'acqua circostante alla cavità sarà misurata tramite termocoppie di tipo T realizzate in laboratorio con filo di rame e costantana e tarate appositamente; questo permetterà di abbassare l'incertezza di misura (che per termocoppie commerciali è dell'ordine di 1°C) all'ordine di qualche decimo di grado.

Le termocoppie sono state disposte in numero sovrabbondante nel corpo nero, in maniera da poter selezionare la più rappresentativa (o le più rappresentative) per la misura di ΔT . Le termocoppie vengono lette da un multimetro, che registra anche il tempo di misura, per cui anche Δt può essere così misurato.



Fig. 9 – Bocca del corpo nero.

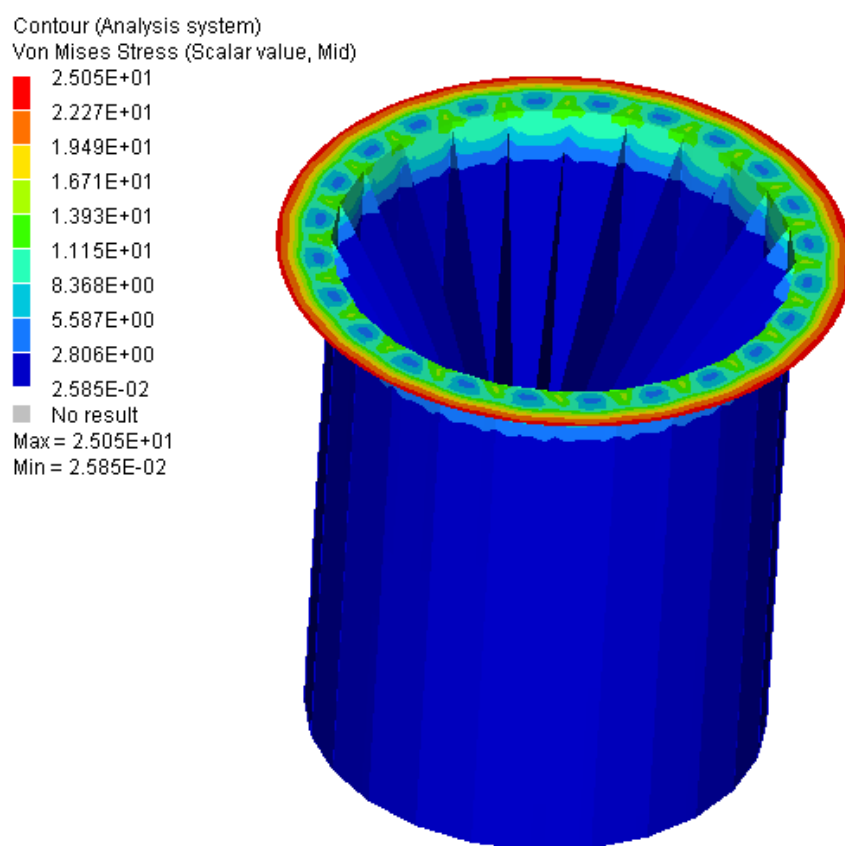


Fig. 10 – Verifica agli elementi finiti (misure in MPa)

2.3. Struttura dell'apparecchio

Elenco dei componenti:

1. un corpo nero (fig. 11), composto a sua volta da:
 - a. un serbatoio con cavità alettata
 - b. un giunto freddo di riferimento iCell (fig. 12)
 - c. un multiplexer Agilent in cui convergono i cavi delle termocoppie (fig. 13)
2. un multimetro digitale Agilent 34970A (fig. 14)
3. un cavo GPIB/USB

4. un PC dedicato (Toshiba Satellite)



Fig. 11 – Corpo nero



Fig. 12 – Giunto freddo elettronico



Fig. 13- Multiplexer



Fig. 14 – Multimetro

Il corpo nero è costituito come segue

- l'intera apparecchiatura poggia su un disco di polistirolo (700x700x100 mm), che funge da isolante termico;
- sopra di esso viene appoggiato un contenitore in vetroresina (500x500x600 mm), con bocca flangiata, avvolto da 10 cm di lana di roccia (anch'essa con funzione di isolante termico) e collegato a due rubinetti, uno per riempire il corpo nero d'acqua e uno per svuotarlo;
- sopra di esso viene appoggiata la cavità alettata di rame (fig. 15, 400x400x550 mm), anch'essa flangiata, in maniera che le due flange possano essere accostate; tra le due è interposta una guarnizione, ed entrambe sono tenute serrate da 12 clip metalliche;
- a copertura, viene posto un altro disco di polistirolo con un foro troncoconico di semiapertura 45° e diametro minore 400 mm;
- sulla superficie della cavità bagnata dall'acqua sono fissate le termocoppie, in tre gruppi:
 - o 11 termocoppie sono vicino alla superficie della cavità, disposte come in figura 16 (su ciascuna colonna le termocoppie sono equispaziate);
 - o 3 sono vicino al fondo del contenitore in vetroresina, secondo un cerchio di raggio circa 9 cm;
 - o 3 sono vicino alla parete del contenitore in vetroresina, su un'unica colonna ed equispaziate

Per ciascuno dei tre gruppi, su un unico filo di costantana vengono realizzate le giunzioni con i fili di rame (vedi fig. 17), costituendo così i punti di misura; il filo di costantana arriva poi al giunto freddo, da cui si diparte un unico filo di rame, che poi costituisce la tensione di riferimento per tutte le termocoppie. Siccome sia il filo di rame che il filo di costantana sono rivestiti da smaltatura isolante, per realizzare le giunzioni essa è stata asportata e, una volta realizzato il contatto, l'isolamento verso l'ambiente esterno è stato ripristinato tramite lacca isolante;

- pertanto, dal corpo nero escono 17 fili di rame e tre di costantana; i fili di rame vengono saldati a fili schermati e tramite essi il segnale viene trasportato fino al multiplexer; i fili di costantana vanno al giunto freddo e da esso si dipartono due fili schermati, che poi vengono collegato a tutti i secondi morsetti del multiplexer; qualora i cavi che fuoriescono dal corpo nero si rivelino troppo corti per la corsa del transpallet, si può realizzare una prolunga tagliando i cavi esistenti e inserendo fra i due capi un nuovo cavo di rame;
- l'intero corpo nero è coperto con un disco forato di polistirolo (700x700x100 mm);
- il multiplexer va poi inserito nel multimetro, il quale a sua volta deve essere collegato al PC dedicato tramite il cavo GPIB/USB.

Inoltre, il corpo nero ha una conduttura di uscita, che si dirama a sua volta in due tubazioni di gomma, ciascuna dotata di un rubinetto (fig. 18): una permette di riempire il corpo nero (ed è collegata all'allaccio all'acquedotto) e l'altra di svuotarlo (ed è collegata alla grondaia della terrazza di Arcetri). Dalla flangia superiore si dipartono infine due tubi di plastica, che hanno il compito di impedire che l'acqua vada in pressione, cioè permettono lo sfiato dell'aria in fase di riempimento, l'ingresso dell'aria in fase di svuotamento, e costituiscono un condotto di espansione per l'acqua che, a causa della dilatazione termica, fuoriesce dal corpo nero; nel paragrafo 2.4.2 viene fornita una stima di questa quantità d'acqua.

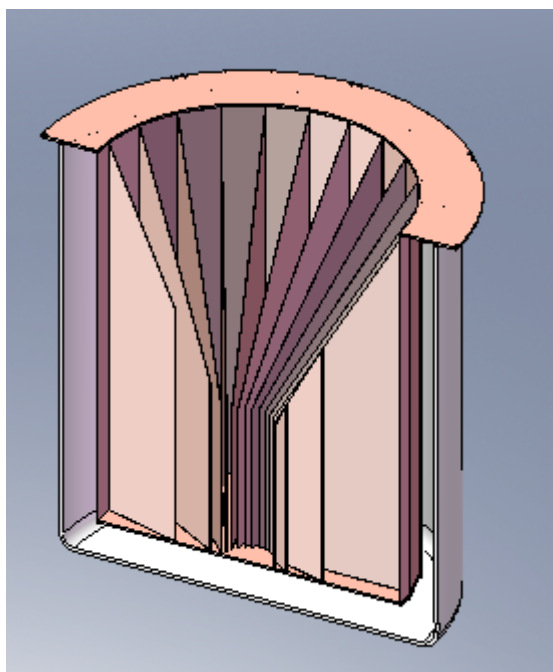


Fig. 15 – Vista in sezione del contenitore in vetroresina e della cavità alettata di rame.

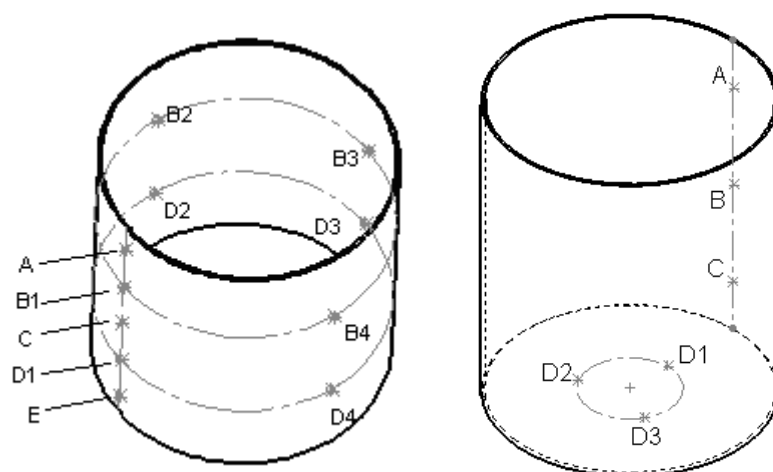


Fig. 16 – Disposizione delle termocoppie sulla parete esterna cavità in rame

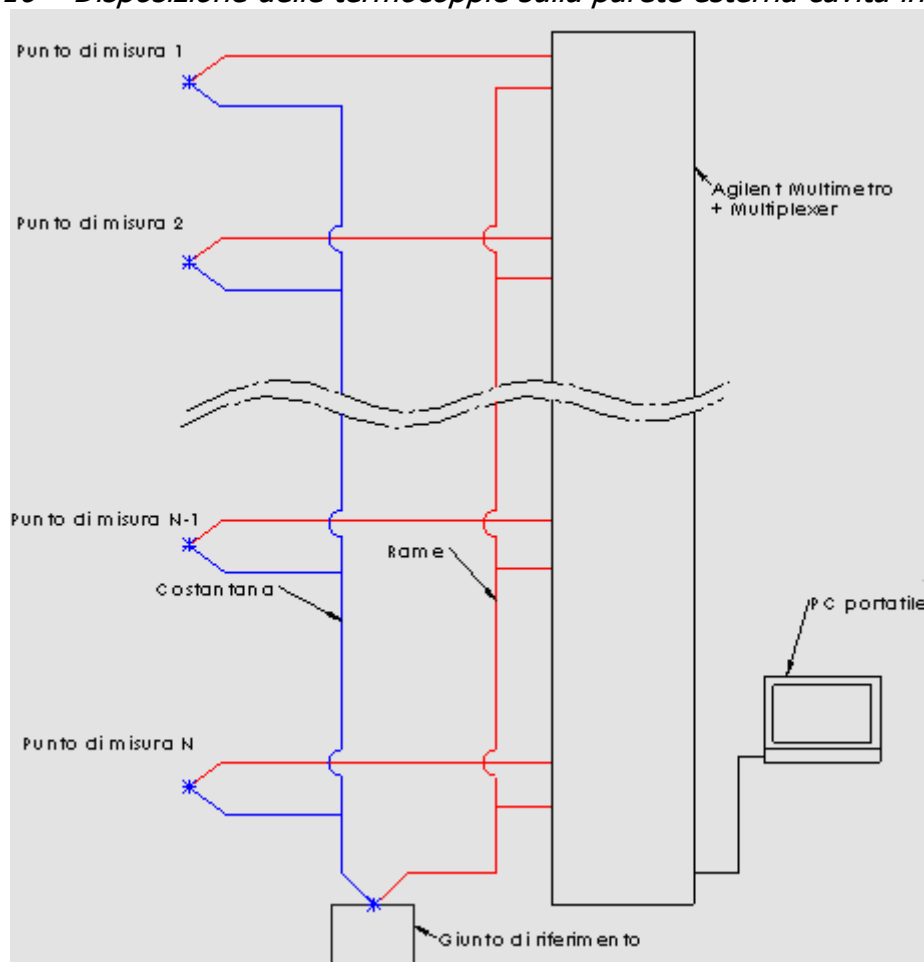


Fig. 17 – Schema elettrico delle termocoppie



Fig. 18 – Tubazioni di carico/scarico del corpo nero

2.4. Calibrazione dell'apparecchiatura, stima della precisione di misura e procedura di post-processing dei risultati

2.4.1. Taratura delle termocoppie

Le termocoppie commerciali sono affette da precisioni scadenti (in genere dell'ordine di 1 °C) a causa del fatto che per la realizzazione possono essere utilizzate partite di materiali differenti per produrre le stesse termocoppie, per cui la sensibilità di una termocoppia può variare a seconda dei materiali utilizzati. Per realizzare le termocoppie in questione è stato utilizzato invece soltanto un solo tipo di filo di costantana, filo elettricamente isolato del diametro di 0,127 mm, e un solo tipo di filo di rame, filo per motori elettricamente isolato e del diametro di 0,35 mm, ottenendo una termocoppia di tipo T. Una sola termocoppia è stata tarata e la taratura applicata a tutte le altre.

La taratura della termocoppia è stata eseguita come segue: in un primo momento, sono state inserite entrambe le giunzioni nel giunto freddo (controllo con cristallo piezoelettrico, temperatura pari a $0 \pm 0,01$ °C), per cui la lettura teorica dovrebbe essere 0; successivamente una delle due giunzioni è stata collegata al giunto freddo di riferimento, e l'altra è stata inserita in un ipsometro (Fig. 19), che permette di ottenere vapore saturo; essendo la pressione atmosferica misurata con barometro a mercurio (Fig. 20) pari a 1007,0 mbar, la temperatura di ebollizione è 99,801 °C. Sono state effettuate 9 misure per ciascuno dei due casi; effettuando la regressione lineare dei valori misurati, la relazione per correlare la tensione misurata ΔV_{0-T} (in μV) alla temperatura effettiva è data da:

$$T = 0,03668 + 0,02348 \Delta V_{0-T} \quad (2)$$

il che corrisponde ad una sensibilità pari a 42,57 $\mu V/^\circ C$ (quella standard è indicata in 43,8 $\mu V/^\circ C$ [1]). L'equazione (2) può essere implementata direttamente nel software di acquisizione del multimetro, ottenendo una lettura più agevole delle misure.

La massima differenza tra i valori misurati e la retta di regressione è pari a 0,14 °C, mentre la deviazione standard σ è 0,11 °C, dunque viene assunto il valore di 2σ come precisione della termocoppia.



Fig. 19 – Ipsometro



Fig. 20 - Barometro

2.4.2. Determinazione della capacità e delle perdite termiche

La capacità termica C di un corpo solido o fluido è data dal prodotto tra la massa e il calore specifico. Nel caso in esame, i corpi interessati dal riscaldamento sono il rame che costituisce la cavità alettata, l'acqua e il contenitore in vetroresina. Gli altri elementi costitutivi non sono soggetti all'incremento di temperatura (o perlomeno, vi sono soggetti

solo in alcune zone), per cui anche la loro influenza è trascurabile. Un modo per stimare C può essere quello di misurare le masse degli elementi costitutivi e moltiplicarli per i calori specifici, rintracciabili in letteratura. È stato però preferito un metodo diretto, che utilizzi la relazione:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{loss} = C \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (1)$$

In quest'equazione, due sono le incognite da determinare, C e $\dot{Q}_{loss}$; per farlo sono disponibili due misure, una ottenuta riscaldando la camicia d'acqua tramite una resistenza elettrica e una lasciandola raffreddare. Il riscaldamento è stato effettuato immergendo nella camicia d'acqua una resistenza elettrica che ha fornito 1145 W per 1 ora 12 minuti e 30 secondi; con questo metodo si ha che la potenza elettrica dissipata per effetto Joule, pari al prodotto tra corrente e caduta di tensione, viene interamente trasferita all'acqua; il profilo di temperatura è mostrato in figura 21. Il raffreddamento invece segue l'equazione:

$$-\dot{Q}_{loss} = C \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (1')$$

e l'andamento di temperatura è mostrato in figura 22.

Mentre C può essere assunto come costante, le perdite termiche sono funzione della temperatura della superficie a contatto con l'aria; si deve dunque risolvere il sistema formato dalla (1) e dalla (1') in maniera iterativa e per ogni valore di temperatura; successivamente si può estrarre un valor medio di entrambe le quantità. Ne risulta che $C = 194,2 \text{ kJ/kgK}$ con una precisione di $\pm 11,4\%$, per cui, sotto una radiazione concentrata a 100 soli è lecito attendersi un gradiente termico di circa $2 \text{ }^\circ\text{C/min}$. Per il calcolo delle perdite, scritte come:

$$\dot{Q}_{loss} = L(T - T_{amb})$$

si può usare il valor medio $L = 5,25 \text{ W/K}$, con una precisione di $\pm 17,8\%$.

Siccome questa procedura misura la capacità termica di un sistema che comprende anche la massa della resistenza termica, essa non è stata rimossa successivamente alle misure.

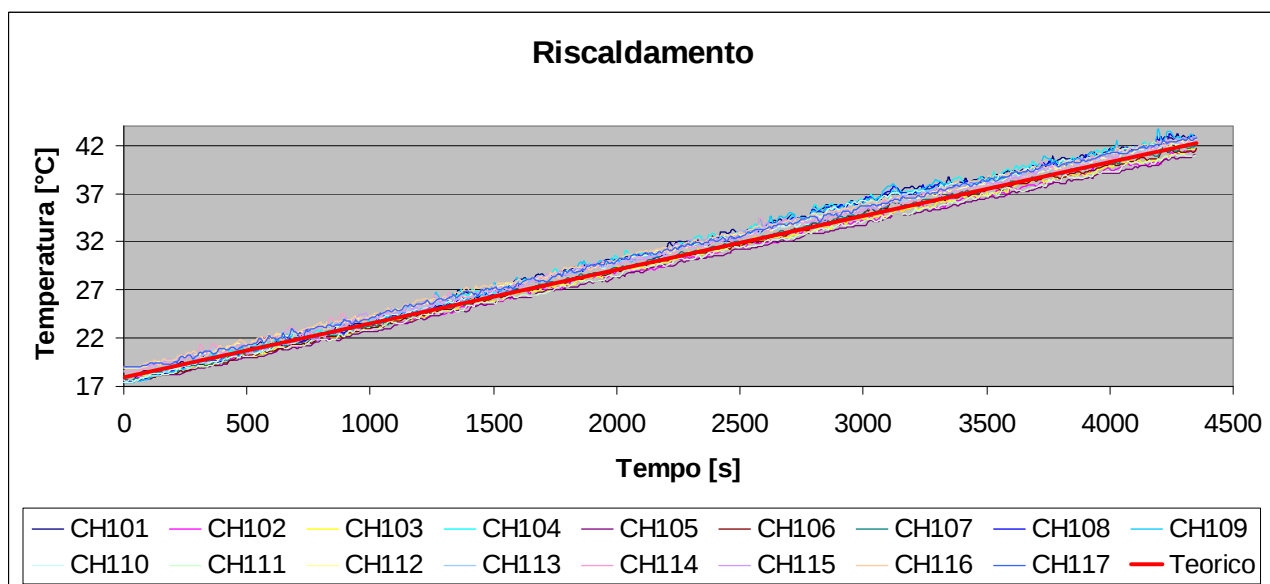


Fig. 21 – Riscaldamento della camicia d'acqua

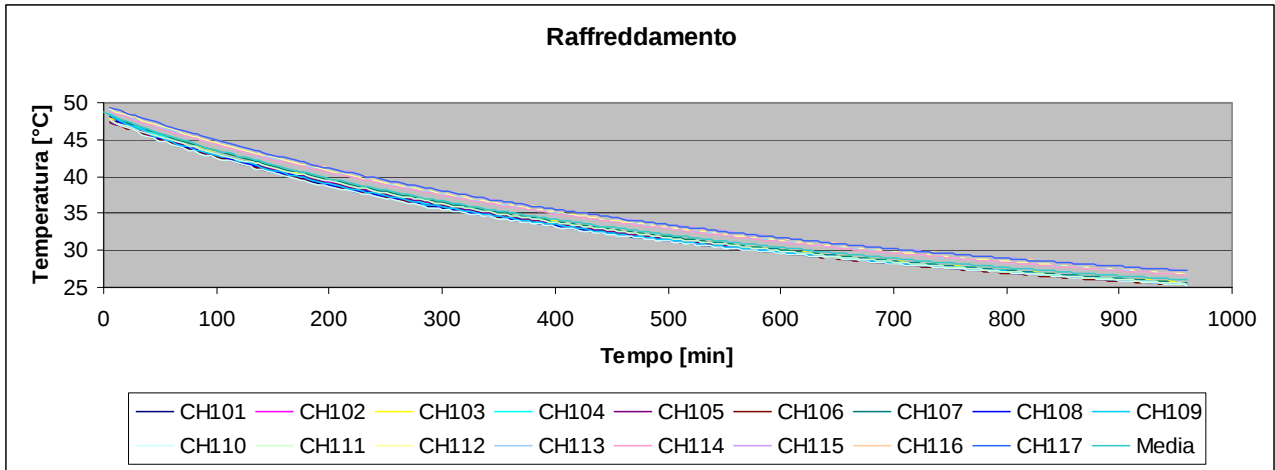


Fig. 22 – Raffreddamento della camicia d'acqua

Va menzionato che la precisione di questa misura, oltre ad essere affetta dai normali errori associati alla procedura ed agli strumenti, è soggetta anche al fatto che è stata effettuata a temperature inferiori a quelle in esercizio, che possono raggiungere anche i 95 °C, e quindi per dilatazione termica un certo volume d'acqua esce dal corpo nero attraverso i tubicini in gomma.

Per stimare questo volume d'acqua, si considerino sia il contenitore in vetroresina che la cavità alettata come cilindrici; le dimensioni alla temperatura di inizio misura (che ipotizziamo pari a 20 °C) sono quelle già riportate nel paragrafo 2.3. In queste condizioni:

$$V_{H_2O} = \frac{\pi}{4} D_{vr}^2 H_{vr} - \frac{\pi}{4} D_{Cu}^2 H_{Cu} = 48,7 \text{ l}$$

Dove il pedice *vr* indica il contenitore di vetroresina e *Cu* la cavità di rame. Invece, a fine misura, se la temperatura è incrementata di 10 °C, la stessa massa d'acqua occupa 48,9 l, mentre il volume disponibile è:

$$V_{H_2O} = \frac{\pi}{4} D_{vr}^2 H_{vr} (1 + \alpha_{vr} \Delta T)^3 - \frac{\pi}{4} D_{Cu}^2 H_{Cu} (1 + \alpha_{Cu} \Delta T)^3 = 48,8 \text{ l}$$

Ne segue che durante una misura è da attendersi che all'incirca 0,1 l di acqua fuoriesca dal corpo nero; la massa d'acqua è dunque variata dello 0,2%, e quindi questa fonte di errore può essere considerata trascurabile nella successiva trattazione.

2.4.3. Stima della precisione globale del dispositivo

È noto che, se deve essere stimato il valore di una funzione $\Psi(x_1, x_2, \dots, x_n)$ misurando i valori $x_1, x_2, \dots, x_n$, l'errore sulla stima di Ψ è dato da [4,5]:

$$\Delta \Psi = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (3)$$

cioè il valore della funzione con la sua incertezza è pari a $\Psi + \Delta \Psi$, mentre l'errore relativo è $\Delta \Psi / \Psi$. Applicando la (3) alla (1), dove $\Psi = \dot{Q}_{in}$ si ottiene:

$$\Delta \dot{Q}_{in} = \sqrt{\Delta \dot{Q}_{loss}^2 + \left[\frac{(T_f - T_i)}{(t_f - t_i)} \Delta C \right]^2 + \left[\frac{C}{(t_f - t_i)} \Delta (T_f - T_i) \right]^2} \quad (4)$$

Il risultato è ottenuto ipotizzando che l'errore sulla misura di t sia trascurabile, il che è legittimo visto che il tempo di acquisizione è dell'ordine del ms, mentre l'intervallo di tempo da misurare è dell'ordine dei 10 minuti.

Come già accennato al paragrafo 2.4.1, per le termocoppie si ha che $\Delta(T_f - T_i) = \Delta T_f + \Delta T_i = 0,44 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre la precisione sulla capacità termica è 11,4% e sulle perdite termiche è del 17,8%. Ipotizzando errori trascurabili per la misura del tempo e che $\dot{Q}_{in}$ è misurato con una precisione del 6,2%, si ha che il valore di $\dot{Q}_{in}$ così ricavato è soggetto ad un'imprecisione di $\pm 11,1\%$.

2.4.4. Altre misure

Nel contesto della misura descritta al paragrafo 2.4.3, è stata effettuata un'altra misurazione: durante il riempimento del corpo nero la temperatura è stata monitorata; all'inizio il campo termico nella camicia d'acqua era tutt'altro che omogeneo ($T_{max} - T_{min} = 5,6 \text{ }^\circ\text{C}$); la temperatura si è stabilizzata su un valore uniforme ($T_{max} - T_{min} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$) in 21 min (vedi figura 23)

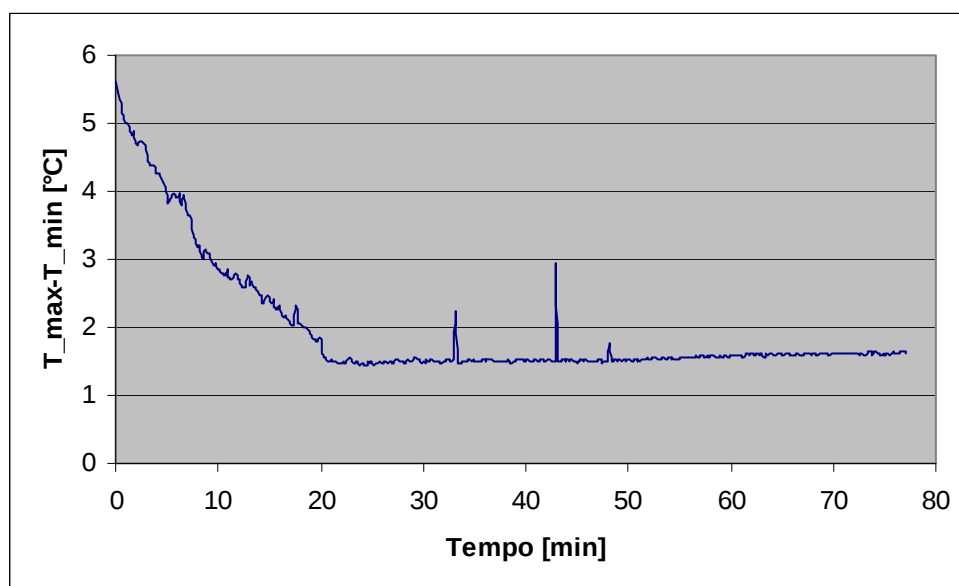


Fig. 23 – Uniformazione della temperatura dopo il riempimento.

2.4.5. Post-processing dei risultati

Durante le procedure di misura descritte nel paragrafo 2.4.2, nessuna delle 17 termocoppie ha mostrato di essere collocata in un punto in cui vi è una particolare disuniformità di temperatura e tutte hanno fornito risultati sufficientemente stabili. Pertanto, a meno che le misure sul campo non mostrino maggiori disuniformità, la temperatura dell'acqua fin qui espressa col simbolo T_i verrà calcolata come la media aritmetica delle 17 misurazioni.

Le corrispondenze tra canali di acquisizione e punti reali di misura sono mostrati nella tabella 1.

Posiz.	A	B1	B2	B3	B4	C	D1	D2	D3	D4	E
Canale	105	106	111	102	103	107	108	110	101	104	109

Tab. 1 – Corrispondenze tra canali di acquisizione e termocoppie sul rame.

Posiz.	A	B	C	D1	D2	D3
Canale	112	113	114	116	115	117

Tab. 2 – Corrispondenze tra canali di acquisizione e termocoppie sulla vetroresina.

Una volta ottenuta la temperatura dalla media aritmetica delle misurazioni, si può applicare la relazione:

$$\dot{Q}_{in} = 5,25(T - T_{amb}) + 194200 \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad (5)$$

ottenendo così il valore dell'energia radiante messa a fuoco nel corpo nero, con un'incertezza di $\pm 11,1$ %.

2.5. Procedura di utilizzo

1. Attaccare il giunto freddo alla presa di corrente e attendere circa 1 ora affinché raggiunga la temperatura di equilibrio;
2. posizionare il corpo nero (tappato) sotto la botola del tetto;
3. inserire il multiplexer nel retro del multimetro;
4. attaccare il multimetro alla presa di corrente e accenderlo;
5. collegare il multimetro al PC tramite il cavo GPIB/USB
6. accendere il PC ed aprire il software "34970A Data Logger 3[®]"
7. riempire d'acqua il corpo nero
8. per iniziare la misura, togliere il tappo dal corpo nero e, nel pannello "Scan and log data" cliccare su "Start"; il software monitorerà la temperatura ogni minuto, e la temperatura verranno indicata nella colonna "Scan data"
9. se la temperatura, in qualunque momento della misura, raggiunge i 95 °C, sospendere la misura, svuotare e riempire nuovamente il corpo nero; assicurarsi che il corpo nero non rimanga mai esposto alla radiazione concentrata senza che sia carico d'acqua
10. per concludere la misura (far sì che il ΔT sia almeno 10 °C o che il Δt sia almeno 10 minuti; se c'è tempo a disposizione, attendere anche 15 minuti a corpo nero tappato e fuori dal fuoco per uniformare la temperatura) cliccare su Stop;
11. esportare i dati in formato .csv, selezionando l'opzione di separare le colonne tramite tabulazione;
12. inviare i dati al Dipartimento di Energetica per il post-processing.

È possibile che alcune termocoppie non diano valori realistici di temperatura a causa di falsi contatti, termici od elettrici; questi valori falsati sono ben riconoscibili perché in genere sono in valore assoluto vicino a 0 °C (si tenga conto che l'acqua di acquedotto è in genere a una temperatura di 15 °C). In ogni caso, le termocoppie sono in numero sovrabbondante, per cui se accade che alcune termocoppie non si rivelino affidabili, proseguire comunque la misura

Durante i primi test, il corpo nero ha funzionato correttamente, ma le termocoppie sul fondo del contenitore in vetroresina (D1, D2 e D3) evidenziano un punto di ristagno di acqua fredda, che rimane più o meno a temperatura costante, e quindi le misure con queste termocoppie sono da scartarsi nel post-processing.

Bibliografia

- [1] <http://it.wikipedia.org/wiki/Termocoppia>
- [2] G. Grazzini, Il tubo di calore: studio preliminare per la sua utilizzazione nella realizzazione di un corpo nero, Tesi di Laurea in Ingegneria, AA1972-73, Università di Bologna.
- [3] P. Andreini, Manuale dell'ingegnere meccanico, 2° ed., Hoepli, Milano 2005
- [4] http://it.wikipedia.org/wiki/Propagazione_degli_errori
- [5] Bevington, P.R. (1969). Data Reduction and Error Analysis for the Physical Sciences, McGraw-Hill Inc., New York.

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 dell'Istituto Nazionale di Ottica Applicata e dell'Istituto Nazionale di Astrofisica.

La presente sezione 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 della sezione 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.

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 collettori solari, fino a coprire la potenza richiesta. Inoltre, l'allargamento del mercato consentirebbe una produzione in serie, riducendo notevolmente i costi, sia di produzione sia di acquisto.

Riassumendo, è da ritenersi preferibile puntare su una taglia d'impianto medio-grande (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 l'innovazione più rilevante 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.

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 aperta 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:

$$\alpha_s \dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = hS(T_{eq} - T_{amb}) + \varepsilon \sigma S(T_{eq}^4 - T_{sky}^4) \quad (1)$$

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.

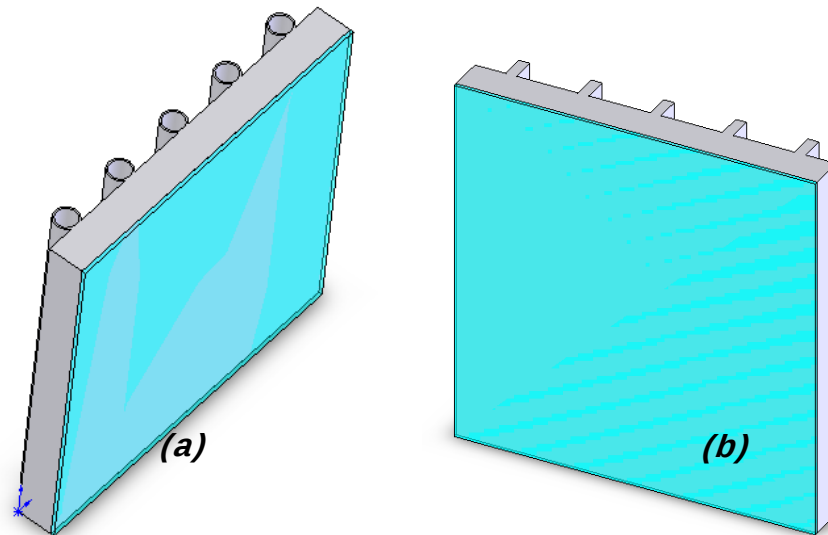


Fig. 1 – Possibili sistemi di raffreddamento dello specchio secondario: a) introduzione di un circuito refrigerante; b) alettatura posteriore.



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/m², pari al 30% di ciò che viene raccolto se la superficie è di 1 m².

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.

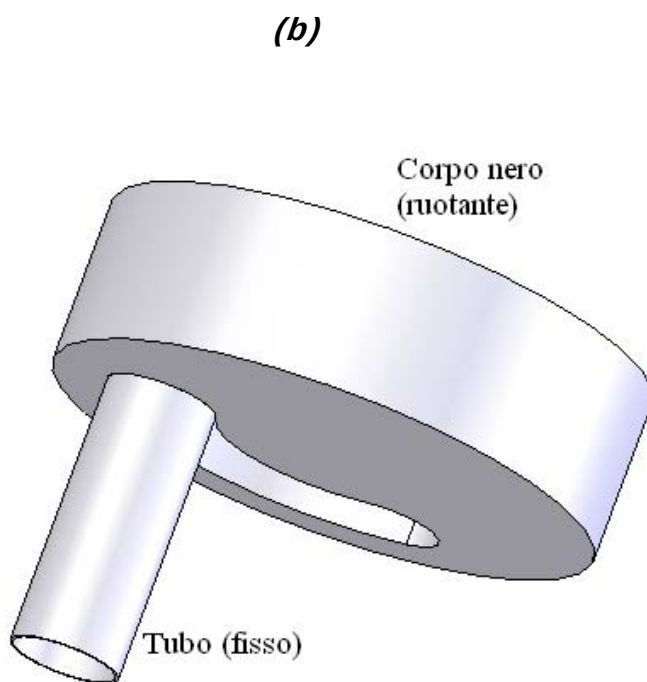


Fig. 3 – Possibili soluzioni per il collegamento del corpo nero alle tubazioni: a) snodi; b) tenute striscianti.

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 diffuse 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 del ciclo rigenerato teorico 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 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).

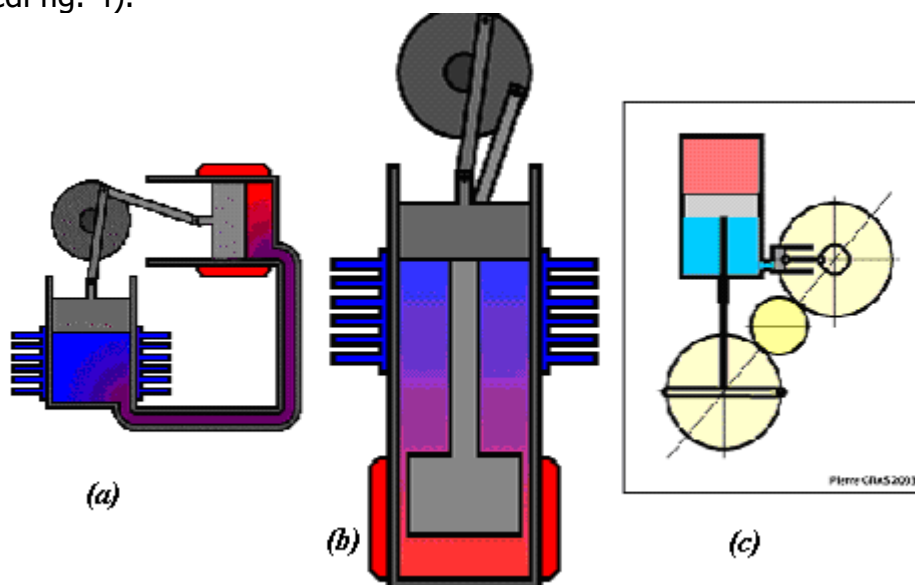


Fig. 4 – Realizzazioni del motore di Stirling: a) configurazione alfa; b) configurazione beta; c) configurazione gamma.

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 radioriceventi, 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.

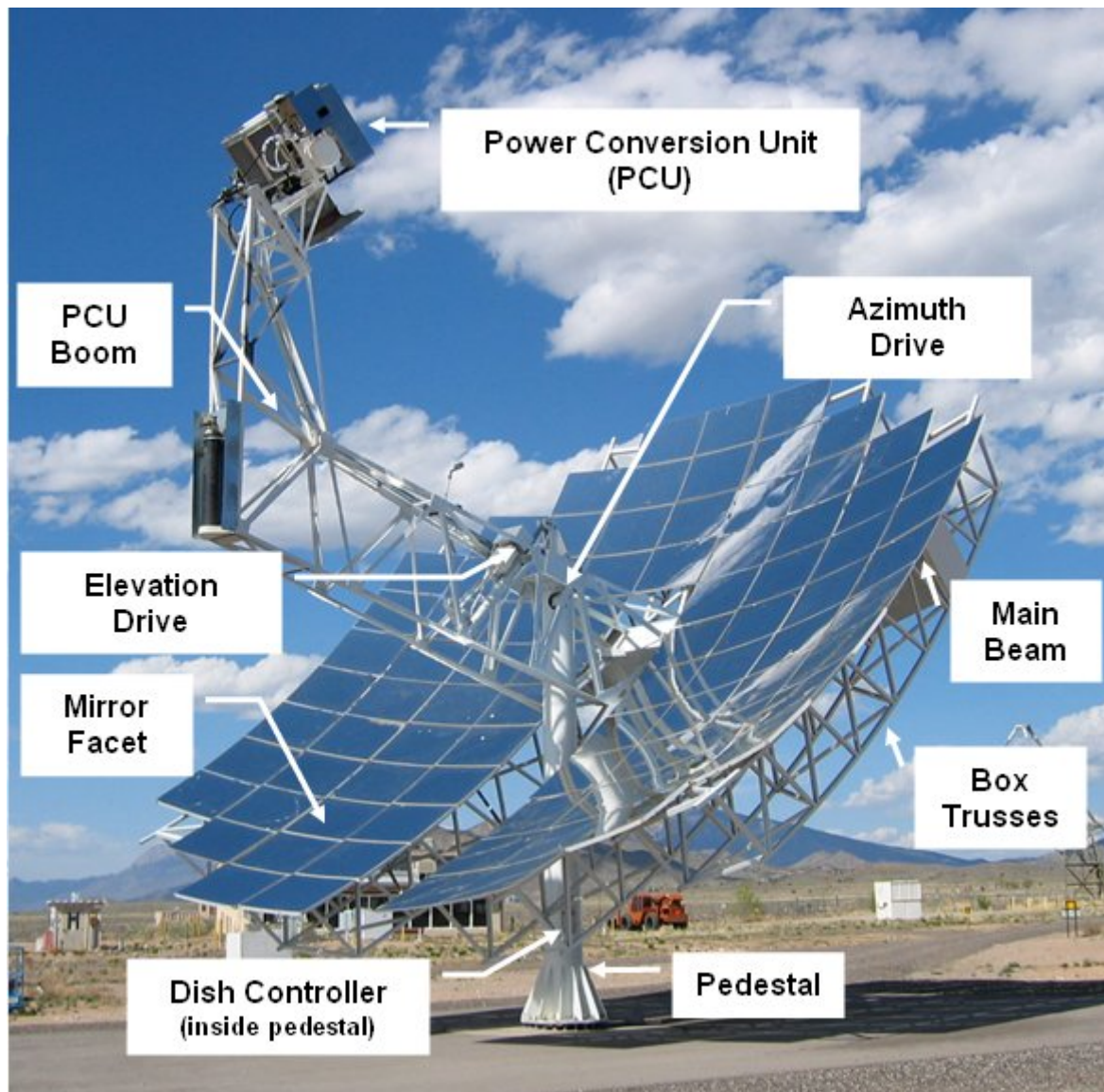


Fig. 5 – Schema di un collettore parabolico con motore Stirling

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.

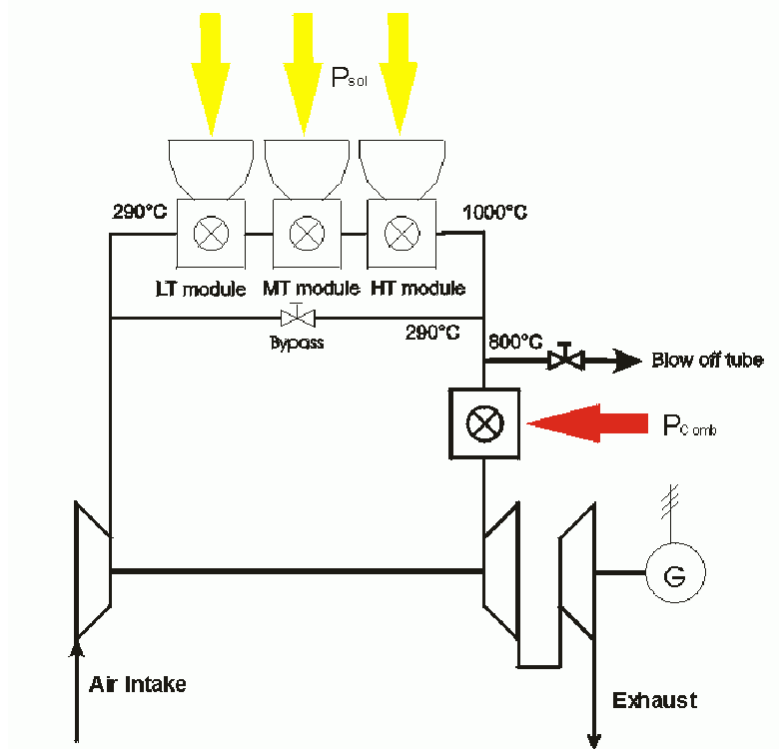


Fig. 6 – Schema di impianto adottato nel progetto SOLGATE

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).

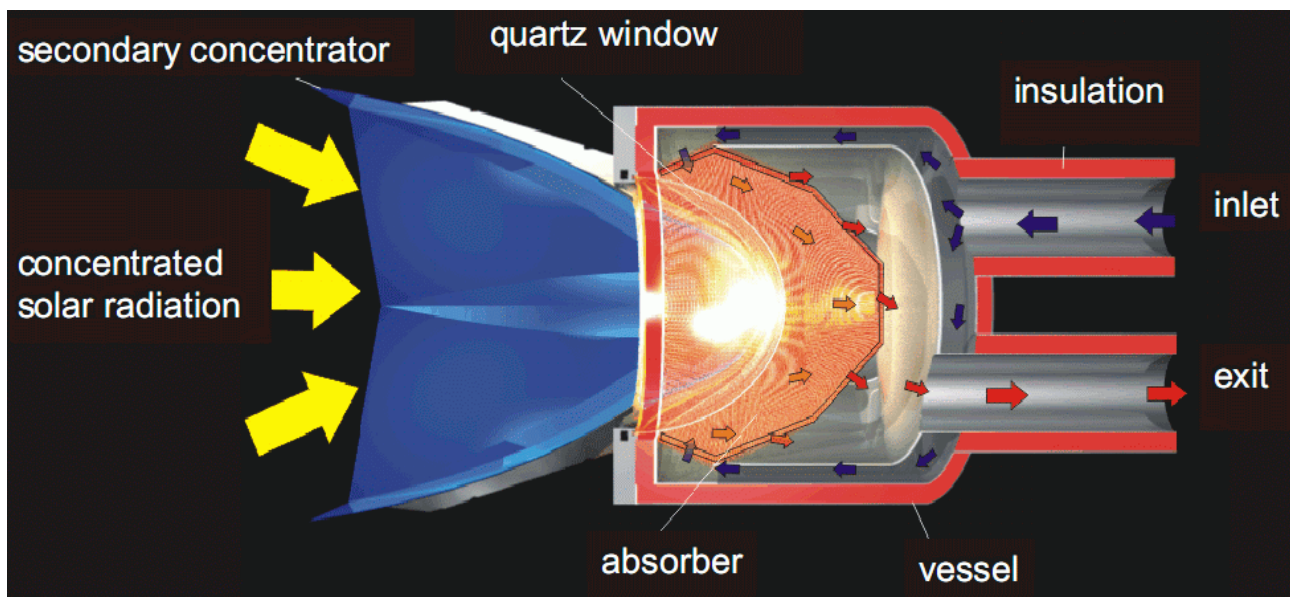


Fig. 7 – Schema di funzionamento del ricevitore solare pressurizzato

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 prone 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°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.

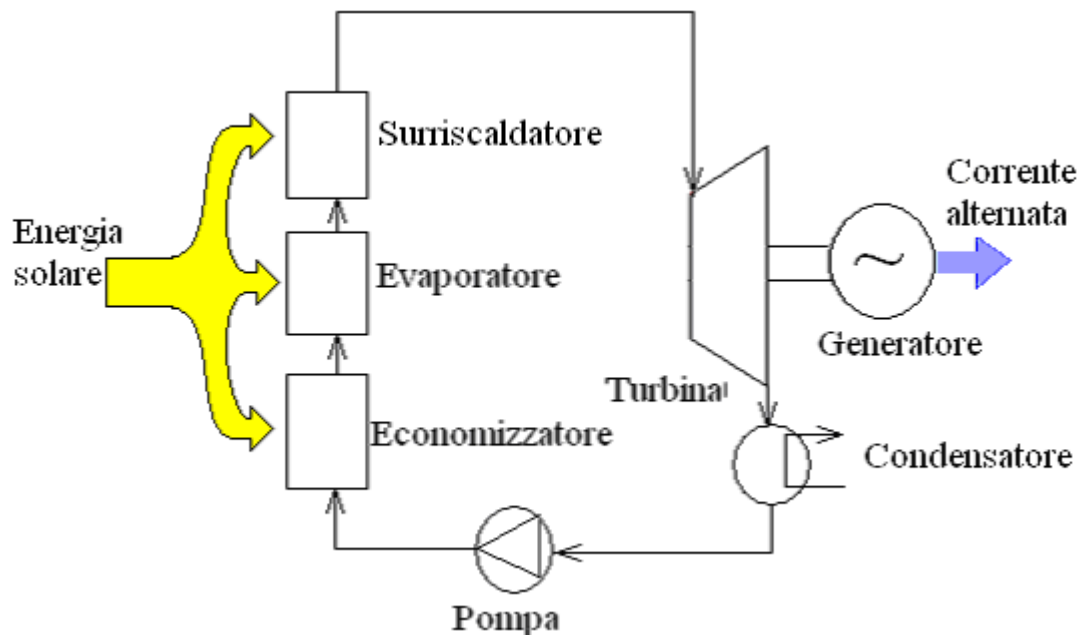


Fig. 8 – Schema di un impianto a vapore alimentato ad energia solare.

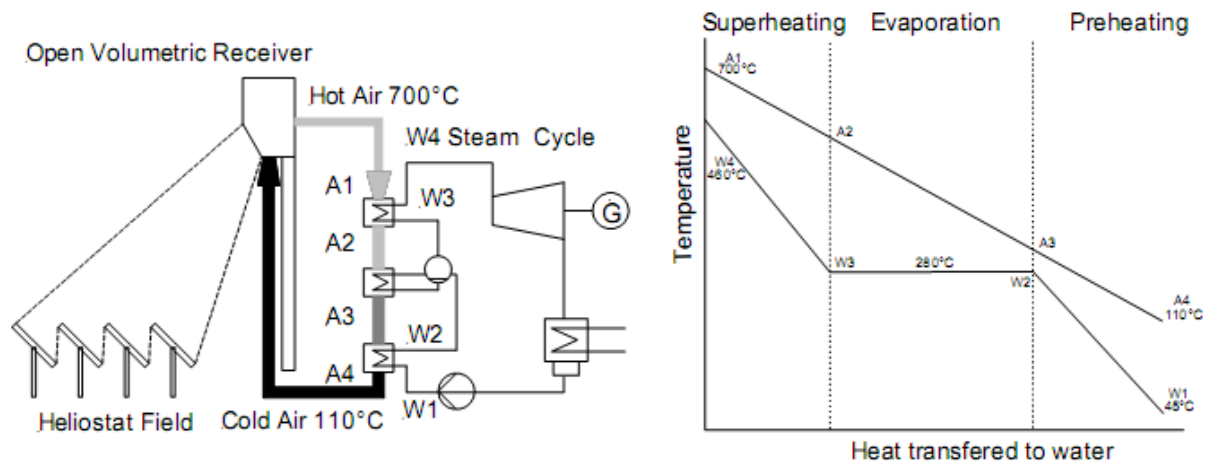


Fig. 9 – Schema dell'impianto CESA-I (Plataforma Solar de Almería, Spagna).

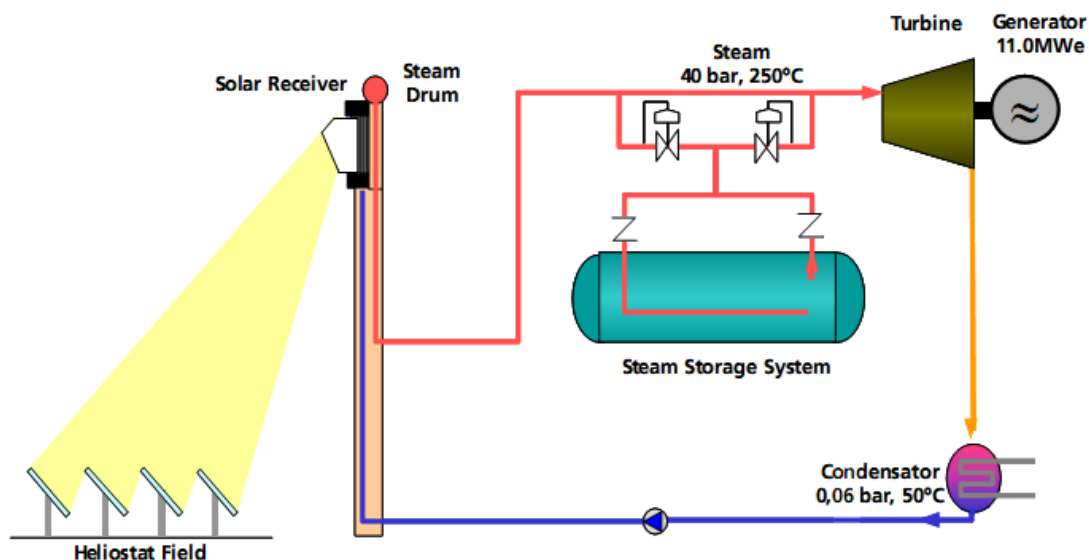


Fig. 10 – Schema dell'impianto PS10 (Siviglia, Spagna).

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.

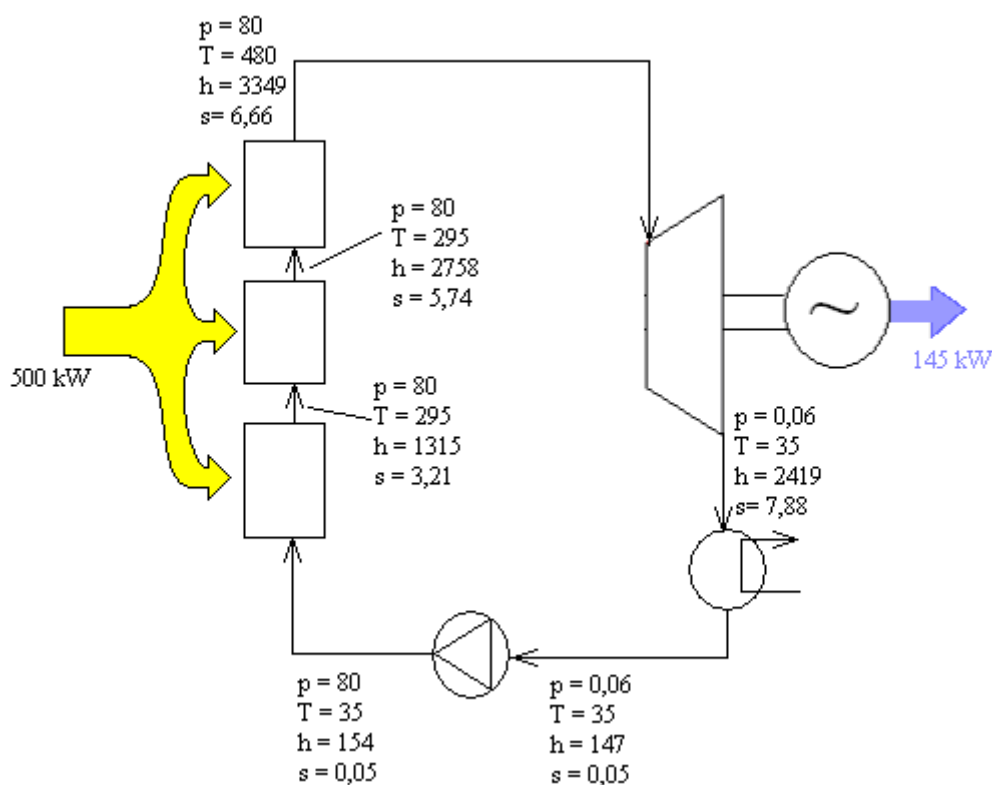


Fig. 11 – Punti termodinamici del ciclo a vapore simulato; le pressioni sono in bar, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

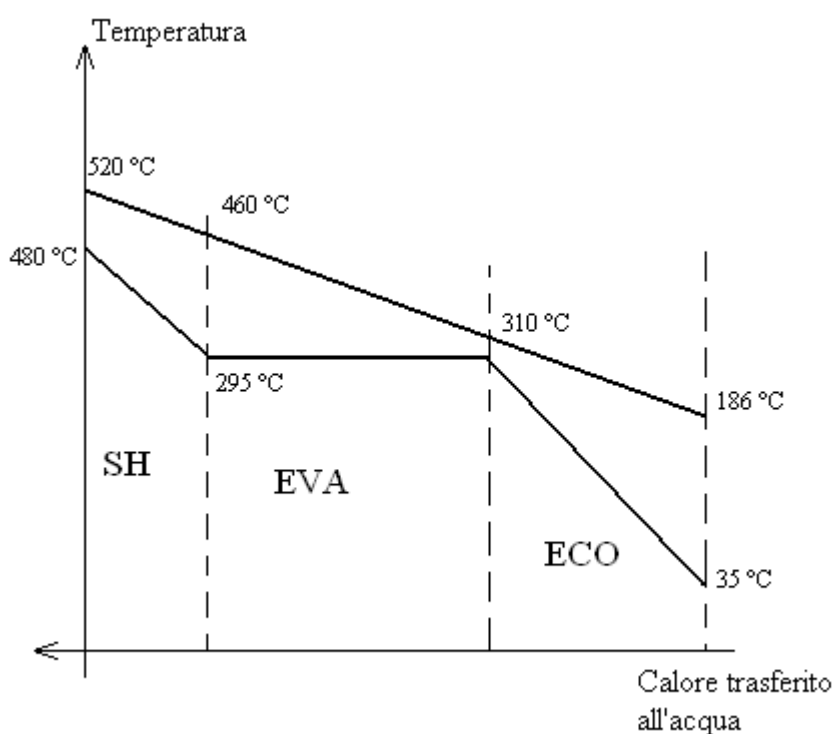


Fig. 12 – Profili di temperatura nella caldaia solare usando aria come fluido termovettore.

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 come fluido di lavoro un olio diatermico 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 liquido allo scarico della turbina;
- bassa sollecitazione della turbina a causa del basso regime di rotazione, che può anche essere uguale a quello dell'alternatore, permettendo l'accoppiamento diretto;
- mancanza di erosione delle palette;
- mancanza di sistemi di trattamento dell'acqua.

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 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

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%).

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]

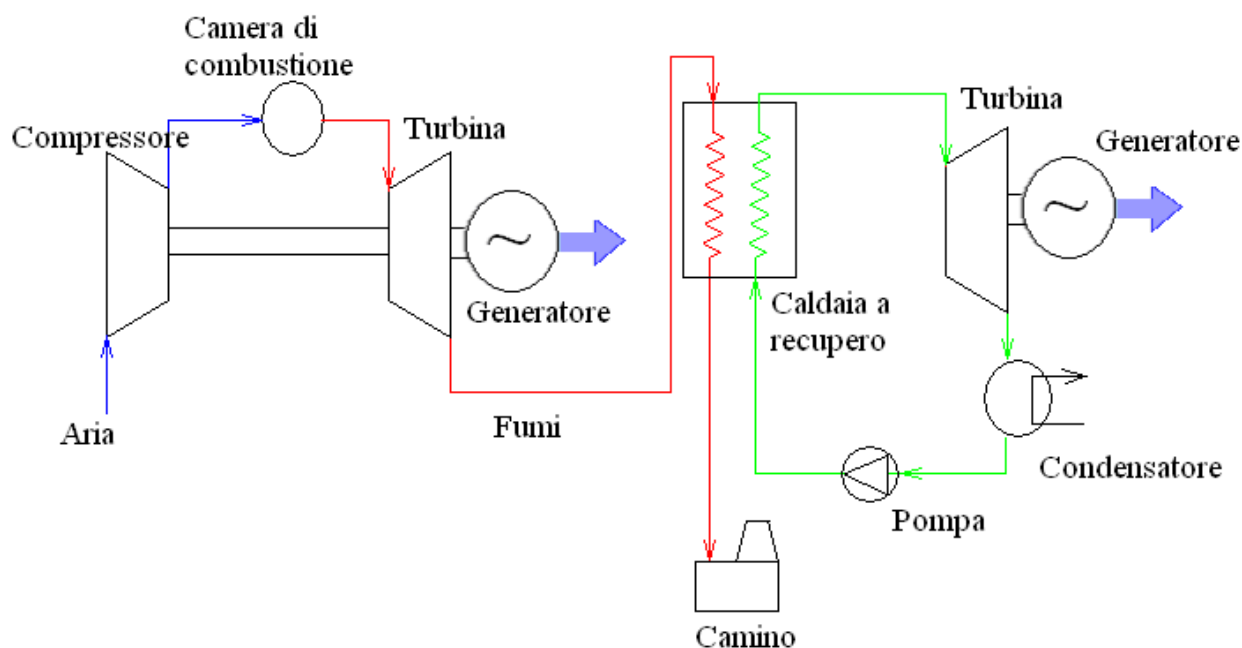


Fig. 13 – Schema di un normale impianto a ciclo combinato.

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.

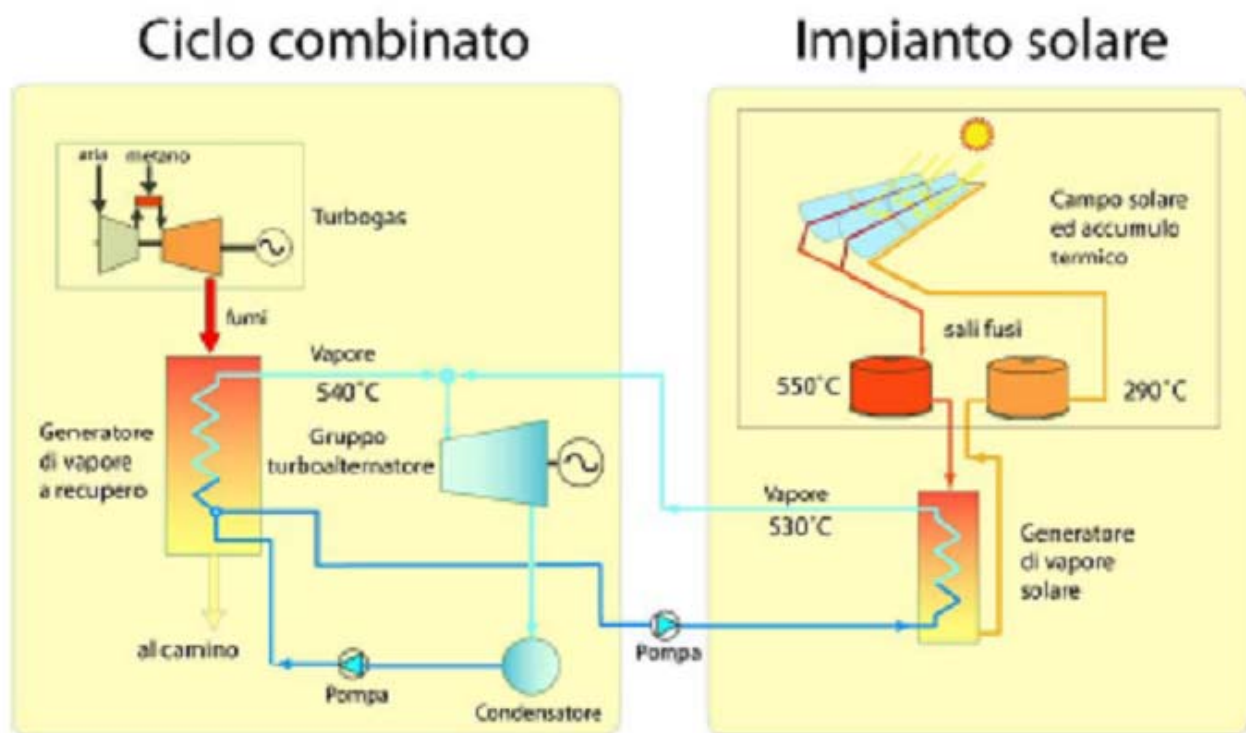


Fig. 14 – Schema dell'impianto del progetto "Archimede".

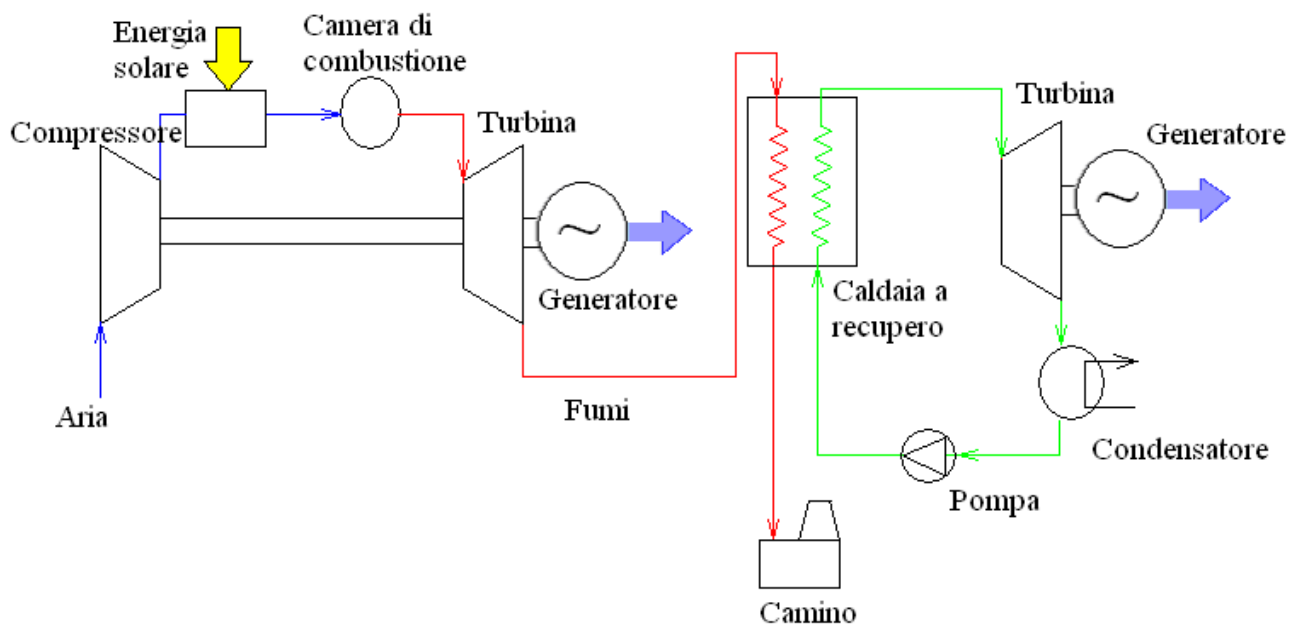


Fig. 15 – Schema di un ciclo combinato con pre-riscaldatore solare.

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 demandato 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%.

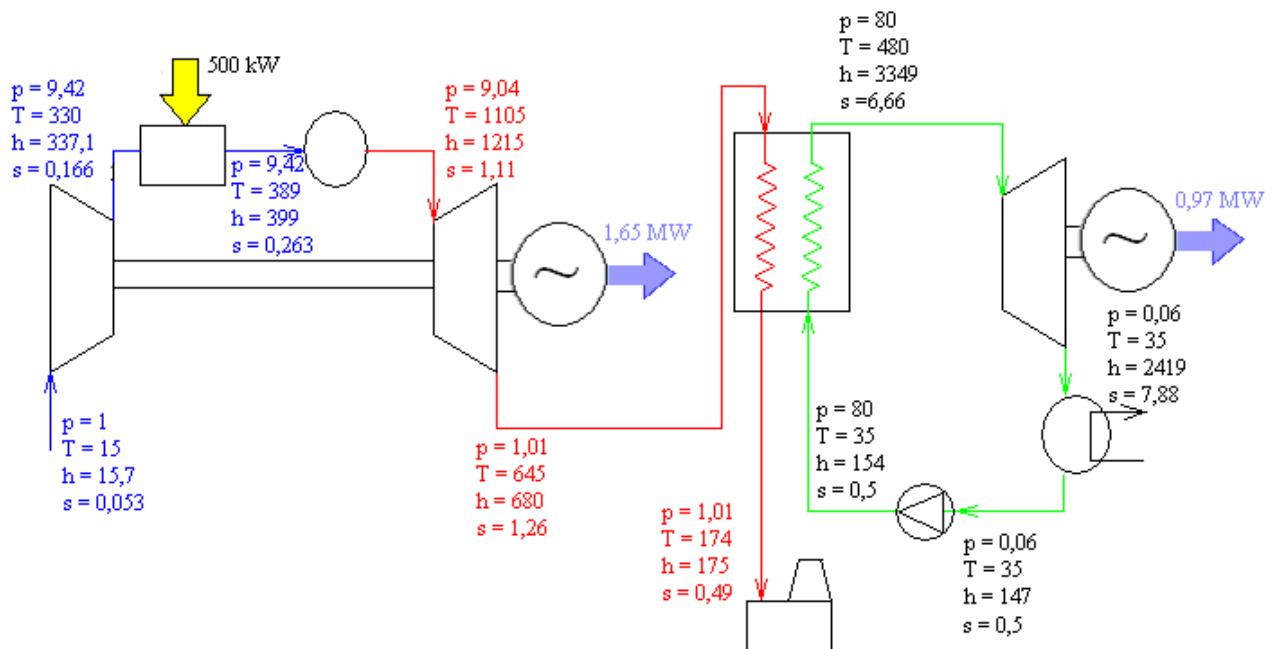


Fig. 16 – Punti termodinamici del ciclo combinato simulato; le pressioni sono in bar, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

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.

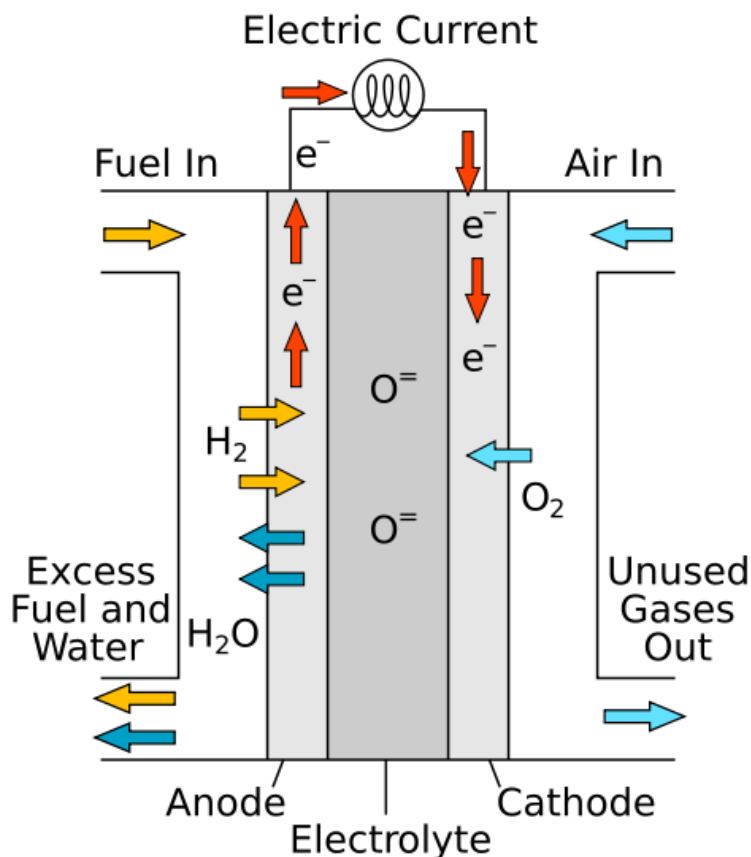


Fig. 17 – Schema di una SOFC.

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).

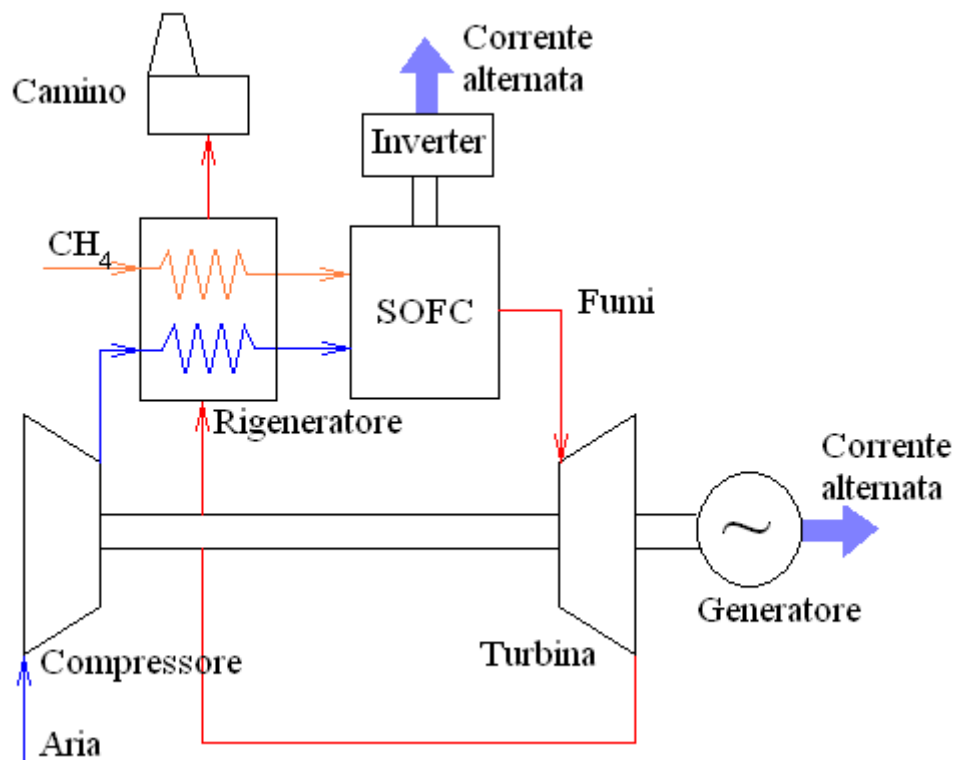


Fig. 18 – Ciclo combinato SOFC/TAG rigenerato.

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).

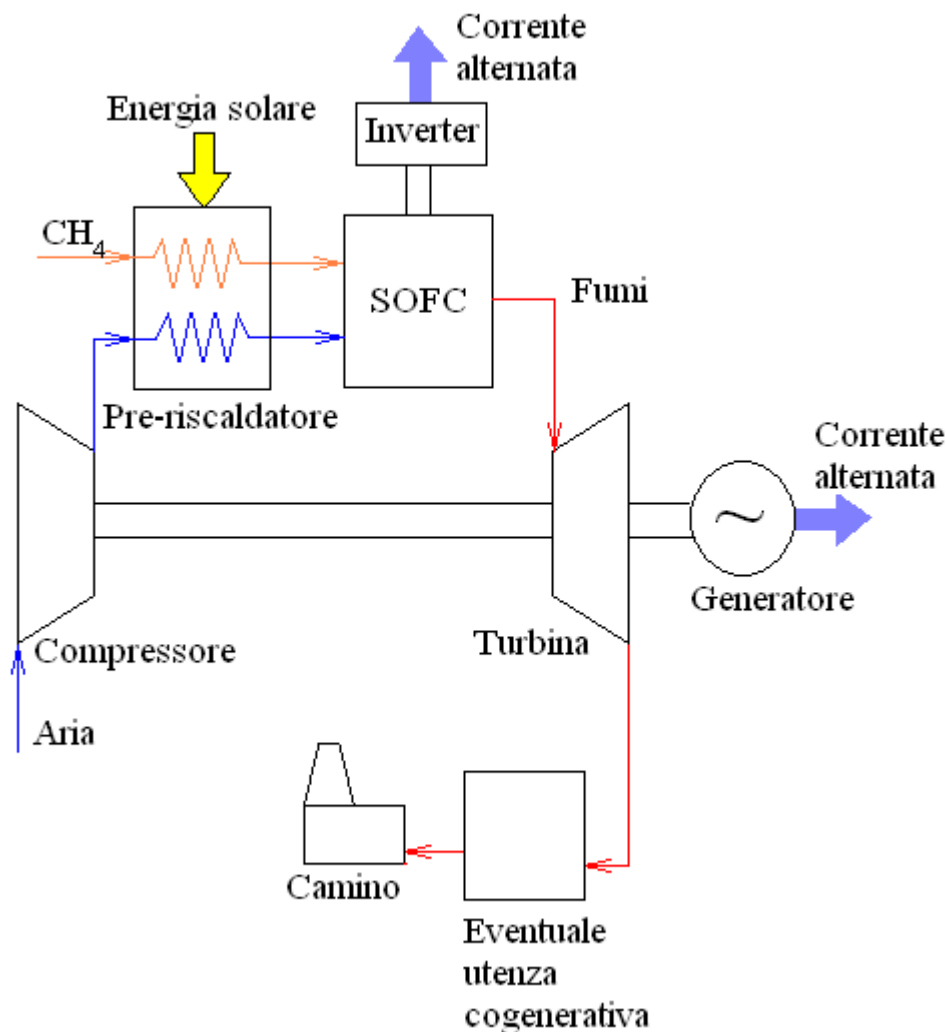


Fig. 19 – Ciclo SOFC/TAG con pre-riscaldatore solare.

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.

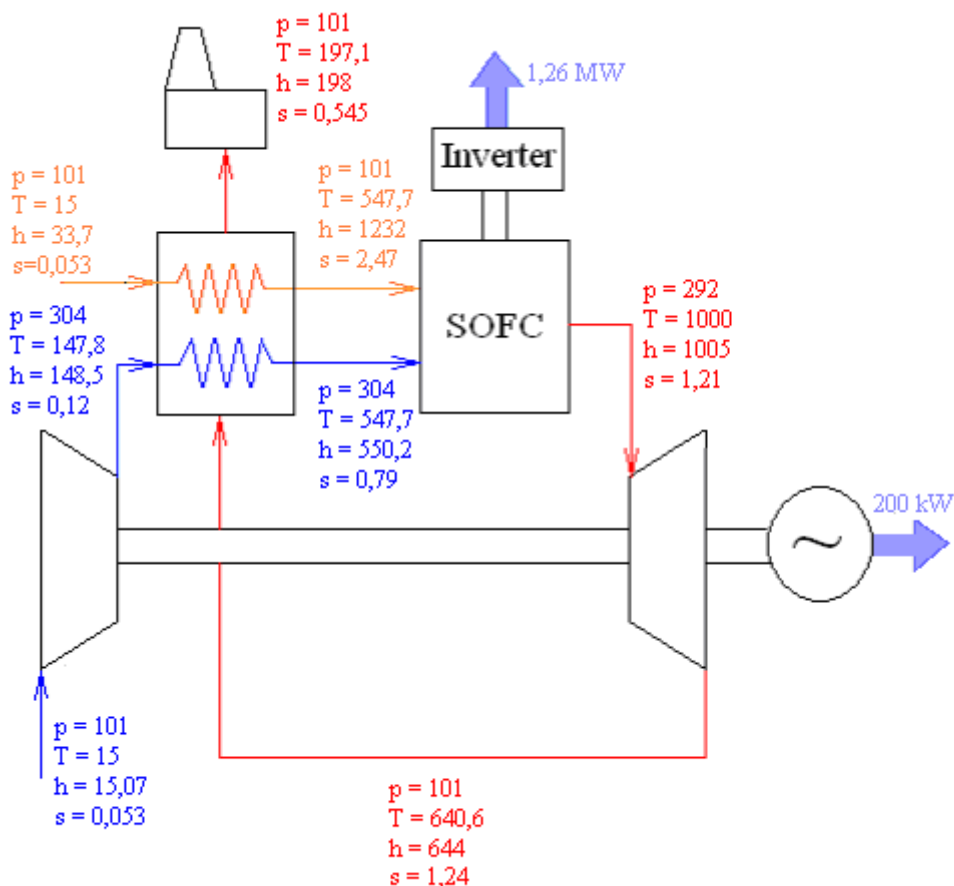


Fig. 20 – Punti termodinamici del ciclo SOFC/TAG rigenerato simulato; le pressioni sono in kPa, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

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].

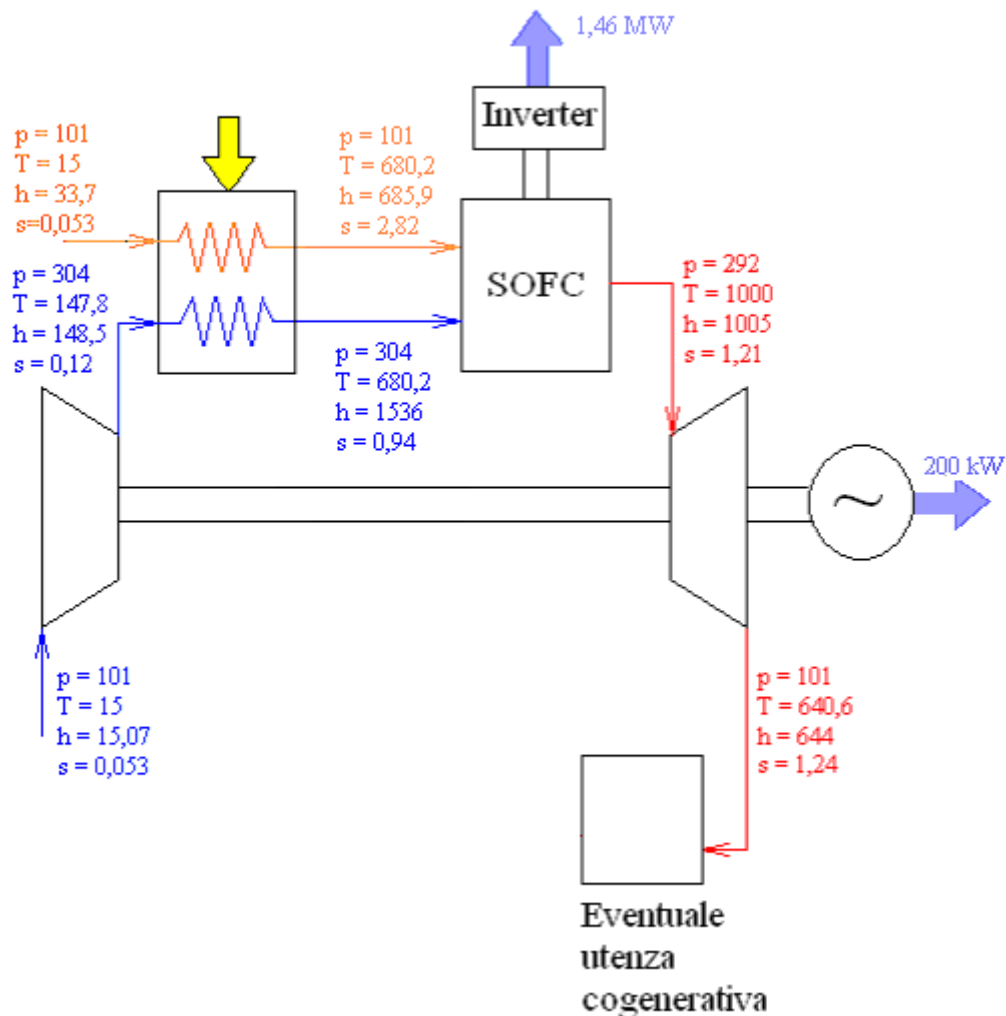


Fig. 21 – Punti termodinamici del ciclo SOFC/TAG con pre-riscaldatore solare; le pressioni sono in kPa, le temperature in °C, le entalpie in kJ/kg e le entropie in kJ/kgK.

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

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.

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 range 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 range. 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 record mondiale di efficienza (40.8%) è stato raggiunto 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.

Task 4.1 – Selezione del sito

La selezione del sito d'impianto del prototipo dimostrativo è stata effettuata concordemente con tutti gli altri soggetti coinvolti nel progetto STAR, e non solo con IBIMET come originariamente previsto dalla flow-chart del progetto. Il sito designato è una delle due terrazze dell'Osservatorio di Arcetri, a Firenze, di cui la figura 1 mostra una vista pianta dell'esistente, su cui è disegnata la posizione dei binari e del ricevitore; una visuale del sito è invece mostrata nella figura 2.

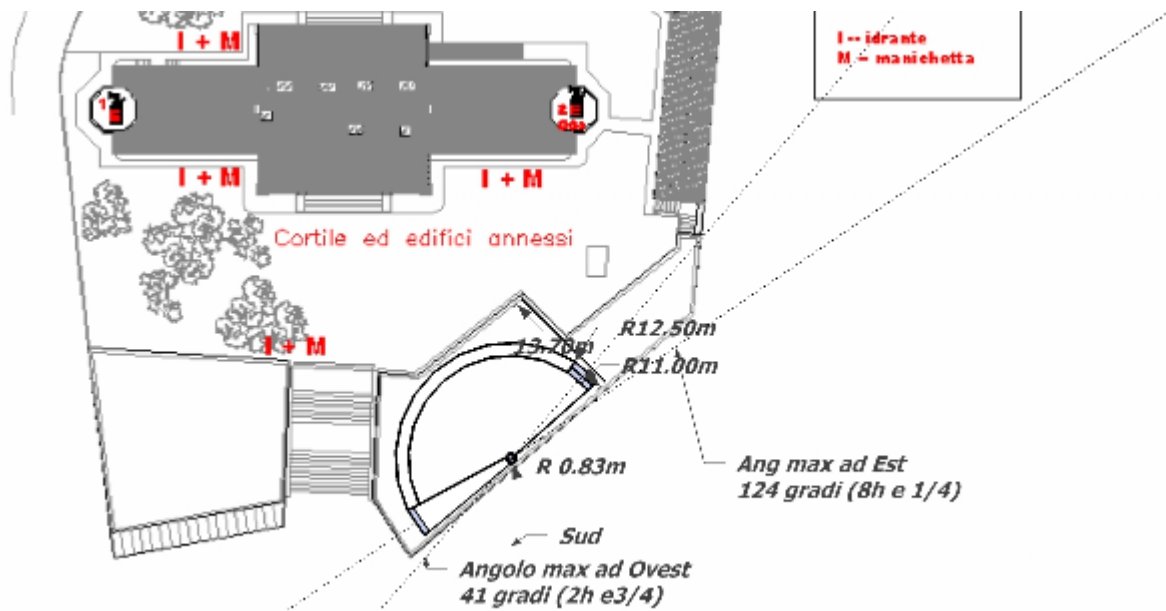


Fig. 1 – Pianta del sito selezionato (realizzata da P. Salinari, INAF).



Fig. 2 – Sito d'impianto durante il montaggio

Note conclusive

Il modo in cui è concepita la geometria del corpo nero, ovvero una cavità alettata, rappresenta un punto innovativo nel panorama delle tecniche utilizzate attualmente nello stato dell'arte del solare a concentrazione a torre. Un futuro sviluppo di questo progetto può consistere nel tramutare questo dispositivo, che attualmente è soltanto uno strumento di misura, in uno scambiatore di calore vero e proprio, in cui scorra un fluido termovettore capace di alimentare il ciclo di conversione energetica sottoposto, quale che sia di quelli già ampiamente descritti nel Task 2.2.

Questa riconversione può essere effettuata in due modi alternativi:

- a) circondando la cavità con tubazioni saldate sulla superficie esterna
- b) alettando la superficie esterna della cavità, in modo che il fluido possa lambire la parete esterna ottenendo un scambio termico efficace
- c) realizzando nelle alettature interne delle canalizzazioni ove far passare il fluido di raffreddamento.

Inoltre, essendo le temperature in gioco molto elevate, tutta la parte della scelta dei materiali e dei rivestimenti, dovrà essere adeguata alle nuove esigenze.

Infine, si ringraziano Dario Paganini per il contributo alla fase finale di realizzazione, Alessandro Paradisi per la sua pazienza, Alessandro Cavallaro per gli utili consigli e Stefano per il supporto sulle questioni elettroniche.