

GIANNI CESINI  
GIOVANNI LATINI  
FABIO POLONARA

# Fisica tecnica

*seconda edizione*



EDIZIONE DIGITALE SU  
PANDORA  
CAMPUS



**CittaStudi**  
EDIZIONI

# APPROFONDIMENTI

## Capitolo 9

a cura di:  
Gianni Cesini  
Giovanni Latini  
Fabio Polonara

## CICLI DIRETTI

## 9.2.2

## MODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO DEL CICLO ENDOREVERSIBILE DI RANKINE

Se si esprime il rendimento termodinamico del ciclo endoreversibile di Rankine nella forma dell'eq. (9.29):

$$\eta = 1 - \frac{|q_B|}{|q_A|} = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}} \quad (9.29)$$

si vede subito che le possibilità di aumentare il rendimento del ciclo risiedono nella capacità di mantenere quanto più bassa possibile la ( $T_{mi}$ ) e quanto più alta possibile la ( $T_{ms}$ ).

Di seguito si studiano i possibili accorgimenti che tengono conto di questo risultato.

## 9.2.2.1

## PRESSIONE NEL CONDENSATORE

Mantenendo la pressione nel condensatore al livello più basso possibile (passando cioè dalla trasformazione 4-1 alla trasformazione 4a-1a di Figura 9.12) si abbassa anche la temperatura di condensazione e quindi la ( $T_{mi}$ ): di conseguenza il rendimento tende ad aumentare.

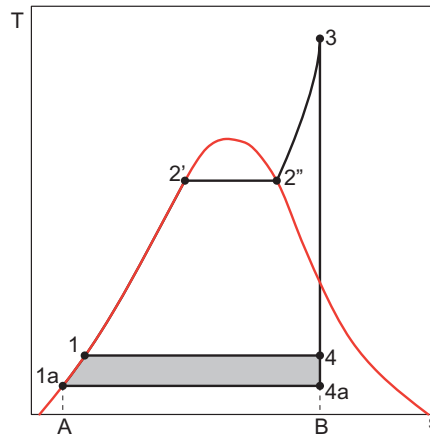
Dal punto di vista grafico l'area grigia di Figura 9.12 rappresenta l'aumento di lavoro utile ottenuto a fronte di un aumento trascurabile di calore ceduto al generatore di vapore (1a-1).

La possibilità di mantenere quanto più bassa possibile la ( $T_{mi}$ ), cioè temperatura e pressione nella condensazione è limitata dalla disponibilità del SET<sub>b</sub> a cui si cede il calore di condensazione.

Il calore di condensazione viene di solito ceduto all'atmosfera (aria, acqua di mare o fiume o lago) e quindi, considerando la necessità di una differenza finita di temperatura tra fluido e SET, nella pratica dell'ordine di 5-10 °C, non è possibile andare al di sotto di una temperatura di condensazione ( $t_{COND} = 30$  °C) cui corrisponde una ( $p_{COND} = 4,2$  kPa).

**Figura 9.12**

Effetto  
dell'abbassamento  
della pressione di  
condensazione sul  
rendimento



Una possibile controindicazione per l'abbassamento della pressione di condensazione è il fatto che, al suo diminuire, aumenta il grado di vuoto dentro il condensatore ( $p_{COND} < p_{atm}$ ) il che può generare problemi di tenuta e l'ingresso di incondensabili (aria) dentro il circuito con conseguenti problemi tecnologici.

### Esempio 9.3

Riprendendo il sistema degli esempi 9.1 e 9.2 calcolare:

il rendimento di 1° principio quando la pressione al condensatore passi da 15 kPa a 10 kPa.

#### Analisi

Con riferimento alla Figura 9.12 occorre calcolare le proprietà ai punti (1a) e (4a) e le nuove proprietà al punto (2a).

Le proprietà al punto (1a) sono quelle del liquido saturo alla pressione di 10 kPa.

Le proprietà al punto (2a) si ricalcolano partendo dalla considerazione che l'entropia è la stessa del punto (1a), in quanto la compressione nella pompa è isoentropica, mentre l'entalpia si calcola con l'eq. (3.45) considerando che la variazione di temperatura è nulla in quanto è nulla la variazione di entropia (cfr. § 6.4.3).

Le proprietà al punto (4a) si valutano ancora partendo dal presupposto che l'entropia è la stessa del punto (3), essendo l'espansione in turbina isoentropica.

A questo punto il rendimento di 1° principio si calcola applicando l'eq. (9.23).

#### Soluzione

L'entalpia e l'entropia nel punto (1a) sono quelle del liquido saturo alla pressione di 10 kPa:

$$h_{1a} = 191,71 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{1a} = 0,6439 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (2) è la stessa del punto (1') mentre la variazione di entalpia si calcola con l'eq. (3.45):

$$\Delta h = c \Delta T + v \Delta p$$

dove  $\Delta T$  si può considerare nulla essendo nulla la variazione di entropia (cfr. § 6.4.3):

$$s_{2a} - s_{1a} = c \cdot \ln \frac{T_{2a}}{T_{1a}} = 0 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

Il volume specifico del liquido saturo alla pressione di 10 kPa può essere assunto pari a:

$$v = 0,001010 \quad [\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}]$$

quindi:

$$h_{2a} - h_{1a} = 0,001010 \cdot (15000 - 10) = 15,14 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

e, in definitiva:

$$h_{2a} = 206,85 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{2a} = 0,6489 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (3) ( $s_3 = 6,3443 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) è anche l'entropia del punto (4a). Alla pressione del punto (4a),  $p_{4a} = 10 \text{ kPa}$ , le entropie del liquido saturo e del vapore saturo valgono, rispettivamente:

$$s_{l@10\text{kPa}} = 0,6489 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad s_{vss@10\text{kPa}} = 8,1480 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

quindi il punto (4a), essendo la sua entropia compresa tra quella del liquido saturo e quella del vapore saturo secco, si trova all'interno della zona di saturazione. Il titolo del vapore in questo caso si calcola con la formula binomia (eq. 3.17):

$$x_{4a} = \frac{s_{4a} - s_l}{s_{vss} - s_l} = \frac{6,3443 - 0,6489}{8,1480 - 0,6489} = 0,76$$

Con la stessa formula binomia (eq. 3.16) si può ora calcolare l'entalpia del punto (4a):

$$h_{4a} = h_l + x_{4a} (h_{vss} - h_l) = 191,71 + 0,76 \cdot 2392,2 = 2008,53 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Quindi:

$$h_{4a} = 2008,53 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{4a} = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

Con queste premesse il rendimento di 1° principio vale (eq. 9.23):

$$\eta = 1 - \frac{(h_{4a} - h_{1a})}{(h_3 - h_{2a})} = 1 - \frac{2008,53 - 191,71}{3308,6 - 206,85} = 0,414$$

### Discussione

Diminuendo la pressione di condensazione da 15 kPa a 10 kPa il rendimento aumenta da 0,404 a 0,414.

L'operazione porta una certa utilità ma è fortemente limitata dal fatto che la pressione di condensazione non può essere abbassata al di sotto del valore che garantisce lo scambio termico con il SET a cui viene ceduto il calore di condensazione. Il SET in questione è il pozzo di calore a disposizione (aria atmosferica, acqua di mare o di fiume, acqua di torre evaporativa): la sua temperatura è determinata da fattori esterni e di solito costituisce un dato del problema, non controllabile dal progettista.

Nel caso in esame il SET è a 35 °C. Con un salto termico di 5 °C il limite inferiore della temperatura di condensazione è 40 °C cui corrisponde una pressione di condensazione di 7 kPa, valore assai prossimo a quello scelto nell'esempio (10 kPa). Un valore troppo basso della pressione di condensazione rende tutto il circuito di condensazione in forte depressione rispetto all'atmosfera con rischio di rientrate d'aria e quindi diminuzione di affidabilità del sistema.

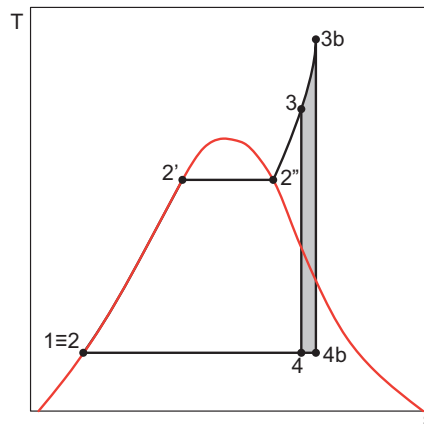
### 9.2.2.2

#### TEMPERATURA DI IMMISSIONE IN TURBINA

La temperatura di immissione in turbina può essere aumentata, senza aumentare la pressione di caldaia, aumentando il surriscaldamento del vapore (tratto 3-3b in Figura 9.13).

Con questo intervento il lavoro utile ottenuto aumenta, graficamente, dell'area retinata di Figura 9.13, mentre il calore ceduto ad alta temperatura aumenta di tutta l'area sottesa al tratto (3-3b). L'incremento di lavoro ottenuto è superiore all'incremento di calore ceduto, per cui il rendimento aumenta. Questo fatto si vede meglio considerando che l'intervento provoca un aumento di ( $T_{ms}$ ), a parità di ( $T_{mi}$ ) (sempre che il punto (4b) cada ancora dentro la campana).

**Figura 9.13**  
Effetto  
dell'aumento  
della temperatura  
di immissione  
in turbina sul  
rendimento



Negli impianti a vapore acqueo il limite superiore alla temperatura di immissione in turbina è oggi costituito da considerazioni relative alla resistenza dei materiali, in particolare del surriscaldatore nel generatore di vapore. Il limite tecnologico attuale per l'immissione in turbina è intorno ai 600 °C.

### Esempio 9.4

Riprendendo il sistema degli esempi 9.1 e 9.2 calcolare:  
il rendimento di 1° principio quando la temperatura di immissione in turbina passi da 500 °C a 600 °C.

#### Analisi

Con riferimento alla Figura 9.13 occorre calcolare le proprietà ai punti (3b) e (4b).  
Le proprietà al punto (3b) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza di pressione e temperatura note.  
Le proprietà al punto (4b) si valutano ancora partendo dal presupposto che l'entropia è la stessa del punto (3b), essendo l'espansione in turbina isoentropica.  
A questo punto il rendimento di 1° principio si calcola applicando l'eq. (9.23).

#### Soluzione

L'entalpia e l'entropia del punto (3b) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza della temperatura e della pressione in uscita dal generatore  $T_{3b} = 600$  °C e  $p_{3b} = 15$  MPa e, in definitiva:

$$h_{3b} = 3582,3 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{3b} = 6,6776 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (3b) è anche l'entropia del punto (4b). Alla pressione del punto (4b),  $p_{4b} = 15$  kPa, le entropie del liquido saturo e del vapore saturo valgono, rispettivamente:

$$s_{l@15\text{kPa}} = 0,7545 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad s_{vss@15\text{kPa}} = 8,0061 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

quindi il punto (4b), essendo la sua entropia compresa tra quella del liquido saturo e quella del vapore saturo secco, si trova all'interno della zona di saturazione.  
Il titolo del vapore in questo caso si calcola con la formula binomia (eq. 3.17):

$$x_{4b} = \frac{s_{4b} - s_l}{s_{vss} - s_l} = \frac{6,6776 - 0,7545}{8,0061 - 0,7545} = 0,82$$

Con la stessa formula binomia (eq. 3.16) si può ora calcolare l'entalpia del punto (4b):

$$h_{4b} = h_l + x_{4b} (h_{vss} - h_l) = 225,82 + 0,82 \cdot 2372,5 = 2163,66 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Quindi:

$$h_{4b} = 2163,66 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{4b} = 6,6776 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

Con queste premesse il rendimento di 1° principio vale (eq. 9.23):

$$\eta = 1 - \frac{(h_{4b} - h_1)}{(h_{3b} - h_1)} = 1 - \frac{2163,66 - 225,82}{3582,3 - 225,82} = 0,420$$

#### Discussione

Aumentando la temperatura di ingresso in turbina da 500 °C a 600 °C il rendimento aumenta da 0,404 a 0,420.

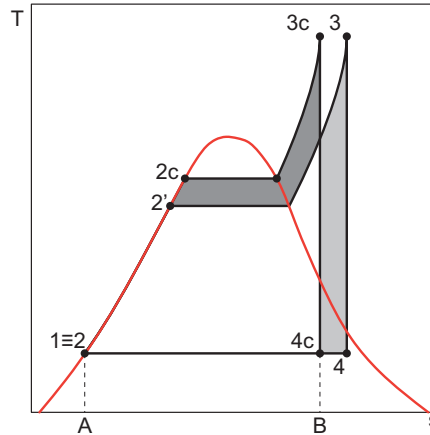
L'operazione porta una certa utilità ma è limitata da considerazioni tecnologiche sulla resistenza dei materiali, tanto che il valore assunto nell'esempio (600 °C) è assai vicino al limite tecnologico odierno.

## 9.2.2.3

## PRESSIONE DI ESERCIZIO DELLA CALDAIA

Se si aumenta la pressione di esercizio della caldaia (passando dalla trasformazione  $2'-3$  alla  $2c-3c$ ) si ottiene l'effetto rappresentato in Figura 9.14.

**Figura 9.14**  
Effetto  
dell'aumento  
della pressione  
di esercizio  
della caldaia sul  
rendimento



Il lavoro aumenta, graficamente, dell'area retinata sottesa alla trasformazione  $2c-3c$  e diminuisce dell'area retinata sottesa all'ultima parte del surriscaldamento in prossimità del punto (3).

L'aumento del rendimento è reso visibile dall'evidente aumento della ( $T_{ms}$ ).

La principale controindicazione risiede nel fatto che all'aumentare della pressione in caldaia e a parità di temperatura di immissione in turbina, l'uscita dalla stessa si sposta dal punto (4) al punto (4c), caratterizzato da un titolo più basso. Questo è uno svantaggio perché se nella fase finale dell'espansione ci sono troppe gocce di liquido si possono riscontrare problemi di erosione dei materiali costituenti le pale della turbina e problemi di riduzione dell'efficienza della macchina.

La pressione di caldaia delle macchine correnti arriva fino a circa 30 MPa, superiore alla pressione critica dell'acqua ( $p_c = 22,9$  MPa).

Per ovviare ai problemi del titolo troppo basso in uscita dalla turbina si ricorre alla tecnica del risurriscaldamento.

### Esempio 9.5

Riprendendo il sistema degli esempi 9.1 e 9.2 calcolare il rendimento di 1° principio quando la pressione di esercizio della caldaia passi da 15 MPa a 20 MPa.

#### Analisi

Con riferimento alla Figura 9.14 occorre calcolare le proprietà ai punti (3c) e (4c). Si può anche calcolare la nuova temperatura di vaporizzazione come temperatura di saturazione corrispondente alla nuova pressione del generatore (20 MPa). Le proprietà al punto (3c) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza di pressione e temperatura note.

Le proprietà al punto (4c) si valutano ancora partendo dal presupposto che l'entropia è la stessa del punto (3c), essendo l'espansione in turbina isoentropica.

A questo punto il rendimento di 1° principio si calcola applicando l'eq. (9.23).

**Soluzione**

La nuova temperatura di vaporizzazione è la temperatura di saturazione alla pressione del generatore di vapore (dalle tabelle di saturazione del vapore acqueo):

$$T_{vap} = 365,71 \text{ °C} @ p_{vap} = 20 \text{ MPa}$$

L'entalpia e l'entropia del punto (3c) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza della temperatura e della pressione in uscita dal generatore  $T_{3c} = 500 \text{ °C}$  e  $p_{3c} = 20 \text{ MPa}$  e, in definitiva:

$$h_{3c} = 3283,2 \text{ [kJ kg}^{-1}] \quad s_{3c} = 6,1401 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (3c) è anche l'entropia del punto (4c). Alla pressione del punto (4c),  $p_{4c} = 15 \text{ kPa}$ , le entropie del liquido saturo e del vapore saturo valgono, rispettivamente:

$$h_{l@15\text{kPa}} = 0,7545 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad s_{vss@15\text{kPa}} = 8,0061 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

quindi il punto (4c), essendo la sua entropia compresa tra quella del liquido saturo e quella del vapore saturo secco, si trova all'interno della zona di saturazione.

Il titolo del vapore in questo caso si calcola con la formula binomia (eq. 3.17):

$$x_{4c} = \frac{s_{4c} - s_l}{s_{vss} - s_l} = \frac{6,1401 - 0,7545}{8,0061 - 0,7545} = 0,74$$

Con la stessa formula binomia (eq. 3.16) si può ora calcolare l'entalpia del punto (4c):

$$h_{4c} = h_l + x_{4c} (h_{vss} - h_l) = 225,82 + 0,74 \cdot 2372,5 = 1987,81 \text{ [kJ kg}^{-1}]$$

Quindi:

$$h_{4c} = 1987,81 \text{ [kJ kg}^{-1}] \quad s_{4c} = 6,1401 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

Con queste premesse il rendimento di 1° principio vale (eq. 9.22):

$$\eta = 1 - \frac{(h_{4c} - h_1)}{(h_{3c} - h_2)} = 1 - \frac{1987,81 - 225,82}{3238,2 - 241,02} = 0,412$$

**Discussione**

Aumentando la pressione al generatore di vapore da 15 MPa a 20 MPa il rendimento aumenta da 0,404 a 0,412.

L'operazione porta una certa utilità ed è di solito spinta fino a circa 30 MPa, superiore alla pressione critica dell'acqua. Il limite è costituito dal titolo di vapore troppo basso in uscita dalla turbina, con la presenza di gocce di liquido che potrebbero danneggiare i palettamenti della turbina. Ecco perché si ricorre anche al risurriscaldamento.

L'aumento della pressione al generatore porta anche a un aumento della temperatura media superiore, di cui alle eq. (9.29) e (9.33).

Calcolando la temperatura media superiore con l'eq. (9.33) si ottiene:

$$T_{ms} = \frac{(h_{3c} - h_2)}{(s_{3c} - s_2)} = \frac{3238,2 - 241,01}{6,1401 - 0,7545} = 556,5$$



che è un valore superiore di 8 K rispetto a quello calcolato nell'esempio 9.2. Poiché la temperatura media inferiore è invariata rispetto al valore calcolato nell'esempio 9.2 ( $T_{mi} = 327,2$  K) il rendimento del ciclo può essere calcolato anche tramite la eq. (9.29):

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}} = 1 - \frac{327,2}{556,5} = 0,412$$

Il titolo del vapore all'uscita dalla turbina diminuisce fino a 0,74.

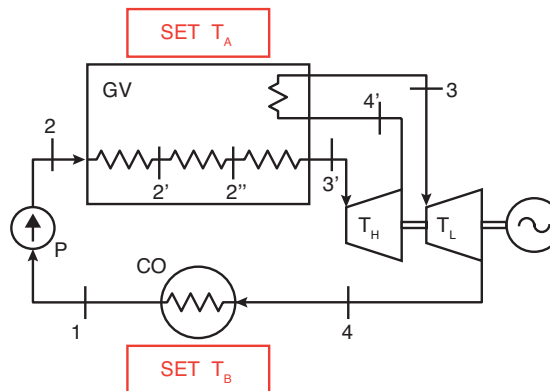
#### 9.2.2.4 RISURRISCALDAMENTO

Con il risurriscaldamento si riesce a tenere alta la pressione di caldaia e, contemporaneamente, a ottenere un titolo del vapore elevato all'uscita dalla turbina.

La tecnica consiste nel far espandere il vapore in una turbina di alta pressione ( $T_H$ ) fino a una pressione intermedia, alla quale il vapore viene riportato di nuovo in caldaia dove viene ri-surriscaldato fino alla temperatura massima del ciclo prima di essere inviato alla turbina di bassa pressione ( $T_L$ ).

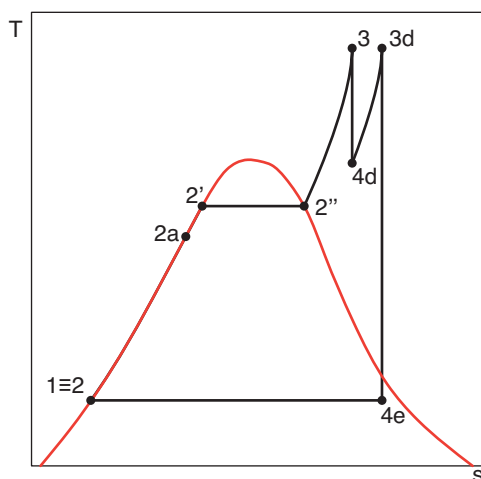
Lo schema di impianto è rappresentato in Figura 9.15 mentre il ciclo endoreversibile di Rankine con risurriscaldamento sul piano ( $T_s$ ) è mostrato in Figura 9.16.

**Figura 9.15**  
Schema di ciclo  
di Rankine con  
risurriscaldamento



L'effetto positivo del risurriscaldamento sul rendimento risulta evidente considerando che la ( $T_{ms}$ ) dell'eq. (9.29) risulta chiaramente aumentata mentre rimane invariata la ( $T_{mi}$ ).

Frazionando l'espansione in due stadi, anche per pressioni in caldaia molto elevate, si riesce a riportare il titolo del vapore all'uscita dalla turbina di bassa pressione (punto 4e) a valori elevati.



**Figura 9.16**  
Ciclo  
endoreversibile  
di Rankine con  
risurriscaldamento  
sul piano (Ts)

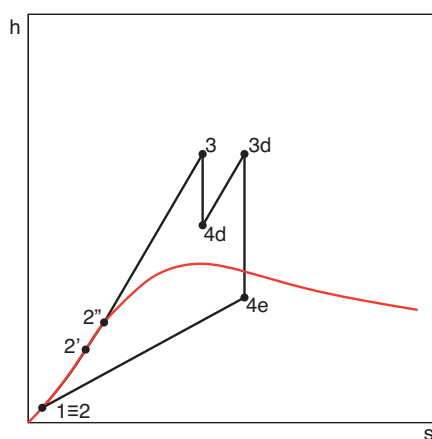
Con il risurriscaldamento la potenza meccanica ottenuta è la somma di due contributi:

$$\left| \frac{\dot{L}_T}{\dot{m}} \right| = |l_T| = (h_3 - h_{4d}) + (h_{3d} - h_{4e}) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (9.34)$$

$$\left| \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}} \right| = |q_A| = (h_3 - h_2) + (h_{3d} - h_{4d}) \cong (h_3 - h_1) + (h_{3d} - h_{4d}) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (9.35)$$

Il rendimento si esprime dunque come (Figura 9.17):

$$\eta = \frac{(h_3 - h_{4d}) + (h_{3d} - h_{4e})}{(h_3 - h_2) + (h_{3d} - h_{4d})} \quad (9.36)$$



**Figura 9.17**  
Ciclo  
endoreversibile  
di Rankine con  
risurriscaldamento  
sul piano (hs)

Gli impianti moderni prevedono di solito un unico risurriscaldamento, con pressione di ritorno in caldaia usualmente pari a un quarto della pressione massima del ciclo. È ovvio che aumentando il numero di surriscaldamenti si potrebbe aumenta-

re ancora il rendimento, ma ciò comporterebbe una maggiore complessità e un maggior costo dell'impianto che non giustificano un numero di surriscaldamenti superiore a uno.

### Esempio 9.6

Riprendendo il sistema degli esempi 9.1 e 9.2 calcolare:  
il rendimento di 1° principio quando il ciclo sia dotato di un risurriscaldamento con pressione di ritorno in caldaia pari a 2,5 MPa.

#### Analisi

Con riferimento alle Figure 9.15, 9.16, e 9.17 occorre calcolare le proprietà ai punti (3d), (4d) e (4e).

Le proprietà al punto (3d) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza della temperatura massima del ciclo e della pressione di ritorno in caldaia.

Le proprietà al punto (4d) si valutano ancora sulle tabelle del vapore surriscaldato partendo dal presupposto che l'entropia è la stessa del punto (3), essendo l'espansione nella turbina  $T_H$  isoentropica, e la pressione è quella del ritorno in caldaia.

Le proprietà del punto (4e) si calcolano partendo dal presupposto che l'entropia è la stessa del punto (3d), essendo l'espansione nella turbina  $T_L$  isoentropica, e determinando il titolo del vapore al punto (4) con la formula binomia (eq. 3.17). Con il titolo del vapore è possibile calcolare anche l'entalpia del punto (4e), usando la solita formula binomia (eq. 3.16).

A questo punto il rendimento di 1° principio si calcola applicando l'eq. (9.36).

#### Soluzione

L'entalpia e l'entropia del punto (3) sono quelle già calcolate nell'esempio 9.1, calcolate alla temperatura e alla pressione in uscita dal generatore di vapore  $T_3 = 500\text{ °C}$  e  $p_3 = 15\text{ MPa}$ , e si riportano qui per completezza:

$$h_3 = 3308,6 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_3 = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (4d) è la stessa del punto (3). La sua pressione è  $p_{4d} = 2,5\text{ MPa}$ . Quindi, dalle tabelle del vapore surriscaldato, interpolando si ha:

$$h_{4d} = 2847,4 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{4d} = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

L'entalpia e l'entropia del punto (3d) si trovano sulle tabelle del vapore surriscaldato in corrispondenza della temperatura e della pressione in uscita dal generatore dopo il risurriscaldamento ( $T_{3d} = 500\text{ °C}$  e  $p_{3d} = 2,5\text{ MPa}$ ):

$$h_{3d} = 3462,1 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{3d} = 7,3234 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

L'entropia del punto (3d) è anche l'entropia del punto (4e). Alla pressione del punto (4e),  $p_{4e} = 15\text{ kPa}$ , le entropie del liquido saturo e del vapore saturo valgono, rispettivamente:

$$s_{l@15\text{kPa}} = 0,7545 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad s_{vss@15\text{kPa}} = 8,0061 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

quindi il punto (4e), essendo la sua entropia compresa tra quella del liquido saturo e quella del vapore saturo secco, si trova all'interno della zona di saturazione.

Il titolo del vapore in questo caso si calcola con la formula binomia (eq. 3.17):

$$x_{4e} = \frac{s_{4e} - s_e}{s_{vss} - s_l} = \frac{7,3234 - 0,7545}{8,0061 - 0,7545} = 0,91$$

Con la stessa formula binomia (eq. 3.16) si può ora calcolare l'entalpia del punto (4e):

$$h_{4e} = h_l + x_{4e} (h_{vss} - h_l) = 225,82 + 0,91 \cdot 2372,5 = 2374,9 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Quindi:

$$h_{4e} = 2374,9 \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad s_{4e} = 7,3234 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

Con queste premesse il rendimento di 1° principio vale (eq. 9.36):

$$\eta = \frac{(h_3 - h_{4d}) + (h_{3d} - h_{4e})}{(h_3 - h_2) + (h_{3d} - h_{4d})} = \frac{(3308,6 - 2847,4) + (3462,1 - 2374,9)}{(3308,6 - 241,02) + (3462,1 - 2847,4)} = 0,420$$

### Discussione

Adottando un risurriscaldamento il rendimento aumenta da 0,404 a 0,417.

L'operazione porta una certa utilità, dovuta all'aumento della temperatura media superiore del ciclo.

La temperatura media superiore si può calcolare modificando opportunamente la eq. (9.29):

$$T_{ms} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_{3d} - h_{4d})}{(s_3 - s_2) + (s_{3d} - s_{4d})} = \frac{(3308,6 - 241,02) + (3462,1 - 2847,4)}{(6,3443 - 0,7545) + (7,3234 - 6,3443)} = 560,6$$

Poiché la temperatura media inferiore è invariata rispetto al valore calcolato nell'esempio 9.2 ( $T_{mi} = 327,2 \text{ K}$ ) il rendimento del ciclo può essere calcolato anche tramite la eq. (9.29):

$$\eta = 1 - \frac{T_{mi}}{T_{ms}} = 1 - \frac{327,2}{560,6} = 0,416$$

Il titolo del vapore aumenta fino a 0,91.

#### 9.2.2.5

##### RIGENERAZIONE

Uno dei motivi per cui la ( $T_{ms}$ ) del ciclo endoreversibile di Rankine visto finora è piuttosto bassa è la temperatura di ingresso in caldaia, praticamente uguale a quella di condensazione.

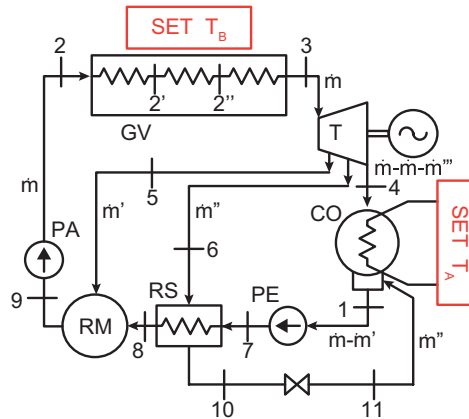
Attraverso la rigenerazione il fluido di lavoro, prima di entrare in caldaia, viene preriscaldato sottraendo calore al vapore che espande in turbina.

Nella pratica la rigenerazione si realizza prelevando, “spillando” in gergo, vapore ad alta entalpia mentre sta espandendo in turbina e portandolo a scambiare calore con il liquido all’uscita dall’evaporatore in rigeneratori a miscela e a superficie.

Il liquido così riscaldato viene portato al generatore di vapore con una temperatura assai superiore, il che permette di avere una ( $T_{ms}$ ) ben più alta.

In Figura 9.18 è rappresentato lo schema di un ciclo di Rankine con due spillamenti: uno è realizzato con un rigeneratore a superficie (RS), operativamente identico agli scambiatori di calore a superficie analizzati al § 8.3.1. L’altro è realizzato con un rigeneratore a miscela (RM), operativamente identico ai miscelatori adiabatici analizzati al § 8.3.2.

**Figura 9.18**  
Schema di ciclo di Rankine con due spillamenti



I rigeneratori a miscela (RM) sono costruttivamente più semplici ma accettano correnti fluide che siano tutte alla stessa pressione e richiedono l’aggiunta di una pompa per rigeneratore; i rigeneratori a superficie sono più complessi e costosi e sono penalizzati nello scambio termico dalla necessità che ci sia una differenza finita di temperatura tra le due correnti fluide che scambiano calore, però accettano correnti fluide a pressioni diverse e non richiedono pompe aggiuntive.

Nei moderni impianti motori a vapore si trovano normalmente diversi rigeneratori, di norma costituiti da una combinazione di rigeneratori a miscela e rigeneratori a superficie.

Un ulteriore effetto positivo provocato dai rigeneratori è che permettono l’espulsione dell’aria eventualmente rientrata nel circuito al condensatore a causa della pressione di esercizio sub-atmosferica.

L’analisi di 1° principio dello schema di Figura 9.18 comporta la scrittura dei bilanci di energia per i due rigeneratori:

Rigeneratore a Superficie:

$$\dot{m}'' \cdot h_6 + (\dot{m} - \dot{m}') \cdot h_7 = \dot{m}'' \cdot h_{10} + (\dot{m} - \dot{m}') \cdot h_8 \quad [\text{W}] \quad (9.37)$$

Rigeneratore a Miscela

$$\dot{m}' \cdot h_5 + (\dot{m} - \dot{m}') \cdot h_8 = \dot{m} \cdot h_9 \quad [\text{W}] \quad (9.38)$$



**Analisi**

Il rendimento di 1° principio si calcola applicando l'eq. (9.45).

Occorre dapprima valutare le proprietà nei punti significativi del ciclo, ricorrendo come al solito alle tabelle (o a un piano termodinamico per l'acqua), e poi le portate spillate eseguendo semplici bilanci di energia sui due rigeneratori.

Si consideri che le pompe aspirino liquido saturo.

**Soluzione**

$$\begin{array}{lll} p_1 = 15 & [\text{kPa}] & x_1 = 0 \\ h_1 = 225,82 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_1 = 0,7543 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} h_7 - h_1 = 0,001014 \cdot (5000 - 15) = 5,06 & [\text{kJ kg}^{-1}] \\ h_7 = 230,88 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_7 = s_1 = 0,7545 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

Il liquido compresso viene preriscaldato nei due rigeneratori RS e RM fino alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione  $p_7 = p_8 = p_9 = 5,0 \text{ MPa}$

$$\begin{array}{lll} p_9 = p_8 = p_7 = p_{RM} = 5,0 & [\text{MPa}] & x_7 = x_8 = L \quad x_9 = 0 \\ h_8 = 692,75 & [\text{kJ kg}^{-1}] & \\ h_9 = 1153,8 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_9 = 2,9190 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$h_2 - h_9 = 0,001286 \cdot (15000 - 5000) = 12,86 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$\begin{array}{lll} p_2 = 15,0 & [\text{MPa}] & x_2 = L \\ h_2 = 1166,7 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_2 = s_9 = 2,9207 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} p_3 = 15,0 & [\text{MPa}] & x_3 = VS \\ h_3 = 3310,8 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_3 = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} p_5 = 5,0 & [\text{MPa}] & x_5 = VS \\ h_5 = 3005,7 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_5 = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \\ T_5 = 328,2 & [^\circ\text{C}] & \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} p_6 = 2,5 & [\text{MPa}] & x_6 = VS \\ h_6 = 2847,4 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_6 = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \\ T_6 = 243,2 & [^\circ\text{C}] & \end{array}$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_{vss} - s_l} = \frac{6,3443 - 0,7545}{8,0061 - 0,7545} = 0,77$$

$$h_4 = h_l + x_4 (h_{vss} - h_l) = 225,82 + 0,77 \cdot 2372,5 = 2054,61 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$\begin{array}{lll} p_4 = 15 & [\text{kPa}] & x_4 = 0,77 \\ h_4 = 2054,61 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_4 = 6,3443 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} p_{10} = p_6 = 2,5 & [\text{MPa}] & x_{10} = 0 \\ h_{10} = 961,15 & [\text{kJ kg}^{-1}] & s_{10} = 2,5524 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} p_{11} = p_1 = 15 & [\text{kPa}] & \\ h_{11} = h_{10} = 961,15 & [\text{kJ kg}^{-1}] & \end{array}$$

Il bilancio di energia eseguito sul rigeneratore a miscela RM consente di calcolare la portata dello spillamento a 5 MPa (eq. 9.38):

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}(h_9 - h_8)}{(h_5 - h_8)} = \frac{100(1153,8 - 692,75)}{(3009,7 - 692,75)} = 19,9 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Il bilancio di energia eseguito sul rigeneratore a superficie RS consente di calcolare la portata dello spillamento a 2,5 MPa (eq. 9.37):

$$\dot{m}'' = \frac{(\dot{m} - \dot{m}') \cdot h_8 - (\dot{m} - \dot{m}') \cdot h_7}{(h_9 - h_{10})} = \frac{(100 - 19,9)(692,75 - 230,80)}{(2847,4 - 961,15)} = 19,6 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Il rendimento di 1° principio si calcola ora con la eq. (9.44):

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_5) + (\dot{m} - \dot{m}') \cdot (h_5 - h_6) + (\dot{m} - \dot{m}' - \dot{m}'') \cdot (h_6 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_3 - h_9)}$$

$$\eta = \frac{100 \cdot (3308,6 - 3005,7) + (100 - 19,9) \cdot (3005,7 - 2847,4) + (100 - 19,9 - 19,6) \cdot (2847,4 - 2054,61)}{100 \cdot (3308,6 - 1153,8)} = 0,422$$

#### Discussione

Il rendimento aumenta da 0,404 a 0,422. Tale aumento è principalmente dovuto al fatto che la temperatura termodinamica media superiore passa dai 548,8 K dell'esempio 9.1 a:

$$T_{ms} = \frac{(h_3 - h_2)}{(s_3 - s_2)} = \frac{(3308,6 - 1166,7)}{(6,3443 - 2,9190)} = 625,3 \quad [\text{K}]$$

a causa del preriscaldamento dell'acqua realizzato nei rigeneratori prima dell'immissione nel generatore di vapore.

### 9.3.4

#### CICLO DI STIRLING

Al § 7.3.2 si è visto che la macchina termica reversibile caratterizzata dal massimo rendimento possibile è quella che opera su un ciclo bitermico.

Il ciclo di riferimento della macchina reversibile bitermica è il ciclo di Carnot, il quale però non è l'unico possibile ciclo reversibile bitermico che si possa immaginare.

Tutti cicli già introdotti (Rankine, Joule, Otto, Diesel) anche se immaginati come reversibili non hanno lo stesso rendimento massimo del Ciclo di Carnot perché non sono bitermici, cioè operano gli scambi di calore non su due sole temperature ma su più temperature.



Un ciclo bitermico, che è pertanto in grado di ottenere il rendimento massimo ove operasse con trasformazioni reversibili, è invece il ciclo di Stirling, che è utile introdurre anche perché il motore operante sul ciclo di Stirling è l'unico, tra i motori alternativi, a lavorare con combustione esterna.

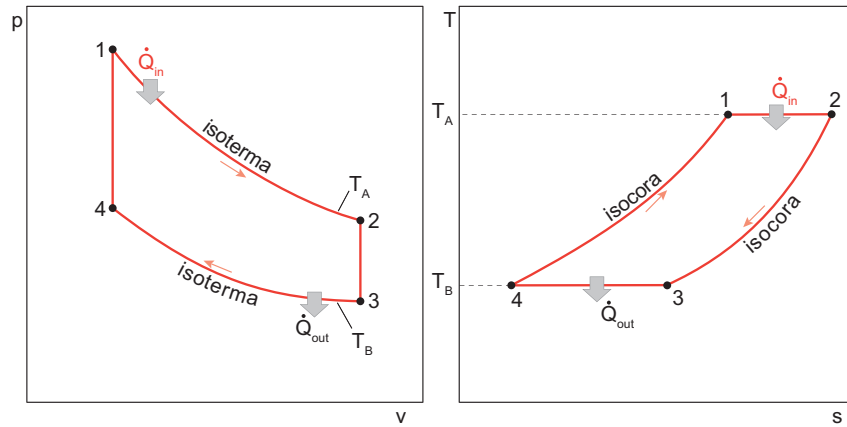
Il ciclo di Stirling è costituito da:

- due trasformazioni isoterme reversibili, alle temperature  $T_A$  e  $T_B$ ,
- due trasformazioni isocore.

Il ciclo di Stirling è rappresentato in Figura 9.42 sia sul piano ( $pV$ ) che sul piano ( $Ts$ ).

Le due trasformazioni isocore ci caratterizzano per il fatto che il fluido evolve tra le stesse due temperature e che il calore assorbito nella trasformazione (1-2) eguaglia il calore ceduto nella trasformazione (3-4).

**Figura 9.42**  
Ciclo di Stirling sul  
piano ( $Ts$ ) e sul  
piano ( $pV$ )



Questo assunto è dimostrato dal fatto che lungo una trasformazione reversibile a volume costante è (eq. 6.11):

$$(\delta q)_v = c_v \cdot dT \quad [\text{J kg}^{-1}] (6.11)$$

e che per un gas ideale il calore specifico a volume costante è funzione della sola temperatura (eq. 3.38):

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du(T)}{dT} = c_v(T) \quad [\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}] (3.38)$$

onde per cui, svolgendosi le due trasformazioni isocore (1-2) e (3-4) tra le stesse temperature ( $T_A$ ) e ( $T_B$ ), non può che essere:

$$(q_{1-2})_v = (q_{3-4})_v = \int_{T_B}^{T_A} c_v(T) \cdot dT \quad [\text{J kg}^{-1}] (9.96)$$

Se allora si pensa di realizzare gli scambi termici lungo le due trasformazioni mediante un processo rigenerativo interno, è lecito assumere che lungo le due isocore non avvenga nessuno scambio di calore tra il sistema e l'esterno.

Gli scambi di calore tra il sistema e l'esterno sono così demandati alle due trasformazioni isoterme (2-3) e (4-1), rendendo il ciclo bitermico.

Il ciclo di Stirling si basa dunque sulla disponibilità di un rigeneratore permeabile al flusso del gas che possa alternativamente cedere e sottrarre calore al gas che percorre il ciclo.

Una volta realizzato un simile rigeneratore ideale gli scambi di calore con l'esterno sono relegati alle due trasformazioni isoterme (2-3) e (4-1) e, ricordando l'espressione del bilancio di energia (eq. 7.7):

$$|L| = |Q_{2-3}| - |Q_{4-1}| \quad [J] \quad (9.97)$$

e della disuguaglianza di Clausius scritta per una trasformazione reversibile (eq. 5.9):

$$\delta q = T \cdot ds \quad [J \, K^{-1}] \quad (5.9)$$

il rendimento termodinamico (eq. 7.8) del ciclo di Stirling diventa:

$$\eta = \frac{|L|}{|Q_{2-3}|} = \frac{|Q_{2-3}| - |Q_{4-1}|}{|Q_{2-3}|} = 1 - \frac{|T_B \cdot (s_1 - s_4)|}{|T_A \cdot (s_3 - s_2)|} = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (9.98)$$

essendo:

$$|s_1 - s_4| = |s_3 - s_2| \quad (9.99)$$

in quanto, per un gas ideale, la differenza di entropia può essere calcolata come (cfr. § 6.4.2):

$$|s_1 - s_4| = \left| c_v \ln \frac{T_B}{T_B} + R \frac{v_1}{v_4} \right| \quad [J \, kg^{-1} \, K^{-1}]$$

$$|s_3 - s_2| = \left| c_v \ln \frac{T_A}{T_A} + R \frac{v_3}{v_2} \right| \quad [J \, kg^{-1} \, K^{-1}]$$

Dunque il ciclo di Stirling si comporta come un ciclo bitermico (e pertanto se è anche reversibile raggiunge il rendimento massimo) se si riesce a realizzare una rigenerazione ideale, se cioè si riesce a trasferire tutto il calore dal fluido al rigeneratore nel passaggio di espansione (3-4) e poi dal rigeneratore al fluido nel passaggio di compressione (1-2).

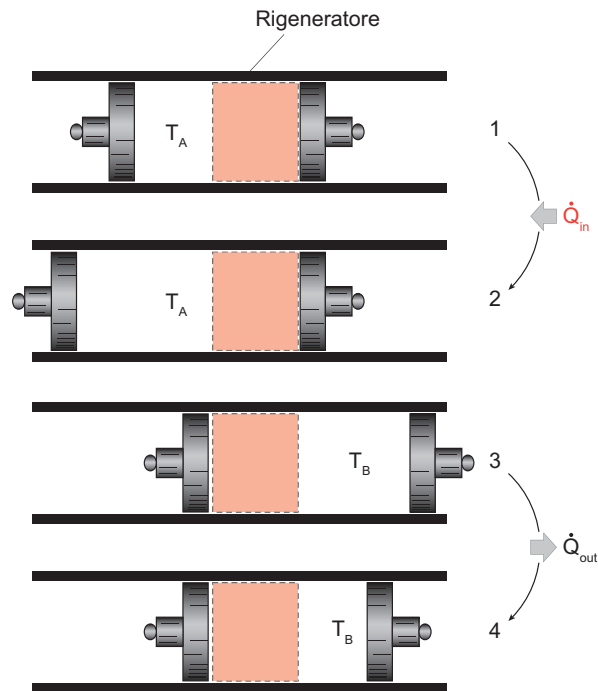
Il ciclo di Stirling con il processo di rigenerazione è mostrato in Figura 9.43.

La macchina di Stirling viene realizzata con un cilindro al cui interno scorrono due pistoni inframezzati dal rigeneratore termico.

Si tratta quindi di un motore alternativo a combustione esterna, il che marca un'importante differenza con i motori alternativi analizzati al paragrafo precedente.

Il rigeneratore è costituito di solito da una rete metallica impaccata o da tubi metallici o da una matrice ceramica. In ogni caso il rigeneratore è permeabile al gas che lo attraversa cedendogli o assorbendo alternativamente calore.

**Figura 9.43**  
Ciclo di Stirling



Il rigeneratore agisce quindi come un accumulatore di energia termica. Per questa funzione ha bisogno di possedere elevata capacità termica, vista come prodotto della massa per il calore specifico.

Il processo rappresentato in Figura 9.43 si può descrivere così:

- inizialmente (stato 1) la camera di sinistra contiene l'intera massa di gas che si trova ad alta temperatura ( $T_A$ ) e alta pressione;
- durante la trasformazione isoterma (1-2) il SET a ( $T_A$ ) cede calore al gas che si espande. Il pistone di sinistra si muove, da solo, verso l'esterno, la pressione diminuisce e si ha la fase utile con cessione di lavoro all'ambiente esterno fino al punto (2);
- al punto (2) entrambi i pistoni cominciano a muoversi insieme verso destra, il volume rimane costante e il gas fluisce attraverso il rigeneratore al quale cede il calore acquistato dal SET a ( $T_A$ ) fino a che non arriva alla temperatura ( $T_B$ ), al punto (3);
- dal punto (3) il pistone di destra si muove, da solo, verso sinistra, avviene la cessione di calore al SET a ( $T_B$ ) lungo l'isoterma mentre la pressione aumenta fino al punto (4);
- dal punto (4), infine, entrambi i pistoni si muovono insieme verso sinistra, con il gas che, passando attraverso il generatore, riceve il calore precedentemente rilasciato e si riporta al punto (1) da cui riparte il ciclo.

Pur essendo teoricamente molto promettente la macchina di Stirling non ha ottenuto successo applicativo per via di alcuni problemi tecnologici, il primo dei quali è la difficoltà di costruire rigeneratori termici di dimensioni contenute che, al tempo stesso, abbiano elevata capacità di immagazzinare energia termica e siano resistenti alle sollecitazioni termiche cui sono sottoposti. Una importante caratteristica positiva del motore di Stirling è che, essendo a combustione esterna, può essere

alimentato anche con combustibili solidi di basso valore (per esempio biomasse) o anche con energia solare.

Una interessante applicazione di nicchia per la macchina di Stirling è quella di macchina frigorifera, con il ciclo ovviamente operato in modalità inversa. Con la macchina frigorifera di Stirling è possibile raggiungere temperature criogeniche (fino a 70 K) con ottime efficienze.

### 9.3.5

#### CICLI COMBINATI E COGENERAZIONE

A completamento del Capitolo sui cicli diretti è utile fornire alcune nozioni su alcune tendenze applicative moderne che coinvolgono i cicli illustrati.

Tali soluzioni applicative verranno qui introdotte solo in maniera qualitativa, per rendere edotto il lettore della loro presenza sul panorama tecnologico senza operare alcuna analisi di tipo termodinamico, analisi che di solito viene affrontata in corsi più avanzati.

##### 9.3.5.1

#### CICLI COMBINATI

Analizzando il ciclo di Rankine si è posto un limite tecnologico alla temperatura massima del ciclo a circa 600 °C, in ragione dei problemi di resistenza dei materiali nelle parti più calde del generatore di vapore, in particolare al surriscaldatore (cfr. § 9.2.2.2).

Questo limite comporta una penalizzazione evidente al rendimento massimo raggiungibile nel ciclo di Rankine, in virtù del valore basso che si può assegnare alla temperatura ( $T_A$ ) nell'espressione del rendimento reversibile (eq. 7.18).

Il ciclo di Joule in configurazione aperta, per via della camera di combustione concettualmente diversa dal generatore di vapore, non ha le stesse limitazioni e le temperature massime raggiunte correntemente all'ingresso in turbina sono nell'intorno dei 1300 °C (cfr. § 9.3.2).

Nel ciclo di Joule, d'altro canto, uno dei problemi è rappresentato dall'elevata temperatura di uscita del fluido dalla turbina. Il calore a elevata temperatura viene di solito scaricato in atmosfera con grave penalizzazione in termini di entropia generata e quindi rendimento ottenibile.

La soluzione ai problemi dei due cicli risiede, sembra ovvio, nell'accoppiarli in serie: un ciclo di Rankine riceve il calore dal fluido all'uscita dalla turbina del ciclo di Joule e lo usa per vaporizzare il fluido che evolve al suo interno.

Con questa configurazione, nota come **ciclo combinato**, si sfruttano le migliori caratteristiche dei due cicli e si riducono le penalizzazioni di origine tecnologica legate agli stessi.

Il rendimento termodinamico di un ciclo combinato è sempre superiore al rendimento di ciascuno dei due cicli presi singolarmente. A oggi i cicli combinati realizzano i migliori rendimenti negli impianti stazionari per la generazione di energia elettrica.

In effetti, gli impianti termoelettrici di taglia medio-grande più moderni ed efficienti oggi realizzati sono cicli combinati alimentati con gas naturale. In questi sistemi il rendimento termodinamico reale raggiunge valori vicini al 60%.

## 9.3.5.2

## COGENERAZIONE

Il 2° principio della Termodinamica impone che da qualsiasi sistema di conversione dell'energia termica in energia meccanica risulti una quantità di energia termica a bassa temperatura che normalmente viene ceduta all'ambiente esterno senza poter essere adoperata in modo utile.

Se però si pensa che nelle applicazioni tecnologiche assai spesso emergono richieste di energia termica a temperatura bassa o medio-bassa allora si è portati a riflettere sulla possibilità di impiegare almeno in parte, per quegli usi, l'energia termica di scarto degli impianti di conversione operanti su cicli diretti.

Le richieste di energia termica a bassa temperatura riguardano campi di applicazione assai vasti. Molte applicazioni industriali moderne richiedono elevate quantità di energia termica a temperature basse o medio-basse (non superiori a  $100\div 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); si parla in questi casi di "calore di processo" per indicare che l'energia termica è richiesta per lo svolgimento di processi industriali.

Grandi quantità di energia termica sono poi richieste dai riscaldamenti ambientali, nei quali il calore viene impiegato per mantenere l'ambiente costruito a livelli compatibili con il comfort (o "benessere termoigrometrico" se si usa un termine italiano) degli occupanti. È ben noto che, in inverno, il livello di comfort per gli esseri umani si stabilisce a temperature vicine ai  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Sia per necessità di "processo" che di "benessere" il calore viene generalmente prodotto convertendo energia chimica attraverso la combustione di combustibili fossili che, si è visto, avviene a temperature superiori ai  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ . È ormai chiaro al lettore che utilizzare calore disponibile a  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$  per impieghi a temperature di  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  o inferiori comporta un'enorme generazione di entropia (cfr. § 5.3 ed esempio 9.1) e, quindi, spreco di energia di elevata qualità e diminuzione di efficienza.

Una possibile soluzione al problema è, anche qui, ovvia: basta calibrare la temperatura a cui viene ceduto il calore di scarto di una Macchina Termica sulle necessità di "processo" o di "benessere": in questo modo si produce energia meccanica di elevata qualità con la Macchina Termica e il calore di scarto, prima di essere ceduto all'ambiente esterno, viene utilizzato al meglio. Ne consegue che il bilancio di entropia applicato a una simile configurazione restituisce come risultato una minima generazione di entropia.

Uno schema di impianto simile prende il nome di "cogenerazione" (ad intendere il fatto che, si converte energia termica a elevata temperatura, per ottenere (cogenerare) energia meccanica, eventualmente convertita in energia elettrica, ed energia termica a temperatura più bassa). La cogenerazione è a oggi la modalità termodinamicamente più efficiente per sfruttare energia termica disponibile a elevata temperatura.

Gli impianti di cogenerazione possono essere realizzati in molteplici configurazioni, utilizzando tutti i cicli diretti introdotti più sopra, e nelle taglie più disparate. Si va da impianti di dimensioni minuscole (capaci di  $1\text{ kW}$  di potenza meccanica, i cosiddetti micro-cogeneratori o microCHP, per micro-Combined Heat and Power) fino a impianti di grossa taglia nei quali vengono accoppiati centrali termoelettriche la cui potenza elettrica è dell'ordine delle centinaia di MW e impianti termici capaci di alimentare sistemi di riscaldamento urbano (telerriscaldamento) al servizio di quartieri e intere città.