

Metodi per accrescere il rendimento globale degli impianti motori con turbina a gas. Il ciclo di Ericsson

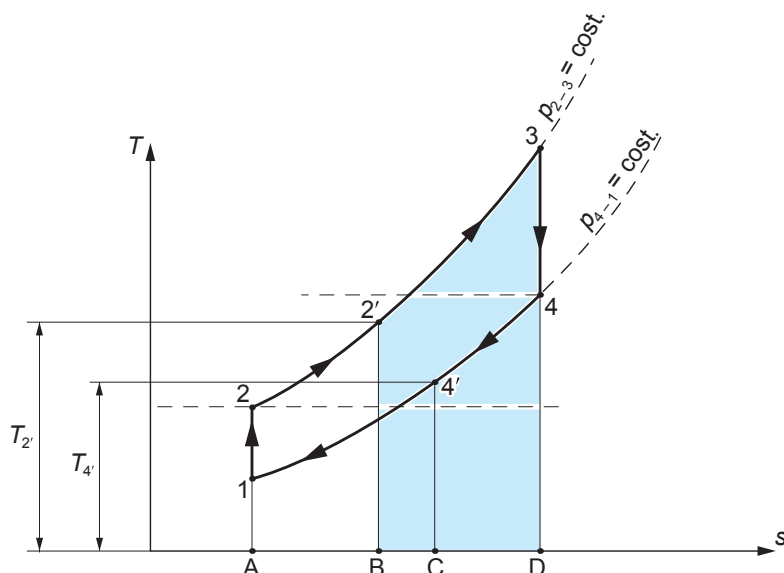
La rigenerazione

Tra i metodi usati per aumentare il rendimento globale degli impianti motori con turbina a gas la *rigenerazione* occupa sicuramente un posto preminente. Questo metodo consiste nel riscaldare, tramite uno scambiatore di calore, l'aria proveniente dal compressore prima del suo afflusso nel combustore.

Per effettuare questo riscaldamento viene sfruttata parte dell'energia termica ancora posseduta dai gas combusti, altrimenti perduta se dispersa con i fumi nell'atmosfera. Con la rigenerazione, quindi, il combustore cede al fluido di lavoro non più il calore q_{2-3} ma il calore $q_{2'-3}$. Nel diagramma entropico (T, s) di **Figura 1** il calore q_{2-3} è rappresentato dall'area sottesa sull'asse delle ascisse dall'isobara 2-3 (area A-2-3-D); sullo stesso diagramma il calore $q_{2'-3}$ è rappresentato dall'area, evidenziata con il colore, sottesa sull'asse delle ascisse dall'isobara 2'-3 (area B-2'-3-D). La rigenerazione, come appare evidente, comporta un non trascurabile risparmio nel consumo di combustibile, dato che è $q_{2'-3} < q_{2-3}$.

Figura 1

Rappresentazione sul piano entropico (T, s) di un ciclo di Brayton con rigenerazione:
 $T_{2'}$ = temperatura dell'aria uscente dal rigeneratore;
 $T_{4'}$ = temperatura dei gas combusti uscenti dal rigeneratore.



Un secondo effetto della rigenerazione è la diminuzione della quantità di calore q_{inf} dispersa nell'atmosfera, ovvero ceduta alla sorgente inferiore. In effetti, con riferimento alla Figura 1, questo calore è equivalente non più all'area sottesa sull'asse delle ascisse dalla curva 4-1, cioè all'area D-4-1-A, ma all'area sottesa dal solo tratto di curva 4'-1, cioè all'area C-4'-1-A. La restante area D-4-4'-C rappresenta infatti il calore che i gas cedono non più alla sorgente fredda ma, tramite il rigeneratore, al fluido di lavoro.

In definitiva non è variato il lavoro l_{id} prodotto dal ciclo; è invece diminuita la quantità di calore q_{sup} che è necessario fornire al fluido di lavoro. Di conseguenza il rapporto:

$$\frac{l_{id}}{q_{sup}} (= \eta)$$

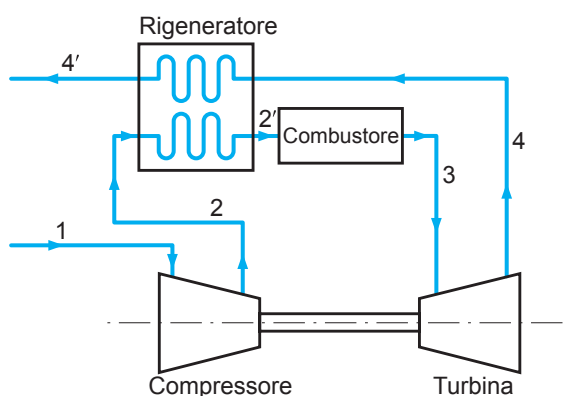
riferito al ciclo rigenerativo risulta maggiore rispetto allo stesso rapporto applicato al corrispondente ciclo non rigenerativo. In altre parole, il rendimento η del ciclo con rigenerazione è superiore a quello dell'analogo ciclo senza rigenerazione.

Si può dimostrare infine che il rendimento del ciclo di Brayton rigenerativo, all'opposto di quanto accade per il ciclo di Brayton non rigenerativo, aumenta al diminuire del rapporto di compressione β .

In **Figura 2** è rappresentato lo schema dell'impianto a ciclo aperto, con rigenerazione, cui si riferisce il ciclo di Brayton di Figura 1.

Figura 2

Schema dell'impianto a ciclo aperto, con rigenerazione, riferito al ciclo di Brayton di Figura 1.

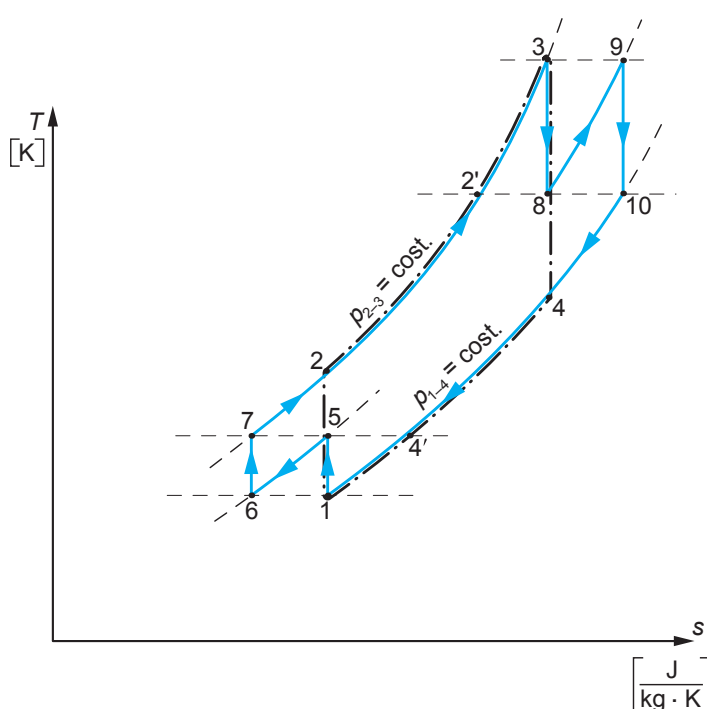


Alcuni impianti con turbine a gas prevedono:

- l'utilizzo di un compressore a più stadi per effettuare la compressione del fluido di lavoro;
- l'interposizione di un refrigeratore tra ogni stadio e lo stadio successivo del compressore (tratto 4'-1-5-6-7 del ciclo di **Figura 3**);
- l'impiego di più turbine calettate sullo stesso asse;
- il riscaldamento del gas di volta in volta tramite combustori interposti tra ogni turbina e la successiva (tratto 2'-3-8-9-10 del ciclo di Figura 3).

Figura 3

Rappresentazione sul piano entropico (T, s) di un ciclo di Brayton con compressore a due stadi con interrefrigeratore e con un riscaldamento intermedio nella fase di espansione in turbina. Ciclo 1-2-3-4-1: ciclo normale di Brayton (linea tratto e punto). Ciclo 1-5-6-7-3-8-9-10-1: ciclo di Brayton con compressione interrefrigerata e riscaldamento intermedio (nella fase di espansione in turbina).



La presenza contemporanea nell'impianto di:

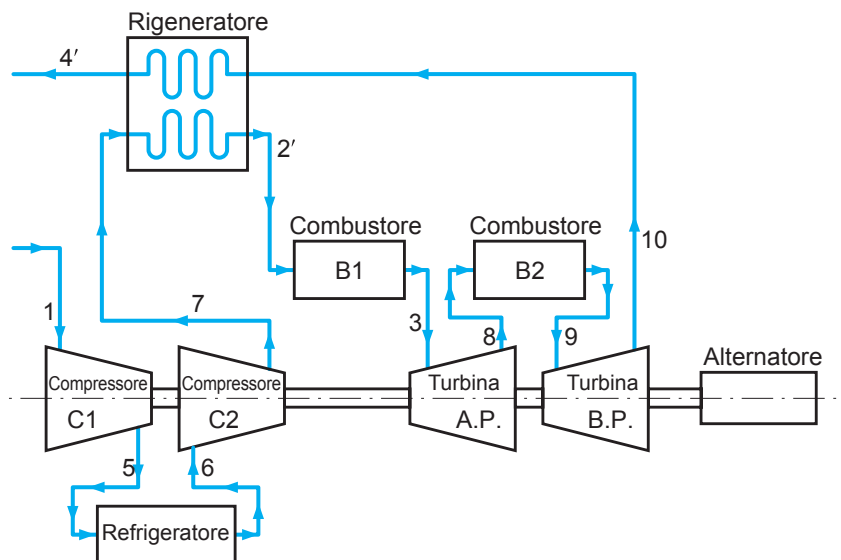
- un compressore a più stadi con interrefrigerazione,
- combustori interposti tra le turbine,
- rigeneratori,

comporta ingombri elevati e costi non trascurabili. Tuttavia questo tipo di impianto è frequentemente utilizzato nelle centrali termoelettriche di grande potenza per il suo elevato rendimento.

In **Figura 4** è rappresentato schematicamente l'impianto a cui fa riferimento il ciclo di Figura 3.

Figura 4

Schema dell'impianto riferito al ciclo di Brayton di Figura 3:
Turbina A.P. = turbina alta pressione;
Turbina B.P. = turbina bassa pressione.



In questo schema si rilevano le seguenti fasi:

1. L'aria

- aspirata dal compressore C1 alla temperatura T_1 viene compressa fino a un valore di pressione intermedio; al termine di questa compressione (isoentropica) la sua temperatura è salita al valore T_5 ;
- è successivamente inviata al refrigeratore; la sua temperatura diminuisce da T_5 a T_6 a pressione costante;
- entra quindi in un secondo stadio di compressione (compressore C2) dove aumentano sia la sua pressione, fino al valore p_{2-3} , sia la sua temperatura, da T_6 a T_7 ;
- viene poi inviata al rigeneratore, nel quale subisce un riscaldamento, da T_7 a $T_{2'}$, per opera del gas di scarico della turbina a bassa pressione;
- entra successivamente nel combustore B1; la sua temperatura aumenta, a pressione costante, da $T_{2'}$ a T_3 .

2. I gas prodotti

- sono inviati nella turbina ad alta pressione dove subiscono una parziale espansione, secondo l'isoentropica 3-8;
- usciti da questa turbina, i gas, che contengono ancora aria, vengono miscelati nuovamente con altro combustibile nel combustore B2 dove, in seguito alla combustione, la loro temperatura aumenta da T_8 a T_9 ;
- entrano quindi nella turbina a bassa pressione dove danno luogo a una nuova espansione secondo l'isoentropica 9-10; la loro temperatura all'uscita della turbina è T_{10} .

3. I gas di scarico della turbina a bassa pressione

- sono inviati al rigeneratore dove, a pressione costante, preriscaldano l'aria comburente; nel rigeneratore la temperatura dei gas diminuisce da T_{10} a $T_{4'}$;
- sono infine convogliati all'esterno.



John Ericsson (1803-1889).

Immaginiamo ora di utilizzare un compressore con un numero illimitato di stadi, ciascuno dei quali fornito di interrefrigeratore. Immaginiamo inoltre di aver installato innumerevoli combustori con cui effettuare riscaldamenti intermedi durante la fase di espansione in turbina. Ipotizziamo infine di servirci di un numero opportuno di rigeneratori. In tali ipotesi i “denti di sega” del ciclo di Brayton 1-2-3-4-1 di Figura 3 diventano infiniti e infinitamente piccoli. Di conseguenza, sia la linea 2'-3-8-9-10 sia la linea 4'-1-5-6-7 tendono a divenire, al limite, segmenti di rette orizzontali, corrispondenti cioè a due trasformazioni isoterme.

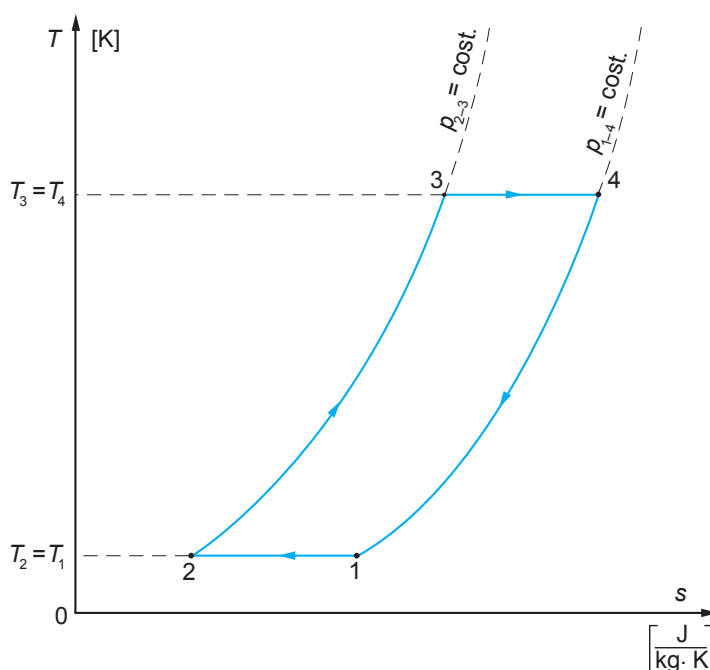
Il ciclo realizzato con due trasformazioni isoterme e due isobariche prende il nome di *ciclo di Ericsson*. In questo ciclo (Figura 5):

- la sorgente superiore cede al fluido di lavoro il calore q_{sup} alla temperatura massima T_3 del ciclo;
- la sorgente inferiore acquisisce dal fluido stesso, ancora isotericamente, tutto il calore q_{inf} alla temperatura minima T_1 del ciclo.

Il ciclo reversibile di Ericsson presenta perciò un rendimento analogo a quello del ciclo di Carnot.

Figura 5

Rappresentazione sul piano entropico (T, s) del ciclo di Ericsson.



Gli impianti combinati gas-vapore

Si definiscono *impianti combinati gas-vapore* quegli impianti motori termici che combinano il ciclo termodinamico di Brayton, tipico degli impianti con turbine a gas, con quello di Hirn, tipico degli impianti a vapore (Figura 6).

Gli impianti combinati sfruttano l'energia termica posseduta dai gas di scarico della turbina a gas per generare vapore, saturo o surriscaldato; questo vapore viene immesso in una turbina a vapore dove, in seguito all'espansione, produce ulteriore lavoro.

Nello schema di Figura 7 la caldaia dell'impianto a vapore è alimentata unicamente dall'energia termica recuperata dai gas di scarico della turbina a gas. In altri impianti combinati è prevista l'utilizzazione di caldaie a recupero fornite di bruciatori ausiliari nei quali sono direttamente immessi, per esservi utilizzati come comburente, i gas uscenti dalla turbina a gas.

Figura 6

Accostamento delle rappresentazioni sul piano entropico (T, s) di un ciclo di Brayton (a) e di un ciclo di Hirn (b), relativi a uno stesso impianto combinato gas-vapore.

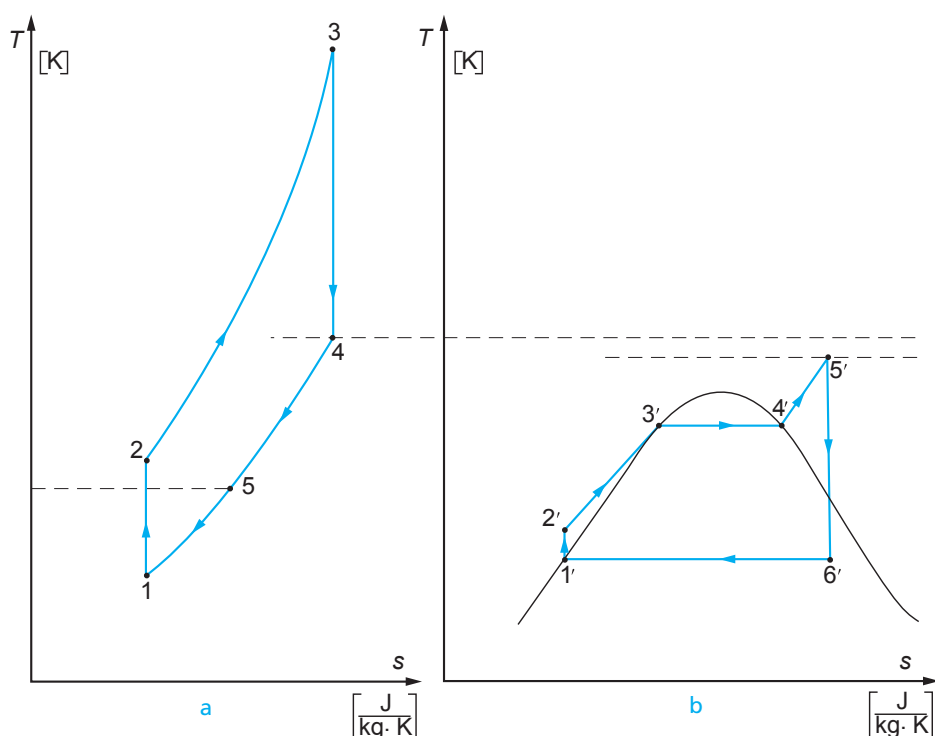
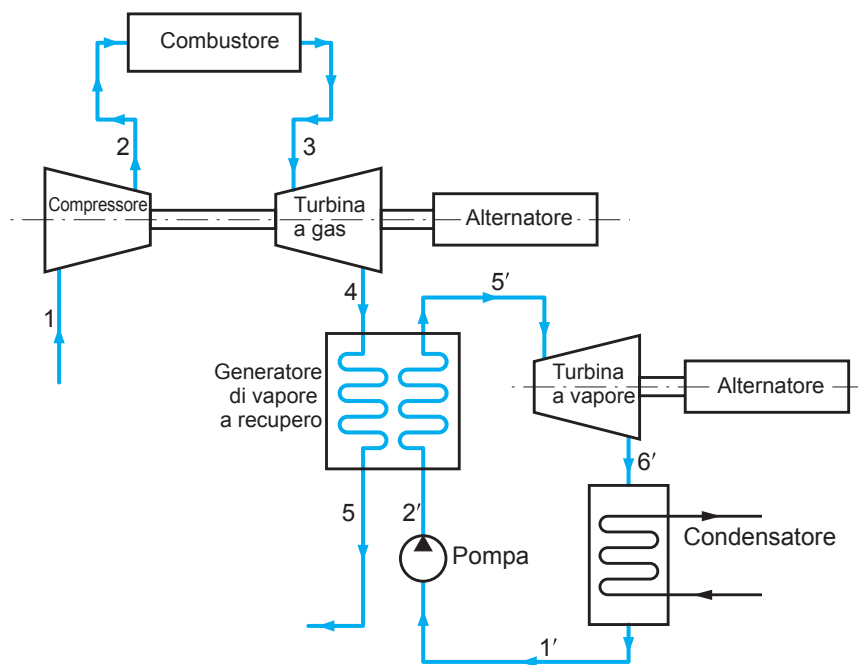


Figura 7

Schema dell'impianto a ciclo combinato gas-vapore riferito ai cicli di Figura 6.



Nota bene

L'impiego dei gas uscenti dalla turbina a gas come comburente è reso possibile dal fatto che normalmente le turbine a gas utilizzano un elevato eccesso d'aria e pertanto nei gas di scarico di queste macchine è ancora presente un'alta percentuale di ossigeno.

La principale caratteristica degli impianti combinati gas-vapore è l'elevato rendimento, attorno al 48 ÷ 51%, contro il 34 ÷ 38% degli impianti a gas e il 40 ÷ 42% di quelli a vapore.

Questi impianti, inoltre, sono affidabili; non presentano particolari problemi di impatto ambientale o di emissioni nocive; il loro costo di installazione è, tutto sommato, abbastanza contenuto; i tempi di realizzazione sono in genere assai modesti.