



Ricerca di Sistema elettrico

## Valutazione dell'utilizzo di fluidi gassosi in impianti solari termodinamici

*Antonio De Luca*

## VALUTAZIONE DELL'UTILIZZO DI FLUIDI GASSOSI IN IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI

Antonio De Luca (ENEA)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: ENERGIA ELETTRICA DA FONTE SOLARE

Obiettivo: Studio di configurazioni impiantistiche alternative

Responsabile del Progetto: Domenico Mazzei, ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI .....	6
2.1 CONDIZIONI DI RIFERIMENTO .....	6
2.2 PROPRIETÀ FISICHE DEI MATERIALI .....	7
2.3 PROPRIETÀ FISICHE DEI FLUIDI .....	9
2.4 CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO E DEL COEFFICIENTE DI ATTRITO.....	10
2.5 METODOLOGIA DI CALCOLO.....	11
2.6 DEFINIZIONE DEL LAYOUT DEL MODULO DEL CAMPO SOLARE .....	12
2.7 DEFINIZIONE DEL FLUIDO TERMOVETTORE .....	13
2.8 ANALISI DI CICLI TERMODINAMICI PER IMPIANTI SOLARI AD ARIA.....	20
2.9 CICLO APERTO CON RIGENERAZIONE ED INTER-REFRIGERAZIONE.....	21
2.10 CICLO CHIUSO CON RIGENERAZIONE ED INTER-REFRIGERAZIONE .....	23
2.11 CICLO CHIUSO CON RIGENERAZIONE, INTER-REFRIGERAZIONE ED ESPANSIONE FRAZIONATA CON RISCALDAMENTO RIPETUTO .....	26
2.12 SOLUZIONI PER MIGLIORARE IL RENDIMENTO DEL CICLO TERMODINAMICO .....	30
3 CONCLUSIONI.....	30
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	31

## Sommario

L'attività di ricerca ha l'obiettivo di valutare l'efficienza di raccolta di calore ad alta temperatura di un modulo del campo solare costituito da collettori lineari parabolici alimentati con fluido gassoso, per la produzione di energia elettrica con il ciclo termodinamico di Brayton.

La configurazione del modulo del campo solare è stata definita analizzando l'efficienza di raccolta della radiazione solare concentrata in funzione della pressione di esercizio del fluido termovettore, considerando le due possibili disposizioni dei collettori solari (collegamento in serie e in parallelo di due linee di raccolta di lunghezza 100 m, ognuna formata da due collettori di lunghezza 50 m). La scelta di utilizzare collettori di lunghezza 50 m, è legata alla necessità di ridurre la differenza di temperatura media tra i due rami della linea di tubi ricevitori di ogni collettore solare, per ridurre l'asimmetria rispetto al punto fisso centrale dell'allungamento dei tubi d'acciaio, per effetto dell'espansione termica.

La disposizione dei collettori per impianti ad alta pressione dipende anche dalle soluzioni impiantistiche adottate per migliorare il rendimento del ciclo termodinamico (es. ciclo con espansione frazionata e riscaldamento ripetuto), ma in generale è necessario tenere conto anche di diverse esigenze:

- Limitare la temperatura massima del tubo d'acciaio a circa 580 °C, per ridurre il degrado nel tempo delle caratteristiche fototermiche del coating cermet sviluppato da ENEA (rivestimento assorbente depositato sulla superficie esterna del tubo d'acciaio)
- Ridurre la differenza di temperatura tra le zone irraggiata e non irraggiata del tubo d'acciaio, per ridurre la curvatura che si genera per effetto delle dilatazioni termiche differenziali
- Aumentare la continuità di funzionamento dell'impianto solare (con il collegamento dei collettori in serie sarebbe possibile raggiungere la temperatura del fluido di 550 °C anche nel caso in cui un numero elevato di tubi ricevitori perdesse il vuoto)

Per definire il fluido ottimale per un impianto di potenza, sono stati considerati quattro fluidi gassosi: CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Aria, He. La valutazione dell'efficienza di questi gas ad assorbire calore solare ad alta temperatura, è stata fatta analizzando i risultati delle simulazioni di esercizio del modulo di riferimento, assumendo una radiazione solare efficace di 900 Wm<sup>-2</sup>.

Per definire il fluido ottimale di un impianto solare a gas è necessario tenere conto non solo degli aspetti tecnici, ma anche dei costi di approvvigionamento del fluido e della disponibilità sul mercato del compressore e della turbina. Mentre l'aria è a costo zero e la turbina e il compressore sono commercialmente disponibili, gli altri gas hanno un costo non trascurabile e probabilmente richiederebbero una fase iniziale di sviluppo, o comunque di adattamento e di ottimizzazione, del compressore e della turbina. A questi costi si aggiungerebbero i costi di caricamento del fluido sull'impianto e soprattutto i costi di reintegro delle perdite di gas in esercizio, che potrebbero non essere trascurabili, soprattutto per l'elio. L'uso dell'aria escluderebbe completamente questi costi e permetterebbe di sviluppare una filiera di impianti solari perfettamente ecocompatibili e a costi di esercizio contenuti.

Per definire il ciclo termodinamico di un impianto con collettori parabolici alimentati ad aria, sono state considerate tre configurazioni basate sul ciclo di Brayton:

- Ciclo aperto con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione dell'aria nei tubi d'acciaio circa 25 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione dell'aria nei tubi d'acciaio 50 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto (massima pressione dell'aria nei tubi d'acciaio 100 bar)

I primi due cicli hanno basso rendimento, il ciclo con espansione frazionata e riscaldamento ripetuto, ha invece un rendimento totale accettabile ma non competitivo rispetto agli impianti solari a sali fusi. Nel documento sono indicate le due soluzioni possibili per aumentare il rendimento del ciclo termodinamico con l'ultima configurazione d'impianto:

- Realizzare un tubo ricevitore di nuova concezione, con temperature di esercizio 700÷750 °C
- Realizzare un impianto ibrido con una caldaia a gas, in grado di aumentare la temperatura dell'aria all'ingresso della turbina da 550 a 750 °C, per raggiungere un rendimento totale del 40% circa.

## 1 Introduzione

Nella prima fase di sviluppo delle attività di ricerca è stato messo a punto un programma di calcolo che permette di valutare l'efficienza di raccolta del calore ad alta temperatura di un modulo del campo solare a collettori parabolici con fluido gassoso, per la produzione di energia elettrica con ciclo di Brayton.

Il programma è stato sviluppato per raggiungere i seguenti obiettivi:

- Definire il layout del modulo del campo solare di un impianto di potenza (numero dei collettori solari connessi in serie)
- Definire il fluido gassoso ottimale per un impianto di produzione di energia elettrica
- Studiare le caratteristiche del ciclo termodinamico con diverse soluzioni impiantistiche e valutare il rendimento totale dell'impianto

L'obiettivo finale è definire la configurazione di un impianto solare a fluido gassoso che permetta di produrre energia elettrica con un rendimento totale competitivo dal punto di vista tecnico-economico.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Condizioni di riferimento

Il calcolo dell'efficienza termica della linea di tubi ricevitori è stato realizzato considerando le seguenti condizioni di riferimento:

- Radiazione efficace:  $900 \text{ W m}^{-2}$
- Area della superficie riflettente di un collettore di lunghezza 50 m, proiettata sul piano normale alla direzione della radiazione solare diretta:  $283.2 \text{ m}^2$
- Temperatura del fluido nella sezione d'ingresso alla linea di tubi ricevitori:  $120 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura di uscita del fluido:  $550 \text{ }^\circ\text{C}$
- Intervallo della pressione di riferimento nella sezione d'ingresso alla linea di ricevitori:  $30\div 100 \text{ bar}$

Per valutare il rendimento ottico del sistema a concentrazione (collettore e tubo ricevitore), sono stati assunti i valori di efficienza riportati in Tabella 1 (<sup>1</sup>).

$\eta_1$ : Efficienza geometrica (dovuta allo schermo dei soffietti di dilatazione termica e delle giunzioni vetro metallo)	$\frac{4.06 - 0.2}{4.06} = 0.9507$
$\eta_2$ : Errore di tracking	0.994
$\eta_3$ : Errore geometrico (dovuto alla non corretta geometria e al disallineamento degli specchi)	0.98
$\rho_{cl}$ : riflettanza degli specchi puliti	0.935
$\eta_4$ : Effetto dello sporco degli specchi (riflettività da assumere entro l'intervallo: $0.88\div 0.93$ )	$\frac{\text{riflettività}}{\rho_{cl}} = \frac{0.92}{0.935} = 0.984$
$\eta_5$ : Effetto dello sporco del vetro del tubo ricevitore	$\frac{1 + \eta_4}{2} = \frac{1 + 0.984}{2} = 0.992$
$\eta_6$ : Possibile perdita di efficienza per errori non considerati	0.96
$\tau_{env}$ : Trasmittanza del tubo di vetro con coating antiriflesso	0.96
$\alpha$ : Assorbanza del coating cermet	0.946

**Tabella 1 – Parametri di efficienza ottica del sistema di concentrazione**

Tenendo conto dei dati riportati in tabella 1, è possibile definire le grandezze seguenti:

- Efficienza ottica sulla superficie del tubo di vetro :

$$\eta_{env} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \rho_{cl} \eta_4 \eta_5 \eta_6 = 0.8114$$

- Efficienza ottica sulla superficie esterna del rivestimento cermet:

$$\eta_{cer} = \eta_{env} \tau_{env} = 0.7789$$

- Efficienza ottica del sistema di concentrazione (collettore solare e tubo ricevitore), definita come il rapporto tra la potenza termica assorbita dal coating cermet e la componente della potenza raggiante che incide normalmente al piano di raccolta del collettore solare:

$$\eta_{opt} = \eta_{cer} \alpha = 0.73688$$

## 2.2 Proprietà fisiche dei materiali

### Tubo di acciaio inossidabile

Per questa applicazione dovrebbe essere sviluppato un nuovo tubo ricevitore di diametro maggiore, la Normativa di riferimento per la progettazione del tubo d'acciaio è ASME B31.1 Power piping, tube seamless, Spec. N. A213, Type TP316, Max Allowable Stress at 1100 °F: 10.3 ksi

Diametro esterno ( $m$ ):	0.08 (tubi d'acciaio con questo diametro e coating cermet sviluppato da ENEA, potrebbero essere già prodotti su scala industriale)
Spessore ( $m$ ):	0.005 ÷ 0.006 (funzione della pressione interna)
Conducibilità termica acciaio ( $Wm^{-1} \circ C^{-1}$ ):	$K_a = 14.106 + 1.38 \cdot 10^{-2} T$ ( $T$ in °C)

### Tubo di vetro

Tubo di vetro borosilicato

Diametro esterno ( $m$ ):	0.125
Spessore ( $m$ ):	0.003
Conducibilità termica del vetro ( $Wm^{-1} \circ C^{-1}$ ):	$K_v(T) = 1.16$
Emissività del vetro:	$\varepsilon_v(T) = 0.89 + 2.76 \cdot 10^{-5} T + 2.12 \cdot 10^{-7} T^2$ ( $T$ in °C)
Trasmittanza del vetro nello spettro solare:	Definita come il valore medio nello spettro solare del coefficiente di trasmissione in funzione della lunghezza d'onda. La Figura 2.1 mostra il risultato della misura di $t(\lambda)$ realizzata in laboratorio. Il valore medio è pari a circa 0.96.

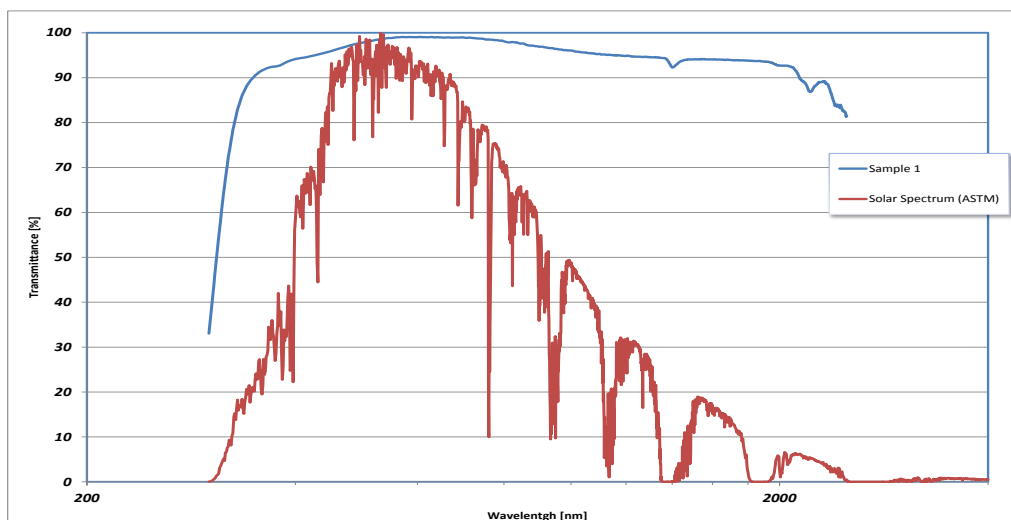


Figura 2.1 – Coefficiente di trasmissione del vetro in funzione della lunghezza d'onda

**Coating cermet**

L'assorbanza è definita come il valore medio del coefficiente di assorbimento monocromatico  $a_c(\lambda) = 1 - r_c(\lambda)$ , nell'intervallo di lunghezza d'onda dello spettro solare, dove  $r_c(\lambda)$  è il coefficiente di riflessione in funzione della lunghezza d'onda, misurato in laboratorio con uno spettrofotometro IR (l'andamento di  $r_c(\lambda)$  è mostrato in Figura 2.2. L'assorbanza del cermet sviluppato da ENEA è pari a circa 0.95.

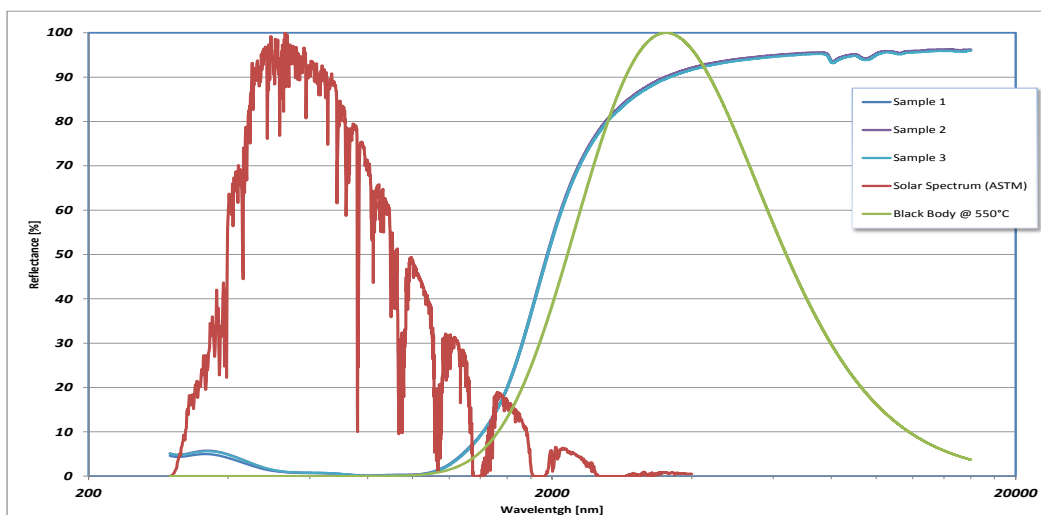


Figura 2.2 – Coefficiente di riflessione del cermet ENEA in funzione della lunghezza d’onda.

Il polinomio interpolatore dell'emittanza del coating cermet in funzione della temperatura del tubo d'acciaio ha l'espressione seguente:

$$\varepsilon_c(T) = 2.48185 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 3.72842 \cdot 10^{-6} T + 6.80058 \cdot 10^{-2} \quad (T \text{ in } ^\circ\text{C})$$

Il grafico di  $\varepsilon_c(T)$  è mostrato in Figura 2.3.

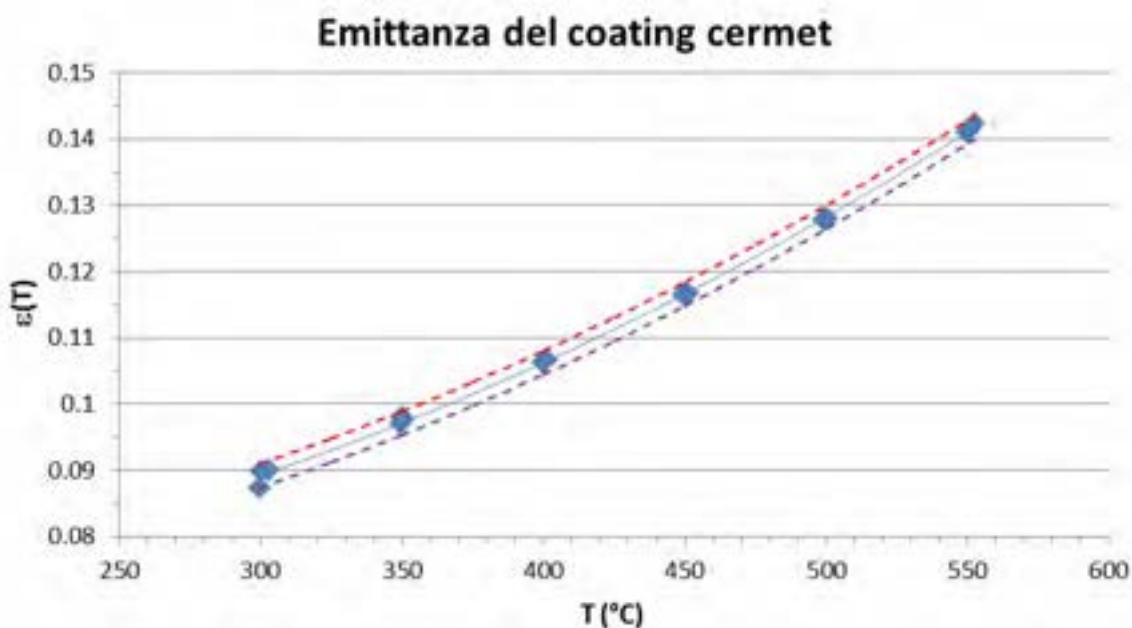


Figura 2.3 – Emittanza del cermet ENEA con i limiti di dispersione statistica al 99.7%

### 2.3 Proprietà fisiche dei fluidi

Di seguito sono riassunte le caratteristiche fisiche dei fluidi gassosi analizzati.

#### **Caratteristiche fisiche dell'anidride carbonica ( $T$ in $^{\circ}\text{C}$ )**

Calore specifico ( $J\text{kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$c_p(T) = 801.49 + 1.0789 T - 8.359 \cdot 10^{-4} T^2 + 2.3183 \cdot 10^{-7} T^3$$

Conducibilità termica ( $Wm^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$K(T) = 1.3881 \cdot 10^{-2} + 8.6686 \cdot 10^{-5} T - 1.8946 \cdot 10^{-8} T^2$$

Viscosità dinamica ( $Pa\ s$ ):

$$\mu(T) = 1.4095 \cdot 10^{-5} + 4.2695 \cdot 10^{-8} T - 9.6188 \cdot 10^{-12} T^2$$

#### **Caratteristiche fisiche dell'aria ( $T$ in $^{\circ}\text{C}$ )**

Calore specifico ( $J\text{kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$c_p(T) = 1001.1 + 3.80649 \cdot 10^{-2} T + 4.35826 \cdot 10^{-4} T^2 - 3.93325 \cdot 10^{-7} T^3 + 1.02276 \cdot 10^{-10} T^4$$

Conducibilità termica ( $Wm^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$K(T) = 2.42441 \cdot 10^{-2} + 6.09303 \cdot 10^{-5} T - 2.47246 \cdot 10^{-9} T^2 - 5.64001 \cdot 10^{-12} T^3$$

Viscosità dinamica ( $Pa\ s$ ):

$$\mu(T) = 1.74884 \cdot 10^{-5} + 4.24984 \cdot 10^{-8} T - 1.10522 \cdot 10^{-11} T^2$$

Coefficiente di espansione termica ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$\alpha(T) = 3.664 \cdot 10^{-3} - 1.202 \cdot 10^{-5} T + 2.718 \cdot 10^{-8} T^2 - 3.51 \cdot 10^{-11} T^3 + 2.27 \cdot 10^{-14} T^4 - 5.662 \cdot 10^{-18} T^5$$

#### **Caratteristiche fisiche dell'azoto ( $T$ in $^{\circ}\text{C}$ )**

Calore specifico ( $J\text{kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$c_p(T) = 1036.5 + 1.8216 \cdot 10^{-2} T + 2.7046 \cdot 10^{-4} T^2 + 1.6034 \cdot 10^{-7} T^3 - 3.0122 \cdot 10^{-10} T^4$$

Conducibilità termica ( $Wm^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$K(T) = 2.4450 \cdot 10^{-2} + 6.1057 \cdot 10^{-5} T - 1.7804 \cdot 10^{-9} T^2$$

Viscosità dinamica ( $Pa\ s$ ):

$$\mu(T) = 1.6616 \cdot 10^{-5} + 4.2003 \cdot 10^{-8} T - 1.4043 \cdot 10^{-11} T^2$$

#### **Caratteristiche fisiche dell'elio ( $T$ in $^{\circ}\text{C}$ )**

Calore specifico ( $J\text{kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$c_p(T) = 5.1832 \cdot 10^3$$

Conducibilità termica ( $Wm^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ):

$$K(T) = 1.418 \cdot 10^{-1} + 2.0742 \cdot 10^{-4} T + 2.0754 \cdot 10^{-7} T^2 - 1.1587 \cdot 10^{-10} T^3$$

Viscosità dinamica ( $Pa\ s$ ):

$$\mu(T) = 1.8074 \cdot 10^{-5} + 3.9786 \cdot 10^{-8} T - 5.5254 \cdot 10^{-12} T^2$$

## 2.4 Correlazioni di scambio termico e del coefficiente di attrito

- Correlazione di scambio termico tra fluido gassoso e parete interna del tubo d'acciaio (Dittus-Bolter):

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = \frac{h_c D_i}{k} : \text{Numero di Nusselt}$$

$$Re = \frac{\rho u D_i}{\mu} : \text{Numero di Reynolds}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} : \text{Numero di Prandtl}$$

- Coefficiente di scambio termico per irraggiamento tra cermet e superficie interna del tubo di vetro:

$$h_i = \frac{\sigma_0 (T_c^4 - T_v^4)}{\left[ \left( \frac{1}{\varepsilon_c} \right) + \frac{r_a}{r_v} \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right) \right] (T_c - T_v)}$$

$\sigma_0$ : Costante di Stefan-Boltzmann ( $5.6704 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{K}^{-4}$ )

$T_c$ : Temperatura del coating cermet (K)

$T_v$ : Temperatura della superficie interna del tubo di vetro (K)

$\varepsilon_c(T)$ : Emissività del coating cermet

Emissività del vetro:  $\varepsilon_v(T) = 0.89 + 2.76 \cdot 10^{-5} T + 2.12 \cdot 10^{-7} T^2$  (T in °C)

- Coefficiente di scambio termico per irraggiamento tra superficie esterna del tubo di vetro e ambiente ( $\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ):

$$h_{iv} = \sigma_0 \varepsilon_v \frac{T_{ve}^4 - T_{sky}^4}{T_{ve} - T_{amb}}$$

$T_{sky} = T_{amb} - \delta$ : Temperatura definita per valutare con maggior precisione il flusso termico per irraggiamento tra vetro e ambiente. In letteratura esistono diverse correlazioni per valutare  $T_{sky}$  in funzione della temperatura ambiente, questa è la più semplice.

- Correlazioni di scambio termico tra superficie esterna del tubo di vetro e ambiente:

a) Scambio termico in convezione naturale

$$Nu = \left\{ 0.6 + 0.387 Ra^{\frac{1}{4}} \left[ 1 + (0.559 Pr^{-1})^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}} \right\}^2$$

Dove  $Ra$  è il numero di Raleygh ( $Ra = Gr \cdot Pr$ )

b) Scambio termico in convezione forzata ( $v_{wind} > 1 \text{ m s}^{-1}$ )

Correlazione di Hilpert:

$$Nu = B Re^n$$

Dove i parametri  $B$  ed  $n$  sono riportati in tabella 2, in funzione del numero di Reynolds ( $Re$ ).

$Re$	$n$	$B$
1÷4	0.33	0.891
4÷40	0.385	0.821
40÷4000	0.466	0.615
4000÷40000	0.618	0.174
40000÷250000	0.805	0.0239

**Tabella 2 – Parametri della correlazione di scambio termico di Hilpert**

- Correlazione per il calcolo del coefficiente di attrito ( $f = 4f_{Fanning}$ ):

Formula di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3.71D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

$\varepsilon$  : Rugosità della parete interna del tubo d'acciaio

$D$  : Diametro interno del tubo d'acciaio

## 2.5 Metodologia di calcolo

Il calcolo è basato sull'ipotesi che il comportamento del fluido possa essere approssimato a quello di un gas perfetto. I calcoli sono stati eseguiti per ogni tubo della linea, risolvendo per iterazioni successive il sistema di equazioni seguente:

- Equazione di conservazione dell'energia:  $H_2 - H_1 + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = Q - \Delta R_{1-2}$
- Equazione di stato dei gas perfetti:  $Pv = \frac{RT}{M_{gas}}$
- Variazione di Entalpia del fluido:  $dH = c_p dT$
- Relazione tra calore assorbito e variazione di Entalpia:  $dQ = dH - vdP$
- Equazione di continuità:  $\rho u = costante$

Dove:

$H$  : Entalpia ( $J kg^{-1}$ )

$P$  : Pressione ( $Pa$ )

$v$  : Volume specifico ( $m^3 kg^{-1}$ )

$u$  : Velocità ( $m s^{-1}$ )

$Q$  : Energia termica assorbita dal fluido ( $J kg^{-1}$ )

$\Delta R_{1-2}$  : Perdite di carico ( $J kg^{-1}$ )

$c_p$  : Calore specifico a pressione costante ( $J kg^{-1} °C^{-1}$ )

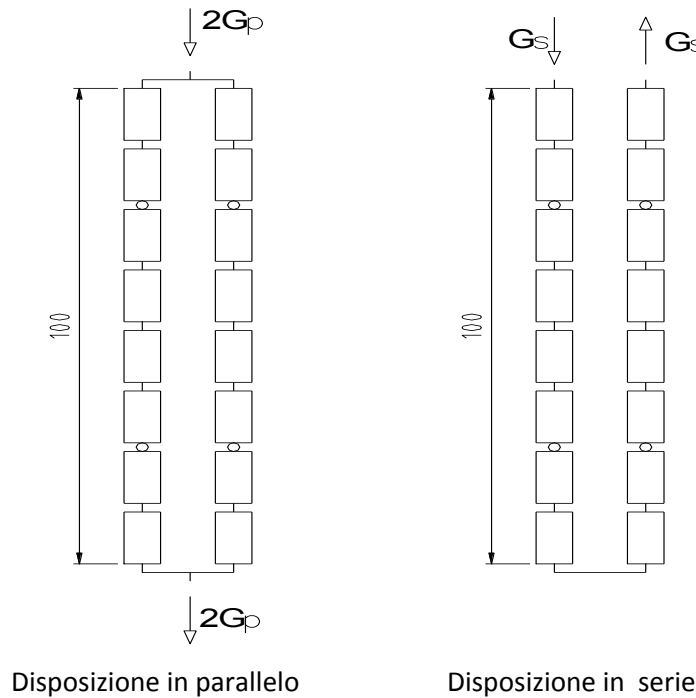
- $R$ : Costante dei gas ( $8314 \text{ J mole}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )
- $T$ : Temperatura ( $K$ )
- $M_{gas}$ : Peso molecolare del fluido gassoso

Fissate le temperature di ingresso e di uscita del fluido dal modulo del campo solare, la radiazione efficace e la temperatura ambiente, il calcolo è stato effettuato per iterazioni successive, partendo da un valore di prima approssimazione del rendimento termico medio dei tubi ricevitori (definito come valore medio su tutti i tubi ricevitori del rapporto tra la potenza termica assorbita dal fluido termovettore e la potenza raggianti assorbita dal cermet. Il rendimento termico è funzione della temperatura media del tubo d'acciaio.

### 2.6 Definizione del layout del modulo del campo solare

Per definire il layout del modulo del campo solare di un impianto con fluido gassoso, è necessario valutare l'efficienza di raccolta della radiazione solare concentrata nelle due possibili disposizioni dei collettori solari schematizzate in Figura 2.4.

Per entrambe le configurazioni è possibile raggiungere la temperatura massima del fluido di  $550 \text{ }^\circ\text{C}$ , regolando le portate  $G_p$  e  $G_s$  ( $\text{kg s}^{-1}$ ), in funzione del valore efficace della radiazione solare diretta.



**Figura 2.4 - Schema delle configurazioni possibili dei collettori nel campo solare**

Come parametro di confronto è stata utilizzata l'efficienza di raccolta dell'energia solare, definita dal rapporto tra la potenza termica assorbita dal fluido termovettore, al netto della potenza di pompaggio ideale (isoentropica) e la potenza termica assorbita dal coating cermet:

$$\eta_E = \frac{P_{ta} - P_p}{P_{ta} + P_{td}}$$

- $\eta_E$ : Efficienza energetica
- $P_{ta}$ : Potenza termica assorbita dal fluido ( $kW$ )
- $P_p$ : Potenza di pompaggio ( $kW$ )
- $P_{td}$ : Potenza termica dispersa per irraggiamento dal tubo d'acciaio ( $kW$ )

La tabella 3 riassume i valori calcolati considerando l'aria come fluido termovettore.

Pressione (bar)	Collettori in parallelo	Collettori in serie
30	0.8898	0.8485
40	0.8937	0.8771
50	0.8955	0.8902
60	0.8965	0.8973
80	0.8975	0.9043
100	0.8980	0.9076

**Tabella 3 – Efficienza energetica in funzione della pressione nella sezione di ingresso alla linea di tubi ricevitori**

Dall'analisi dei dati riportati nella tabella 3, si possono fare alcune considerazioni:

- Per il collegamento in parallelo, l'aumento di pressione non comporta un incremento sostanziale di efficienza energetica
- Al di sotto di 60 bar l'efficienza del collegamento in parallelo è maggiore rispetto al collegamento in serie, ma a pressione superiore quest'ultima è leggermente superiore

Per impianti ad alta pressione la connessione in serie sarebbe la soluzione migliore perché terrebbe conto anche di altre esigenze:

- Limitare la temperatura massima del tubo d'acciaio a circa 580 °C, per ridurre il degrado delle caratteristiche fototermiche del cermet nel tempo
- Ridurre la differenza di temperatura tra le zone irraggiata e non irraggiata dei tubi d'acciaio e di vetro
- Aumentare la continuità di funzionamento dell'impianto (la temperatura di uscita a 550 °C del fluido gassoso sarebbe garantita anche nel caso in cui un numero elevato di tubi ricevitori perdesse il vuoto)

Per queste motivazioni si è assunto che la configurazione di riferimento del modulo del campo solare sia costituita da 4 collettori parabolici di lunghezza 50 m connessi in serie.

## 2.7 Definizione del fluido termovettore

Le tabelle 4, 5, 6, 7, riassumono i valori delle grandezze calcolate simulando le condizioni di esercizio di un modulo del campo solare composto da 4 collettori da 50 m connessi in serie, con una radiazione solare efficace di  $900 \text{ Wm}^{-2}$  e temperatura ambiente 20 °C. Questi dati permettono di confrontare l'efficienza di raccolta di calore ad alta temperatura dei fluidi di riferimento, per definire la soluzione più conveniente dal punto di vista tecnico per un impianto di produzione di energia elettrica.

Dall'analisi dei dati è possibile fare alcune osservazioni:

- Per tutti i gas, l'effetto dell'aumento della pressione sulla efficienza di raccolta del calore, è evidenziato dall'aumento della potenza termica assorbita al netto della potenza di pompaggio ideale (isoentropica). Per la  $\text{CO}_2$ , l'aumento della pressione da 30 a 100 bar comporta un incremento della potenza termica netta assorbita di circa 10.5 kW. Per l'aria tale incremento sarebbe 22.9 kW, per l'azoto 22.6 kW, per l'elio circa 12 kW. Ciò è dovuto alla riduzione delle perdite di carico per effetto della riduzione della velocità, causata dall'aumento della densità dei gas. Per la  $\text{CO}_2$ , l'aumento della pressione di esercizio da 30 a 100 bar, porterebbe ad una riduzione della potenza di pompaggio da 10.11 a 0.89 kW, per l'aria da 24.34 a 2.16 kW, per l'elio da 12.93 a

1.17 kW. La Figura 2.5 mostra le curve della potenza netta assorbita dai diversi fluidi gassosi, in funzione della pressione nella sezione d'ingresso alla linea di tubi ricevitori.

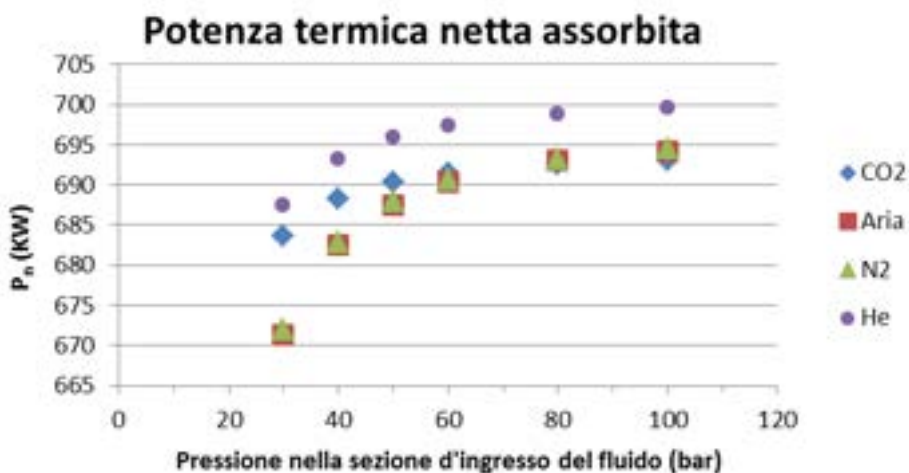


Figura 2.5 – Potenza termica netta assorbita

La Figura 2.6 mostra le curve della potenza di pompaggio ideale (isoentropica), in funzione della pressione nella sezione d'ingresso alla linea di tubi ricevitori.



Figura 2.6 – Potenza di pompaggio ideale (isoentropica)

La Figura 2.7 mostra la perdita di pressione (bar), tra ingresso e uscita alla linea di tubi ricevitori.

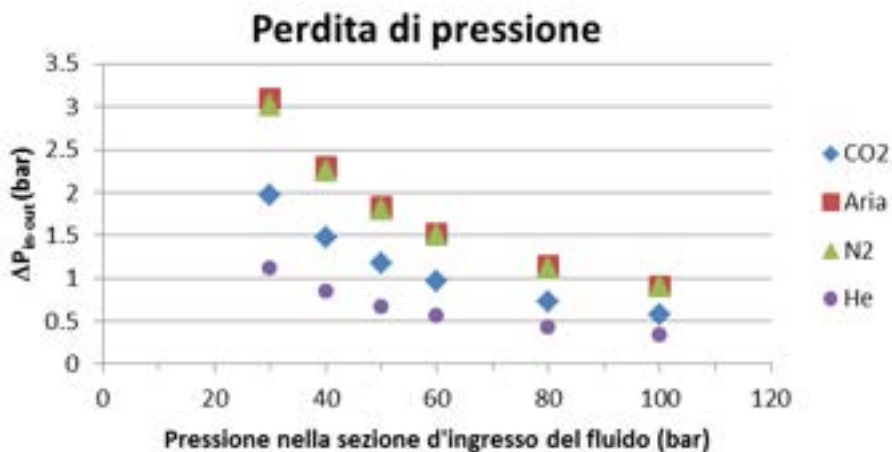


Figura 2.7 – perdita di pressione tra le sezioni di ingresso e uscita della linea di tubi ricevitori

- Escludendo l'elio, i numeri di Reynolds (Re), sono alti e abbastanza simili per tutti i gas, ciò significa

che il regime di flusso è completamente turbolento (condizioni ottimali di scambio termico). Per l'elio i valori di Re sono nettamente inferiori e variano poco con la pressione. Nonostante ciò questo gas ha le migliori caratteristiche di raccolta della radiazione solare concentrata, perché è maggiore la potenza termica assorbita dal fluido, minore la temperatura media del tubo d'acciaio e quindi minore la perdita di calore per irraggiamento verso l'ambiente. L'elio è l'unico tra i fluidi riferimento che permetterebbe di avere una temperatura media del cermet nella zona irraggiata inferiore al valore limite stabilito per garantire nel tempo la stabilità termochimica (580 °C). Per gli altri gas questo limite è superato al centro della zona irraggiata dell'ultimo tubo ricevitore, con una temperatura massima di circa 588 °C, per cui non è ritenuta una condizione particolarmente critica per il cermet.

- Se si esclude l'elio, la portata in massa per i restanti gas è praticamente la stessa (circa  $1.5 \text{ kg s}^{-1}$ ) ed è abbastanza indipendente dalla pressione di esercizio. Per l'elio la portata è nettamente inferiore (circa  $0.31 \text{ kg s}^{-1}$ ), per effetto della bassa densità, che a parità di pressione, comporta una maggiore velocità di flusso rispetto agli altri gas, di cui è necessario tenere conto (le vibrazioni flessionali del tubo d'acciaio sono legate a piccole variazioni di pressione impulsive generate dalla turbolenza)

La Figura 2.8 mostra le curve della velocità di uscita del gas dall'ultimo tubo della linea di ricevitori.

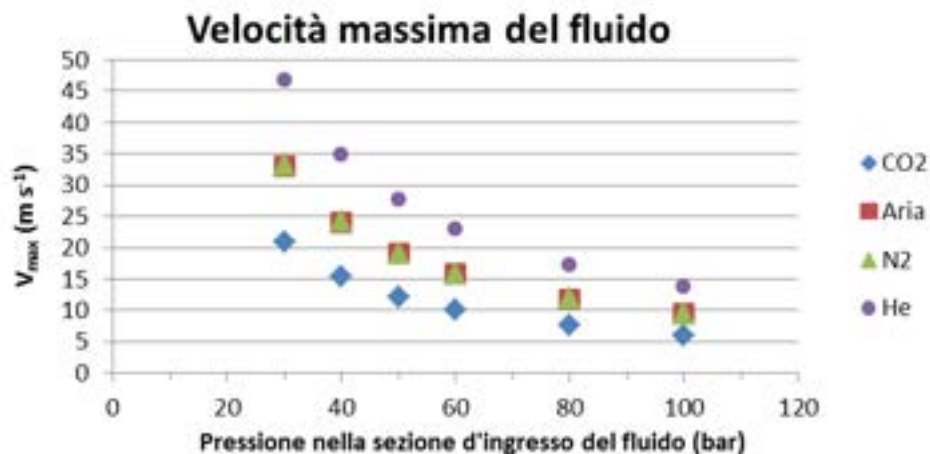


Figura 2.8 – Velocità di uscita del fluido dalla linea di tubi ricevitori

- Considerando la potenza termica assorbita dal gas e la potenza di pompaggio ideale ceduta al fluido (compressione isoentropica, lavoro ceduto al fluido pari al prodotto della perdita di carico in  $\text{J kg}^{-1}$ , per la portata in  $\text{kg s}^{-1}$ ), l'aria e l'azoto sono praticamente equivalenti, cioè la potenza termica netta assorbita dai due fluidi è praticamente la stessa
- La potenza termica netta assorbita dall'aria a 30 bar è inferiore di circa 12 kW rispetto a quella assorbita dalla CO<sub>2</sub>, ma a pressioni maggiori di circa 60 bar i due fluidi sono praticamente equivalenti (a 100 bar la potenza termica netta assorbita dall'aria è maggiore di circa 1 kW rispetto alla CO<sub>2</sub>)

Oltre alle considerazioni evidenziate nei punti precedenti, è chiaro che la scelta del fluido gassoso dipende anche dai costi e dalla disponibilità sul mercato della turbina e del compressore, che dovrebbero essere specifici per il fluido termovettore prescelto.

Mentre per l'aria questi componenti possono essere considerati commerciali, perché comunemente utilizzati negli impianti di produzione turbogas (in cui il fluido che espande in turbina è una miscela di aria e prodotti di combustione), per gli altri gas molto probabilmente sarebbe necessaria una fase di sviluppo, o comunque di ottimizzazione del compressore e della turbina. A questi costi si aggiungerebbero i costi di primo caricamento e di avviamento dell'impianto e soprattutto i costi di reintegro delle perdite di gas in esercizio, dovute all'inevitabile leakage, che potrebbe essere elevato soprattutto per l'elio.

L'uso di aria secca escluderebbe completamente questi costi e contribuirebbe a sviluppare questa filiera di impianti che sarebbero ecocompatibili e a costi di esercizio contenuti.

Fluido termovettore	CO <sub>2</sub>					
	30	40	50	60	80	100
Pressione all'ingresso del primo ricevitore ( <i>bar</i> )	30	40	50	60	80	100
Portata ( <i>kg s<sup>-1</sup></i> )	1.488	1.496	1.50	1.501	1.503	1.504
Densità all'ingresso del primo ricevitore ( <i>kg m<sup>-3</sup></i> )	40.94	54.59	68.24	81.89	109.18	136.48
Velocità all'ingresso del primo ricevitore ( <i>m s<sup>-1</sup></i> )	9.44	7.12	5.71	4.76	3.58	2.86
Numero di Reynolds nel primo ricevitore	1401514	1409076	1412549	1414428	1416293	1417153
Pressione nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>bar</i> )	28.35	38.77	49.02	59.18	79.39	99.51
Densità nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>kg m<sup>-3</sup></i> )	18.48	25.25	31.91	38.53	51.67	64.77
Velocità di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>m s<sup>-1</sup></i> )	20.92	15.39	12.21	10.13	7.56	6.03
Numero di Reynolds nell'ultimo ricevitore	782911	786789	788579	789549	790514	790960
Temperatura del gas nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore (°C)	550.0	550.5	550.8	550.9	551.03	551.08
Efficienza termica media della linea di ricevitori	0.9101	0.9101	0.9101	0.9102	0.9102	0.9102
Potenza termica assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	694.00	694.02	694.02	694.03	694.03	694.03
Potenza termica dispersa per irraggiamento dal tubo d'acciaio ( <i>kW</i> )	68.53	68.52	68.51	68.51	68.50	68.50
Perdite di carico nella tubazione ( <i>bar</i> )	1.97	1.47	1.17	0.97	0.73	0.58
Potenza di pompaggio ideale, isoentropica ( <i>kW</i> )	10.11	5.62	3.58	2.48	1.39	0.89
Potenza termica netta ideale assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	683.63	688.25	690.36	691.49	692.6	693.12
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio (°C)	201.37	201.10	200.98	200.91	200.85	200.82
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio (°C)	191.57	191.31	191.18	191.12	191.05	191.02
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio (°C)	131.19	131.18	131.17	131.17	131.17	131.17
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio (°C)	131.16	131.15	131.15	131.14	131.14	131.14
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro (°C)	28.94	28.90	28.89	28.88	28.87	28.87
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro (°C)	29.25	29.21	29.20	29.19	29.18	29.18
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo di vetro (°C)	21.59	21.59	21.59	21.59	21.59	21.59
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo di vetro (°C)	21.46	21.45	21.46	21.46	21.46	21.46
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	587.87	588.22	588.38	588.45	588.53	588.56
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	582.20	582.56	582.72	582.79	582.87	582.91
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	545.58	546.12	546.36	546.48	546.60	546.84
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	544.78	545.32	545.55	545.67	545.79	545.84
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro (°C)	172.44	172.68	172.78	172.83	172.88	172.90
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro (°C)	179.75	180.01	180.11	180.17	180.22	180.25
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro (°C)	150.68	151.03	151.18	151.25	151.33	151.36
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro (°C)	145.17	145.49	145.63	145.71	145.78	145.81

**Tabella 4 – Grandezze termiche e fluidodinamiche per un modulo di 200 m alimentato con CO<sub>2</sub>**

Fluido termovettore	Aria					
	30	40	50	60	80	100
Pressione all'ingresso del primo ricevitore ( <i>bar</i> )	30	40	50	60	80	100
Portata ( $kg\ s^{-1}$ )	1.50	1.515	1.525	1.530	1.535	1.537
Densità all'ingresso del primo ricevitore ( $kg\ m^{-3}$ )	26.95	35.94	44.93	53.91	71.88	89.85
Velocità all'ingresso del primo ricevitore ( $m\ s^{-1}$ )	14.42	10.96	8.82	7.37	5.55	4.44
Numero di Reynolds nel primo ricevitore	1202742	1218373	1225660	1229632	1233591	1235428
Pressione nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>bar</i> )	27.43	38.07	48.45	58.71	79.03	99.22
Densità nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( $kg\ m^{-3}$ )	11.81	16.36	20.81	25.21	33.92	42.58
Velocità di uscita dall'ultimo ricevitore ( $m\ s^{-1}$ )	32.92	24.07	19.04	15.77	11.75	9.38
Numero di Reynolds nell'ultimo ricevitore	729093	737815	741912	744154	746394	747435
Temperatura del gas nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( $^{\circ}C$ )	547.01	548.43	549.03	549.34	549.63	549.77
Efficienza termica media della linea di ricevitori	0.9132	0.9133	0.9133	0.9133	0.9133	0.9134
Potenza termica assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	696.38	696.42	696.43	696.45	696.46	696.47
Potenza termica dispersa per irraggiamento dal tubo d'acciaio ( <i>kW</i> )	66.15	66.12	66.09	66.08	66.07	66.06
Perdite di carico nella tubazione ( <i>bar</i> )	3.09	2.30	1.83	1.52	1.14	0.91
Potenza di pompaggio ideale, isoentropica ( <i>kW</i> )	24.34	13.61	8.68	6.02	3.38	2.16
Potenza termica netta ideale assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	671.38	682.46	687.54	690.28	693.00	694.25
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	192.71	192.14	191.88	191.75	191.61	191.55
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	182.84	182.27	182.01	181.87	181.73	181.67
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	130.04	130.01	130.00	129.99	129.99	129.98
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	130.01	129.98	129.97	129.96	129.96	129.96
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	27.85	27.78	27.74	27.73	27.71	27.71
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	28.13	28.06	28.02	28.01	27.99	27.99
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	21.49	21.48	21.48	21.48	21.48	21.48
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	21.36	21.35	21.35	21.35	21.35	21.35
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	586.81	587.77	588.16	588.36	588.55	588.63
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	581.11	582.09	582.49	582.69	582.88	582.97
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	542.42	543.85	544.45	544.76	545.06	545.20
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	541.63	543.06	543.66	543.97	544.26	544.40
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	171.74	172.38	172.64	172.77	172.89	172.95
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	179.00	179.68	179.96	180.10	180.23	180.30
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	148.69	149.59	149.97	150.16	150.35	150.44
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	143.28	144.13	144.50	144.68	144.86	144.94

**Tabella 5 – Grandezze termiche e fluidodinamiche per un modulo di 200 m alimentato con Aria**

Fluido termovettore	N <sub>2</sub>					
	30	40	50	60	80	100
Pressione all'ingresso del primo ricevitore ( <i>bar</i> )	30	40	50	60	80	100
Portata ( <i>kg s<sup>-1</sup></i> )	1.459	1.478	1.487	1.491	1.496	1.498
Densità all'ingresso del primo ricevitore ( <i>kg m<sup>-3</sup></i> )	26.07	34.76	43.44	52.13	69.51	86.89
Velocità all'ingresso del primo ricevitore ( <i>m s<sup>-1</sup></i> )	14.55	11.05	8.89	7.43	5.59	4.48
Numero di Reynolds nel primo ricevitore	1226047	1241765	1249093	1253089	1257073	1258920
Pressione nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>bar</i> )	27.48	38.11	48.48	58.73	79.05	99.24
Densità nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>kg m<sup>-3</sup></i> )	11.44	15.84	20.14	24.39	32.81	41.19
Velocità di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>m s<sup>-1</sup></i> )	33.13	24.24	19.18	15.89	11.85	9.45
Numero di Reynolds nell'ultimo ricevitore	751748	760678	764872	767165	769457	770521
Temperatura del gas nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore (°C)	547.06	548.46	549.04	549.35	549.64	549.77
Efficienza termica media della linea di ricevitori	0.9136	0.9136	0.9136	0.9137	0.9137	0.9137
Potenza termica assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	696.63	696.67	696.69	696.70	696.71	696.72
Potenza termica dispersa per irraggiamento dal tubo d'acciaio ( <i>kW</i> )	65.90	65.87	65.85	65.84	65.82	65.82
Perdite di carico nella tubazione ( <i>bar</i> )	3.02	2.25	1.80	1.50	1.12	0.90
Potenza di pompaggio ideale, isoentropica ( <i>kW</i> )	24.02	13.43	8.57	5.95	3.34	2.14
Potenza termica netta ideale assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	671.96	682.89	687.90	690.60	693.29	694.53
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio (°C)	191.91	191.37	191.12	190.98	190.85	190.79
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio (°C)	182.04	181.49	181.23	181.10	180.97	180.90
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio (°C)	129.99	129.96	129.95	129.94	129.94	129.94
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio (°C)	129.96	129.93	129.92	129.92	129.91	129.91
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro (°C)	27.75	27.68	27.65	27.64	27.62	27.61
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro (°C)	28.03	27.96	27.93	27.91	27.90	27.89
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo di vetro (°C)	21.48	21.48	21.48	21.48	21.48	21.48
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo di vetro (°C)	21.35	21.35	21.35	21.35	21.35	21.35
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	585.97	586.92	587.31	587.50	587.69	587.77
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	580.26	581.23	581.63	581.83	582.02	582.10
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	542.59	544.00	544.59	544.89	545.19	545.32
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio (°C)	541.81	543.20	543.79	544.10	544.39	544.52
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro (°C)	171.18	171.81	172.07	172.20	172.32	172.38
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro (°C)	178.41	179.08	179.35	179.49	179.63	179.69
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro (°C)	148.79	149.68	150.05	150.25	150.43	150.52
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro (°C)	143.39	144.22	144.58	144.76	144.93	145.01

**Tabella 6** –Grandezze termiche e fluidodinamiche per un modulo di 200 m alimentato con Azoto

Fluido termovettore	He					
	30	40	50	60	80	100
Pressione all'ingresso del primo ricevitore ( <i>bar</i> )	30	40	50	60	80	100
Portata ( $kg\ s^{-1}$ )	0.30955	0.31166	0.3126	0.3132	0.3137	0.314
Densità all'ingresso del primo ricevitore ( $kg\ m^{-3}$ )	3.72	4.96	6.20	7.44	9.92	12.40
Velocità all'ingresso del primo ricevitore ( $m\ s^{-1}$ )	21.61	16.32	13.10	10.93	8.21	6.58
Numero di Reynolds nel primo ricevitore	245281	246952	247734	248161	248588	248786
Pressione nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( <i>bar</i> )	29.06	39.29	49.43	59.53	79.64	99.73
Densità nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( $kg\ m^{-3}$ )	1.72	2.33	2.93	3.53	4.72	5.91
Velocità di uscita dall'ultimo ricevitore ( $m\ s^{-1}$ )	46.64	34.76	27.73	23.07	17.27	13.81
Numero di Reynolds nell'ultimo ricevitore	147715	148646	149083	149322	149561	149672
Temperatura del gas nella sezione di uscita dall'ultimo ricevitore ( $^{\circ}C$ )	548.52	549.19	549.48	549.64	549.80	549.87
Efficienza termica media della linea di ricevitori	0.9190	0.9190	0.9190	0.9190	0.9190	0.9190
Potenza termica assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	700.74	700.75	700.75	700.75	700.76	700.76
Potenza termica dispersa per irraggiamento dal tubo d'acciaio ( <i>kW</i> )	61.80	61.79	61.78	61.78	61.78	61.78
Perdite di carico nella tubazione ( <i>bar</i> )	1.11	0.84	0.67	0.56	0.42	0.34
Potenza di pompaggio ideale, isoentropica ( <i>kW</i> )	12.93	7.30	4.68	3.25	1.83	1.17
Potenza termica netta ideale assorbita dal gas ( <i>kW</i> )	687.55	693.30	695.98	697.44	698.89	699.56
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	175.24	175.04	174.95	174.90	174.84	174.82
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	165.22	165.02	164.92	164.87	164.82	164.80
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	129.62	129.61	129.60	129.60	129.60	129.60
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	129.60	129.58	129.58	129.58	129.57	129.57
Temperatura esterna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	25.81	25.79	25.78	25.77	25.77	25.77
Temperatura interna media della zona irraggiata del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	26.04	26.02	26.01	26.00	26.00	26.00
Temperatura interna media della zona in ombra del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	21.45	21.45	21.45	21.45	21.45	21.45
Temperatura esterna media della zona in ombra del primo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	21.32	21.32	21.32	21.32	21.32	21.32
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	578.30	578.80	579.02	579.14	579.25	579.30
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	572.53	573.04	573.26	573.38	573.50	573.55
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	545.25	545.92	546.22	546.38	546.54	546.61
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo d'acciaio ( $^{\circ}C$ )	544.45	545.12	545.42	545.58	545.73	545.81
Temperatura esterna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	166.15	166.48	166.62	166.70	166.77	166.81
Temperatura interna media della zona irraggiata dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	173.03	173.37	173.53	173.61	173.69	173.73
Temperatura interna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	150.47	150.90	151.09	151.19	151.30	151.34
Temperatura esterna media della zona in ombra dell'ultimo tubo di vetro ( $^{\circ}C$ )	144.97	145.37	145.55	145.65	145.74	145.79

**Tabella 7 – Grandezze termiche e fluidodinamiche per un modulo di 200 m alimentato con Elio**

### 2.8 Analisi dei cicli termodinamici per impianti solari ad aria

Per definire le caratteristiche di un impianto solare termodinamico con collettori lineari parabolici e fluido gassoso, sono state analizzate tre soluzioni impiantistiche:

- Ciclo aperto con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione massima circa 25 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione massima 50 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto (pressione massima 100 bar)

Le valutazioni dei rendimenti termodinamici sono basate sulle assunzioni riportate in Tabella 8.

Efficienza di rigenerazione ( $\varepsilon_R$ )	0.75
Coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori a 25 bar ( $\varphi_{6-3}$ )	1.14
Coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori a 50 bar ( $\varphi_{6-3}$ )	1.03
Coefficiente di perdita di pressione nel rigeneratore ( $\varphi_R$ )	1.02
Coefficiente di perdita di pressione nelle tubazioni fredde ( $\varphi_{5-1}$ )	1.02
Rapporto dei calori specifici $K_a = \frac{c_p}{c_v}$	1.4
Coefficiente di perdita di pressione nelle inter-refrigerazioni ( $\varphi_i = \varphi_{7-8} = \varphi_{9-10} = \varphi_{11-12}$ )	1.02
Rendimento termodinamico della turbina ( $\eta_T$ )	0.89
Rendimento meccanico della turbina ( $\eta_{mT}$ )	0.98
Rendimento termodinamico del compressore ( $\eta_C$ )	0.85
Rendimento meccanico del compressore ( $\eta_{mC}$ )	0.98
Rendimento meccanico dell'alternatore ( $\eta_A$ )	0.97

**Tabella 8 – Valori assunti per i parametri di base necessari per le valutazioni del rendimento termodinamico**

Il coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori (rapporto tra la pressione d'ingresso e la pressione di uscita dal modulo del campo solare), è stato calcolato con la correlazione di Colebrook. La valutazione del rendimento ottenibile con i tre cicli termodinamici ha la funzione di definire la configurazione ottimale dell'impianto, che per motivi economici deve essere necessariamente competitivo con gli attuali impianti di produzione.

L'espressione generale del rendimento del ciclo termodinamico è la seguente:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_u}{Q} = \frac{L_T - L_C}{Q}$$

$L_u$  : Lavoro utile

$Q$  : Quantità di calore assorbita dal fluido

$L_T$  : Lavoro fornito all'albero della turbina

$L_C$  : Lavoro ceduto al fluido dal compressore

## 2.9 Ciclo aperto con rigenerazione ed inter-refrigerazione

Il ciclo termodinamico è mostrato in Figura 2.9. I dati di input per il calcolo del rendimento termodinamico sono i seguenti:

$$T_6 = 120^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 550^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = T_8 = T_{10} = T_{12} = 20^{\circ}\text{C}$$

Essendo un ciclo aperto, il raffreddamento relativo al tratto  $5-1$  sarebbe svolto direttamente nell'ambiente. La soluzione del sistema di equazioni che permettono di calcolare i valori della pressione e della temperatura, nei punti caratteristici del ciclo termodinamico, è stata ottenuta per tentativi, variando la pressione  $P_6$  in modo la temperatura di ingresso del fluido nella linea di tubi ricevitori convergesse al valore prefissato nei dati di input  $T_6 = 120^{\circ}\text{C}$ . A convergenza tale pressione è risultata pari a  $P_6 = 25.31143 \text{ bar}$ .

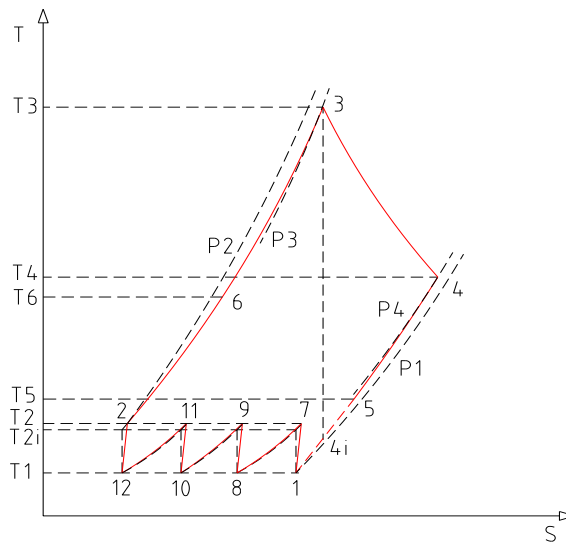


Figura 2.9 – Diagramma qualitativo del ciclo aperto con rigenerazione e inter-refrigerazione

Di seguito è riassunta la sequenza di calcolo, partendo, per semplicità, dal valore di  $P_6$  ottenuto a convergenza.

- Pressione all'ingresso del rigeneratore (ossia all'uscita dal compressore):

$$P_2 = P_6 \cdot \varphi_{2-6} = 25.81 \text{ bar}$$

- Pressione del gas all'ingresso in turbina (all'uscita dalla linea di ricevitori):

$$P_3 = \frac{P_6}{\varphi_{6-3}} = 22.203 \text{ bar}$$

- Rapporto di compressione totale:

$$\beta_t = \frac{P_2}{P_1} = 25.81766$$

- Rapporto di compressione del singolo stadio del compressore:

$$\beta_i = \beta_t^{0.25} = 2.254131$$

- Pressione di compressione isoentropica al primo stadio:

$$P_{7i} = P_8 = \beta_i \cdot P_1 = 2.254131 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al primo stadio (maggiore rispetto a  $P_{7i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 7–8) :

$$P_7 = P_{7i} \cdot \varphi_i = 2.29921 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al secondo stadio:

$$P_{9i} = P_{10} = \beta_i \cdot P_8 = 5.081108 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al secondo stadio (maggiore rispetto a  $P_{9i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 9–10)

$$P_9 = P_{9i} \cdot \varphi_i = 5.18273 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al terzo stadio:

$$P_{11i} = P_{12} = \beta_i \cdot P_{10} = 11.453486 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al terzo stadio (maggiore rispetto a  $P_{11i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 11–12) :

$$P_{11} = P_{11i} \cdot \varphi_i = 11.68256 \text{ bar}$$

- Temperatura finale di compressione isoentropica:

$$T_{7i} = T_{9i} = T_{11i} = T_{2i} = (T_1 + 273) \cdot \beta_i^{\frac{K_a-1}{K_a}} - 273 = 96.59 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperature finale di compressione reale:

$$T_7 = T_9 = T_{11} = T_2 = T_1 + \frac{(T_{7i} - T_1)}{\eta_c} = 110.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Pressione di uscita dell'aria calda dal rigeneratore:

$$P_5 = 1 \text{ bar}$$

- Pressione di fine espansione reale in turbina:

$$P_4 = P_5 \varphi_R = 1.02 \text{ bar}$$

- Temperatura di finale di espansione isoentropica:

$$T_{4i} = (T_3 + 273) \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-K_a}{K_a}} - 273 = 68.32 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura dell'aria all'uscita dalla turbina (ossia all'ingresso del rigeneratore):

Si calcola per sostituzioni successive partendo dal seguente valore di primo tentativo di  $T_4$

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4i}) = 121.31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T \frac{c_p \left( \frac{T_3 + T_{4i}}{2} \right)}{c_p \left( \frac{T_3 + T_4}{2} \right)} (T_3 - T_{4i}) = 123,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura dell'aria all'uscita del rigeneratore:

$$T_5 = T_4 - \varepsilon_R (T_4 - T_2) = 113.4$$

- Temperatura dell'aria all'ingresso della linea di tubi ricevitori:

$$T_6 = T_2 + \varepsilon_R (T_4 - T_2) = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

Lo schema riepilogativo dell'impianto, con i dati di pressione e temperatura, è mostrato in Figura 2.10.

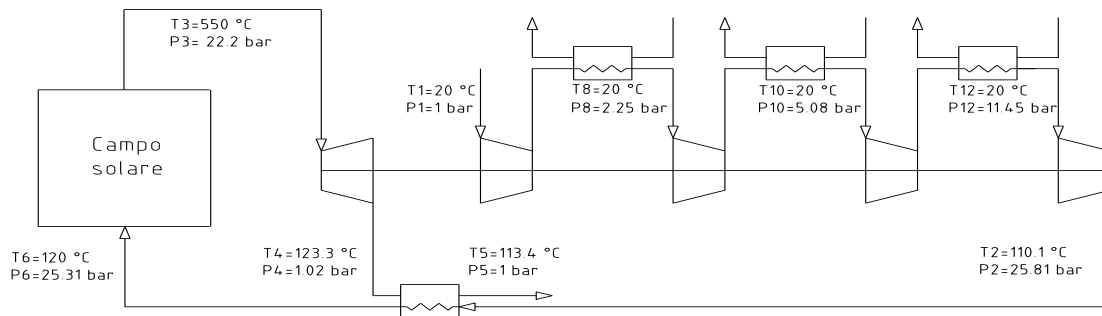


Figura 2.10 – Schema d’impianto a ciclo aperto con rigenerazione e inter-refrigerazione

- Energia specifica fornita dalla turbina:

$$L_T = \eta_T \int_{T_{4i}}^{T_3} c_p(T) dT = 448587.56 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore:

$$L_C = \frac{4}{\eta_C} \int_{T_1}^{T_{7i}} c_p(T) dT = 362185.39 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia termica specifica assorbita dall’aria:

$$Q = \int_{T_6}^{T_3} c_p(T) dT = 451926.83 \text{ J kg}^{-1}$$

- Rendimento del ciclo termodinamico:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_T - L_C}{Q} = 0.1912$$

- Rendimento totale del ciclo:

$$\eta_{tot} = \eta_{ciclo} \eta_{mT} \eta_{mC} \eta_a = 0.1781$$

Un impianto solare ad aria a ciclo aperto non sarebbe quindi competitivo per la produzione di energia elettrica (il rendimento termodinamico di un impianto solare a sali fusi è circa 0.4).

Considerando che la portata dell’aria è pari a  $\Gamma_a = 1.4787 \text{ Kg s}^{-1}$ , la potenza elettrica prodotta da un modulo di un impianto di questo tipo sarebbe:

$$P_e = \Gamma_a Q \eta_{tot} = 119.022 \text{ kW}$$

Tenendo conto che il modulo è costituito da  $n_c = 4$  collettori solari, ciascuno formato da  $n_p = 4$  superfici paraboliche riflettenti di apertura effettiva  $a_e = 5.9 \text{ m}$  e lunghezza  $l_m = 12 \text{ m}$ , il rendimento dell’impianto rispetto alla radiazione solare efficace (assunta pari a  $900 \text{ W m}^{-2}$ ), sarebbe:

$$\eta_{re} = \frac{P_e}{W n_c n_p a_e l_m} = 0.1167$$

Per un impianto solare a sali fusi (con un campo solare che avesse lo stesso rendimento ottico medio  $\eta_{opt} = 0.73688$ ), si avrebbe  $\eta_{re} \cong 0.273$ .

## 2.10 Ciclo chiuso con rigenerazione ed inter-refrigerazione

Il ciclo termico è praticamente lo stesso mostrato in figura 2.5, con l’unica variante che nel tratto 5-1 l’aria verrebbe raffreddata a  $20^\circ\text{C}$  in uno scambiatore di calore in controcorrente. Escludendo la pressione dell’aria nella sezione di ingresso alla linea di tubi ricevitori  $P_6 = 50 \text{ bar}$ , i dati di input sono gli stessi imposti per la valutazione del rendimento del ciclo aperto.

Il calcolo della temperatura e della pressione in tutti i punti del ciclo termodinamico è stato svolto per sostituzioni successive, partendo da un valore di prima approssimazione di  $T_2 = T_7 = T_9 = T_{11}$ .

Di seguito, per semplicità, viene descritta la sequenza di calcolo partendo direttamente dal valore di  $T_2 = 107.2335802 \text{ }^\circ\text{C}$ , ottenuto a convergenza.

- Pressione dell'aria all'ingresso in turbina (all'uscita dalla linea di tubi ricevitori):

$$P_3 = \frac{P_6}{\varphi_{6-3}} = 48.54 \text{ bar}$$

- Pressione all'ingresso del rigeneratore (ossia all'uscita dal compressore):

$$P_2 = P_6 \cdot \varphi_R = 51 \text{ bar}$$

- Temperatura del gas all'uscita dalla turbina (all'ingresso del rigeneratore):

$$T_4 = T_2 + \frac{T_6 - T_2}{\varepsilon_R} = 124.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura del gas all'uscita del rigeneratore:

$$T_5 = T_4 - \varepsilon_R (T_4 - T_2) = 111.49 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura di fine espansione ideale:

Si calcola a partire dal seguente valore  $T_{4i}$  di primo tentativo

$$T_{4i} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_T} = 71.635 \text{ }^\circ\text{C}$$

Da sostituire iterativamente nella relazione che segue, da risolvere per sostituzioni successive:

$$T_{4i} = T_3 - \frac{c_p \left( \frac{T_3 + T_4}{2} \right)}{\eta_T c_p \left( \frac{T_3 + T_{4i}}{2} \right)} (T_3 - T_4) = 69,407 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Pressione di fine espansione reale in turbina:

$$P_4 = P_3 \left( \frac{T_3 + 273}{T_{4i} + 273} \right)^{\frac{K_a}{K_a - 1}} = 2.254924 \text{ bar}$$

- Pressione di uscita dell'aria calda dal rigeneratore:

$$P_5 = \frac{P_4}{\varphi_R} = 2.21071 \text{ bar}$$

- Pressione di ingresso al compressore:

$$P_1 = \frac{P_4}{\varphi_R \varphi_{5-1}} = 2.16736 \text{ bar}$$

- Rapporto totale di compressione:

$$\beta_t = \frac{P_2}{P_1} = 23.5309$$

- Rapporto di compressione del singolo stadio:

$$\beta_i = \beta_t^{0.25} = 2.202468$$

- Pressione di compressione isoentropica al primo stadio:

$$P_{7i} = P_8 = \beta_i \cdot P_1 = 4.77355 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al primo stadio (maggiore rispetto a  $P_{7i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 7–8) :

$$P_7 = P_{7i} \cdot \varphi_i = 4.86902 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al secondo stadio:

$$P_{9i} = P_{10} = \beta_i \cdot P_8 = 10.51358 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al secondo stadio (maggiore rispetto a  $P_{9i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 9–10)

$$P_9 = P_{9i} \cdot \varphi_i = 10.72386 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al terzo stadio:

$$P_{11i} = P_{12} = \beta_i \cdot P_{10} = 23.15584 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al terzo stadio (maggiore rispetto a  $P_{11i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 11–12) :

$$P_{11} = P_{11i} \cdot \varphi_i = 23.61895 \text{ bar}$$

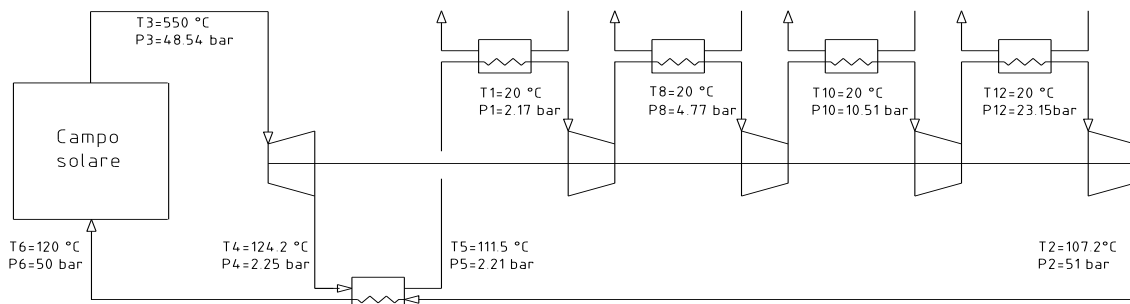
- Temperatura finale di compressione isoentropica:

$$T_{7i} = T_{9i} = T_{11i} = T_{2i} = (T_1 + 273) \cdot \beta_i^{\frac{K_a-1}{K_a}} - 273 = 94.15 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperature finale di compressione reale:

$$T_7 = T_9 = T_{11} = T_2 \cong T_1 + \frac{(T_{7i} - T_1)}{\eta_c} = 107.23 \text{ }^\circ\text{C}$$

La Figura 2.11 mostra lo schema riepilogativo dell'impianto con i dati di pressione e temperatura:



**Figura 2.11 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione**

- Energia specifica fornita dalla turbina:

$$L_T = \eta_T \int_{T_{4i}}^{T_3} c_p(T) dT = 445624.22 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore:

$$L_C = \frac{4}{\eta_c} \int_{T_1}^{T_{7i}} c_p(T) dT = 350605,7 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia termica specifica assorbita dall'aria:

$$Q = \int_{T_6}^{T_3} c_p(T) dT = 451926.83 \text{ J kg}^{-1}$$

- Rendimento del ciclo termodinamico:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_T - L_C}{Q} = 0.21025$$

- Rendimento totale del ciclo:

$$\eta_{tot} = \eta_{ciclo} \eta_{mT} \eta_{mC} \eta_a = 0.19587$$

Quindi anche per il ciclo chiuso il rendimento totale è basso rispetto ad un impianto solare a sali fusi.

Considerando che la portata dell'aria nel modulo è pari a  $\Gamma_a = 1.525 \text{ Kg s}^{-1}$ , la potenza elettrica prodotta un modulo di un impianto di questo tipo sarebbe:

$$P_e = \Gamma_a Q \eta_{tot} = 134.99 \text{ kWe}$$

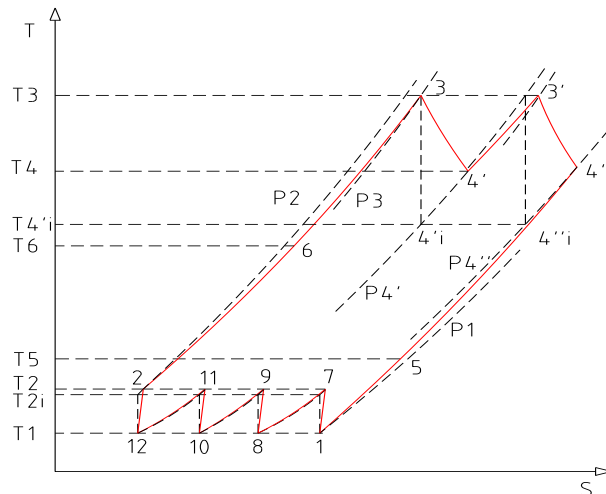
Tenendo conto che il modulo del campo solare è costituito da  $n_c = 4$  collettori solari, ciascuno formato da  $n_p = 4$  superfici paraboliche riflettenti di apertura effettiva  $a_e = 5.9 \text{ m}$  e lunghezza  $l_m = 12 \text{ m}$ , il rendimento dell'impianto rispetto alla radiazione efficace (assunta pari a  $900 \text{ W m}^{-2}$ ), sarebbe:

$$\eta_{re} = \frac{P_e}{W n_c n_p a_e l_m} = 0.1324$$

Valore nettamente inferiore rispetto allo stesso rendimento di un impianto solare ad alta efficienza.

### 2.11 Ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata con riscaldamento ripetuto

Il diagramma del ciclo termodinamico è schematizzato in Figura 2.12.



**Figura 2.12 – Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto**

Con riferimento alla Figura 2.12, la compressione quasi isoterma nel tratto  $1-2$ , la rigenerazione relativa ai tratti  $2-6$  e  $4''-5$  e la refrigerazione al tratto  $5-1$ , hanno una evoluzione simile a quella descritta precedentemente per il ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione.

Per quanto riguarda invece le perdite di carico nei tubi ricevitori, è necessario definire due distinti coefficienti di caduta di pressione, calcolati per i loop di alta e bassa pressione (ogni loop è costituito da due collettori solari di lunghezza 50 m, connessi in serie). Nel primo loop si realizza il riscaldamento del fluido a  $550 \text{ °C}$  relativo al tratto  $6-3$ , nel secondo il ri-surriscaldamento a  $550 \text{ °C}$  relativo al tratto  $4'-3'$ .

I coefficienti di perdita di pressione assumono i valori seguenti:

- Linea di tubi ricevitori ad alta pressione ( $\varphi_{6-3} = 1.002$ )
- Linea di tubi ricevitori a bassa pressione ( $\varphi_{4'-3'} = 1.065$ )

Gli altri parametri di riferimento riportati in Tabella 8, restano invariati.

Considerando il ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione, con una pressione di ingresso alla linea di tubi ricevitori  $P_6 = 100 \text{ bar}$ , si ottiene una pressione di ingresso al primo stadio del compressore  $P_1 = 4.33472 \text{ bar}$ , questo valore è un dato di input per la sequenza di calcolo che segue:

- Pressione all'uscita del compressore (ingresso del rigeneratore):

$$P_2 = P_6 \varphi_R = 102 \text{ bar}$$

- Pressione all'ingresso della turbina:

$$P_3 = P_6 \varphi_{6-3} = 99.8 \text{ bar}$$

- Pressione di uscita dell'aria calda dal rigeneratore:

$$P_5 = P_1 \varphi_{5-1} = 4.42142 \text{ bar}$$

- Pressione di fine espansione reale in turbina:

$$P_{4''} = P_1 \varphi_{5-1} \varphi_R = 4.50985 \text{ bar}$$

- Rapporto di compressione totale:

$$\beta_t = \frac{P_2}{P_1} = 23.5309$$

- Rapporto di compressione del singolo stadio:

$$\beta_i = \beta_t^{0.25} = 2.2025$$

- Pressione di compressione isoentropica al primo stadio:

$$P_{7i} = P_8 = \beta_i \cdot P_1 = 9.54709 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al primo stadio (maggiore rispetto a  $P_{7i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 7–8) :

$$P_7 = P_{7i} \cdot \varphi_i = 9.73803 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al secondo stadio:

$$P_{9i} = P_{10} = \beta_i \cdot P_8 = 21.02717 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al secondo stadio (maggiore rispetto a  $P_{9i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 9–10)

$$P_9 = P_{9i} \cdot \varphi_i = 21.44771 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al terzo stadio:

$$P_{11i} = P_{12} = \beta_i \cdot P_{10} = 46.31168 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al terzo stadio (maggiore rispetto a  $P_{11i}$  per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 11–12) :

$$P_{11} = P_{11i} \cdot \varphi_i = 47.23791 \text{ bar}$$

- Temperatura finale di compressione isoentropica:

$$T_{7i} = T_{9i} = T_{11i} = T_{2i} = (T_1 + 273) \beta_i^{\frac{K_a-1}{K_a}} - 273 = 94.15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperature finale di compressione reale:

$$T_7 = T_9 = T_{11} = T_2 \cong T_1 + \frac{(T_{7i} - T_1)}{\eta_C} = 107.23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Rapporto di espansione totale in turbina:

$$\gamma_t = \frac{P_3}{P_{4''}} = 22.1294$$

- Rapporto di espansione del singolo stadio della turbina:

$$\gamma_i = \gamma_t^{0.5} = 4.7042$$

- Pressione di fine espansione del primo stadio della turbina (pressione di ri-surriscaldamento):

$$P_{4'} = \frac{P_3}{\gamma_i} = 21.2152 \text{ bar}$$

A questa pressione la velocità dell'aria nella sezione d'ingresso alla linea di tubi ricevitori del loop di ri-surriscaldamento sarebbe circa  $22 \text{ m s}^{-1}$ , nella sezione di uscita circa  $34 \text{ m s}^{-1}$ .

- Pressione di uscita dell'aria dal loop di ri-surriscaldamento:

$$P_{3'} = \frac{P_{4'}}{\phi_{4'-3'}} = 19.92037 \text{ bar}$$

- Temperatura di fine espansione ideale dell'aria nel primo stadio della turbina:

$$T_{4'i} = (T_3 + 273) \gamma_i^{\frac{K_a - 1}{K_a}} - 273 = 255.76 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura di fine espansione reale dell'aria in turbina (temperatura di ingresso per il ri-surriscaldamento):

Si calcola per sostituzioni successive partendo dal seguente valore di primo tentativo di  $T_{4'}$ ,

$$T_{4'} \cong T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4'i}) = 288,13 \text{ }^\circ\text{C}$$

che deve essere sostituito nell'equazione che segue, da risolvere per sostituzioni successive

$$T_{4'} = T_3 - \eta_T \frac{c_p \left( \frac{T_3 + T_{4'i}}{2} \right)}{c_p \left( \frac{T_3 + T_{4'}}{2} \right)} (T_3 - T_{4'i}) = 289,01 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura di fine espansione dell'aria in turbina:

$$T_{4''} \cong T_{4'}$$

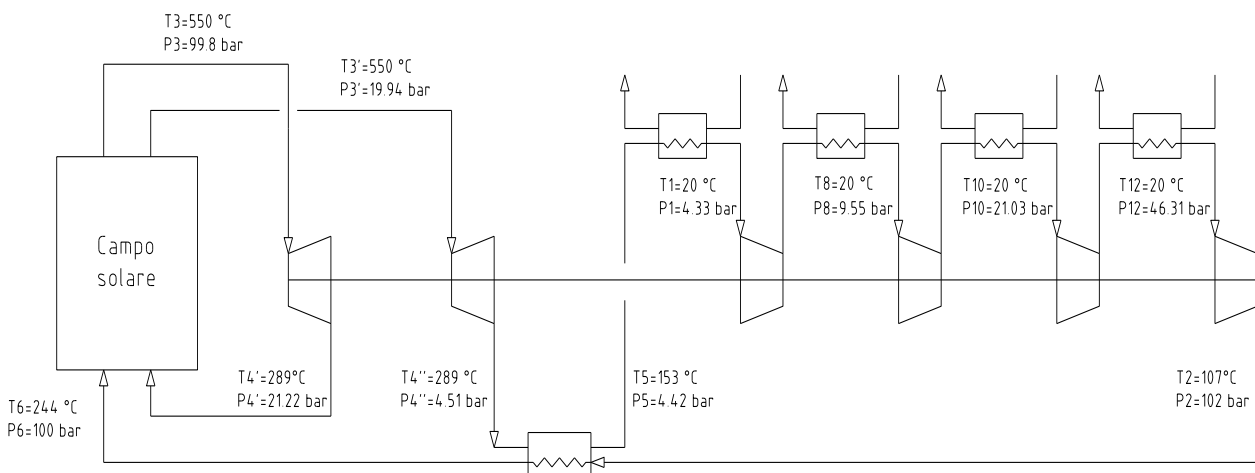
- Temperatura di uscita dell'aria calda dal rigeneratore (temperatura di ingresso dell'aria nello scambiatore di refrigerazione):

$$T_5 = T_{4''} - \varepsilon_R (T_{4''} - T_2) = 152.68 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura di ingresso dell'aria ad alta pressione nel campo solare (temperatura di uscita dell'aria dal rigeneratore):

$$T_6 = T_2 + \varepsilon_R (T_{4''} - T_2) = 243.56 \text{ }^\circ\text{C}$$

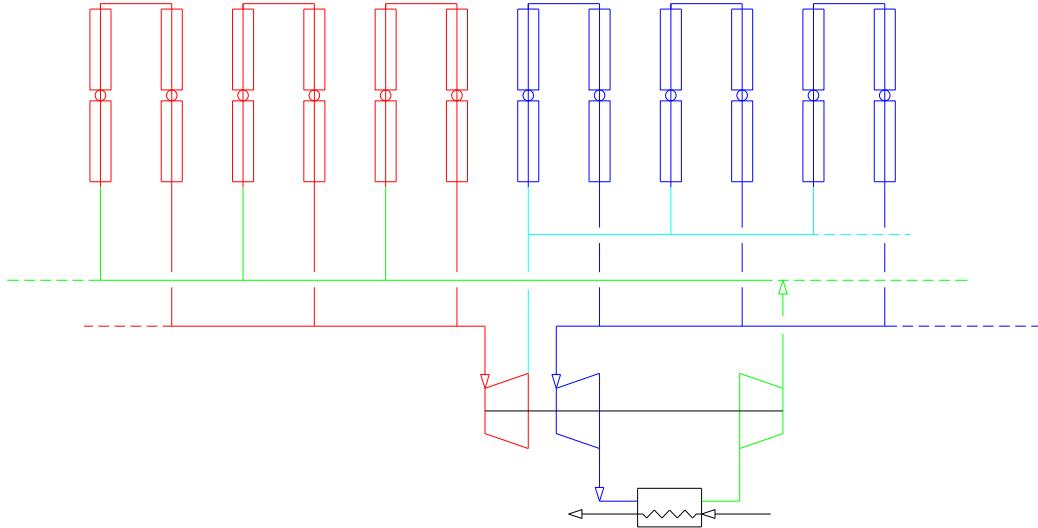
La Figura 2.13 mostra lo schema riepilogativo d'impianto con i dati di pressione e temperatura.



**Figura 2.13 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto**

La Figura 2.14 mostra lo schema semplificato di flusso dell'aria nel campo solare e nel power block (le linee di colore rosso schematizzano i loop di alta pressione, le linee di colore blu i loop di bassa pressione). La necessità di raddoppiare le linee di alimentazione e di ritorno dell'aria nel campo solare, è dovuta alla

differenza di portata che alimenta i singoli loop di alta e bassa pressione (le temperature di ingresso dell'aria nei loop sono diverse), fermo restando che la portata complessiva all'ingresso del primo e del secondo stadio della turbina devono essere uguali). Ciò comporta che il numero di loop di bassa pressione deve essere necessariamente diverso dal numero di loop di alta pressione (minore perché la portata nel singolo loop in bassa pressione è maggiore) e ottimizzato in modo che la temperatura dei tubi d'acciaio sia inferiore alla temperatura massima ammissibile per la stabilità termochimica del cermet.



**Figura 2.14 - Schema semplificato di flusso dell'aria nel campo solare e nel power block**

- Energia specifica fornita dal fluido nella espansione in turbina:

$$L_T = 2\eta_T \int_{T_{4'i}}^{T_3} c_p(T) dT = 557571.39 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore:

$$L_C = \frac{4}{\eta_C} \int_{T_1}^{T_{7i}} c_p(T) dT = 350605,7 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore per il ri-surriscaldamento:  
Tenendo conto che la densità media dell'aria nell'intervallo di temperatura di ri-surriscaldamento è pari a circa  $\bar{\rho}_a = 10.949 \text{ Kg m}^{-3}$ , l'energia specifica che deve fornire il compressore per il ri-surriscaldamento è la seguente:

$$L_{Cs} = \frac{1}{\eta_C} \frac{P_{4'} - P_{3'}}{\bar{\rho}_a} 101325 = 14097.25 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia termica specifica complessivamente assorbita dall'aria:

$$Q = \int_{T_6}^{T_3} c_p(T) dT + \int_{T_{4'}}^{T_3} c_p(T) dT = Q_{ap} + Q_{bp} = 325832,1 + 279699,93 = 605532,03 \text{ J kg}^{-1}$$

- Rendimento del ciclo termodinamico:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_T - (L_C + L_{Cs})}{Q} = 0.3185$$

- Rendimento totale del ciclo:

$$\eta_{tot} = \eta_{ciclo} \eta_{mT} \eta_{mC} \eta_a = 0.2967$$

Il rendimento totale di questa configurazione è maggiore rispetto ai cicli termodinamici esaminati precedentemente, ma comunque inferiore rispetto al rendimento di un impianto solare a sali fusi.

Considerando che la portata dell'aria ad alta pressione è  $\Gamma_{ap} = 1.0285 \text{ kg s}^{-1}$  e a bassa pressione è  $\Gamma_{bp} = 1.14 \text{ kg s}^{-1}$ , la potenza elettrica prodotta da un modulo di un impianto con questa configurazione

sarebbe:

$$P_e = (\Gamma_{ap} Q_{ap} + \Gamma_{bp} Q_{bp}) \eta_{tot} = 194.05 \text{ kW}_e$$

Tenendo conto che i loop di alta e bassa pressione sono costituiti complessivamente da  $n_c = 4$  collettori solari, con ogni collettore formato da  $n_p = 4$  superfici paraboliche riflettenti di apertura effettiva  $a_e = 5.9 \text{ m}$  e lunghezza  $l_m = 12 \text{ m}$ , il rendimento dell'impianto rispetto alla radiazione efficace (assunta pari a  $900 \text{ W m}^{-2}$ ), sarebbe:

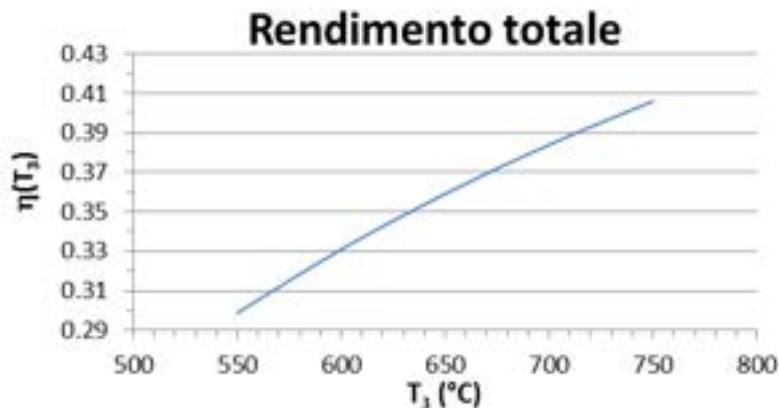
$$\eta_{re} = \frac{P_e}{W n_c n_p a_e l_m} = 0.19$$

Sensibilmente inferiore rispetto agli impianti solari ad alta efficienza.

### 2.12 Soluzioni per migliorare il rendimento del ciclo termodinamico

La soluzione che permetterebbe di migliorare il rendimento del ciclo di Brayton di Figura 2.12, è aumentare la temperatura d'ingresso dell'aria in turbina ( $T_3$ ).

La Figura 2.15, mostra la curva del rendimento totale per  $T_3 > 550 \text{ }^\circ\text{C}$ , ottenuta tenendo costanti le pressioni  $P_3$  e  $P_4$ , di Figura 2.12 (ossia nell'ipotesi che i rapporti di compressione e di espansione restino invariati).



**Figura 2.15 – Rendimento totale dell'impianto (con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata con ri-surriscaldamento), in funzione della temperatura dell'aria all'ingresso in turbina**

Temperature del fluido maggiori di  $550 \text{ }^\circ\text{C}$ , potrebbero essere raggiunte con un tubo ricevitore di nuova generazione (nei laboratori ENEA sono in corso studi per realizzare un tubo ricevitore per temperature superiori a  $580 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Oppure, tenendo conto che in un impianto solare con fluido gassoso è comunque necessario integrare una caldaia a gas, per avere velocità di rotazione della turbina costante (il funzionamento della turbina deve essere necessariamente indipendente dalla variabilità della radiazione solare), la stessa caldaia potrebbe essere utilizzata anche per fornire la quantità di calore necessaria ad innalzare la temperatura dell'aria a  $700 \div 750 \text{ }^\circ\text{C}$  ed avere un rendimento totale d'impianto del  $39 \div 40\%$ .

## 3 Conclusioni

Lo sviluppo delle attività di ricerca ha permesso di raggiungere i seguenti obiettivi:

- Definizione del layout del modulo del campo solare
- Definizione del fluido gassoso ottimale per un impianto di potenza
- Caratteristiche del ciclo termodinamico con diverse soluzioni impiantistiche e valutazione del rendimento totale dell'impianto

Il layout del modulo del campo solare è stato definito considerando l'efficienza di raccolta della radiazione

solare in funzione della pressione di esercizio del fluido termovettore, nelle due possibili disposizioni dei collettori solari (collegamento in serie e in parallelo di due linee di raccolta di lunghezza 100 m, ognuna costituita da due collettori di lunghezza 50 m) . La configurazione di riferimento è composta da 4 collettori parabolici di apertura effettiva 5.9 m e lunghezza 50 m, anche se in realtà per l'impianto con espansione frazionata in turbina e riscaldamento ripetuto, il modulo sarebbe diviso in due loop (di alta e bassa pressione), ciascuno composto da 2 collettori da 50 m connessi in serie.

Per definire il fluido ottimale per un impianto di potenza, sono stati presi in considerazione quattro fluidi gassosi: CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Aria ed He. L'efficienza di questi gas ad assorbire calore solare ad alta temperatura, è stata valutata in base ai risultati delle simulazioni di funzionamento del modulo di riferimento, assumendo una radiazione solare efficace di 900 Wm<sup>-2</sup> e una temperatura ambiente di 20 °C.

Oltre agli aspetti tecnici, sono stati considerati anche gli aspetti economici legati al costo iniziale del gas per il primo caricamento dell'impianto, i costi di reintegro del fluido dovuto alle perdite in esercizio, i costi della turbina e del compressore.

Se come fluido termovettore si utilizzasse l'aria, questi costi sarebbero ridotti al minimo perché la turbina e il compressore sono macchine commerciali.

Per gli altri gas probabilmente sarebbe necessario una fase di sviluppo e ottimizzazione di questi componenti, con ulteriori costi aggiuntivi.

Per definire il ciclo termodinamico di un impianto solare alimentato ad aria, sono state considerate tre configurazioni di impianto basate sul ciclo di Brayton:

- Ciclo aperto con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione dell'aria nei tubi assorbitori 25 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione (pressione dell'aria nei tubi assorbitori 50 bar)
- Ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione in turbina frazionata con riscaldamento ripetuto (massima pressione dell'aria nei tubi assorbitori 100 bar)

I primi due cicli termodinamici hanno basso rendimento (17.8% il ciclo aperto e 19.6% il ciclo chiuso), il ciclo con espansione frazionata e riscaldamento ripetuto, ha un rendimento migliore (circa 29.7 %), ma non è competitivo rispetto a un impianto solare a sali fusi (40 %).

Rendimenti più elevati si potrebbero ottenere aumentando la temperatura d'ingresso dell'aria in turbina. Per questa applicazione sarebbe quindi necessario sviluppare un nuovo tubo ricevitore, con una temperatura massima di esercizio superiore agli attuali 580 °C.

Una soluzione possibile con la tecnologia attuale, sarebbe quella di realizzare un impianto ibrido con una caldaia a gas, tenendo conto che la caldaia dovrebbe essere comunque integrata nell'impianto solare, per mantenere costante la velocità di rotazione della turbina (rendendola indipendente dalla variabilità della radiazione solare).

La caldaia fornirebbe all'aria la quantità di calore necessaria a raggiungere circa 750 °C, ciò comporterebbe un rendimento totale d'impianto del 40%, maggiore continuità di funzionamento ed elevato fattore di utilizzazione, perché l'impianto continuerebbe a produrre anche nel periodo invernale in cui la radiazione solare è scarsa.

## 4 Riferimenti bibliografici

1. R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", (2003), NREL/TP-550-34169
2. Carlo Roma, "Appunti di Macchine", (1976), Facoltà di Ingegneria, Università di Roma
3. Italo Barducci, "Appunti di Termodinamica Applicata", (1975), Edizioni Sistema, Roma
4. Oreste Acton, Carmelo Caputo, "Introduzione allo studio delle macchine", (1979), UTET, Torino
5. Frank Kreith, "Principi di trasmissione del calore", (1975), Liguori Editore, Napoli
6. Kuzman Raznjević "Tabelle termodinamiche", (1975), Del Bianco Editore