

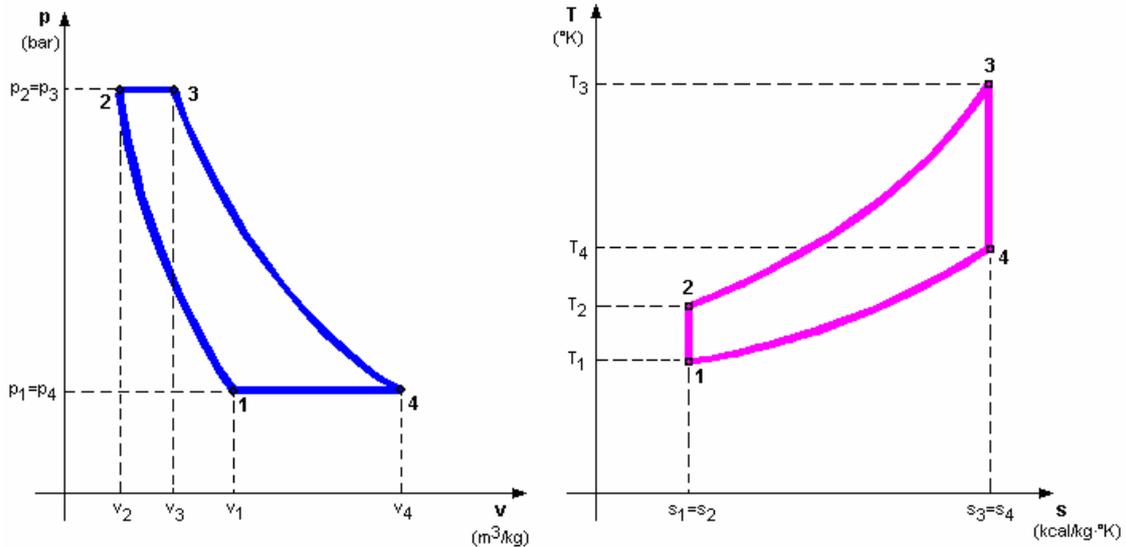
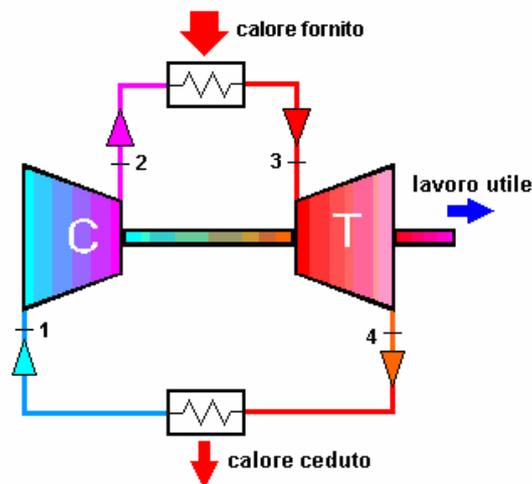
CAP. 4 – Le turbine a gas e i cicli combinati

1. Cicli delle turbine a gas

1.1. Cicli a gas ideali

Il ciclo Brayton (o Joule), a cui fanno riferimento i cicli delle turbine a gas, è composto dalle seguenti trasformazioni ideali di un gas:

- una compressione adiabatica, effettuata dal punto 1 al punto 2 nel compressore;
- un riscaldamento a pressione costante (dal punto 2 al punto 3);
- un'espansione adiabatica, effettuata dal punto 3 al punto 4 nella turbina;
- una cessione di calore a pressione costante (dal punto 4 al punto 1).



Perché tale ciclo possa essere considerato ideale occorre che le trasformazioni adiabatiche siano anche isentropiche e che le isobare siano rigorosamente tali, ovvero il fluido non subisca perdite di pressione all'interno degli scambiatori che provvedono agli scambi termici con le sorgenti di calore tra cui opera il ciclo. Il fluido considerato è in tal caso un gas perfetto, che non subisce trasformazioni di stato e di composizione, che ha un c_p costante indipendente dalla temperatura e che rispetta la nota equazione $p v = R T$.

Denominati:

- Q_1 calore fornito tra il punto 2 e il punto 3
- Q_2 calore ceduto tra il punto 4 e il punto 1
- L_C lavoro di compressione tra il punto 1 e il punto 2
- L_T lavoro di espansione in turbina tra il punto 3 e il punto 4
- L_N lavoro utile

il rendimento del ciclo ideale è il seguente:

$$\eta = \frac{L_N}{Q_1} = \frac{L_T - L_C}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

ovvero

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Nelle trasformazioni adiabatiche (1-2) e (3-4) valgono le relazioni seguenti:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

avendo indicato con k il rapporto tra il calore specifico a pressione costante c_p e quello a volume costante c_v .

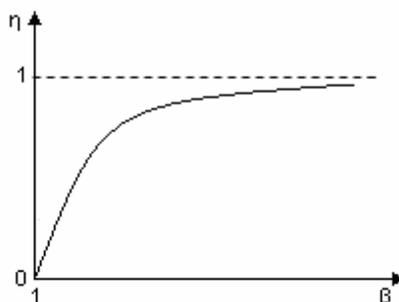
Se si pone: $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad \varphi = \frac{k-1}{k}$

si ottiene: $\beta^\varphi = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad T_2 T_4 = T_1 T_3 \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

e quindi il rendimento risulta espresso da:

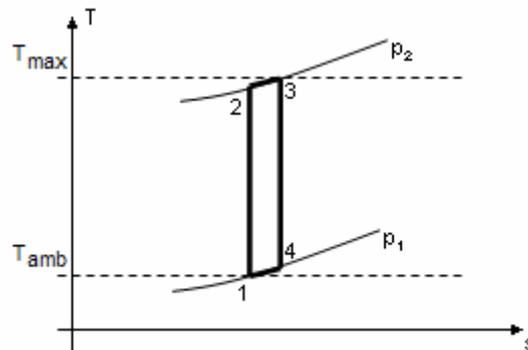
$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \beta^{-\varphi}$$

Il rendimento del ciclo ideale dipende dunque unicamente dall'innalzamento di temperatura isoentropico fornito dal compressore; aumentando il rapporto di compressione β il rendimento aumenta, tendendo a 1 per β tendente ad ∞ .



Poiché nella pratica le temperature estreme del ciclo risultano fissate (la temperatura inferiore T_1 coincide con la temperatura ambiente, mentre la temperatura superiore T_3 è imposta dalle caratteristiche di resistenza dei materiali impiegati) il rapporto di compressione non può aumentare oltre un certo limite poiché questo significherebbe avere temperatura massima del ciclo oltre il valore ammesso. Si ha perciò massimo rendimento con un rapporto di compressione limite per cui:

$$T_2 \rightarrow T_3 = T_{\max} \qquad T_4 \rightarrow T_1$$



Con il rapporto di compressione limite le due isobare, per la piccolissima variazione di entropia, possono essere confuse con due isoterme e il ciclo tende ad assumere la forma del ciclo di Carnot e ad averne il rendimento, che è quello massimo possibile tra due determinate temperature.

D'altra parte il lavoro netto compiuto da un simile ciclo tende a zero, in quanto tende ad annullarsi il calore introdotto nella trasformazione dal punto 2 al punto 3.

Dunque aumentare il rapporto di compressione fino al valore limite significa ottenere un ciclo degenerare, avente massimo rendimento ma non in grado di compiere lavoro utile.

Analiticamente si ha che: $\frac{T_{\max}}{T_{\text{amb}}} \cong \frac{T_2}{T_1} = \beta_{LIM}^\varphi$.

Prendendo poi in considerazione il lavoro utile prodotto dal ciclo, osserviamo che le turbine a gas hanno costi fissi molto dipendenti dalla portata di fluido operante nel ciclo. E' perciò fondamentale che abbiano un lavoro specifico netto il più elevato possibile, onde ottenere la stessa potenza con portate inferiori.

Il lavoro utile è per definizione dato dal prodotto del calore fornito Q_1 per il rendimento η del ciclo. Riferendoci al peso unitario di fluido, otteniamo:

$$L_N = \eta \cdot Q_1 = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p (T_3 - T_2) = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^\varphi \right)$$

Nella formula compare il rapporto T_3/T_1 : poiché T_1 è la temperatura ambiente, si nota come il lavoro utile sia fortemente influenzato dalla temperatura massima T_3 , oltre che dal rapporto di compressione β .

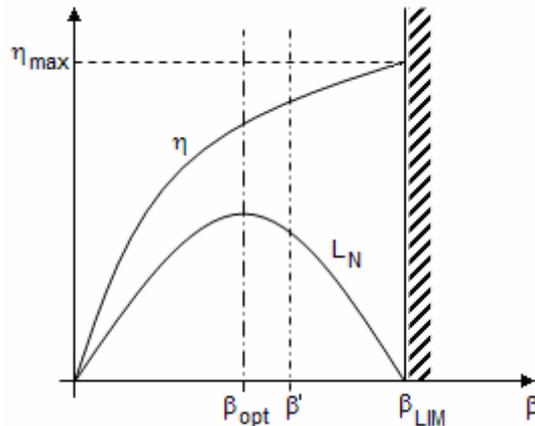
Il lavoro si annulla per $\beta = 1$ (lavoro nullo sia di compressione che di espansione) e per $\beta^\varphi = \frac{T_3}{T_1}$

ovvero per $T_2 = T_3$ (condizione in cui il lavoro isentropico di compressione è uguale a quello di espansione).

Derivando poi la funzione L_N rispetto a β , si ottiene un massimo per $\beta^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{-\varphi} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$.

Il lavoro è dunque massimo per $T_2 = T_4 = \sqrt{T_3 \cdot T_1}$.

Si può individuare un rapporto di compressione β_{opt} che massimizza il lavoro utile. Tale valore non fornisce però il massimo rendimento possibile.



Si sceglie perciò un rapporto di compressione β' di compromesso tra quello con massimo lavoro utile e quello con massimo rendimento. In questo modo risulteranno contenuti sia i costi di costruzione (lavoro specifico elevato, dunque portate e sezioni di passaggio limitate e turbogas più snello) che i costi di esercizio (rendimento buono, quindi consumo specifico ridotto).

Il lavoro utile è un parametro di grandissima importanza nelle turbine a gas, dove il lavoro della turbina e del compressore sono dello stesso ordine di grandezza.

Infatti, per una compressione o un'espansione isentropica, il lavoro specifico è dato da:

$$\int v \cdot dp = v_{medio} \cdot \Delta p$$

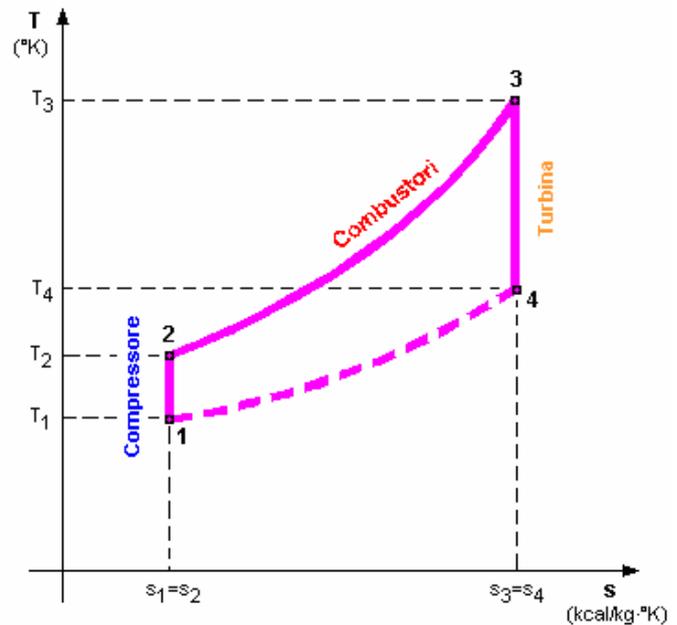
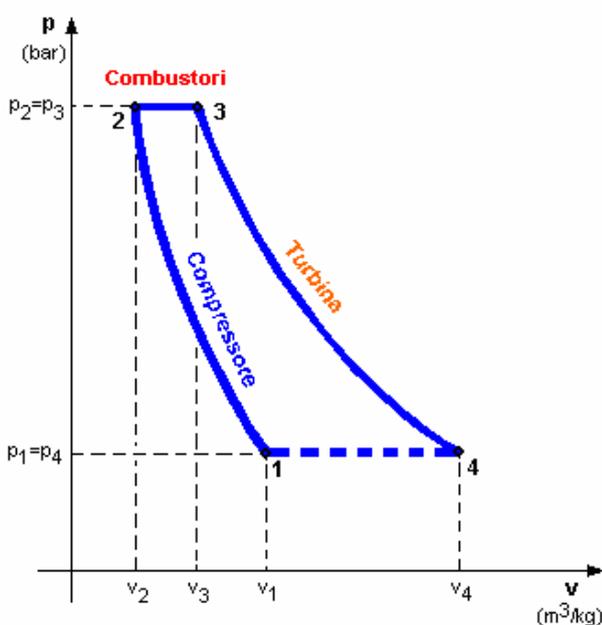
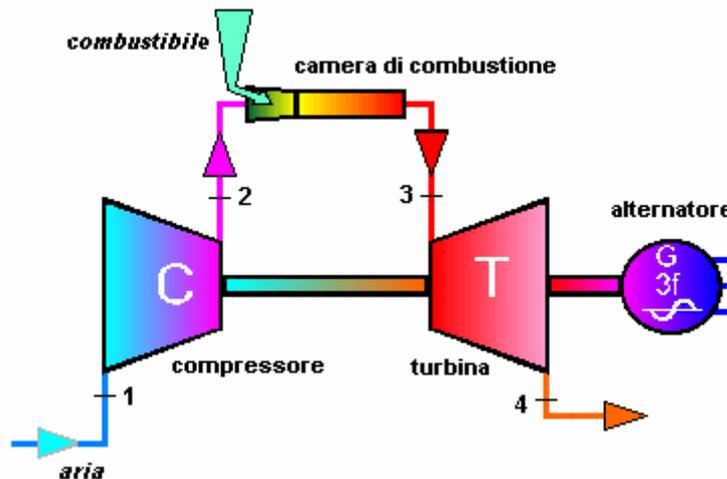
Essendo uguale il salto di pressione Δp , la possibilità di creare lavoro utile è determinata dalla differenza di volume specifico medio tra espansione e compressione, che, per un gas, deriva solo dalla differenza della temperatura media assoluta.

Ciò spiega intuitivamente la necessità di allontanare nel diagramma entropico le due adiabatiche per ottenere lavoro.

1.2. Cicli a gas reali

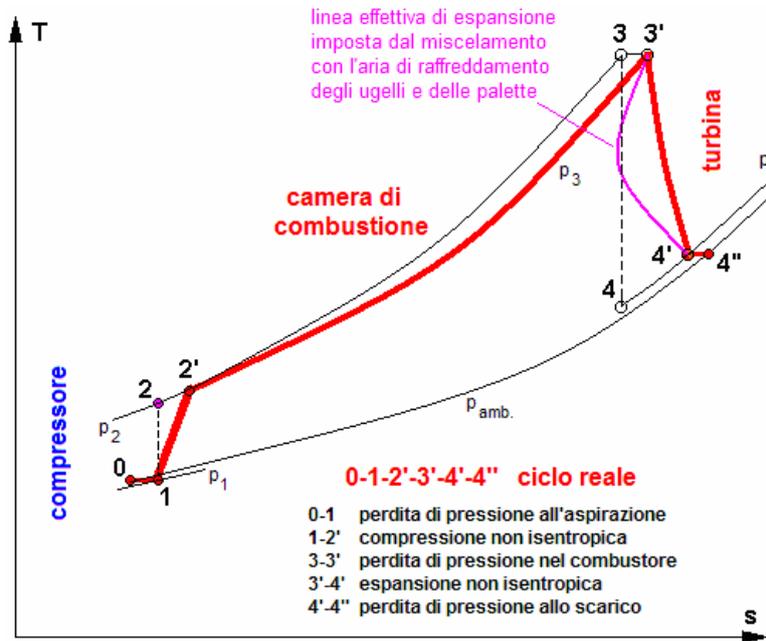
Nelle macchine reali si adotta un ciclo aperto, che ha le seguenti caratteristiche rispetto al ciclo chiuso:

- nella prima parte del ciclo il fluido di lavoro è l'aria, che è aspirata dal compressore alla pressione e alla temperatura ambiente;
- l'introduzione di calore nel ciclo avviene mediante un processo di combustione interna: l'aria, che è stata compressa dal compressore, perviene in una camera di combustione in cui viene iniettato il combustibile. I prodotti della combustione costituiscono il fluido di lavoro per la parte seguente del ciclo;
- la cessione di calore all'ambiente esterno avviene semplicemente disperdendo nell'atmosfera i gas combusti scaricati dalla turbina.

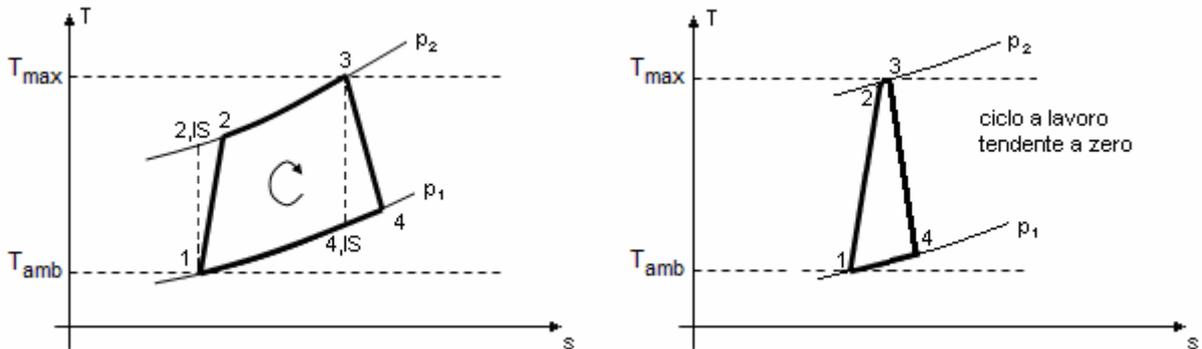


L'analisi termodinamica del ciclo aperto è più complessa del ciclo chiuso perché la trasformazione 2-3 comporta una variazione chimica del fluido di lavoro e quindi di tutte le sue variabili termodinamiche. La portata massica della compressione è diversa da quella dell'espansione e il calore specifico varia con la temperatura e con la composizione del fluido di lavoro.

Nel funzionamento reale bisogna poi tener conto che le trasformazioni nel compressore e in turbina non sono isentropiche ma politropiche e che vi sono perdite di pressione all'aspirazione, nei combustori, nei condotti di adduzione alla turbina, allo scarico.



Questo comporterà, a parità di temperature estreme, un lavoro reale di compressione superiore a quello ideale e viceversa un lavoro reale di espansione inferiore a quello ideale. Dunque, a parità di pressioni e temperature estreme, si avrà un lavoro utile inferiore rispetto a quello ideale.



Si avrà inoltre un rapporto di compressione limite (rappresentato nel diagramma a destra) inferiore rispetto al caso ideale, poiché l'isobara p_2 reale sarà inferiore a quella ideale a parità di temperature $T_2 \cong T_3 = T_{max}$, essendo la trasformazione (1-2) non isentropica.

Riferendoci a una massa di fluido unitaria, utilizzando le relazioni introdotte nel caso ideale, il lavoro reale del compressore $L_{C,R}$ e della turbina $L_{T,R}$ saranno i seguenti.

$$L_{C,R} = h_2 - h_1 = \frac{h_{2,IS} - h_1}{\eta_{C,IS}} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \frac{T_{2,IS} - T_1}{\eta_{C,IS}} = c_p \frac{T_1 \cdot (\beta^\theta - 1)}{\eta_{C,IS}}$$

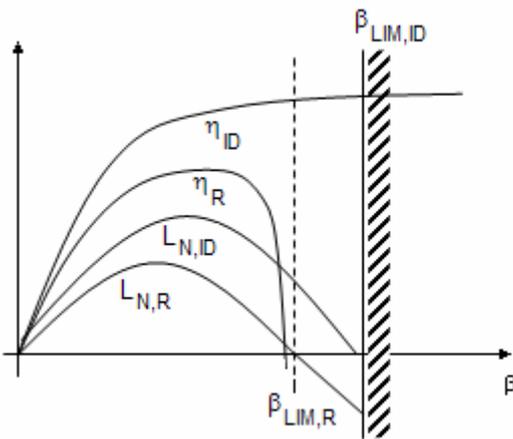
$$L_{T,R} = h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4,IS}) \cdot \eta_{T,IS} = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot (T_3 - T_{4,IS}) \cdot \eta_{T,IS} = c_p \cdot T_3 \cdot (1 - \beta^\theta) \cdot \eta_{T,IS}$$

Imponendo l'uguaglianza tra i due valori, cioè imponendo che il lavoro netto reale sia nullo, si otterrà il valore di β limite reale corrispondente ai valori assegnati di rendimento isentropico di compressore $\eta_{C,IS}$ e di turbina $\eta_{T,IS}$.

Il rendimento reale del ciclo sarà ovviamente dato da:

$$\eta_R = \frac{L_{T,R} - L_{C,R}}{Q_{1,R}} = \frac{Q_{1,R} - Q_{2,R}}{Q_{1,R}}$$

Per β tendente al valore limite reale il lavoro prodotto dal ciclo è nullo ma non è nullo il calore introdotto $Q_{1,R}$: dunque si annulla anche il rendimento, a differenza del caso ideale dove al valore limite di β si annullava solo il lavoro utile.



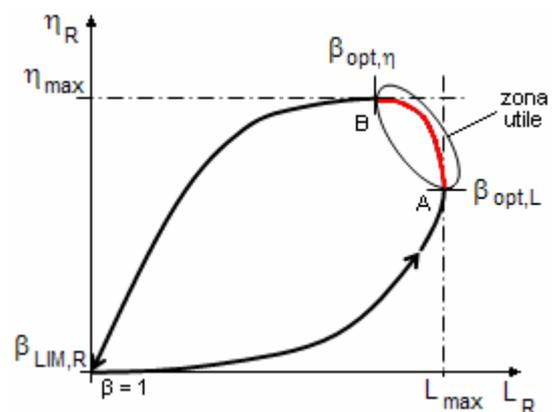
Il nuovo β limite reale è inferiore a quello determinato per il caso ideale.

Se si aumentasse il rapporto di compressione oltre $\beta_{LIM,R}$ il lavoro sarebbe negativo ed il ciclo necessiterebbe di un apporto esterno, oltre a quello del combustibile, per poter funzionare.

Come conseguenza si ha la presenza di un valore di β ottimo anche per il rendimento. Tale valore risulta essere sempre maggiore rispetto al valore di β ottimo per il lavoro specifico. La scelta del rapporto di compressione dovrà dunque tenere conto degli utilizzi a cui è destinata la turbina a gas.

Si individua una zona nella quale sia rendimento che lavoro utile sono accettabili e, fissato l'uno, l'altro è il massimo possibile. In questa zona andrà scelto il rapporto di compressione più adatto alle esigenze.

Se l'esigenza è quella di massimizzare il rendimento (e dunque si dà maggiore rilevanza ai costi di esercizio) ci si sposterà verso il punto B, mentre se l'esigenza è quella di massimizzare il lavoro utile (e dunque si dà maggiore rilevanza ai costi fissi, costruendo macchine più compatte ed economiche) ci si sposterà verso il punto A: in tal caso i costi fissi diminuiranno anche perché, diminuendo il rapporto di compressione, diminuirà il numero degli stadi.

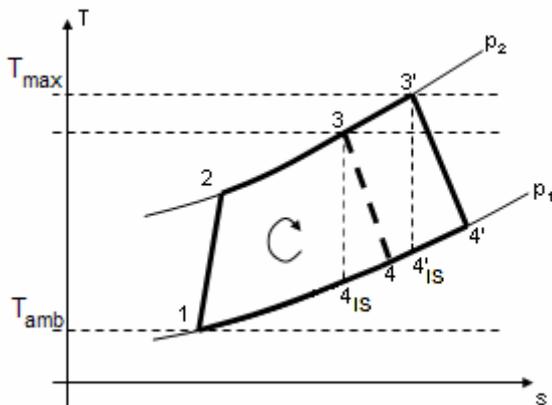


Le macchine che ottimizzano il rendimento saranno impiegate per svolgere compiti di carico di base, avendo costi fissi riferiti ad un grande numero di ore di funzionamento: in questo modo assumeranno maggior peso i costi di gestione, che dovranno essere minimizzati aumentando il rendimento del turbogas.

Viceversa le macchine che ottimizzano il lavoro utile saranno impiegate per svolgere compiti di carico di punta con basso numero di ore di funzionamento, avendo minori costi fissi ma rendimento inferiore: il loro ridotto funzionamento renderà impossibile la distribuzione dei costi fissi su di un gran numero di ore di funzionamento e dunque occorrerà limitare il più possibile soluzioni inizialmente costose, in quanto non verrebbero adeguatamente sfruttate. Il ridotto numero di ore di funzionamento renderà poi poco incidente sul bilancio economico complessivo il fatto di avere un consumo specifico di combustibile superiore ad altre macchine.

Poniamoci ora con un prefissato valore di β inferiore al limite reale. Aumentiamo la temperatura massima del ciclo. L'aver tenuto costante β ci garantisce che la fase di compressione sarà rimasta immutata. Viceversa sarà aumentato il lavoro prodotto dalla fase di espansione, in quanto tale espansione avverrà su uno stesso salto di pressione ma con maggiore volume specifico dovuto alla maggiore temperatura media. Dunque, aumentare la temperatura massima del ciclo reale significa aumentare il lavoro specifico netto del ciclo (indipendentemente dal valore di β).

Per quanto riguarda il rendimento, possiamo osservare che un aumento della temperatura massima è rappresentabile attraverso l'introduzione di una nuova parte di ciclo.



La nuova parte del ciclo (4-3-3'-4') ha chiaramente rendimento superiore ad un qualsiasi ciclo reale avente la stessa curva di espansione ed operante attraverso l'introduzione di calore in (3-3'), in quanto la compressione ideale che lo compone ha rendimento superiore all'unità.

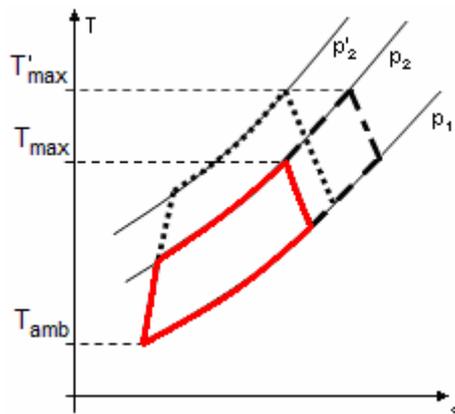
Dunque la sua introduzione renderà il ciclo complessivo migliore dal punto di vista del rendimento.

In definitiva l'aumento della temperatura massima del ciclo comporta, a parità di rapporto di compressione, un aumento del lavoro netto ed un aumento del rendimento.

Si dimostra che come effetto secondario si ha un aumento dei valori di β ottimo per lavoro e rendimento, che tendono ad avvicinarsi al valore limite reale.

Si dimostra pure che, aumentando la temperatura massima, aumentano il lavoro netto reale ed il rendimento reale per ogni β inferiore al β limite reale; inoltre aumentano i rapporti di compressione ottimi per lavoro e per rendimento.

Chiaramente l'aumento di temperatura massima del ciclo risulta più efficace, ai fini del rendimento, se è accompagnata da un aumento del rapporto di compressione. In tal caso, infatti, si riesce a contenere il salto entropico durante la fase di combustione, con conseguente limitazione del lavoro perso nella fase di scarico.



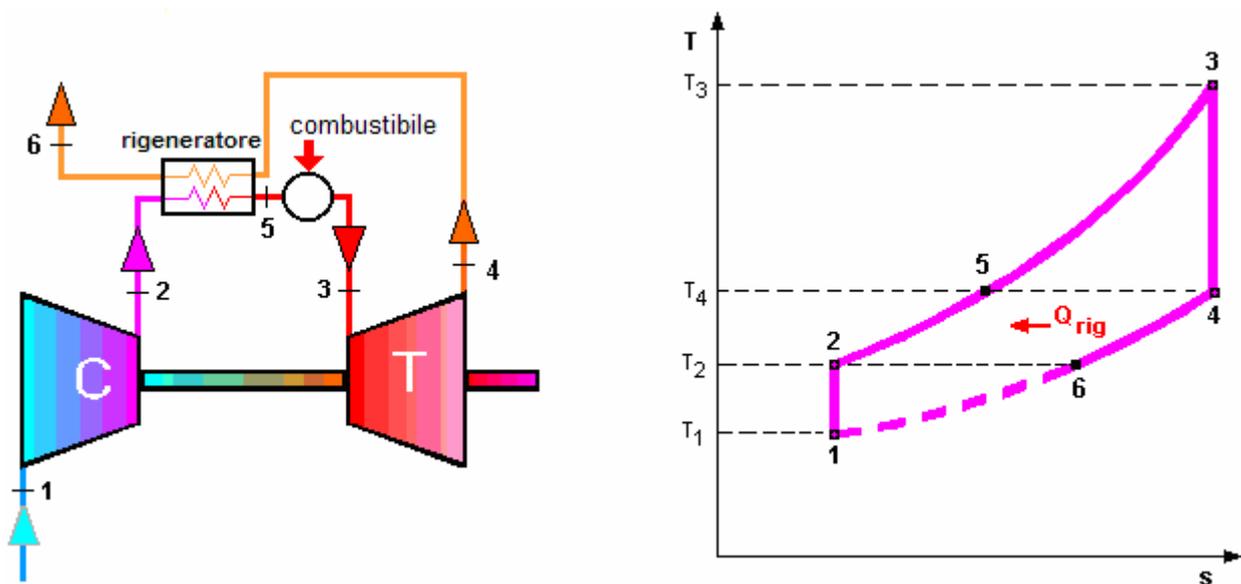
Dunque, se si vuole amplificare l'effetto benefico dell'aumento della temperatura massima, occorre aumentare il rapporto di compressione in maniera adeguata. Ad ogni salto di temperatura sarà dunque associato un rapporto di compressione ottimo.

1.3. Varianti dei cicli a gas

Le turbine a gas in ciclo semplice hanno oggi raggiunto prestazioni e rendimenti significativi. Tuttavia ciò è stato ottenuto sulla spinta di un forte sviluppo tecnologico, senza intervenire sulla qualità intrinsecamente modesta del ciclo termodinamico di base, che resta sempre caratterizzato da uno scarico di calore all'ambiente ad alta temperatura e da un lavoro di compressione molto elevato rispetto a quello di espansione.

Per ridurre l'impatto di queste caratteristiche non positive sono possibili alcuni interventi sul ciclo termodinamico, anche se, attualmente, nelle applicazioni industriali si preferisce un ciclo semplice ad alta tecnologia in luogo di un ciclo complesso con condizioni operative prudenti.

Una prima variante è la cosiddetta *rigenerazione*, ossia l'inserimento, tra compressore e combustore, di uno scambiatore di calore (rigeneratore) che preriscalda l'aria comburente prelevando calore dai gas di scarico prima di rilasciarli all'ambiente.



Se si considerasse il ciclo ideale rigenerativo (gas perfetto e rigeneratore ideale, ossia senza perdite e con scambi di calore in ogni punto della trasformazione sotto differenze di temperatura infinitesime), si avrebbe che $T_2=T_6$ e $T_4=T_5$.

In tali condizioni il lavoro della turbina e del compressore rimarrebbero inalterati, mentre verrebbe ridotto il calore entrante nel ciclo, poiché sarebbe necessario passare da T_5 a T_3 anziché da T_2 a T_3 : il rendimento del ciclo aumenterebbe.

Nel caso reale, a causa delle perdite e per la irreversibilità dello scambio nel rigeneratore, il miglioramento di rendimento risulta ridotto.

Una seconda operazione atta a migliorare le prestazioni del ciclo a gas è la *compressione interrefrigerata*. La compressione è realizzata in due fasi, intercalate da uno scambiatore di calore (intercooler) che riduce la temperatura intermedia.

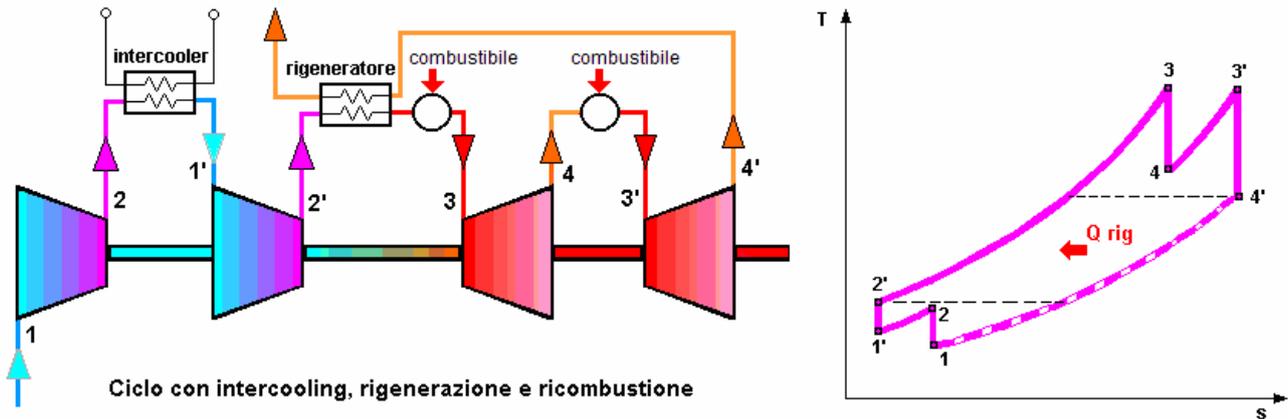
L'interrefrigerazione è pratica comune nei compressori industriali: lo scopo è quello di diminuire il lavoro di compressione necessario per portare il gas da p_1 a p_2 , operazione resa possibile dalla diminuzione del volume specifico del gas per effetto dell'abbassamento di temperatura ottenuto nell'intercooler.

Una terza variante del ciclo a gas è la *ricombustione*, che consiste in una espansione in turbina frazionata e intercalata da un secondo processo di combustione.

Come l'interrefrigerazione ha lo scopo di diminuire il lavoro del compressore, così la ricombustione permette di aumentare il lavoro della turbina, presentando alla turbina di bassa pressione un fluido a volume specifico incrementato dal riscaldamento conseguente alla seconda combustione.

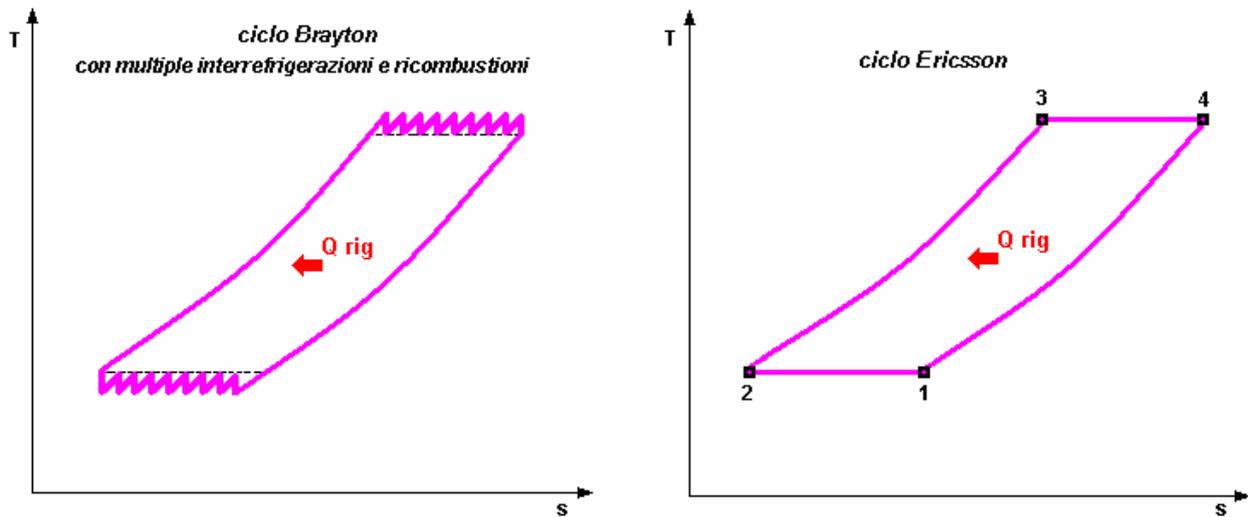
E' bene ricordare che l'eccesso d'aria presente nella combustione primaria delle turbine a gas è tale da offrire ampia disponibilità di ossigeno per la seconda combustione.

I tre interventi sul ciclo semplice possono essere utilizzati in varie combinazioni tra loro.



I vantaggi ottenuti in termini di aumento di rendimento e lavoro specifico sono controbilanciati da maggiori complessità e onerosità impiantistiche.

Considerando che è possibile operare anche più di una interrefrigerazione o più di una ricombustione, si tende verso il ciclo di Ericsson, composto da due isoterme e da due isobare.



Il ciclo di Ericsson verrebbe approssimato da un ciclo a gas con infinite interrefrigerazioni (compressione isoterma) ed espansioni (espansione isoterma) e uno scambio di calore rigenerativo tra le due isobare, lungo le quali non si scambia pertanto calore con l'esterno.

Il rendimento del ciclo sarebbe dunque pari a quello di Carnot.

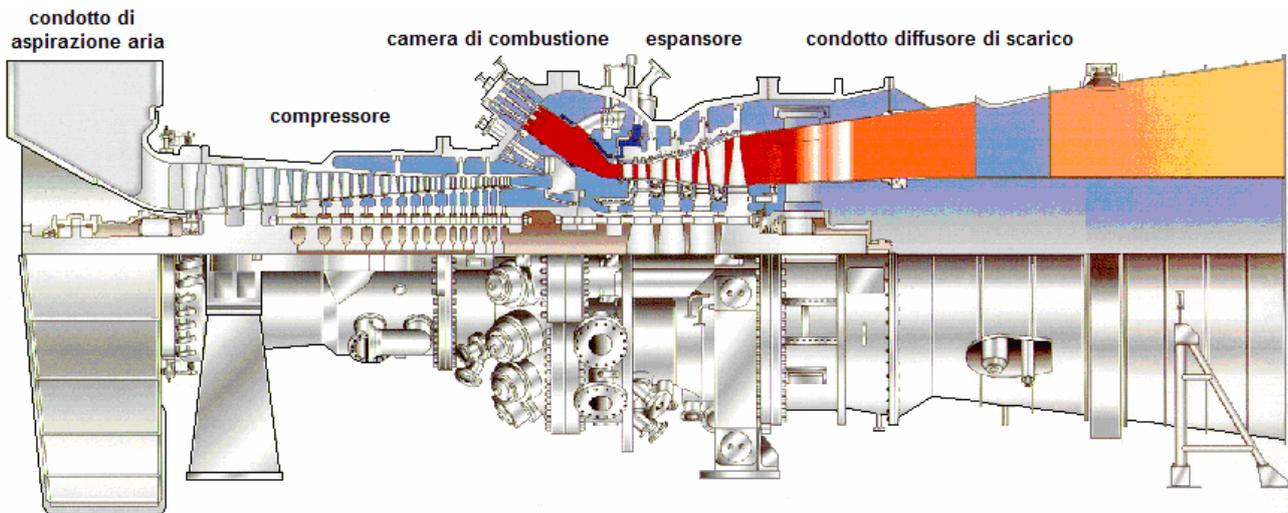
2. Turbine a gas

2.1. Funzionamento delle turbine a gas

Per la produzione dell'energia elettrica, il tipo di impianto con turbina a gas (*turbogas*) più semplice è ad una sola linea d'albero ed è costituito da un compressore multistadio (in cui l'aria aspirata dall'esterno viene compressa), una camera di combustione (in cui avviene la combustione di combustibile addizionato all'aria compressa), una turbina o espansore (in cui avviene l'espansione dei gas provenienti dal combustore).

La potenza sviluppata nell'espansore viene in parte assorbita dal compressore e per la parte restante è fornita al generatore elettrico coassiale.

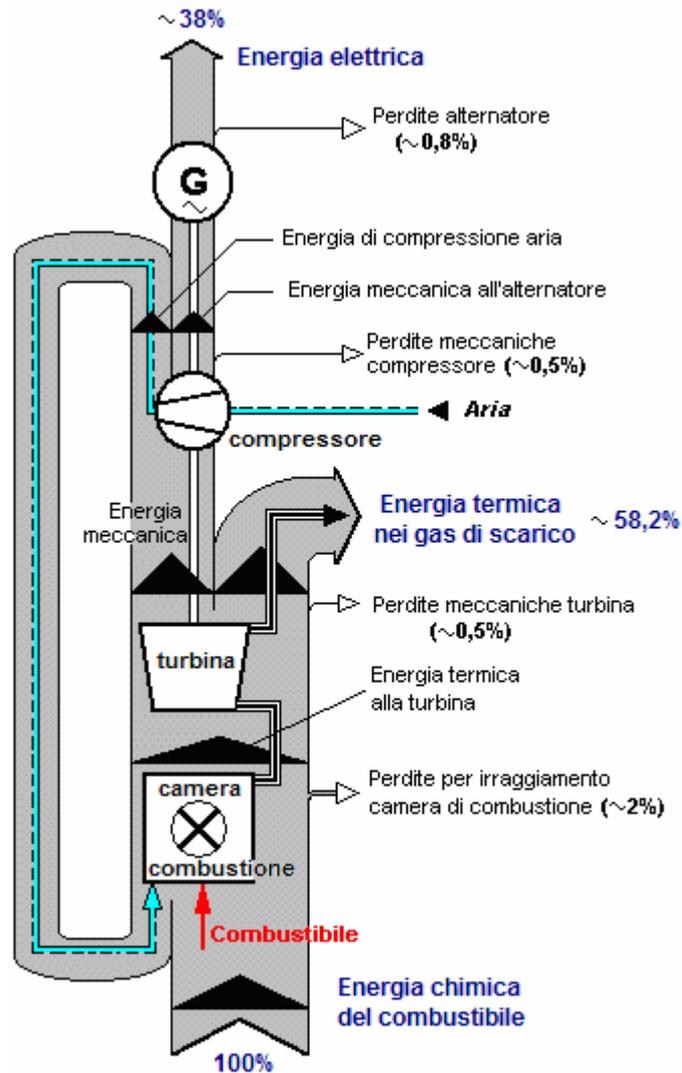
Una considerevole potenza termica è associata ai gas di scarico.



Negli anni recenti le turbine a gas hanno sempre più incrementato la propria efficienza:

- Le unità turbogas sviluppate intorno al 1985 presentavano potenze elettriche massime di 120 MW, temperature dei gas all'ingresso in turbina di circa 1100°C, temperature dei fumi allo scarico di 530°C, rapporti di compressione 12:1 ÷ 14:1. Il lavoro specifico era di circa 280 kJ/kg. Il consumo orario di gas naturale, al carico base di 120 MW, era dell'ordine di 40.000 Sm³/h, con un rendimento pari a circa il 32%. Il corrispondente consumo unitario di combustibile, riferito al potere calorifico inferiore del gas naturale¹, risultava di circa 0,33 Sm³/kWh.
- Le turbine a gas sviluppate dopo il 1995 hanno potenze di circa 250 MW, rapporti di compressione variabili da 16:1 a 30:1 e temperature di ingresso turbina pari a circa 1300°C. Il rendimento si aggira intorno al 38%, con un consumo unitario di gas naturale di circa 0,275 Sm³/kWh e un lavoro specifico pari a 360 kJ/kg.

¹ p.c.i. medio del gas naturale a 15°C e 1,01325 bar = 8250 kcal/Sm³



Queste macchine sono impiegate negli impianti a ciclo combinato, con eccellenti rendimenti globali (circa 56%).

- Le turbine a gas dell'ultima tecnologia (2005) hanno temperature dei gas combusti che raggiungono i 1400÷1500°C. Esse hanno lavoro specifico di circa 450 kJ/kg, rendimento intorno al 40% in ciclo semplice e sono impiegate in cicli combinati con valori di efficienza pari al 60%.

Temperature così elevate dei gas all'ingresso in turbina possono essere ammesse solo grazie all'adozione di complesse ed efficaci tecniche di raffreddamento delle pale unitamente all'impiego di materiali speciali nei componenti che risultano maggiormente sollecitati.

Oltre alla resistenza alla sollecitazione meccanica di origine termica, che nelle parti rotanti è accompagnata dagli sforzi centrifughi, è cruciale la resistenza all'ossidazione e alla corrosione, che sono principalmente dovute all'alta reattività dell'ossigeno ad elevate temperature e all'erosione causata dal passaggio dei gas ad alta velocità.

Nelle condizioni di esercizio delle turbine a gas è il fenomeno dello scorrimento viscoso (creep) a determinare lo stato di sollecitazione accettabile per un determinato materiale. Tale fenomeno, che comporta a pari stato di sforzo di trazione una deformazione progressiva del materiale con il

tempo fino alla conseguente rottura, fa sì che la vita (espressa in ore di esercizio con un dato livello di sollecitazione) e la temperatura di funzionamento siano tra loro correlate.

I materiali ferrosi (ad esempio gli acciai al carbonio, gli acciai alto-legati e inossidabili) rivelano un'insufficiente resistenza a creep già nel campo 500÷600°C. Risultati nettamente migliori si ottengono con leghe a base di nichel o a base di cobalto: le prime sono usate prevalentemente nelle pale rotoriche in virtù di migliori proprietà meccaniche, le seconde nelle pale statoriche.

Rivestimenti superficiali di tipo innovativo proteggono la superficie dei componenti più critici: tali rivestimenti consistono in strati metallici particolarmente resistenti, di spessore 0,2÷0,3 mm, applicati utilizzando tecnologie basate sulla spruzzatura a caldo di polveri sottovuoto (*vacuum plasma spray*) o con sistemi accelerati (*high velocity oxy fuel*).

Un ulteriore incremento della temperatura dei gas all'ingresso di turbina, ferma restando la temperatura superficiale della superlega metallica, potrà essere ottenuto tramite l'impiego di barriere termiche (*thermal barrier coating*): si tratta di rivestimenti superficiali a base ceramica, spessi 0,5 mm, che isolano termicamente il materiale base.

Tenuto conto dei costi elevati di questi componenti (una paletta di turbina a gas può costare fino a 10.000 € e una ruota di primo stadio può contare anche 100 palette), i materiali per turbine a gas non possono prescindere dalle tecnologie di riparazione, in termini sia di re-coating sia di ricostruzione del materiale base deteriorato.

Le turbine a gas di taglia maggiore, con potenze superiori a 50 MW, sono direttamente accoppiate all'alternatore e ruotano alla velocità di 3000 giri/min. Per piccole unità, invece, le ridotte dimensioni impongono un'elevata velocità di rotazione per disporre di velocità periferiche e quindi di salti entalpici adeguati.

L'intenso rumore del sistema compressore-combustore-turbina, che si propaga all'esterno attraverso i condotti di aspirazione dell'aria e di scarico dei fumi, viene contenuto applicando silenziatori adeguati. Le macchine (turbogas e alternatore) sono poi contenute in un cabinato insonorizzato.

Sul condotto di aspirazione vanno anche installati dei filtri per trattenere il pulviscolo atmosferico, che è causa della formazione di depositi sulle palette del compressore con conseguente peggioramento del rendimento.

2.2. Avviamento e regolazione delle turbine a gas

L'avviamento di un turbogas deve essere effettuato con un motore di lancio. E' infatti necessario portare il compressore a una velocità di rotazione sufficiente a fornire un certo rapporto di compressione, nel rispetto dei limiti di stallo dello stesso ossia con valvole antipompaggio aperte². Raggiunta tale velocità, viene accesa la fiamma, a regime minimo, in modo che la macchina raggiunga la condizione di autosostentamento, ovvero che la turbina produca abbastanza potenza da trascinare il compressore. A questo punto, disinserendo il motore di lancio, si aumenta la portata di combustibile fino a portare la macchina alla velocità di sincronismo, chiudendo nel contempo le valvole antipompaggio. La presa di carico avviene in tempi molto ridotti, senza superare i 20-30 minuti per gli avviamenti da freddo dei grossi turbogas.

La potenza del motore di lancio è pari al 5÷10% della potenza della macchina.

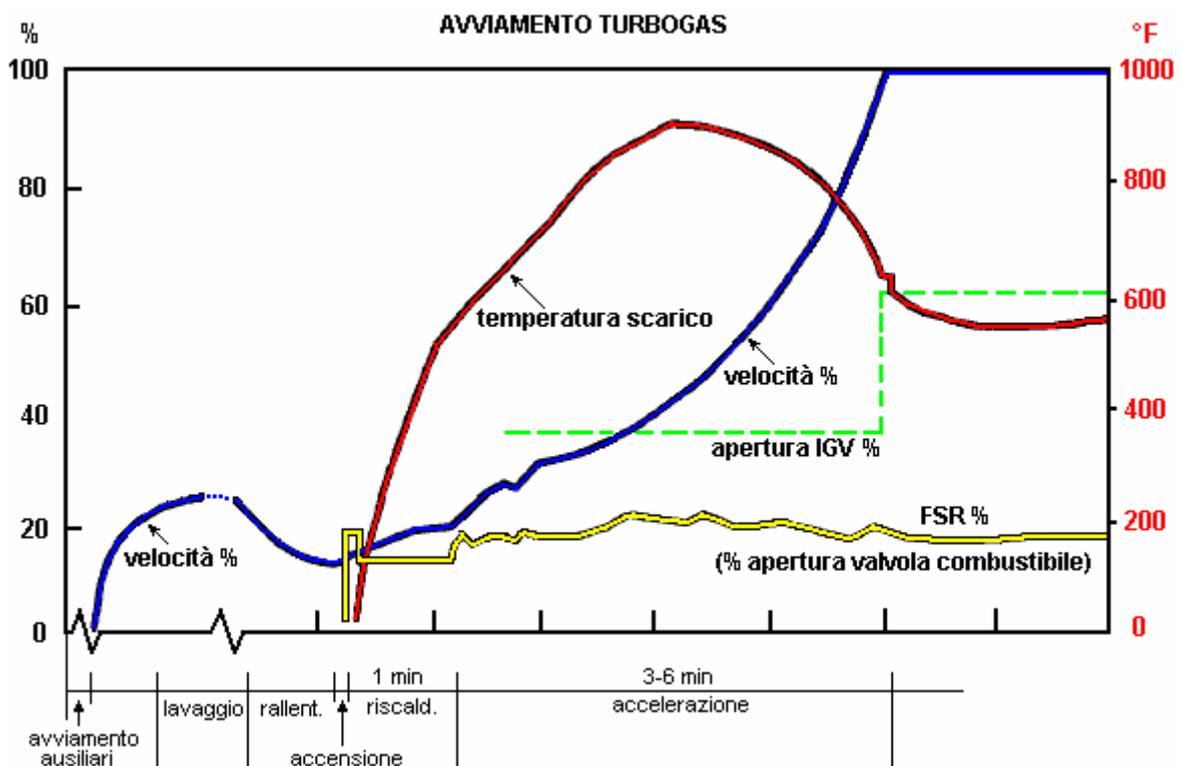
Molto spesso l'avviamento della turbina a gas viene eseguito facendo funzionare l'alternatore da motore per mezzo di un avviatore statico. L'avviatore statico fornisce corrente e tensione a frequenza variabile al generatore che quindi funziona da motore sincrono.

Vi è anche un viratore che garantisce lo spunto della macchina e la rotazione lenta.

All'avviamento le pompe olio cuscinetti mettono in pressione il circuito di lubrificazione, sollevando il rotore e permettendo così una minore coppia di spunto.

Viene quindi avviato il viratore, che porta la velocità di rotazione a 5÷7 giri/min.

Quando parte la sequenza di avviamento dell'avviatore statico, il rotore accelera e il viratore si stacca tramite una frizione a disinnesto automatico.



² Sono inseriti dei bypass degli stadi a più bassa pressione e l'aria è sfogata per mezzo di valvole on-off, dette anche *bleed valves*, nel diffusore di scarico del turbogas.

Nelle prime fasi di avviamento, grazie all'avviatore statico, la turbina accelera fino a portarsi in 2 minuti alla velocità di lavaggio (700 giri/min) della camera di combustione. Il tempo di sosta a questa velocità è funzione del volume d'aria da ricambiare. Al termine del lavaggio la macchina prima decelera e poi accelera fino a portarsi alla velocità di circa 400 giri/min, a cui si può effettuare l'accensione dei combustori.

La combustione avviene mediante la sola fiamma diffusiva.

Successivamente il combustibile viene ridotto per consentire un riscaldamento della macchina della durata di circa un minuto.

Le palette statoriche all'ingresso del compressore sono dotate di calettamento angolare variabile (IGV), in modo da permettere la variazione della portata dell'aria.

Durante queste fasi di avviamento le IGV rimangono quasi completamente chiuse per evitare fenomeni di pompaggio degli stadi del compressore.

Durante il successivo aumento di velocità, la temperatura dei fumi allo scarico aumenta rapidamente, per poi attenuarsi quando la portata d'aria aumenta a causa dell'apertura delle IGV fino a circa 58°.

A 2800 giri/min viene disattivato l'avviatore statico.

A 2850 giri/min alla fiamma diffusiva si associa quella premiscelata principale.

L'alternatore viene eccitato in modo da erogare la potenza necessaria a sopperire alle perdite meccaniche della macchina.

Viene aperta gradualmente la valvola del gas naturale ai bruciatori e si aumenta la velocità fino a 3000 giri/min nella situazione di *full speed no load* (FSNL), in cui la macchina ha raggiunto i giri nominali ma l'alternatore non eroga potenza.

Si effettua quindi il parallelo con la rete e si prende carico.

La regolazione della potenza meccanica erogata dal turbogas (e quindi della potenza elettrica dell'alternatore) è condizionata dalla compatibilità dell'intervento della regolazione con la problematica di stallo del compressore. Infatti il sistema di regolazione ottimale è quello che mantiene inalterato il rendimento del ciclo termodinamico ai carichi parziali: per fare ciò è necessario limitare il più possibile gli scostamenti dei parametri fisici (temperatura e pressione) dai valori di progetto, facendo variare solo la portata massica fluente nel ciclo.

Purtroppo è ben noto che il compressore presenta margini di variazione della portata estremamente ridotti a causa dell'insorgenza dei problemi di stallo e di pompaggio.

Un sistema di regolazione della potenza come quello adottato nelle centrali a vapore (regolazione della portata di aria e combustibile e dell'apertura delle valvole di ammissione turbina) è quindi incompatibile con la curva caratteristica del compressore. D'altra parte accettare di lavorare a portata d'aria costante regolando semplicemente la portata del combustibile comporta evidentemente una diminuzione della temperatura massima del ciclo e una conseguente forte diminuzione del rendimento della macchina.

Resta pertanto necessario operare, nei limiti del possibile, modificando la portata massica di aria aspirata dal compressore. Ciò si ottiene disponendo opportunamente, all'aspirazione del compressore, le pale statoriche a calettamento variabile (IGV).

Volendo diminuire la portata, si restringe la sezione di passaggio dell'aria e si mantiene sostanzialmente inalterata la velocità assoluta del fluido: non si modifica il triangolo di velocità all'ingresso del rotore e in particolare l'angolo di incidenza sulla pala, che determinerebbe lo stallo.

La regolazione di portata aria tramite le IGV è possibile fino al 50÷70% della portata nominale.

La regolazione citata va comunque integrata con una regolazione di portata del combustibile, spesso operata in modo da mantenere la temperatura all'ingresso o allo scarico della turbina costante.

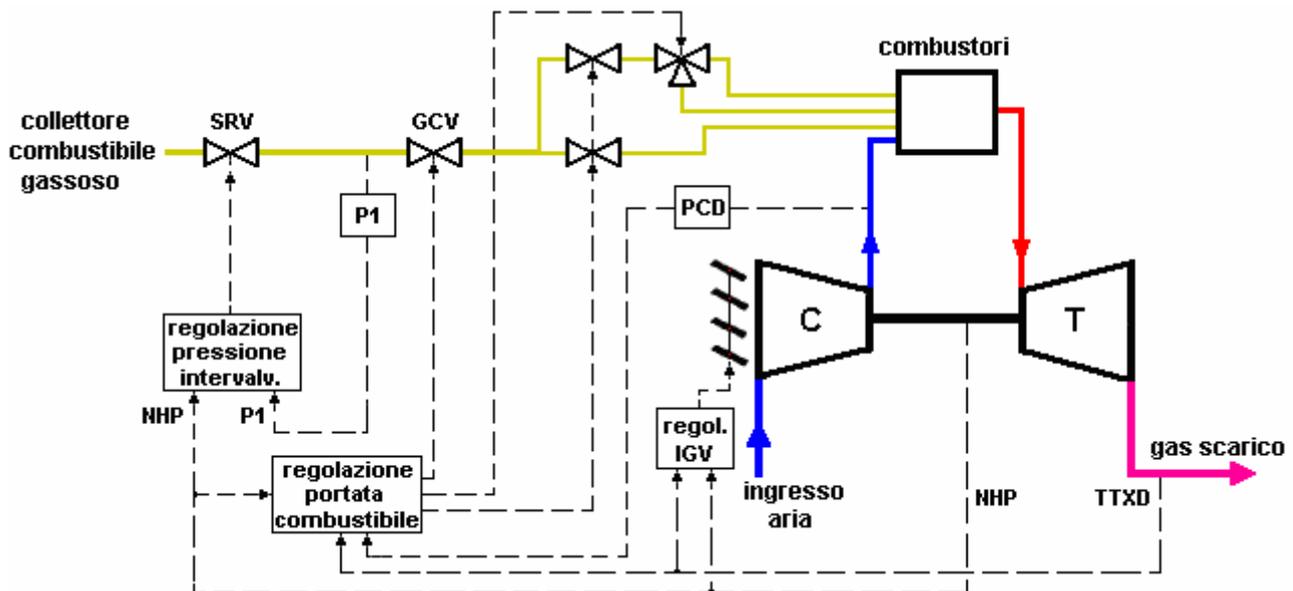
Lo schema di figura seguente presenta un sistema integrato di regolazione del carico di un turbogas. La regolazione di portata del combustibile, attuata tramite la valvola GCV, è influenzata da:

- velocità della turbina (NHP),
- pressione di mandata del compressore (PCD),
- temperatura dei gas di scarico (TTXD).

La regolazione di pressione del combustibile, attuata tramite la valvola SRV, è influenzata da:

- velocità della turbina,
- pressione intervalvolare P1 tra SRV e GCV.

Gli scostamenti di velocità della turbina, e quindi della frequenza del generatore, dal valore di set-point agiscono sulla regolazione di portata del combustibile, sulla regolazione di pressione intervalvolare e sulla regolazione delle IGV.



L'andamento effettivo della regolazione del carico di un turbogas è dunque il seguente:

- dal 50 al 100% della potenza la regolazione è effettuata con le IGV. Se la temperatura di scarico turbina TOT è mantenuta costante dal sistema di regolazione del combustibile, il rapporto di compressione β diminuisce poiché la pressione massima del ciclo segue la diminuzione della portata massica. A pari TOT e minor β la temperatura di ingresso turbina TIT diminuisce.
- dal 50% a zero si opera con le IGV più chiuse possibile, a portata massica di aria costante, variando la portata del combustibile e quindi variando la TIT e la TOT. In tal caso la diminuzione di rendimento si fa man mano più vistosa.

2.3. Componenti delle turbine a gas

La turbina a gas è composta di tre macchine fondamentali:

- il compressore,
- il combustore,
- l'espansore.

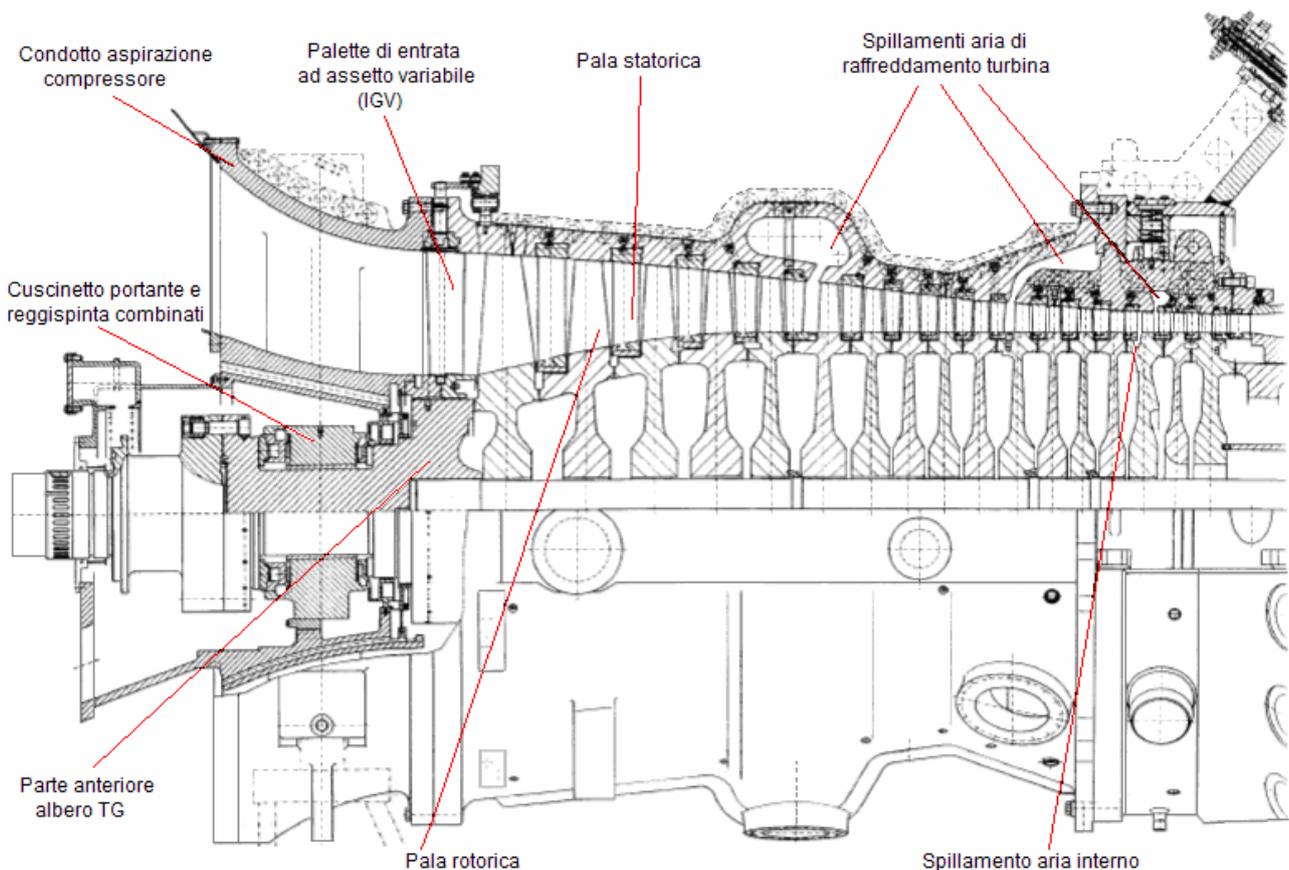
Compressore

Il compressore di una turbina a gas è sempre trascinato direttamente dall'espansore mediante un collegamento meccanico.

Si tratta quasi sempre di un compressore assiale multistadio (le eccezioni sono limitate a macchine di piccola potenza, fino a 1÷2 MW, che, per motivi di carattere puramente economico, impiegano uno o due stadi di compressore centrifugo: in tal modo sviluppano rapporti di compressione maggiori ma hanno rendimenti inferiori e limitate capacità di elaborare grandi portate volumetriche).

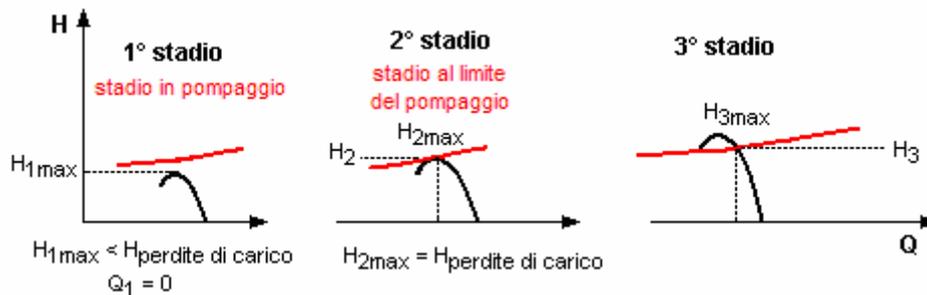
Trattandosi di macchine molto caricate aerodinamicamente, con molti stadi transonici, la curva caratteristica portata-prevalenza è sempre praticamente verticale, cioè a portata volumetrica costante.

Le palette statoriche all'ingresso sono dotate di calettamento angolare variabile (IGV), in modo da permettere la variazione della portata dell'aria aspirata.

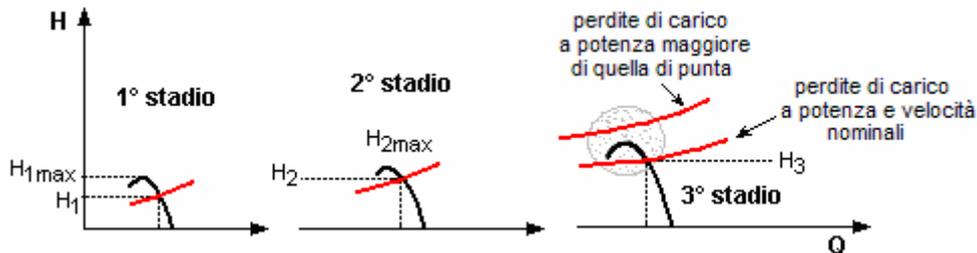


Un fenomeno, che può coinvolgere il compressore, è quello del cosiddetto pompaggio o stallo. Le cause che lo provocano possono essere le seguenti:

- insufficiente prevalenza di uno o più stadi durante il funzionamento a bassa velocità. Il fenomeno è più probabile negli stadi a bassa pressione, dove i volumi specifici sono più elevati, maggiori sono le velocità di attraversamento e le conseguenti perdite di carico.



- aumento delle perdite di carico del circuito alimentato (ad esempio, contropressione nei combustori per eccesso di combustione) a carico e ai giri nominali.



In entrambi i casi la portata si annulla poiché il compressore non è più in grado di fornire all'aria la prevalenza necessaria al moto.

Per evitare il pompaggio in avviamento occorre ridurre le perdite di carico degli stadi, riducendo la portata sino alla velocità in cui il compressore è in grado di lavorare in sicurezza. La limitazione si ottiene lanciando la macchina con le palette sull'aspirazione (Inlet Guide Vanes) chiuse. Ciò offre anche il vantaggio di diminuire la potenza richiesta dal motore primo durante il lancio.

Un altro accorgimento adottato dai costruttori è quello di applicare la riduzione di portata in determinate zone del compressore, in modo da ridurre la velocità dell'aria negli stadi a valle. Sono inseriti dei bypass degli stadi a più bassa pressione e l'aria è sfogata per mezzo di valvole on-off, dette anche *bleed valves*, nel diffusore di scarico del turbogas.

Prima del raggiungimento della velocità nominale le bleed valves vengono chiuse, mentre le IGV sono leggermente chiuse per evitare anche in questa fase ogni fenomeno di pompaggio.

Per evitare il pompaggio a carico, mantenendo cioè le perdite di carico sempre inferiori alla prevalenza del compressore, viene fissato un limite massimo della pressione alla mandata del compressore in funzione del carico generato, cioè del volume di fuoco e quindi delle perdite di carico del sistema di combustione. Il tutto si traduce in un circuito che limita la domanda di combustibile: quando la misura della pressione sulla mandata del compressore (PMC) supera il valore di un set point dinamico, elaborato in funzione del carico, viene ridotta la richiesta di combustibile.

Combustore

Il combustore ha il compito di innalzare la temperatura del ciclo mediante il calore generato dalle reazioni di ossidazione del combustibile.

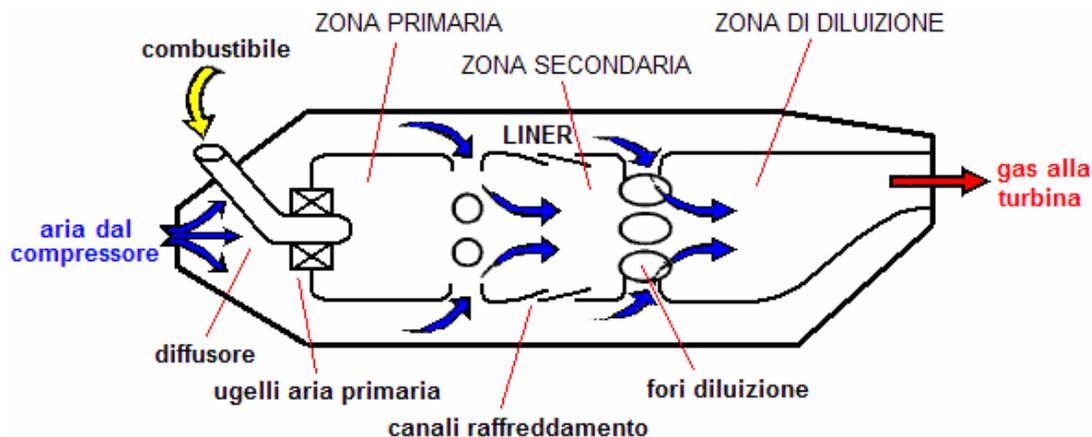
Poiché la temperatura raggiunta dai gas combusti è limitata dalla resistenza dei materiali, la quantità di combustibile utilizzata è notevolmente inferiore a quella corrispondente ad una combustione stechiometrica dell'aria uscente dal compressore.

Per esempio, supponendo la temperatura dell'aria all'uscita del compressore pari a 400°C e utilizzando come combustibile il metano, la combustione ideale stechiometrica porterebbe i gas combusti ad una temperatura di circa 2430°C, ben al di là dell'attuale tecnologia costruttiva delle turbine a gas. Il raggiungimento di una temperatura di 1300°C, come avviene nelle moderne turbine a gas industriali, richiede invece 45 kg di aria per 1 kg di metano, contro un rapporto stechiometrico di 17,235 kg di aria per kg di metano (circa 18,5 m³ di aria per ogni m³ di metano).

Nelle turbine a gas infatti il rapporto di equivalenza λ (quantità di aria effettiva rispetto a quella stechiometrica) risulta essere compreso tra 2,5 e 3,5 per contenere l'aumento di temperatura nel combustore. Conseguentemente, il tenore di ossigeno presente nei gas combusti è assai elevato (mediamente intorno al 15% in volume) e rende possibile utilizzare lo scarico di tali gas come comburente in ulteriori processi di combustione.

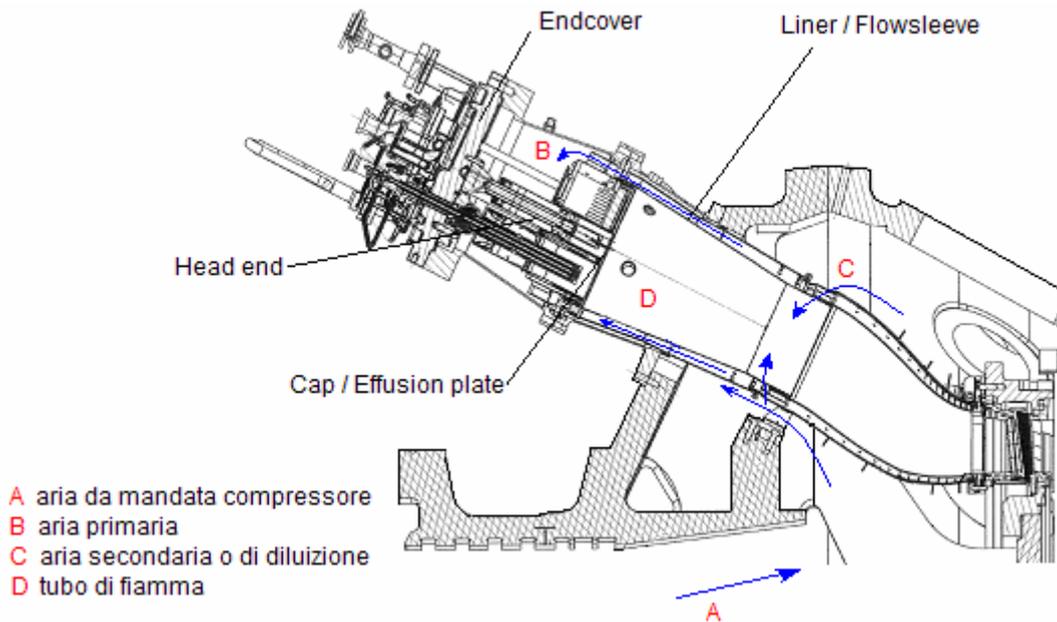
Mantenere la combustione in presenza di elevati eccessi d'aria può di fatto risultare problematico, poiché esiste un limite inferiore di infiammabilità di una miscela aria/combustibile. Occorre quindi creare nella camera di combustione una zona, detta *zona primaria*, in cui affluisce solo una parte dell'aria comburente, in modo da realizzarvi un corretto rapporto aria/combustibile, non lontano da quello stechiometrico. La rimanente portata d'aria verrà introdotta nella *zona secondaria*, per completare l'ossidazione del combustibile a valle della zona primaria, e quindi nella *zona di diluizione*, per ottenere una temperatura dei gas combusti adeguata per l'ammissione in turbina.

Tutto ciò è realizzato da un "*liner*", ovvero un cilindro forato, che contiene dapprima la fiamma e permette poi il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori.



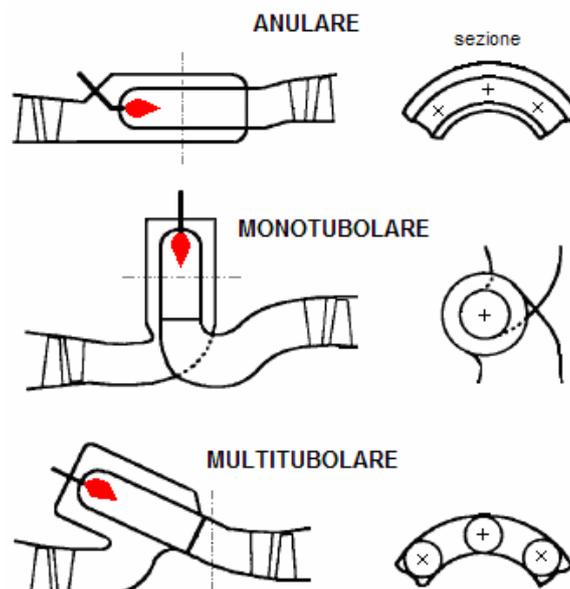
Il liner è raffreddato al suo esterno dal flusso di aria di diluizione: ha quindi anche l'importante funzione di isolare termicamente la zona di fiamma dalle pareti esterne del combustore.

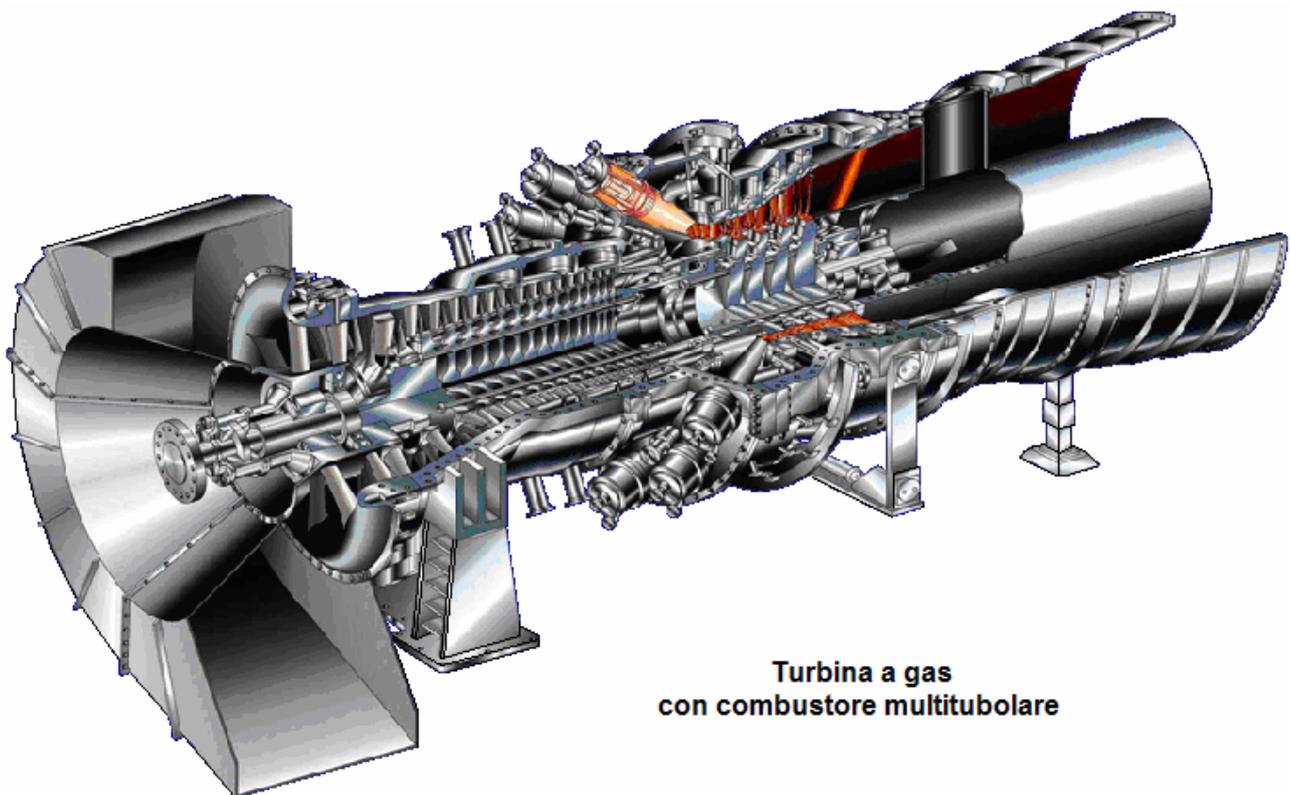
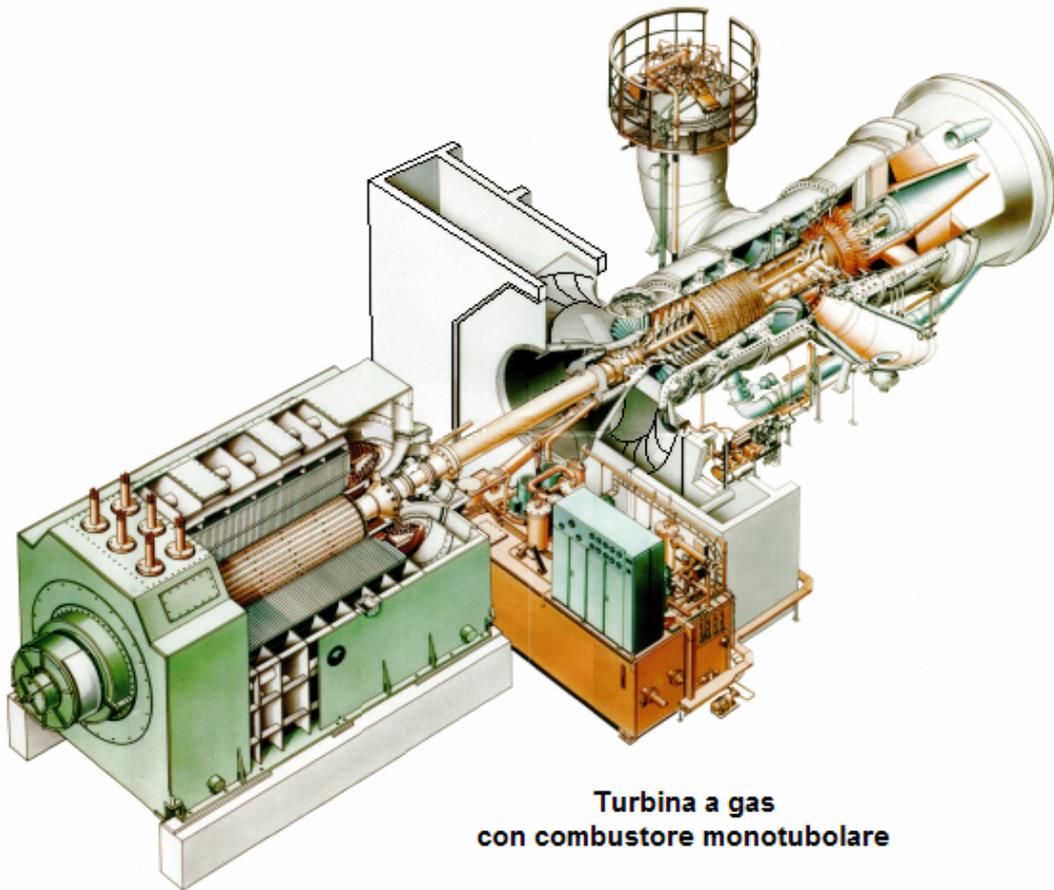
Il liner è dunque sottoposto ad intense sollecitazioni termiche, trovandosi a contatto con la fiamma: essendo realizzato in materiale metallico, necessita di un'azione raffreddante estremamente vigorosa da parte dell'aria di diluizione. La sua superficie è caratterizzata da fori e canalizzazioni che hanno lo scopo di aumentare lo scambio convettivo e di creare film e getti di aria fresca tale da mantenere la parete metallica a temperature sopportabili dal materiale.



Tre sono i tipi fondamentali di combustori impiegati nelle turbine a gas:

- il *combustore anulare*, detto così perché il liner costituisce un anello che collega direttamente l'uscita del compressore con l'ingresso della turbina. La geometria di questo tipo di combustore è più compatta, con minime perdite di carico, ed è adottata soprattutto nei motori aeronautici.
- il *combustore monotubolare*, che è il sistema più semplice, con liner e camera di combustione cilindrici. Tale tipo di combustore va sistemato esternamente, a fianco della turbina a gas, per cui offre perdite di carico elevate e necessita di un condotto di adduzione dei gas caldi alla turbina sottoposto a grandi sollecitazioni termiche. Il combustore monotubolare è adottato per la sua semplicità soprattutto nelle piccole unità.
- il *combustore multitubolare* (o tubo-anulare), che dispone di numerosi combustori tubolari nell'anello di adduzione dei gas alla turbina. E' la soluzione oggi preferita per le turbine industriali perché elimina gran parte degli svantaggi della soluzione monotubolare mantenendone la semplicità intrinseca. Ha inoltre il vantaggio di essere modulare: è quindi più facile da sviluppare e da applicare in macchine di diversa potenza, variando solo il numero e non il progetto dei combustori.





Nelle turbine a gas con combustori tubolari, la camera di combustione è sostanzialmente cilindrica e i numerosi combustori sono disposti circonferenzialmente intorno all'asse della macchina, nell'anello di adduzione dei gas all'espansore. Il collegamento tra i singoli combustori e l'espansore avviene tramite condotti di transizione adeguatamente raffreddati (*transition piece*).

Per quanto riguarda i combustibili impiegati, bisogna tener conto che le turbine a gas sono motori a combustione interna in cui i gas combusti partecipano direttamente al ciclo termodinamico. E' pertanto necessario che i gas siano chimicamente e fisicamente non aggressivi. Tutto ciò impone delle limitazioni relativamente severe ai combustibili impiegati. Il combustibile adottato tradizionalmente è il gas naturale³.

Espansore

L'espansore del turbogas può essere considerato l'elemento più peculiare e più critico, in relazione alle temperature estreme a cui è sottoposto in modo continuativo.

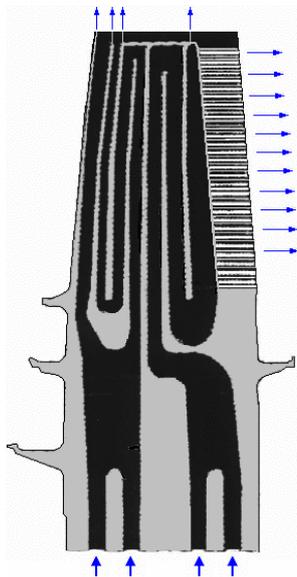
La temperatura massima del ciclo ha un'influenza talmente spiccata sul rendimento e soprattutto sul lavoro specifico del ciclo che il suo innalzamento giustifica enormi sforzi di ricerca e sviluppo.

Le temperature, raggiunte all'uscita del combustore e quindi all'ingresso in turbina, sono ben superiori alla temperatura massima sopportata dai materiali metallici.

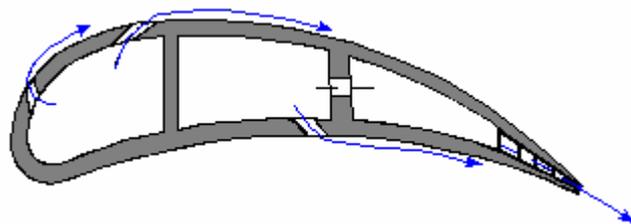
Si adottano quindi due tecnologie per ovviare a tale limitazione:

- Si raffredda (per convezione e a film) il corpo metallico della palettatura fissa e mobile di turbina con aria spillata dal compressore.

L'aria percorre canali interni alle palette, asportando calore per convezione, e fluisce anche, attraverso forellini, sulla superficie esterna creando un film di raffreddamento che agisce come barriera termica tra i gas caldi e la parete metallica delle palette.

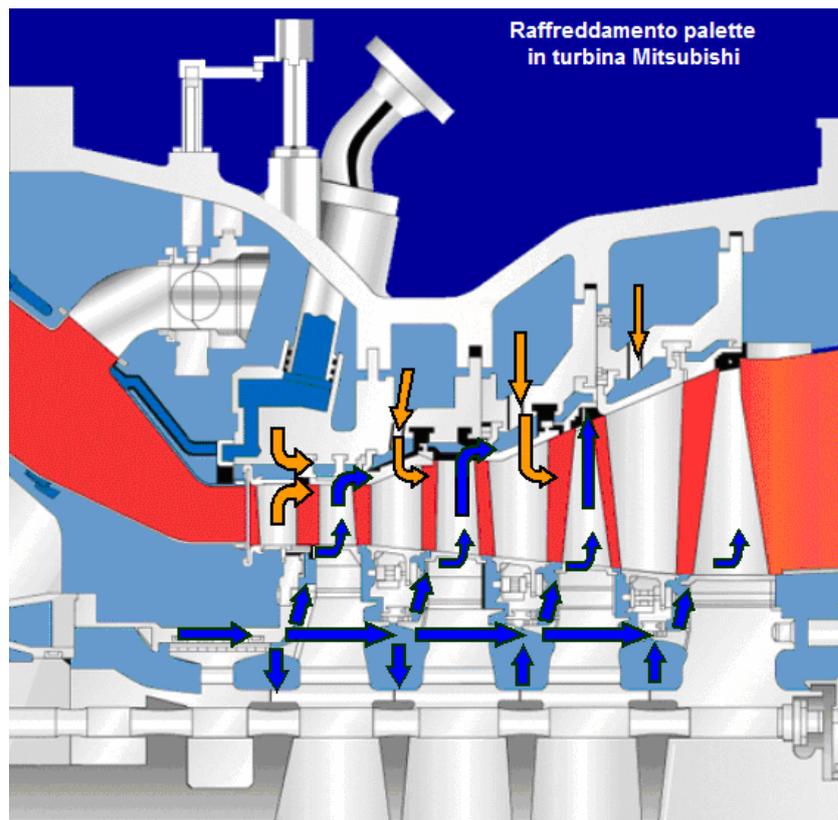
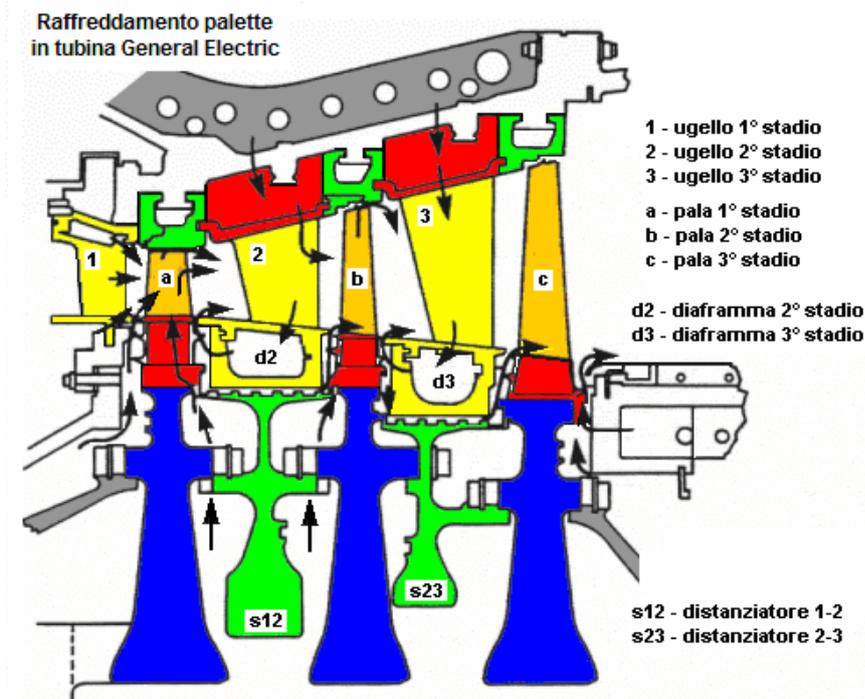


raffreddamento per convezione



raffreddamento a film

³ Composizione media in volume: metano 95,8%, etano 3%, propano 0,5%, butano 0,1%.
Potere calorifico a 15°C e 1013 mbar: 8250 kcal/Sm³.



- Si impiegano materiali non-metallici o rivestimenti ceramici. L'adozione di tali materiali può eliminare totalmente o parzialmente i sistemi di raffreddamento delle palette, potendo sopportare temperature operative da 1400°C ad oltre 2000°C. Tuttavia difficoltà di ordine meccanico (scarsa resistenza, fragilità, mancanza di comportamento plastico) ne limitano per ora l'impiego alle turbine di piccole dimensioni.

2.4. Variazione delle prestazioni delle turbine a gas

Le prestazioni delle turbine a gas possono cambiare per effetto della variazione di alcuni parametri ambientali ed operativi.

Per poter confrontare le prestazioni di macchine differenti ed installate in luoghi diversi, si fa riferimento a condizioni normalizzate ISO (15°C e 1013 mbar) come se tutte le macchine operassero nelle stesse condizioni ambientali.

Una turbina a gas, funzionante a velocità costante e ad una certa temperatura dell'aria ambiente, è una macchina attraversata in ciascuna sezione da una portata volumetrica costante.

La sezione di ingresso compressore e la sezione di ingresso turbina sono attraversate da portate in volume diverse tra loro ma costanti nel tempo al variare delle condizioni esterne della macchina.

Ricordando la legge generale dei gas, si possono quindi scrivere le seguenti relazioni:

- per la portata volumetrica F_c all'ingresso del compressore:

$$F_c = \frac{G_c}{\gamma_c} = G_c v_1 = G_c R_c \frac{T_1}{p_1} = \text{costante}$$

- per la portata volumetrica F_t all'ingresso in turbina:

$$F_t = \frac{G_t}{\gamma_t} = G_t v_3 = G_t R_t \frac{T_3}{p_3} = \text{costante}$$

dove:

G_c = portata massica dell'aria all'ingresso del compressore

R_c = costante caratteristica dell'aria che viene compressa

γ_c = peso specifico dell'aria all'ingresso del compressore

v_1 = volume specifico dell'aria all'ingresso del compressore

T_1 = temperatura dell'aria all'ingresso del compressore

p_1 = pressione dell'aria all'ingresso del compressore

G_t = portata massica del gas all'ingresso in turbina

($G_t = G_c$ se la portata del combustibile è trascurabile rispetto alla portata di aria)

R_t = costante caratteristica del gas che si espande in turbina

γ_t = peso specifico del gas all'ingresso in turbina

v_3 = volume specifico del gas all'ingresso in turbina

T_3 = temperatura del gas all'ingresso in turbina

p_3 = pressione del gas all'ingresso in turbina

Esaminiamo quindi come variano le prestazioni del turbogas per:

- variazione della pressione atmosferica,
- variazione della pressione allo scarico,
- perdite di carico all'aspirazione,
- variazione della temperatura dell'aria ambiente,
- sporcamento del compressore.

2.4.1. Variazione della pressione atmosferica

Se varia la pressione ambiente, ad esempio essa diminuisce da p_1 a p_5 , nell'equazione:

$$G_c R_c \frac{T_1}{p_1} = F_c = \text{cost}$$

si avrà una diminuzione di G_c , poiché diminuisce p_1 a parità di T_1 .

Poiché $G_c \cong G_t$ (trascurando la portata del combustibile rispetto a quella dell'aria), nell'equazione

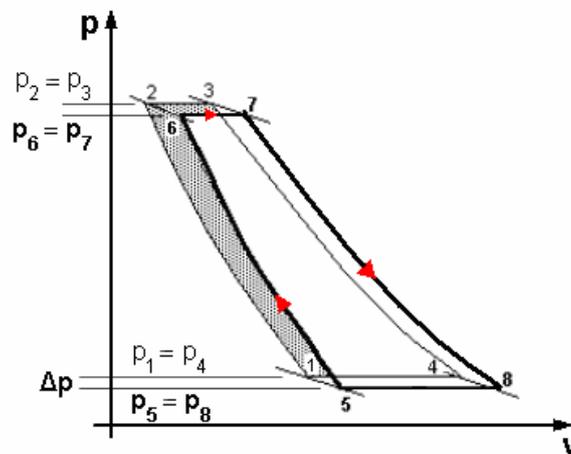
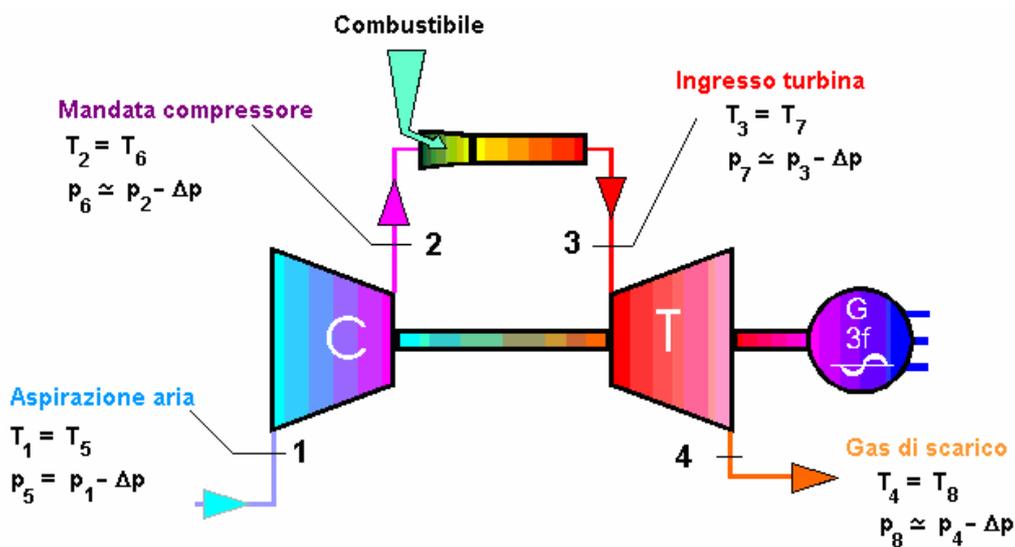
$$G_t R_t \frac{T_3}{p_3} = F_t = \text{cost}$$

la portata G_t diminuisce e quindi si riduce anche p_3 (al valore p_7) con T_3 costante.

In queste condizioni il rendimento rimane costante poiché sono costanti il rapporto di compressione

$$\frac{p_3}{p_1} = \frac{p_7}{p_5} \text{ e la temperatura di ingresso turbina } T_3 = T_7.$$

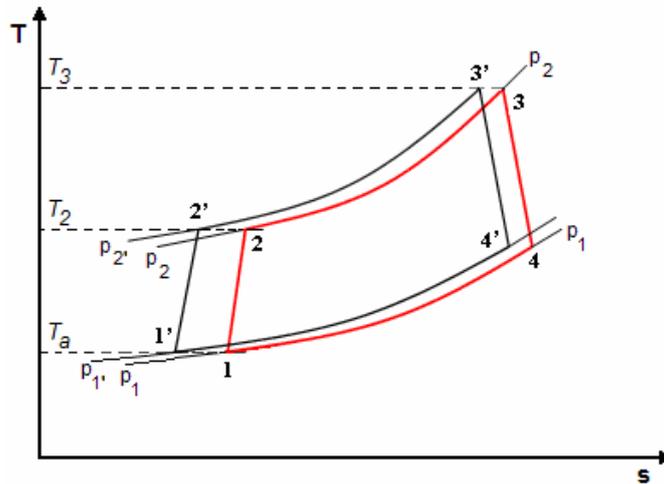
La potenza diminuisce proporzionalmente alla pressione ambiente poiché diminuisce la portata⁴.



⁴ Infatti la potenza utile è data dal prodotto della portata per la potenza utile specifica.

Se invece la pressione atmosferica aumenta, la potenza prodotta dalla turbina a gas aumenterà a seguito dell'aumento di densità e portata massica dell'aria aspirata dal compressore.

In figura è evidenziato il ciclo Brayton reale in condizioni ISO (curva rossa) e la sua traslazione verso sinistra in seguito ad un incremento della pressione ambiente a parità di temperatura esterna (curva nera).



Non si hanno invece effetti sensibili sul rendimento del ciclo, tant'è che la morfologia del ciclo termodinamico resta inalterata (poiché la pressione di mandata aumenta allo stesso modo della pressione di aspirazione): nel piano T-s il ciclo risulta semplicemente traslato sulle nuove isobare ma a pari temperature.

2.4.2. Variazione della pressione allo scarico

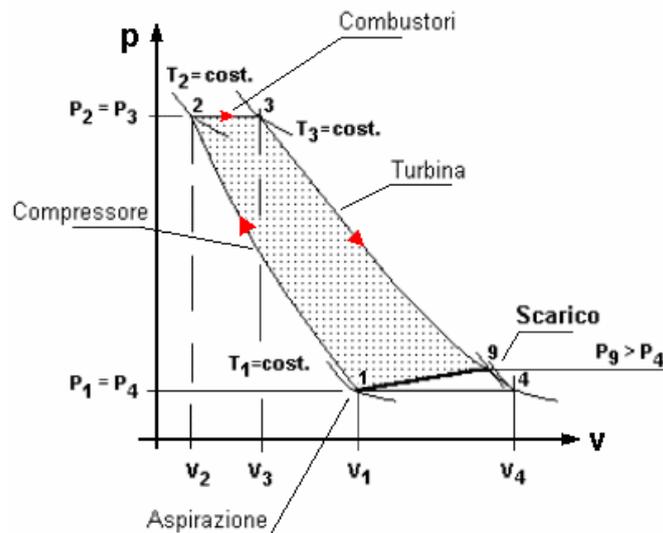
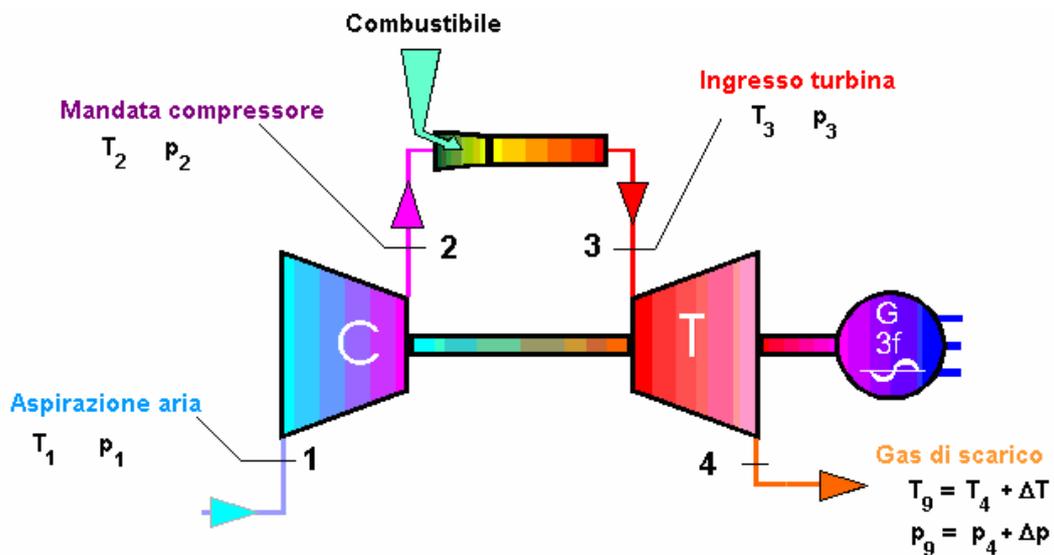
Le prestazioni della macchina variano pure al variare della pressione allo scarico.

In caso di aumento di quest'ultima (ad esempio, per perdite di carico a valle della turbina), la portata di massa rimane immutata ed il ciclo termico si altera poiché la temperatura di scarico cresce da T_4 a T_9 in accordo con l'aumento della pressione di scarico da p_4 a p_9 .

Potenza e rendimento diminuiscono poiché la nuova potenza P è inferiore a quella di riferimento P_{ref} , essendo $h_9 > h_4$:

$$P = G_t (h_3 - h_9) - G_c (h_2 - h_1) < G_t (h_3 - h_4) - G_c (h_2 - h_1) = P_{ref}$$

mentre il calore introdotto $Q = G_t c_p (T_3 - T_2)$ rimane inalterato.



2.4.3. Perdite di carico all'aspirazione

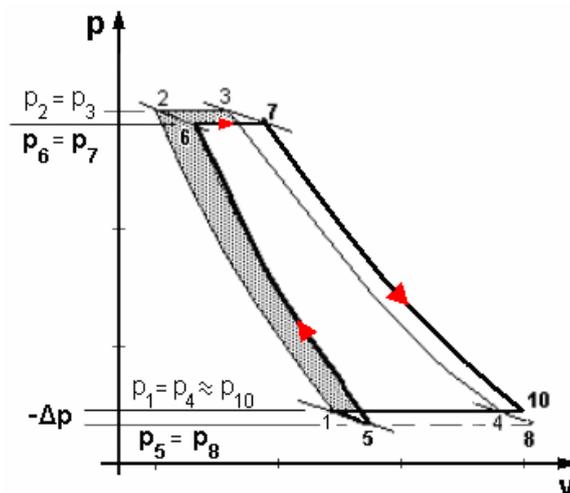
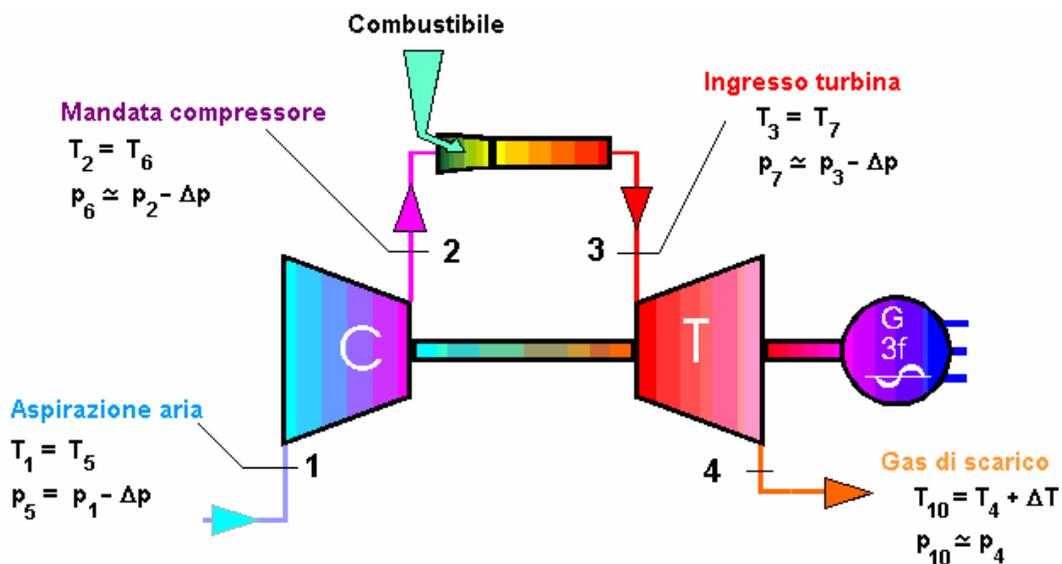
Anche la presenza di perdite di carico all'aspirazione porta ad un peggioramento delle prestazioni della turbina a gas. Infatti la caduta di pressione dovuta alle resistenze passive nel condotto di aspirazione (ad esempio, per intasamento dei filtri) equivale ad una diminuzione di pressione ambiente combinata con un'apparente contropressione allo scarico.

La linea 1-5 rappresenta la perdita di pressione nel condotto di aspirazione.

La linea di espansione va da 7 a 10, poiché nel punto 10 (e non in 8) si trova la pressione atmosferica.

Il rendimento del ciclo diminuisce poiché la potenza specifica richiesta per la compressione (trasformazione 1-2) è uguale a quella richiesta per la trasformazione 5-6, mentre la potenza specifica ottenuta dalla nuova espansione è minore ed il calore introdotto per unità di massa rimane invariato.

Nell'equazione $G_c R_c \frac{T_1}{p_1} = F_c = \text{cost}$, la portata di massa G_c è diminuita essendo diminuita la pressione p_1 . Quindi la potenza dell'intera macchina diminuisce per due effetti: la diminuzione della potenza specifica e la diminuzione della portata di massa.



2.4.4. Variazione della temperatura dell'aria

Rendimento e potenza variano al variare della temperatura ambiente.

Supponiamo che nell'equazione $G_c R_c \frac{T_1}{p_1} = F_c = cost$ la temperatura T_1 aumenti al valore T_{11} .

Il ciclo (1-2-3-4) si modifica nel ciclo (11-12-13-14).

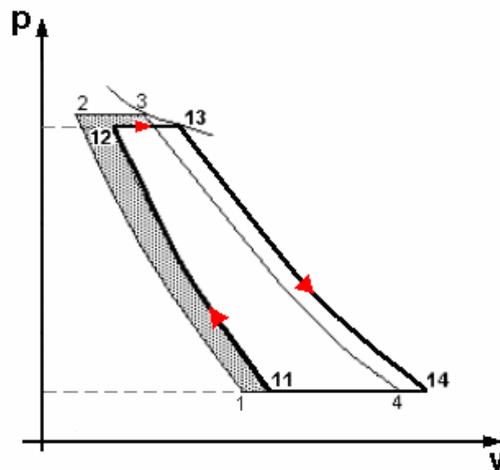
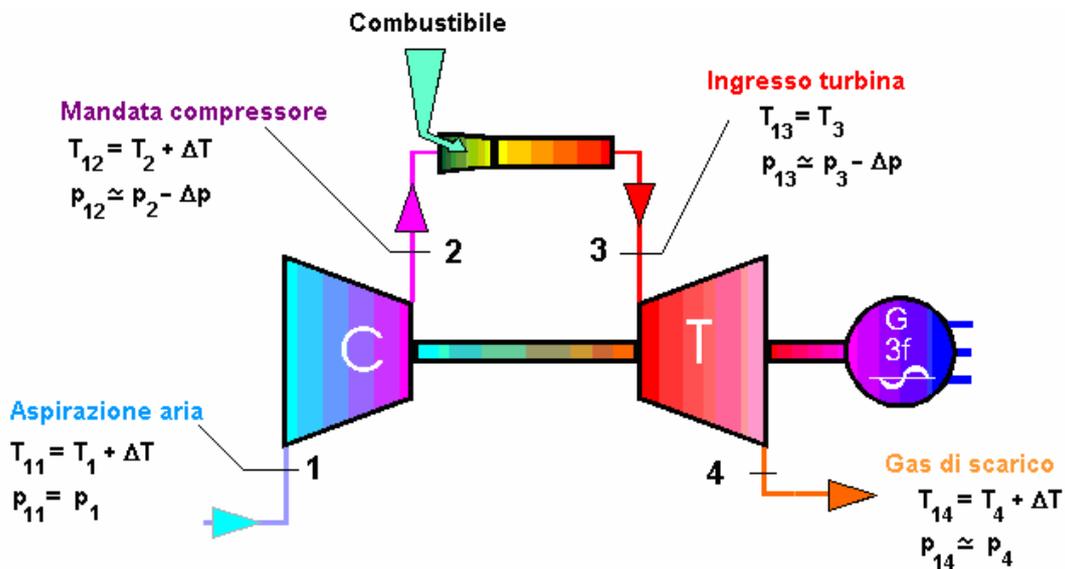
Poiché per ipotesi p_1 è costante, G_c diminuirà e nell'equazione $G_t R_t \frac{T_3}{p_3} = F_t = cost$ diminuirà G_t in

conseguenza della diminuzione di G_c .

Anche p_3 dovrà diminuire e, a parità di temperatura all'ingresso turbina, l'espansione avverrà dalla stessa T_3 ($T_3 = T_{13}$) ma da una nuova pressione $p_{13} < p_3$.

Infine lo scarico sarà alla pressione atmosferica e ad una temperatura di scarico $T_{14} > T_4$.

In queste condizioni il rendimento e la potenza saranno inferiori ai valori di riferimento.

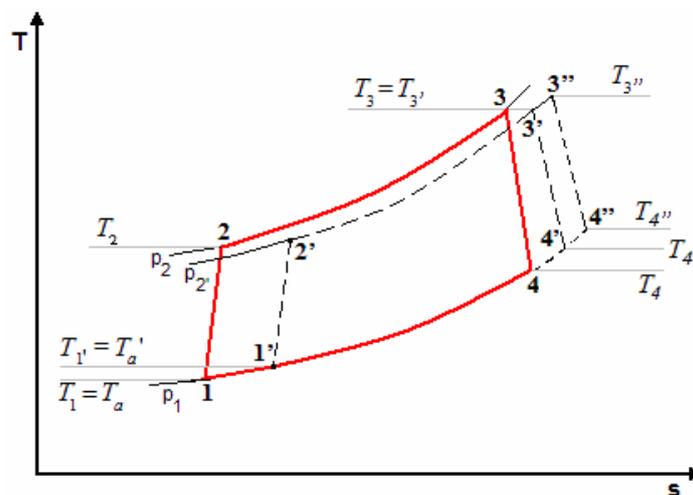


Le variazioni della temperatura ambiente hanno effetti vistosi sulle prestazioni della turbina a gas. Ad esempio, passando da -5°C a $+30^{\circ}\text{C}$ (escursione stagionale del tutto normale per climi temperati) la variazione di volume specifico, quindi di portata e, in buona approssimazione, di potenza è del 12% circa.

Il rapporto di compressione, all'aumentare della temperatura ambiente, tende a diminuire per effetto della diminuita portata massica. A pari temperatura di ingresso turbina ciò giustifica un aumento della temperatura allo scarico.

L'aumento di temperatura ha l'effetto di avvicinare la temperatura media di compressione a quella di espansione, con conseguente diminuzione del lavoro specifico e del rendimento.

In figura è rappresentato il ciclo Brayton reale in condizioni ISO (linea rossa continua) e sottoposto ad un aumento della temperatura ambiente (linea tratteggiata).



Se aumenta la temperatura ambiente da T_a a T_a' e si vuole mantenere costante la temperatura di ingresso turbina T_3 , il ciclo si modifica in $(1'-2'-3'-4')$.

Se invece si considera costante il calore introdotto in camera di combustione, la nuova temperatura di ingresso turbina sarà $T_{3''}$ e la T_4 aumenterà a $T_{4''}$.

La potenza e il rendimento della turbina a gas in entrambi i casi diminuiscono; tale diminuzione è maggiore nel caso di T_3 costante.

La diminuzione di potenza all'aumentare della temperatura ambiente è assai marcata. L'impatto economico, in termini di mancata produzione nel periodo estivo, può essere rilevante, tenendo conto che maggiori richieste di energia elettrica in rete sono proprio concentrate nelle giornate più calde. Può quindi essere utile ricorrere a un sistema di raffreddamento dell'aria aspirata dal compressore.

Le tecniche attualmente utilizzate sono classificabili in due categorie:

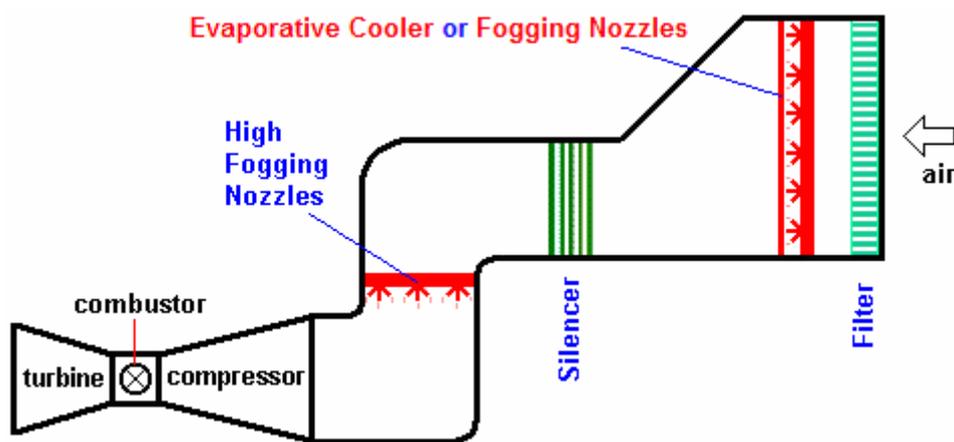
- sistemi di raffreddamento continui o indiretti;
- sistemi di raffreddamento evaporativi o diretti (a loro volta suddivisibili in tradizionali e ad iniezione).

Nei sistemi indiretti il raffreddamento dell'aria viene realizzato mediante uno scambiatore a superficie posto a monte del compressore; tale scambiatore può essere alimentato con acqua proveniente da un ciclo frigorifero (che può essere ad assorbimento o a compressione) o con un fluido proveniente da un sistema di accumulo di sorgente fredda (TES, thermal energy storage).

Sistemi di questo tipo comportano costi di investimento e ingombri tutt'altro che trascurabili; tuttavia permettono di ottenere un grado di raffreddamento dell'aria che non è vincolato alle condizioni di umidità dell'aria stessa.

I sistemi diretti, al contrario, presentano bassi costi di installazione e trascurabile potenza richiesta per il funzionamento; la loro principale limitazione è individuabile nell'impossibilità di raffreddare l'aria al di sotto della temperatura di bulbo umido. Infatti tali sistemi raffreddano l'aria sfruttando il contatto aria/acqua realizzato grazie al passaggio dell'aria stessa attraverso una matrice porosa umida posta all'interno del condotto di aspirazione del compressore (soluzione tradizionale) oppure spruzzando acqua atomizzata ad alta pressione (70÷200 bar) nella corrente d'aria (soluzione ad iniezione).

Il principio di funzionamento è diverso per i due sistemi: essi infatti riducono la temperatura dell'aria seguendo differenti trasformazioni psicrometriche.



Nel sistema di raffreddamento diretto (evaporative cooler o inlet fogging) l'acqua è portata a contatto con la corrente d'aria calda. Quest'ultima, trasferendo calore all'acqua facendola evaporare, si raffredda seguendo una trasformazione a entalpia costante o a temperatura di bulbo umido costante.

Con il fogging, oltre a raffreddarsi, l'aria aumenta il suo contenuto di umidità e quindi di densità, raggiungendo condizioni molto prossime alla saturazione.

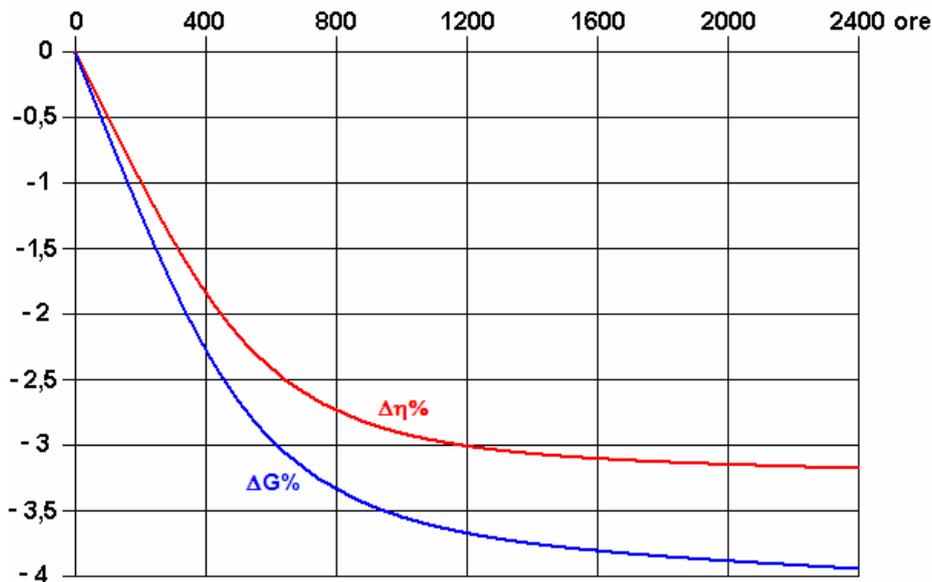
2.4.5. Sporciamento del compressore

La palettatura del compressore è soggetta a sporciamento a causa di depositi che si accumulano durante l'esercizio della macchina, costituiti da contaminanti provenienti dall'ambiente esterno e dalla macchina stessa (vapori d'olio⁵ dal cuscinetto N° 1).

Le principali tipologie dei contaminanti che sono responsabili dello sporciamento del compressore sono legate all'ambiente in cui la macchina opera e in funzione di questo possono essere:

- particelle dure che causano sia erosione che sporciamento (polvere, sabbia, ceneri, ruggine, polverino di carbone),
- particelle leggere che causano sporciamento (fuliggine, vapori d'olio, pollini, spore, insetti),
- sali inorganici.

Tali contaminanti, depositandosi sulla palettatura fissa e mobile del compressore, ne riducono l'efficienza aerodinamica e la portata d'aria aspirata⁶, determinando in definitiva un decremento delle prestazioni della turbina a gas, con particolare riferimento a potenza e consumo specifico.



*Influenza dello sporciamento nel tempo
sull'efficienza e la portata massica di un compressore assiale*

Esistono ormai consolidate tecniche di lavaggio del compressore, eseguibili sia a macchina fuori parallelo in rotazione alla velocità di "crank" (lavaggio off-line) che a macchina in parallelo (lavaggio on-line), con cui l'esercente può intervenire per contrastare lo sporciamento del compressore e ripristinare la normale efficienza della turbina a gas senza dover aprire la macchina.

Il lavaggio off-line, che avviene a macchina spenta e trascinata dal motore di lancio, dà luogo a basse velocità dell'aria e della soluzione di lavaggio e permette di raggiungere ottimi gradi di pulizia.

⁵ I vapori d'olio che si depositano sulle palette, oltre a provocarne direttamente lo sporciamento, sono anche responsabili del trattenimento delle particelle di polvere che entrano nella macchina.

⁶ Infatti i depositi sulle palettature fisse e mobili del compressore ne aumentano la rugosità, aumentando così lo spessore dello strato limite e diminuendo la portata massica dell'aria. Inoltre l'aumento dello strato limite sulle palette riduce la pressione di mandata del compressore e quindi il suo rapporto di compressione.

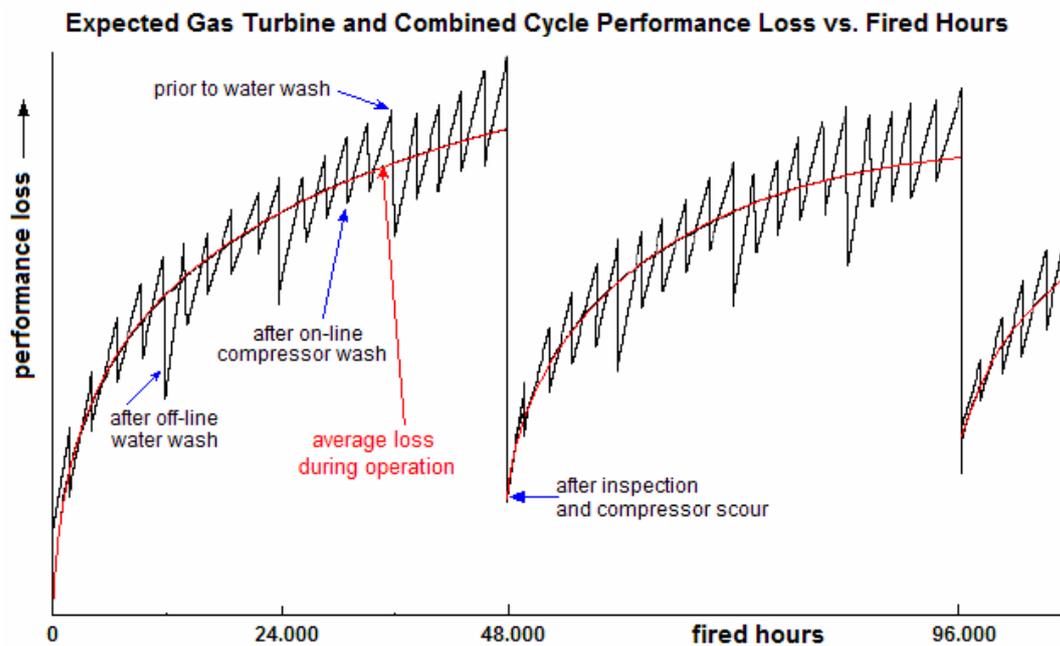
Il lavaggio on-line, che avviene a macchina funzionante, non può mai essere così completo come il lavaggio off-line per questi motivi:

1. con il rotore che gira a 3000 giri/min le forze centrifughe spingono il liquido di lavaggio verso la periferia;
2. la velocità dell'aria è molto elevata e permette un tempo ridotto di permanenza del liquido nel compressore;
3. la turbolenza è molto alta e gran parte del liquido scorre sulle pareti del condotto d'ingresso prima di entrare nel compressore;
4. la compressione dà luogo ad un aumento di temperatura, il che può causare l'inizio della vaporizzazione del liquido a metà strada del compressore.

Infine c'è il rischio di danno da erosione per impatto delle gocce sulle palettature: ciò può essere evitato riducendo il diametro delle gocce del liquido di lavaggio mediante l'aumento della sua pressione di atomizzazione (circa 70 bar).

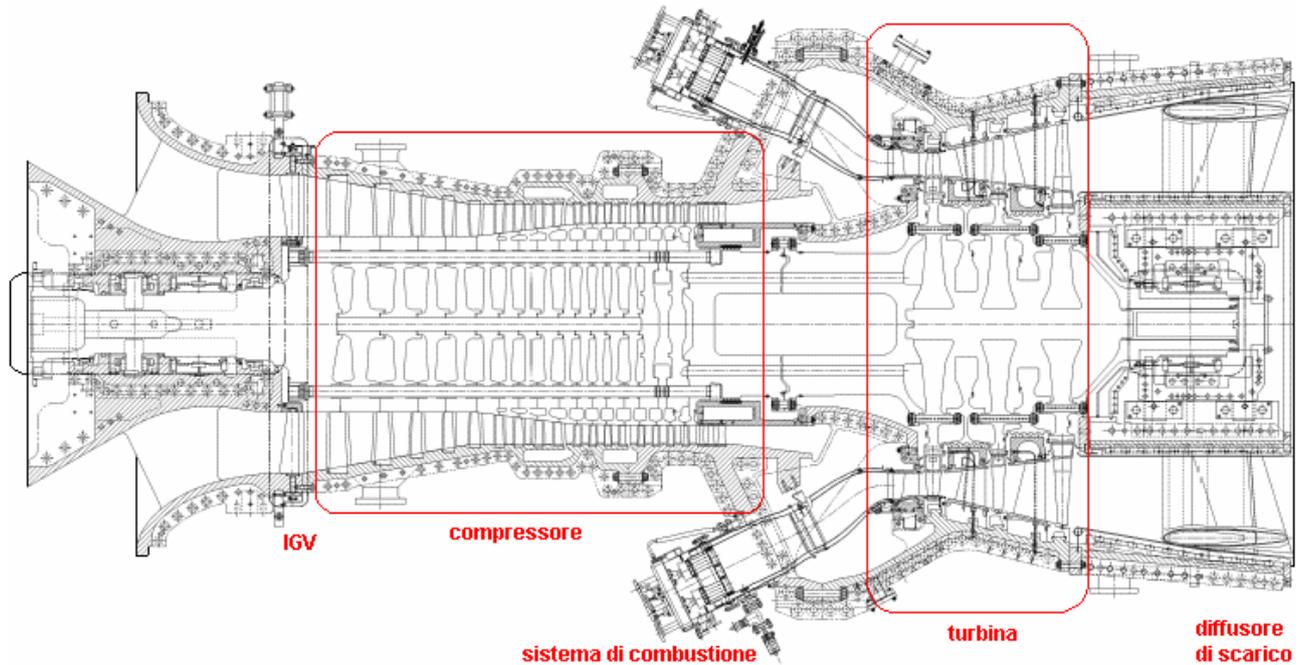
Nei sistemi di lavaggio ad alta pressione gli ugelli sono installati vicino all'ingresso del compressore e generano una nebulizzazione ad alta velocità: le goccioline hanno circa la stessa velocità dell'aria e hanno perciò maggior probabilità di penetrare fino in fondo al compressore.

Nel diagramma seguente è riportato l'andamento tipico della perdita di efficienza della turbina a gas (e conseguentemente del ciclo combinato) correlata alle ore di funzionamento e ai lavaggi on-line e off-line. Dopo 48.000 ore di funzionamento viene effettuata una fermata con ispezione del turbogas e pulizia radicale del compressore.



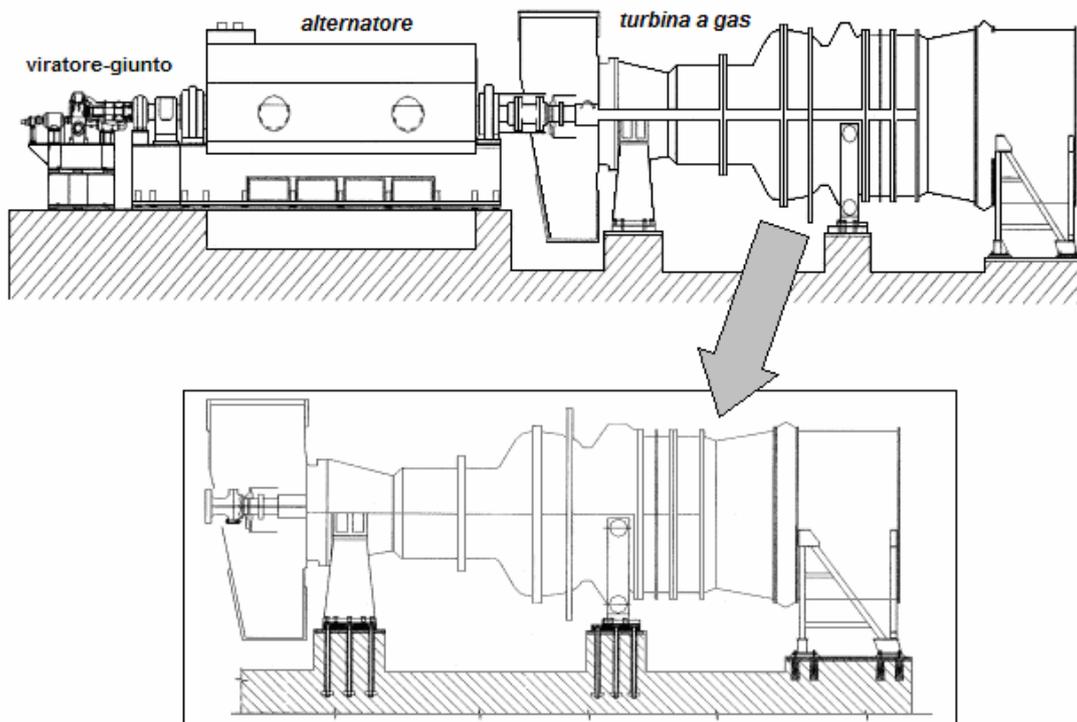
2.5. Caratteristiche costruttive delle turbine a gas

Le turbine a gas si presentano come macchine estremamente compatte, che possono essere spedite in blocco dallo stabilimento di costruzione al luogo di installazione.



La linea d'assi di un impianto con turbina a gas (TG) è costituita dai seguenti macchinari:

- sistema di viraggio e giunto autodisinnestante,
- alternatore,
- tronchetto di unione alternatore-turbina a gas,
- turbina a gas.



La linea d'assi⁷ è ancorata alle fondazioni e, per quanto riguarda la turbina a gas, è sorretta da supporti.

L'asse alternatore-turbina a gas è sostenuto da alcuni cuscinetti radiali ed è mantenuto in posizione da un cuscinetto reggispinta.

Il sistema di aspirazione dell'aria comprende una camera filtri sopraelevata, che è composta da:

- separatore di gocce,
- prefiltro standard,
- filtro ad alta efficienza,
- silenziatore di aspirazione.

E' in genere previsto anche un sistema anti-icing per prevenire durante il periodo invernale la formazione di ghiaccio sull'aspirazione dell'aria.

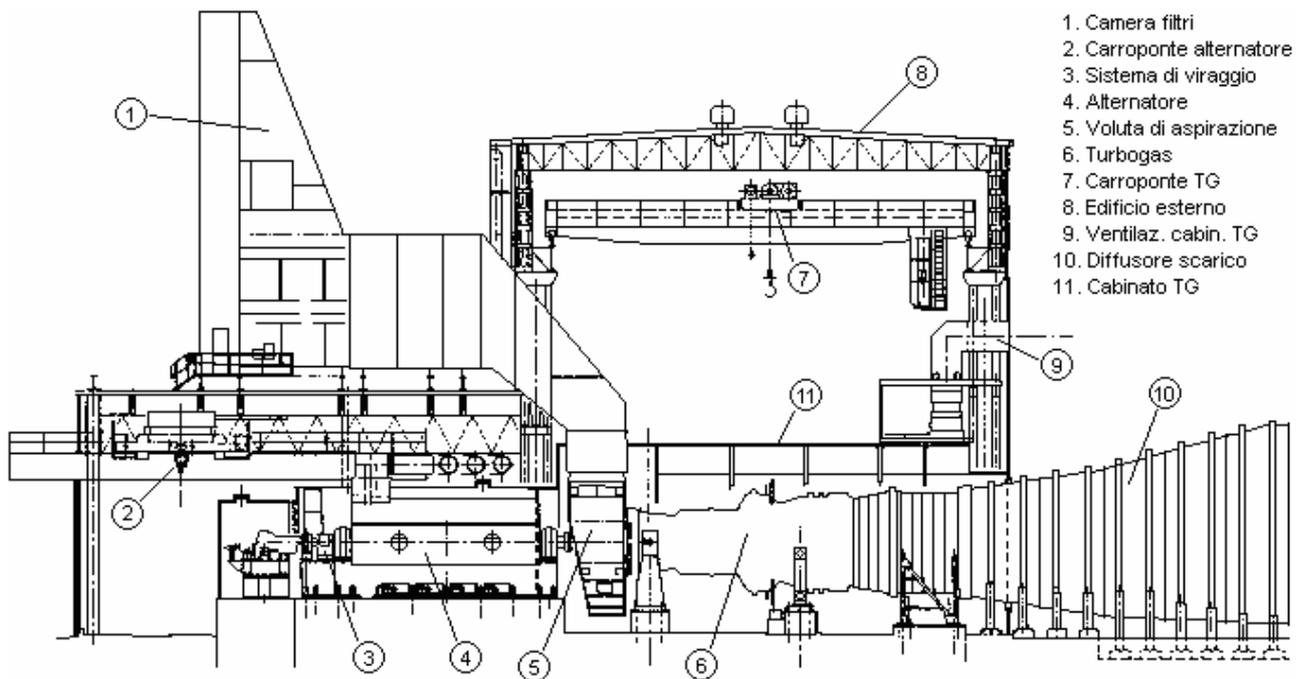


Camere filtri di 3 turbogas General Electric per cicli combinati

⁷ Si riportano alcune caratteristiche generali di un turbogas da 250 MW elettrici:

peso totale turbogas	330 t
peso rotore compressore e turbina con palette	86,4 t
lunghezza turbogas	16,9 m (da flangia alternatore a flangia inizio condotto di scarico)
larghezza massima turbogas	6,7 m

L'edificio del TG e dell'alternatore è una struttura portante con profilati metallici, tamponatura pareti e tetto.



L'edificio è provvisto di due grandi aperture: una per il condotto dell'aria aspirata dal compressore, l'altra per il condotto del gas scaricato dalla turbina.

Sono previsti due carriponte, uno nella zona TG e l'altro nella zona alternatore, con vie di corsa integrate nella struttura dell'edificio.

La ventilazione dell'edificio deve smaltire il calore disperso e garantire una temperatura interna di almeno 40°C.

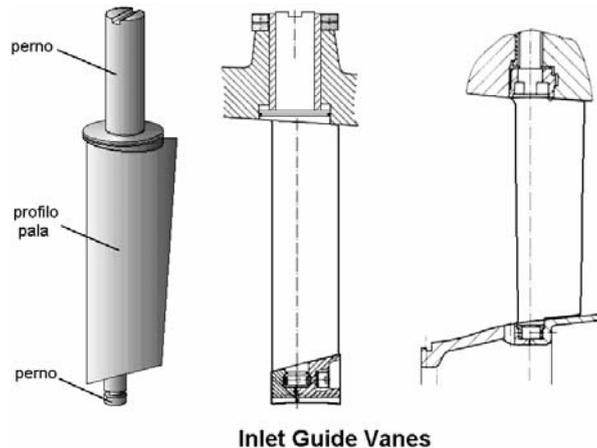
Il cabinato a pelle del TG è ubicato sotto l'edificio TG/alternatore ed è costituito da pannelli autoportanti imbullonati tra loro. Esso ha caratteristiche fonoassorbenti ed è provvisto di un impianto antincendio.

Il tetto è costituito da settori smontabili per accedere alla manutenzione del rotore del TG.

2.5.1. Compressore

Il compressore è quasi sempre di tipo assiale multistadio ed è trascinato direttamente dall'espansore. Solo per macchine di piccola potenza, per motivi di carattere puramente economico, il compressore può essere centrifugo⁸.

I rapporti di compressione delle turbine a gas sono tali da richiedere un numero di stadi da 10 a 20 e oltre. E' molto diffusa l'adozione di palettature statoriche d'ingresso (IGV) ad angolo di calettamento variabile, in modo da consentire una certa variazione di portata d'aria a numero di giri costante ai fini della regolazione di potenza nel rispetto della problematica dello stallo.



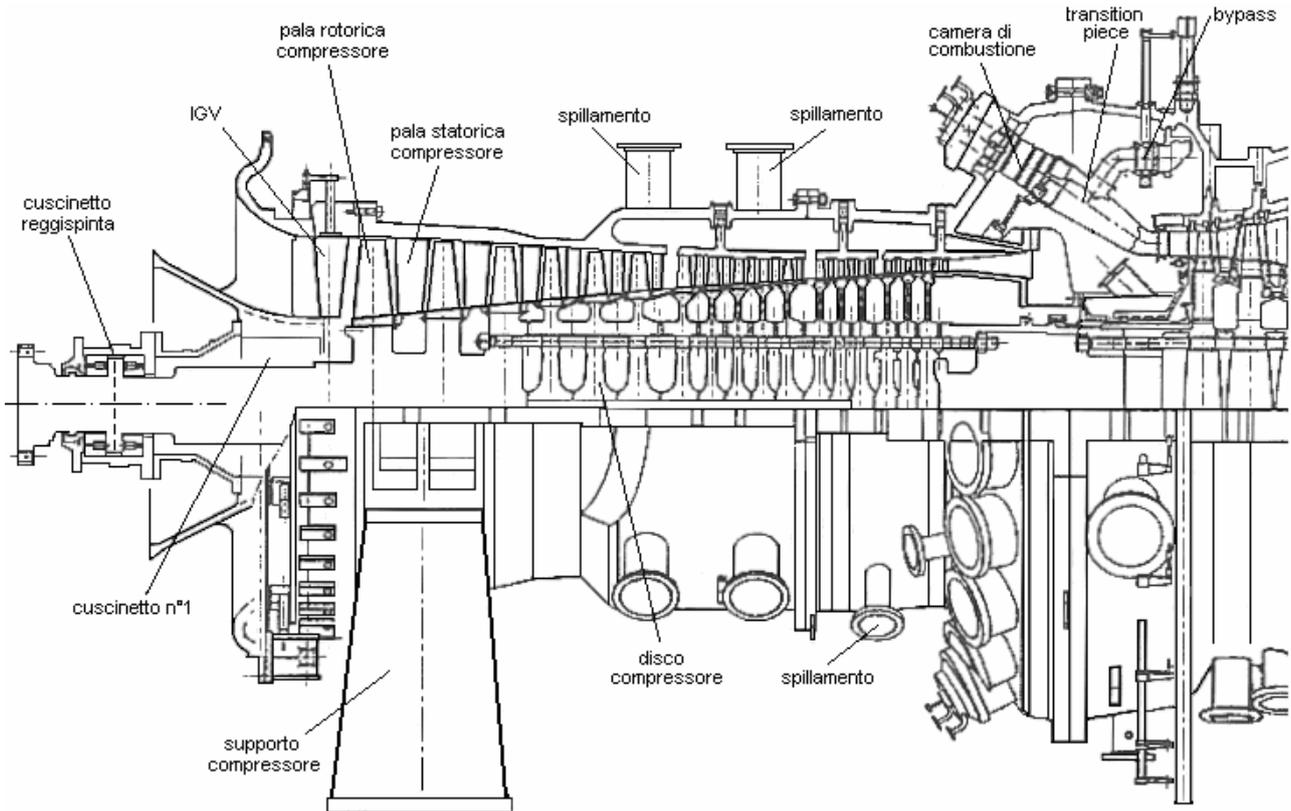
La voluta di ingresso compressore, il corpo compressore, il corpo esterno combustore, il corpo turbina e il corpo del diffusore di scarico, sono imbullonati l'uno all'altro in piani verticali.

Ciascun corpo è inoltre diviso in due parti, imbullonate tra loro, in corrispondenza del piano orizzontale passante per l'asse della macchina, onde agevolare e semplificare il montaggio, l'ispezione e la manutenzione.

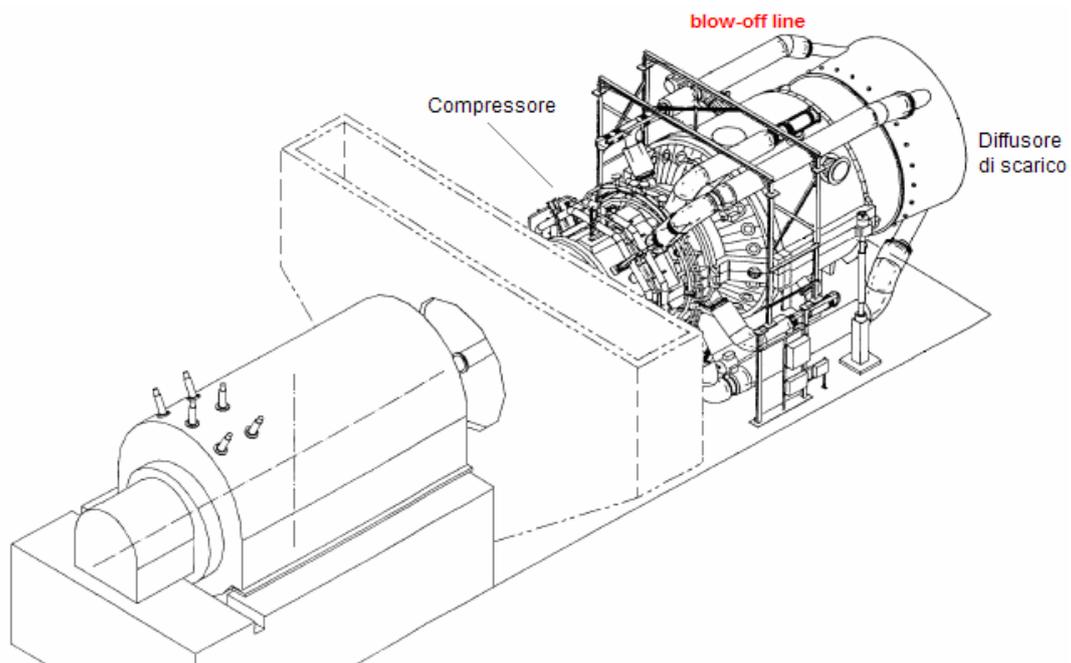
Il compressore può distinguersi nelle seguenti parti principali:

- *voluta di aspirazione*
La voluta di aspirazione ha il compito di collegare il collettore di aspirazione e la camera filtri con l'estremità lato aspirazione del compressore. Un giunto elastico tra la voluta di aspirazione ed il collettore di aspirazione assorbe eventuali spostamenti dovuti a dilatazioni termiche.
- *corpo del compressore*
Il corpo del compressore di un tipico turbogas da 250 MW consta di tre parti essenziali:
 1. La prima parte costituisce la voluta di ingresso, nella quale è ricavato il supporto del cuscinetto portante e del reggispira e dove sono alloggiato le palette di entrata ad assetto variabile (IGV). Esse possono essere ruotate di un certo angolo, permettendo così una regolazione della portata di aria aspirata dal compressore.
 2. La seconda parte include i raddrizzatori dei primi stadi, le zampe di supporto e le prime due camere anulari di spillamento e di scarico aria all'avviamento (blow-off).
 3. La terza parte include i raddrizzatori degli stadi successivi e la terza camera di spillamento dell'aria di raffreddamento turbina; include inoltre il diffusore di uscita del compressore, le tenute dell'albero intermedio, i supporti dei tubi di fiamma e le tenute del primo stadio turbina.

⁸ I compressori centrifughi hanno rendimento inferiore rispetto a quelli assiali e posseggono una limitata capacità di elaborare grandi portate volumetriche.



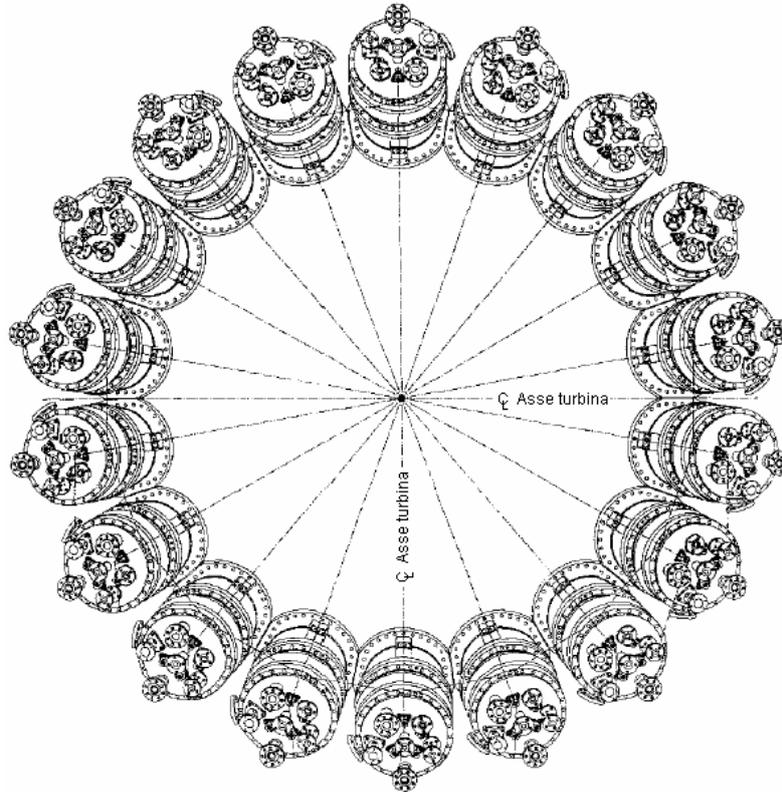
Il compressore è diviso in sezioni che contengono gli stadi. Le sezioni sono distanziate in modo da lasciare spazi anulari, collegati a tubazioni di scarico (*blow-off lines*), che servono come antipompaggio durante i transitori in cui i triangoli di velocità si discostano da quelli di progetto: in questi casi le tubazioni di blow-off vengono aperte e scaricano aria direttamente nel diffusore di scarico. Gli spazi anulari servono anche per spillare aria per il raffreddamento delle parti più termicamente sollecitate della turbina.



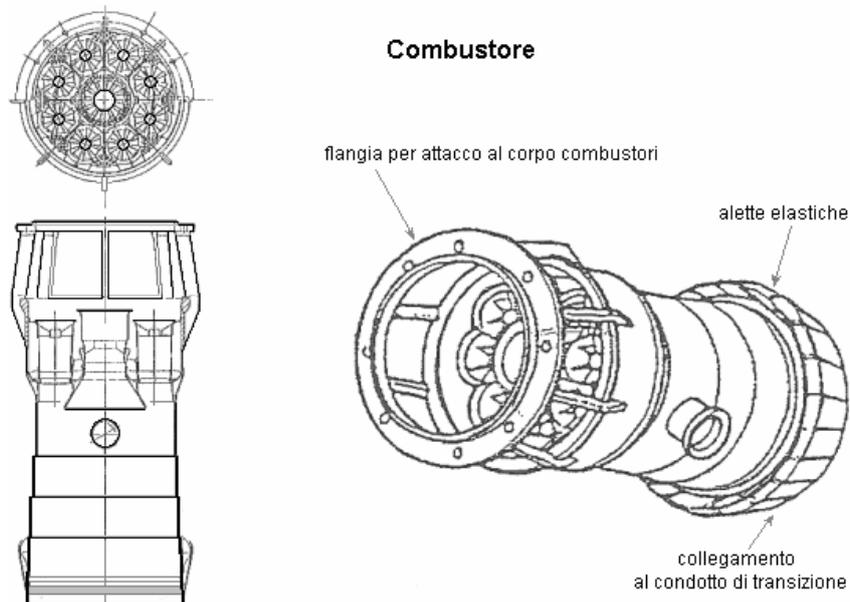
2.5.2. Sistema di combustione

Il turbogas è equipaggiato con numerosi combustori.

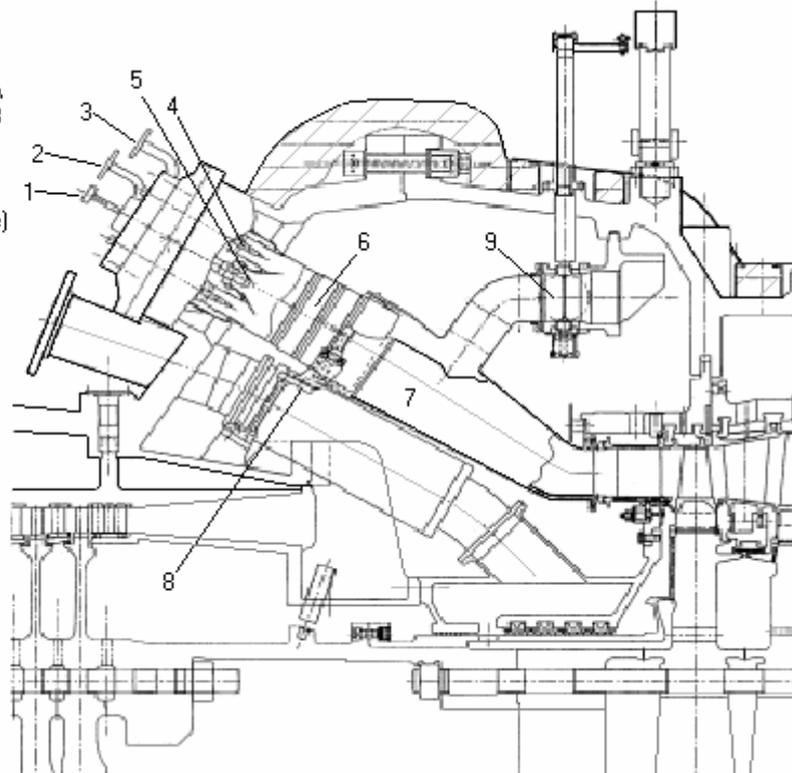
Nella maggior parte delle attuali turbine a gas i combustori sono disposti circolarmente intorno all'asse della macchina e possono essere smontati per ispezione e manutenzione senza che sia necessaria l'apertura del casing della turbina.



L'accensione della macchina è ottenuta mediante le candele alloggiate in alcune camere di combustione. La rivelazione della fiamma è assicurata da un numero adeguato di scanner. Ogni combustore è dotato di un iniettore pilota e di più iniettori principali del combustibile.

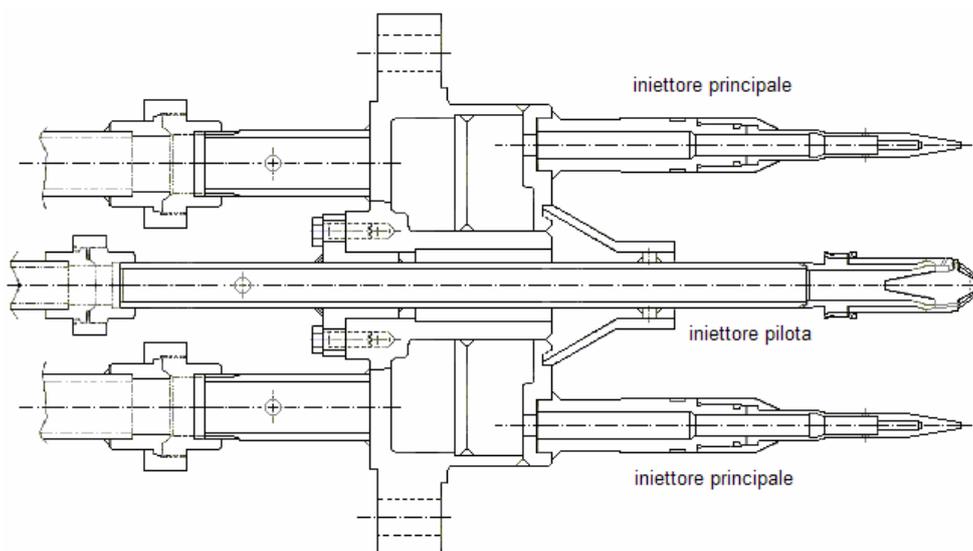


1. alimentazione iniettore pilota
2. alimentazione iniettore principale A
3. alimentazione iniettore principale B
4. iniettore principale
5. iniettore pilota
6. camera di combustione
7. convogliatore gas (transition piece)
8. supporto camera di combustione
9. valvola di bypass



L'iniettore pilota è costituito da ugelli combustibile di tipo tradizionale, con funzionamento a fiamma diffusiva. La funzione dell'iniettore pilota è quella di garantire una regione di gas molto caldi che ricircolano nella zona primaria del combustore, migliorando l'accensione e la stabilità di combustione. Lo stabilirsi di questa zona di ricircolazione è promosso da un vorticatore di aria (*impeller*) situato a monte dell'iniettore pilota stesso. E' inoltre presente, allo stesso scopo, un cono di stabilizzazione della fiamma immediatamente a valle dell'iniettore.

Gli iniettori principali sono in genere disposti intorno all'iniettore pilota. Ogni iniettore principale è dotato di un condotto di preparazione della miscela aria/combustibile, di un vorticatore aria e di un ugello per l'iniezione del combustibile.



Per quanto riguarda le emissioni prodotte dalla combustione, ha particolare rilevanza la formazione degli ossidi di azoto (NO_x).

Gli NO_x si formano secondo tre diversi meccanismi:

- *Fuel NO_x* (generati dall'azoto contenuto nel combustibile);
- *Prompt NO_x* (derivanti dall'azoto atmosferico e prodotti "all'istante" della combustione per reazione dell'azoto con i radicali degli idrocarburi);
- *Thermal NO_x* (prodotti per dissociazione e successiva ossidazione per via termica, favorita dalle alte temperature, dell'azoto molecolare contenuto nell'aria comburente).

Nelle turbine a gas che bruciano gas naturale gli NO_x termici sono quelli predominanti.

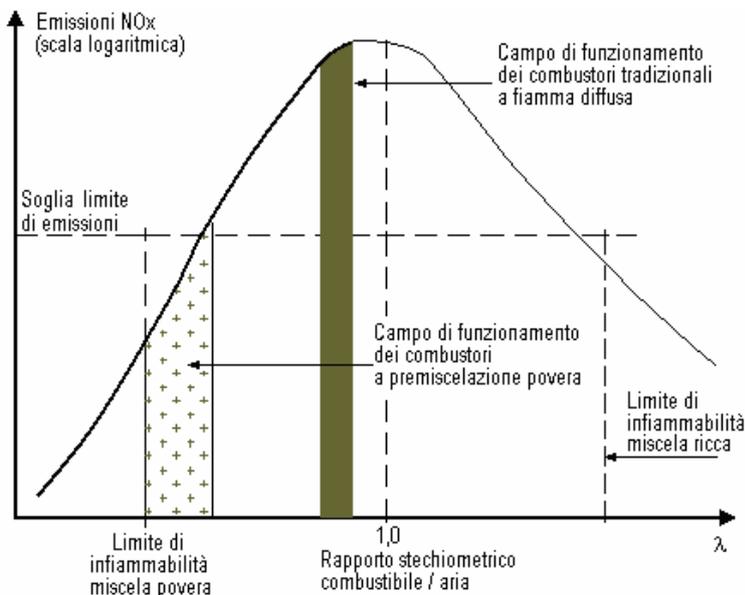
Le emissioni di NO_x dipendono essenzialmente dalla quantità di ossigeno disponibile per la combustione e dalla temperatura di fiamma alla quale avviene la reazione di combinazione azoto-ossigeno (poiché la reazione di formazione degli ossidi di azoto è sempre attiva, ma aumenta la sua velocità quando si superano i $1400 \div 1600^\circ\text{C}$). E' quindi necessario:

1. bruciare il combustibile adottando accorgimenti che riducano la temperatura di combustione;
2. effettuare il premiscelamento del combustibile con l'aria comburente a monte della fiamma in modo da rendere la temperatura di combustione il più uniforme possibile, evitando "punti caldi" con elevata produzione di ossidi di azoto.

L'esigenza di impoverire di aria la miscela alle condizioni di carico di base, avvicinando il punto di funzionamento della camera di combustione ai limiti di stabilità di fiamma, contrasta con l'esigenza di garantire una combustione corretta e stabile, in particolare durante l'avviamento ed ai bassi carichi. E' perciò necessario regolare accuratamente il combustore, modulando le portate d'aria e di combustibile in modo da mantenere il rapporto di miscela sempre all'interno della zona di stabilità della fiamma.

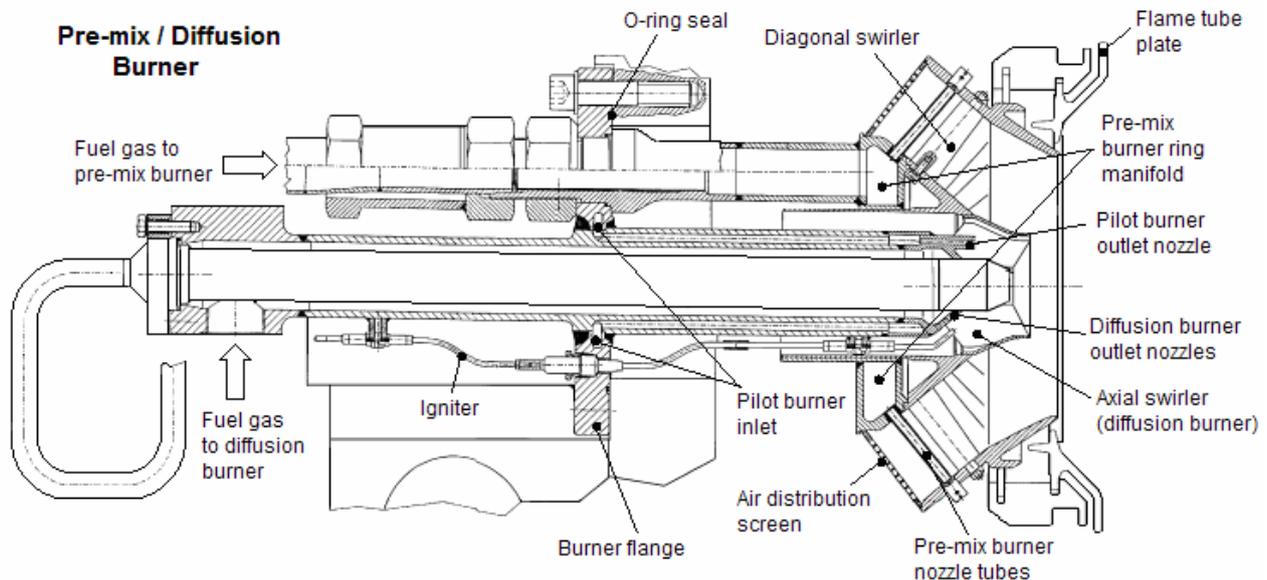
Il parametro che stabilisce il valore degli ossidi emessi è il rapporto tra la portata del combustibile e la portata dell'aria. In particolare si usa il parametro λ , inverso del rapporto di equivalenza Φ .

$$[F/A] = \frac{\text{portata combustibile}}{\text{portata aria}} \qquad \Phi = \frac{[F/A]_{\text{reale}}}{[F/A]_{\text{stechiometrico}}} \qquad \lambda = \frac{1}{\Phi}$$

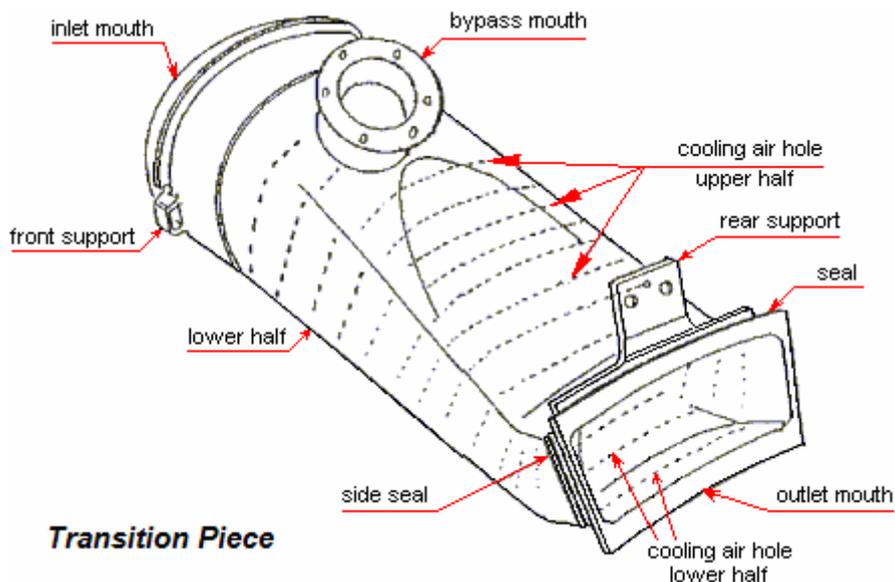


Il valore di λ ha un campo di variazione da un minimo (rappresentato dal limite di infiammabilità della miscela quando è povera di aria rispetto al valore stechiometrico) sino ad un massimo (quando la miscela è ricca di aria).

Poiché il funzionamento a premiscelazione è troppo instabile fino a circa metà del carico nominale, ai bassi carichi i bruciatori funzionano a diffusione. Poi il funzionamento a diffusione viene escluso, perché responsabile di alte emissioni di NO_x , e si passa al funzionamento a premiscelazione.



Le pareti dei combustori sono raffreddate a convezione e a film da aria spillata dal compressore. Il collegamento tra i combustori e la turbina avviene tramite condotti di transizione.

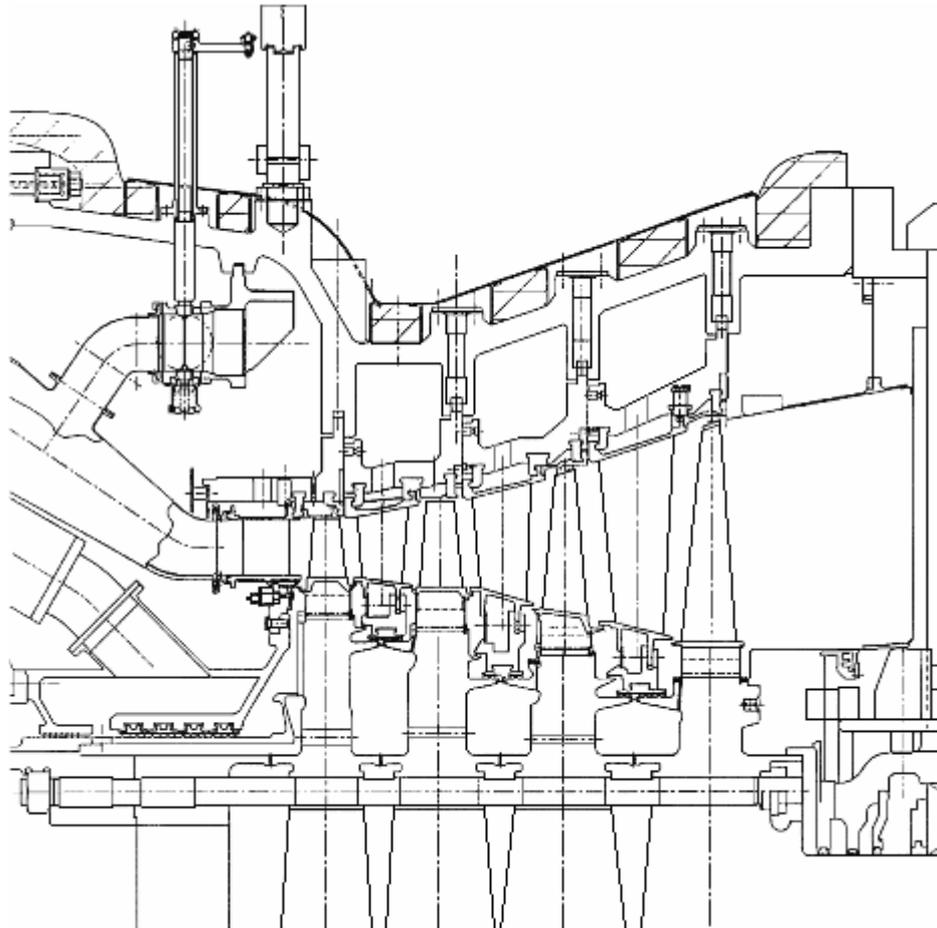


Un condotto di transizione (transition piece) comprende:

- la flangia (inlet mouth) e il supporto (front support) per il collegamento al combustore,
 - la flangia per il collegamento con la tubazione della valvola di bypass (bypass mouth),
 - la flangia (outlet mouth) e il supporto (rear support) per il collegamento al settore ugelli,
- ed è raffreddato da aria che passa attraverso canalizzazioni interne alle pareti e fuoriesce da fori per ottenere un raffreddamento a film.

2.5.3. Espansore (turbina)

La conversione da energia termica a energia meccanica avviene attraverso gli stadi di espansione del gas in turbina. Ogni stadio è composto da una fila circonferenziale di distributori fissi e da una fila di palette rotanti.



Poiché le temperature di ammissione in turbina sono ben superiori alla temperatura massima sopportata dai materiali metallici, è necessario adottare efficienti e sofisticati sistemi di raffreddamento delle palettature fisse e mobili.

Il raffreddamento delle pale può avvenire secondo diverse modalità di scambio termico. Tali modalità sono spesso usate congiuntamente nelle soluzioni più avanzate.

I sistemi di raffreddamento principali sono il raffreddamento convettivo e il sistema di raffreddamento a film, che utilizzano aria spillata dal compressore.

Raffreddamento convettivo

Il raffreddamento convettivo prevede lo scambio di calore tra il gas (all'esterno) e l'aria di raffreddamento (all'interno della pala) attraverso la parete metallica della pala.

Tra la parete esterna della pala (a temperatura T_b) e il flusso principale del gas (a temperatura T_g) deve esistere un flusso termico $\varphi = k_g \cdot (T_g - T_b)$ tale da ottenere $T_b < T_{b\max}$ ⁹.

⁹ $T_{b\max}$ è la massima temperatura sopportabile dal materiale nelle condizioni di sforzo che si verificano in esercizio; k_g è il coefficiente di scambio convettivo tra gas e parete esterna della pala.

I flussi termici scambiati sono ingenti. Appare quindi evidente come la portata di fluido refrigerante in una moderna turbina a gas possa costituire una frazione considerevole del flusso principale e quindi abbia una notevole influenza sulla termodinamica del ciclo.

Per limitare il più possibile tale portata occorrerà:

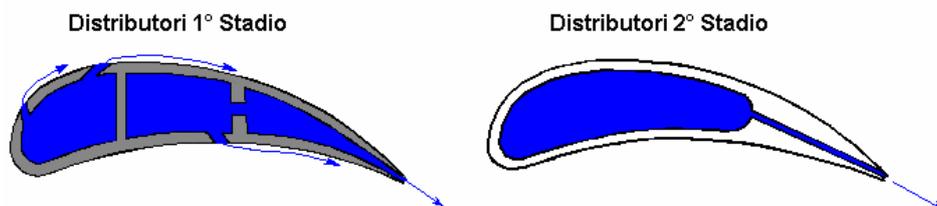
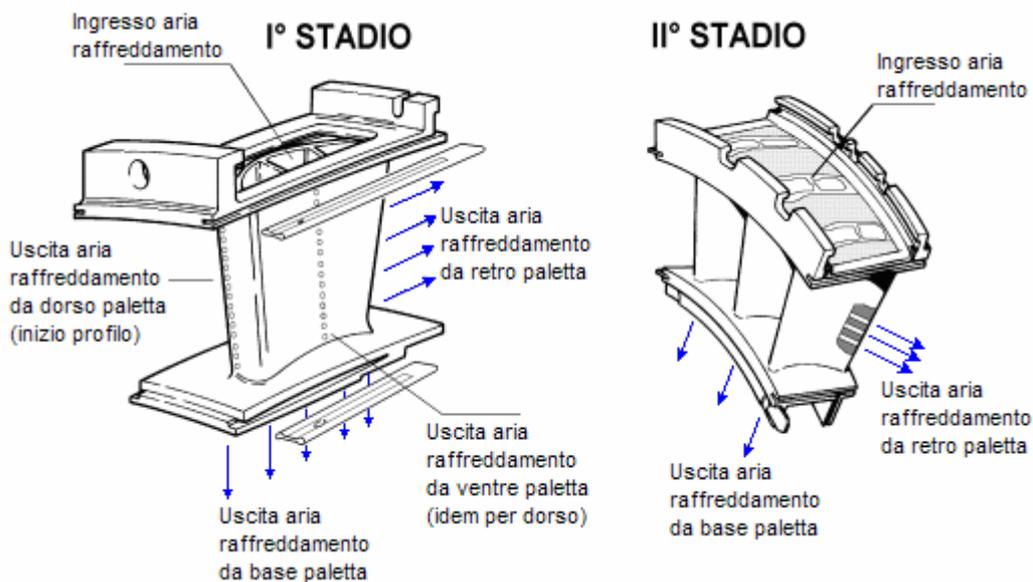
- limitare le superfici da raffreddare. Per fare ciò occorre dividere il salto entalpico della turbina sul minor numero possibile di stadi, cioè realizzare un carico aerodinamico elevatissimo sulle palettature;
- ottenere la massima efficacia di raffreddamento mediante circuiti molto sofisticati dal punto di vista della capacità di scambio;
- ridurre lo spessore delle pale, compatibilmente con la resistenza meccanica e con i problemi costruttivi.

Raffreddamento a film

Il raffreddamento a film consiste nel creare un film di fluido a bassa temperatura che agisca come barriera termica tra i gas caldi e la parete metallica della pala.

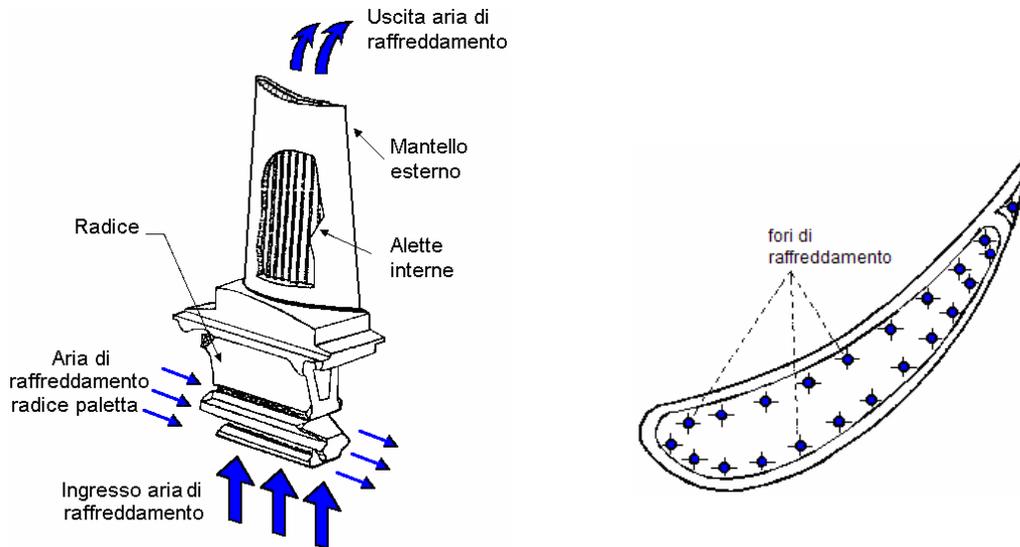
Il film è generato dall'aria di raffreddamento fatta uscire a velocità opportuna da fessure (slot) e da piccoli fori sulla parete della pala. Tale aria lambisce la superficie della pala, creando su di essa una sorta di rivestimento fluido termicamente schermante.

Il raffreddamento a film richiede una realizzazione della pala ancora più complessa dal punto di vista costruttivo. E' necessario realizzare numerosissimi fori di precisione sulla superficie della pala. Inoltre è richiesta un'elevata pulizia dell'aria e del combustibile al fine di evitare occlusioni dei forellini. Questa tecnologia è intensamente utilizzata soprattutto sul distributore fisso del primo stadio.



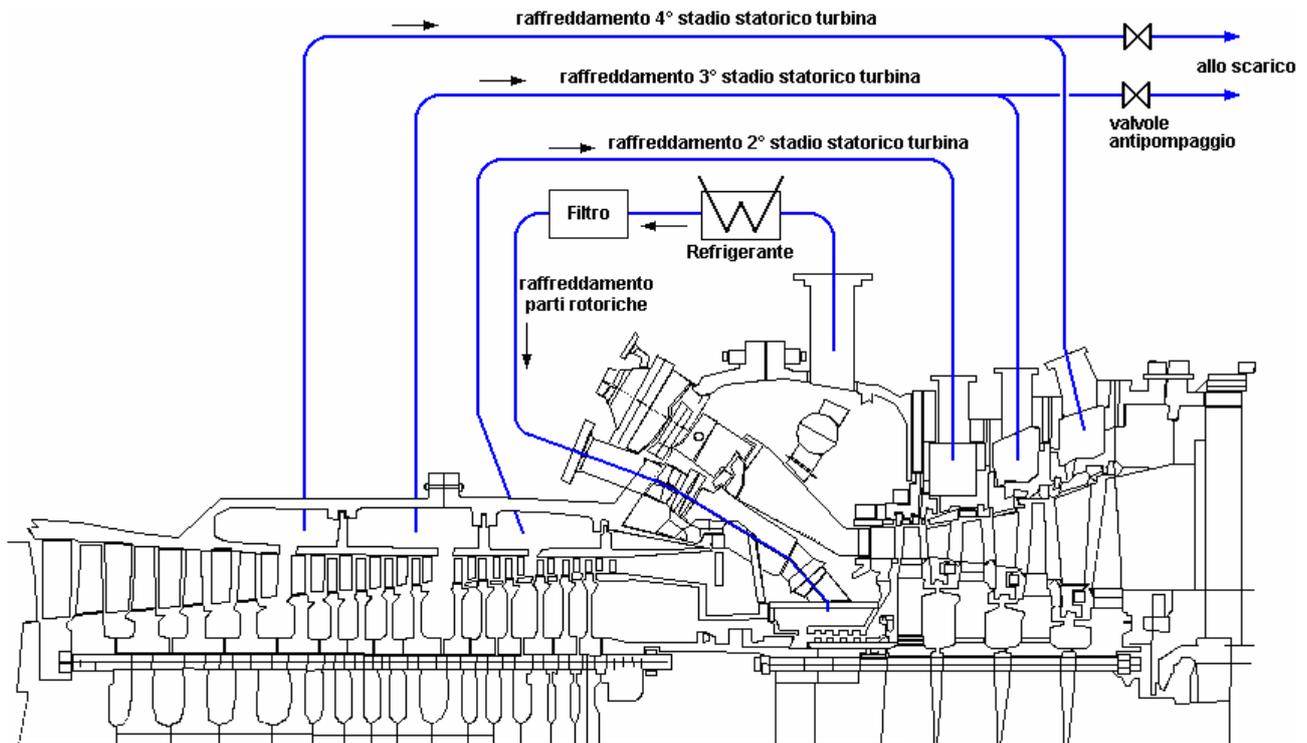
Le palette rotanti sono raffreddate internamente dall'aria di raffreddamento che le percorre radialmente dalla base alla cima del profilo.

L'aria scorre attraverso una serie di fori di raffreddamento che percorrono le pale in lunghezza; fuoriesce dagli stessi fori all'estremità superiore di ogni pala e si unisce al flusso principale del gas partecipando all'espansione residua.



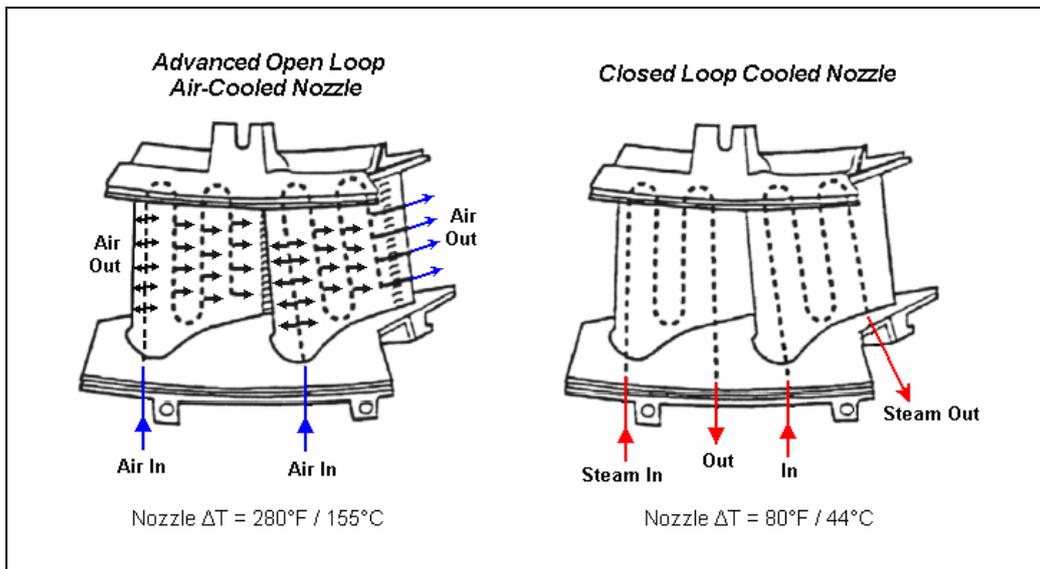
Ogni pala turbina del primo e del secondo stadio contiene una serie di passaggi longitudinali; l'aria è introdotta attraverso un passaggio alla base dell'incastro a pino rovesciato.

In questi fori l'aria passa a velocità altissima; in tal modo si hanno coefficienti di scambio termico molto elevati, dello stesso ordine di quelli che si hanno sulla superficie esterna, tra gas combusti e profilo della pala.



Poiché l'aria di raffreddamento che fuoriesce dai fori delle palette del primo distributore contribuisce a diminuire la temperatura del gas, diminuendo così il salto entalpico utile, sulle turbine di costruzione più recente si effettua un raffreddamento a vapore in ciclo chiuso dell'ugello del primo stadio. Nei cicli combinati il vapore viene fornito dal generatore di vapore a recupero.

Con tale sistema, le nuove turbine a gas General Electric della serie H ottengono una riduzione da 155°C a 44°C nella caduta di temperatura del gas nel primo ugello fisso e trasferiscono alla turbina a vapore, dove tale vapore è destinato, il calore asportato.



Per quanto riguarda i materiali da impiegarsi nella realizzazione delle palettature delle turbine a gas, la loro scelta è condizionata principalmente dalla resistenza alle alte temperature, unita alla resistenza all'ossidazione e alla corrosione.

Bisogna poi tenere in conto il fenomeno dello scorrimento viscoso (creep).

A titolo di esempio, si riportano le composizioni delle leghe adottate per le palettature fisse e mobili di una turbina a gas da 250 MW elettrici, dotata di un espansore a 4 stadi.

Materiale palette rotoriche	Stadio 1	G-NiCr12Co9TiAlWTaMo
	Stadio 2	G-NiCr12Co9TiAlWTaMo
	Stadio 3	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Stadio 4	G-NiCr14Co9TiAlWMo
Materiale palette statoriche	Stadio 1	G-CoCr23Ni10WTa
	Stadio 2	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Stadio 3	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Stadio 4	G-NiCr14Co9TiAlWMo

3. Centrali termoelettriche ripotenziolate con turbine a gas

Il progetto di ripotenziamento (repowering) di alcune centrali termoelettriche italiane con turbine a gas da 120 MW fu sviluppato dall'Enel negli anni '80-'90 sulla base dei seguenti criteri:

- aumentare la potenza installata degli impianti, migliorandone il rendimento;
- minimizzare l'indisponibilità dei gruppi a vapore per l'effettuazione delle modifiche e dei collegamenti necessari. Questo implicava che le modifiche da apportare all'impianto fossero ridotte il più possibile e caratterizzate da un alto livello di prefabbricazione e di standardizzazione dei principali componenti.
- poter esercire i turbogas e i gruppi a vapore in modo indipendente al fine di mantenere elevate flessibilità e disponibilità di esercizio. Ciò richiedeva anche un sistema diretto di scarico in atmosfera dei gas provenienti dalla turbina a gas.
- ridurre le emissioni specifiche di polveri, ossidi di zolfo e ossidi di azoto.

Il programma di repowering fu realizzato solo su alcune centrali¹⁰ e fu poi abbandonato per il sopravvento dei cicli combinati e la decisione di trasformare molte centrali esistenti in impianti a ciclo combinato.

La scelta dello schema ottimale di repowering fa riferimento a tre alternative principali:

1. schema *fully fired*, in cui i gas scaricati dal turbogas sono inviati direttamente al generatore di vapore sostituendo, in tutto o in parte, l'aria comburente;
2. schema *unfired con preriscaldamento dell'acqua di alimento*, in cui si utilizza il calore dei gas scaricati dal turbogas per il riscaldamento della linea di alimento della caldaia;
3. schema *unfired con produzione di vapore di media pressione*, in cui il contenuto termico dei gas di scarico del turbogas è utilizzato per generare vapore surriscaldato a media pressione, alle stesse condizioni del vapore risurriscaldato del ciclo a vapore.

¹⁰ Centrali termoelettriche di Turbigo, Rossano Calabro e Termini Imerese: *repowering unfired con preriscaldamento dell'acqua alimento*.

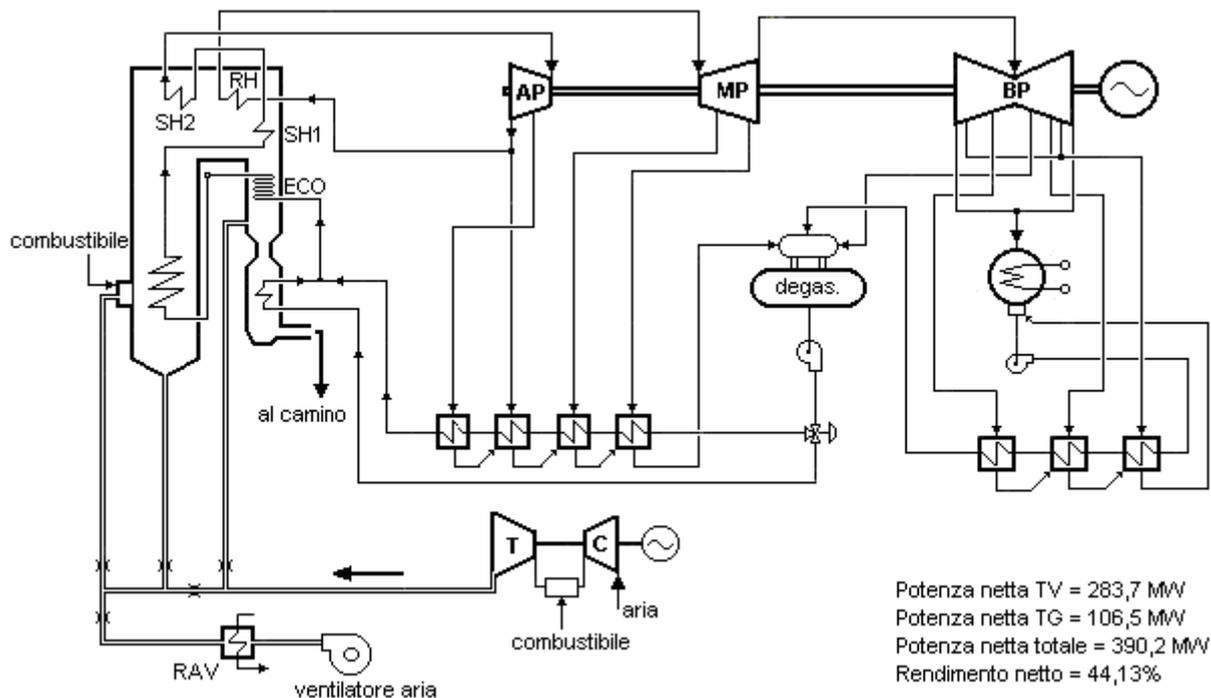
Centrale termoelettrica di Montalto di Castro: *repowering unfired con produzione di vapore di media pressione*.

3.1. Schema tipo “fully fired”

Tale schema prevede l’invio dei gas di scarico del turbogas direttamente nelle casse d’aria del generatore di vapore in sostituzione dell’aria comburente. Poiché la temperatura di tali gas è molto elevata (maggiore di 500°C), possono essere eliminati i preriscaldatori rigenerativi dell’aria comburente (Ljungström) per fare spazio ad un recuperatore del calore dei fumi all’uscita economizzatore, da porre in parallelo ai riscaldatori AP. La suddivisione della portata dell’alimento tra i riscaldatori AP e il suddetto recuperatore viene controllata per mantenere la temperatura di ingresso all’economizzatore sempre al valore massimo, anche ai carichi parziali, in modo tale da ottimizzare le prestazioni complessive dell’impianto ripotenziato.

L’intervento di repowering fully fired comporta pertanto, oltre all’aggiunta dei nuovi componenti fondamentali (gruppo turbogas e relativi ausiliari, condotti fumi tra TG e caldaia con relative serrande di regolazione), la necessità di effettuare i seguenti interventi impiantistici principali:

- sostituzione delle casse d’aria con altre di materiale idoneo per l’impiego a temperature superiori a 500°C e sostituzione dei bruciatori con altri adeguati alle nuove condizioni di funzionamento;
- inserimento di un recuperatore di calore in parallelo ai riscaldatori AP;
- inserimento di un RAV per riscaldare l’aria comburente, in caso di funzionamento del solo gruppo a vapore, e realizzazione di piccole modifiche riguardanti le interfacce con il recuperatore di calore e con il RAV.



Il bilancio termico dell’impianto così ripotenziato mostra come la potenza elettrica del gruppo a vapore sia inferiore di circa 20 MW rispetto al valore nominale in assenza di repowering. Infatti la potenza termica in caldaia risulta minore, essendo la portata del gas comburente, che presenta un tenore di ossigeno dell’ordine del 15%, limitata dalla massima velocità ammissibile in zona convettiva.

3.2. Schema tipo “unfired”

Esso prevede il trasferimento del calore sensibile dei fumi scaricati dal turbogas al ciclo a vapore mediante un recuperatore di calore o un generatore di vapore a recupero.

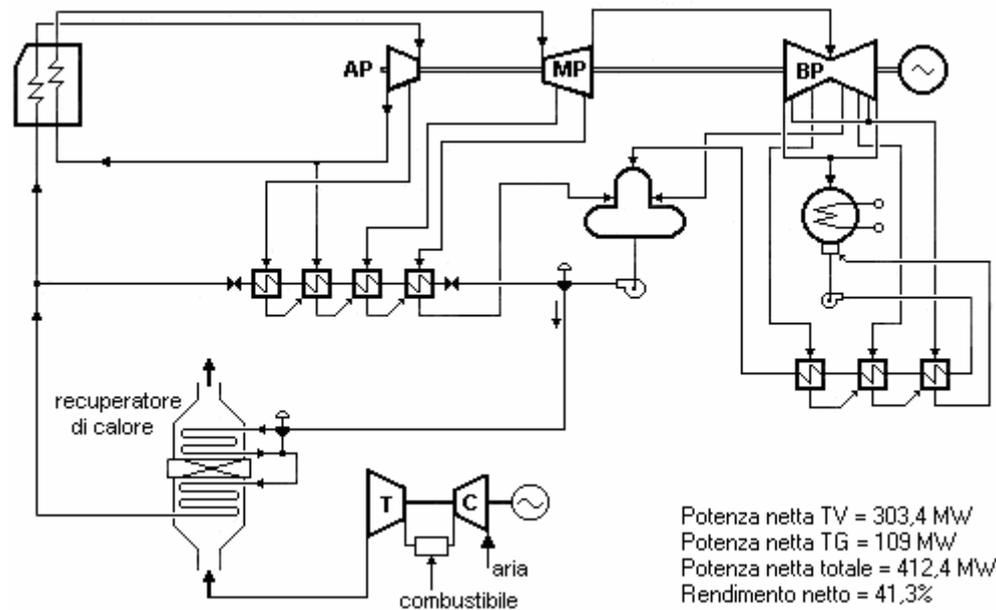
Si distinguono in particolare due configurazioni:

a) con preriscaldamento dell’acqua alimento in sostituzione dei riscaldatori

Il recuperatore può essere inserito in parallelo a:

- riscaldatori AP e due riscaldatori BP,
- riscaldatori AP e un riscaldatore BP,
- riscaldatori AP.

Nel caso di recuperatore inserito in parallelo ai soli riscaldatori AP, anche se il rendimento netto è leggermente inferiore, si hanno maggiori semplificazioni impiantistiche.



		Ciclo base ¹¹	Schema 1 ¹²	Schema 2 ¹³	Schema 3 ¹⁴
Potenza lorda TV	MW	320	320	320	320
Potenza netta TV	MW	303,4	303,4	303,4	303,4
Potenza lorda TG	MW		110	110	110
Potenza netta TG	MW		109	109	109
Potenza lorda totale	MW	320	430	430	430
Potenza netta totale	MW	303,4	412,4	412,4	412,4
Rendimento netto	%	39,97	42,12	41,89	41,53

¹¹ Ciclo base: senza repowering

¹² Schema 1: Repowering AP + due BP

¹³ Schema 2: Repowering AP + uno BP

¹⁴ Schema 3: Repowering solo AP

Mettendo a confronto il ciclo base e i tre tipi di repowering, abbiamo la seguente tabella comparativa:

		Ciclo base	Schema 1	Schema 2	Schema 3
Potenza termica dai gas	MW		183,1	168,7	143,7
Temperatura ingresso ECO	°C	292	300	300	300
Temperatura fumi uscita TG	°C		529	529	529
Temperatura fumi uscita recuperat.	°C		110	156	214
Superficie scambio recuperatore*	%		180	160	100
Portata alimento	t/h	1022	828	831	844
Portata vapore al condensatore	t/h	629	725	708	683
Variatz. potenza termica condensat.	%	0	+17,5	+13,8	+9,5
Derating			sì	sì	no

* Viene presa come riferimento la superficie di scambio del recuperatore dello schema 3, posta convenzionalmente uguale a 100.

Nell'ipotesi di attuare il repowering effettuando minime modifiche impiantistiche, occorrerà ridurre la portata di vapore alla turbina AP per tener conto dell'esclusione degli spillamenti e della conseguente accresciuta portata di vapore alla turbina BP.

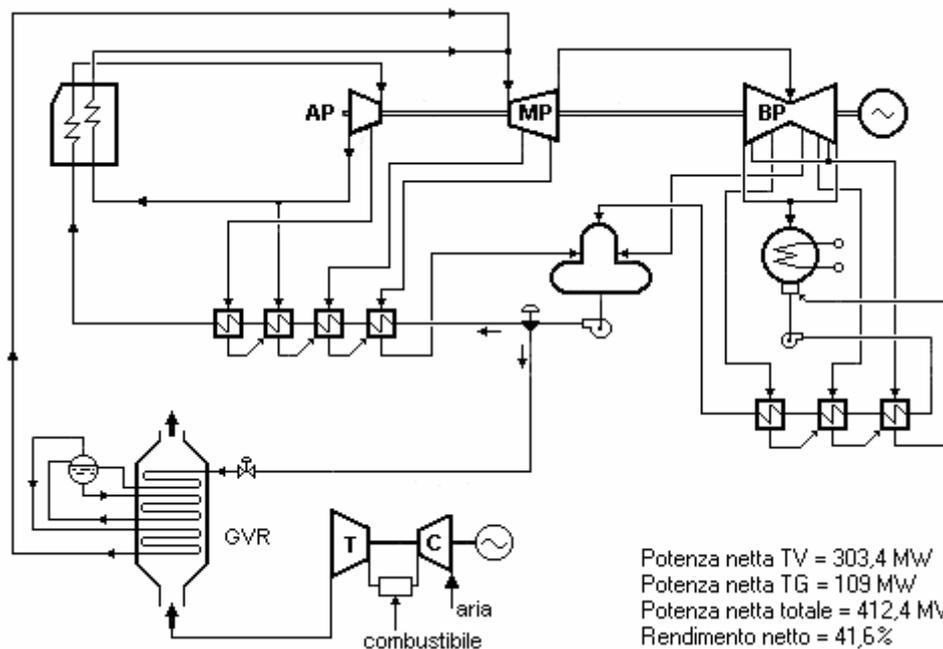
A parità di potenza generata si ridurrà quindi la potenza termica richiesta alla caldaia.

Nello schema 3, la turbina opera con un sovraccarico della sezione BP inferiore al 10%; il condensatore, le pompe estrazione condensato e i riscaldatori BP risultano sovraccaricati, ma non in modo tale da comprometterne il corretto funzionamento.

b) con produzione di vapore di media pressione

I fumi di scarico del turbogas sono convogliati in un generatore di vapore a recupero GVR, che viene alimentato da una certa portata di acqua alimento.

Il GVR ha il compito di produrre vapore surriscaldato per il corpo di media pressione della turbina: tale vapore va a miscelarsi, prima di entrare nella turbina MP, al vapore RH caldo proveniente dal risurriscaldatore di caldaia.



3.3. Considerazioni economiche e tecniche sul repowering

La qualità termodinamica delle due soluzioni di repowering unfired che sono state attuate in Italia¹⁵ non può essere considerata ottimale. In entrambe il recupero termico dei gas presenta differenze di temperatura elevate tra gas e acqua/vapore, con irreversibilità notevoli che penalizzano l'incremento di rendimento dell'impianto modificato. Infatti l'acqua di alimento è riscaldata fino a 290°C e la temperatura di evaporazione corrispondente ai 35÷40 bar del vapore risurriscaldato è di circa 250°C: queste temperature vanno confrontate con i 550°C circa dei gas di scarico della turbina a gas da 120 MW. Inoltre il recupero termico non è completo perché si alimenta, per semplicità, la caldaia a recupero con l'acqua proveniente dal degasatore (160°C) compromettendo la possibilità di un completo raffreddamento dei gas.

Queste limitazioni termodinamiche, derivate dall'esigenza di limitare al minimo gli interventi sull'impianto esistente, hanno fatto sì che i guadagni di rendimento delle operazioni di repowering siano stati modesti.

La fattibilità tecnica delle soluzioni di repowering considerate, ognuna delle quali è caratterizzata da una propria efficienza e da un certo grado di complessità impiantistica, deve essere verificata anche in termini economici. Infatti le prestazioni di un impianto sono verosimilmente legate alla complessità della tecnologia adottata, che deve ritenersi in qualche modo proporzionale agli investimenti richiesti.

L'analisi economica, pur non rappresentando l'unico strumento di valutazione delle alternative considerate, permette di definire quantitativamente l'importanza delle principali differenze tecniche, fornendo un ulteriore supporto decisionale per la scelta della soluzione impiantistica ottimale.

Nella tabella seguente sono riassunti i risultati di un'analisi effettuata nel 1996.

Il parametro economico scelto per il confronto è stato il costo specifico dell'energia elettrica aggiuntiva prodotta.

La soluzione più conveniente era quella fully fired, qualora però le modifiche venissero effettuate in concomitanza con altri interventi di revamping richiesti dall'impianto base (tempo addizionale di fermata nullo). Gli oneri per fermata della sezione termoelettrica portavano questa soluzione ad un costo vicino a quello delle due alternative unfired, con uno scarto di entità comunque modesta.

*Costo specifico dell'energia e della potenza elettrica aggiuntiva
(prezzi 1996)*

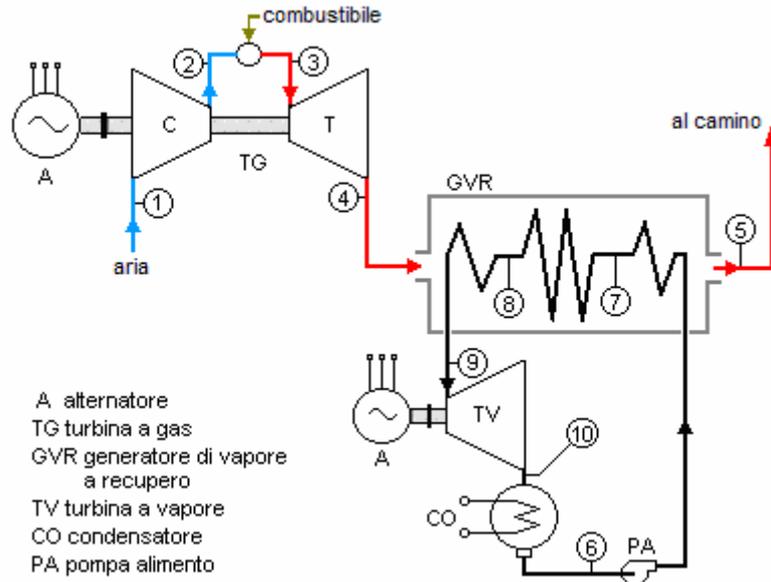
	FULLY FIRED ($T_{\text{ferm}}=0$)	FULLY FIRED ($\eta_{\text{sost}}=37\%$)	UNFIRED (prerisc. H ₂ O alimento)	UNFIRED (produz. vapore MP)
Lire/kWh	76,447	78,726	79,908	79,636
Lire/kW	1.117.500	1.117.500	779.650	779.800

¹⁵ Repowering unfired con preriscaldamento dell'acqua alimento (in sostituzione dei riscaldatori AP) e repowering unfired con produzione di vapore di media pressione.

4. Centrali a ciclo combinato

4.1. Cicli termodinamici

In un impianto a ciclo combinato l'energia elettrica viene prodotta da alternatori mossi da turbine a gas e da turbine a vapore, tra loro “combinare” per il fatto che i gas di scarico della turbina a gas, per mezzo di un generatore di vapore a recupero (GVR), generano il vapore necessario per alimentare la turbina a vapore.



Questo tipo di impianto ha trovato recentemente un grande sviluppo per i suoi alti rendimenti. In effetti l'efficienza di un qualsiasi processo di trasformazione di energia termica in energia meccanica è tanto migliore quanto maggiore è la differenza delle temperature estreme fra cui opera il processo stesso, cioè quanto più è alta la temperatura della fase in cui il calore è fornito al sistema e quanto più è bassa la temperatura della fase in cui il calore è ceduto dal sistema all'esterno. I cicli sfruttati industrialmente, quello a vapore (di Rankine) e quello a gas (di Brayton), possiedono in realtà solo una delle proprietà richiamate e non riescono perciò a raggiungere, se presi singolarmente, dei rendimenti molto elevati. Infatti il ciclo a vapore opera con una temperatura media relativamente bassa durante la fase di apporto di calore¹⁶ e per converso presenta una temperatura bassa, assai vicina a quella ambientale, nella fase di cessione del calore residuo all'ambiente esterno. Ciò comporta limitati rendimenti totali (variabili dal 40% degli impianti con cicli sottocritici e 7-8 spillamenti fino a circa il 46% degli impianti ultrasupercritici con doppio surriscaldamento e un numero maggiore di spillamenti) ed il trasferimento all'ambiente esterno di una notevolissima quota di energia termica ad una temperatura così bassa da non consentirne praticamente il recupero.

¹⁶ Nelle unità da 320 MW le temperature vanno da 290°C (acqua alimento all'ingresso economizzatore) a 540°C (vapore surriscaldato e surriscaldato all'uscita caldaia).

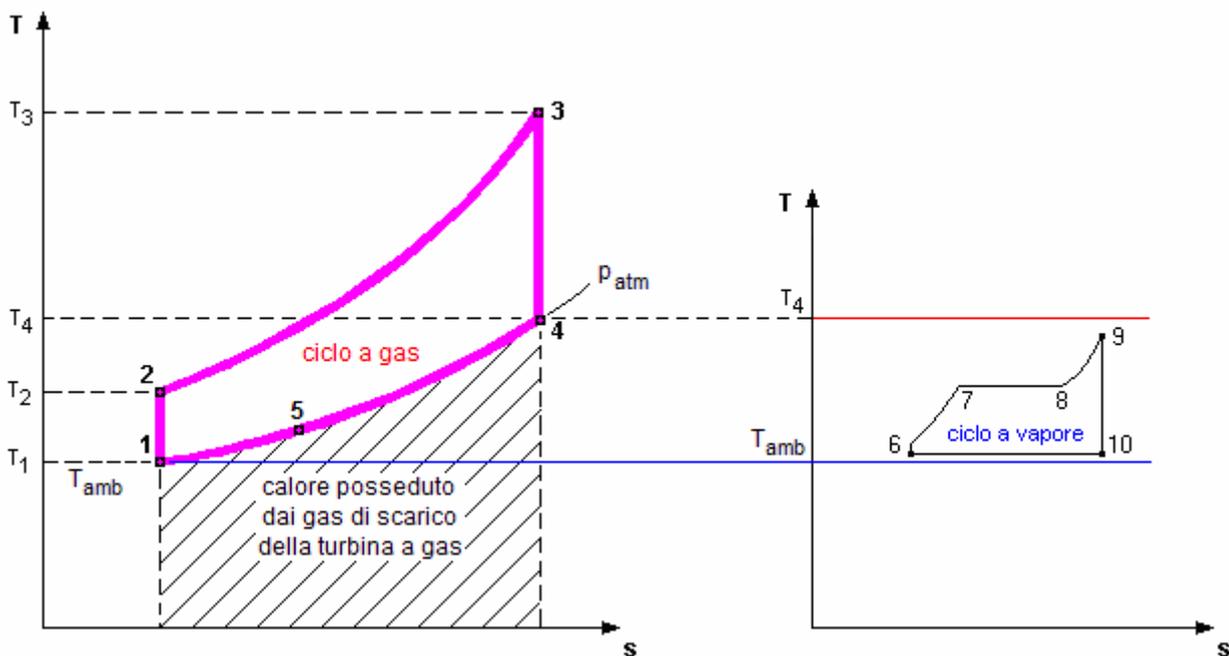
Il ciclo della turbina a gas presenta invece una situazione inversa e complementare: la temperatura media durante la fase di apporto del calore è ben più alta che nel caso precedente¹⁷, ma anche quella di cessione del calore residuo è molto elevata.

Nello stesso tempo, però, l'energia che viene ceduta all'esterno con i gas di scarico (pari, nei turbogas più efficienti, a circa i tre quinti di quella fornita con il combustibile) proprio per la sua elevata temperatura può essere riutilizzata per produrre vapore da far operare in un ciclo Rankine, realizzando così la "combinazione" fra i due cicli.

Il processo complessivo impiega dunque il calore alla temperatura elevata della turbina a gas e cede il calore alla temperatura bassa del condensatore della turbina a vapore, realizzando in definitiva le condizioni ottimali per rendimenti eccellenti, nettamente superiori al 50%.

Il processo di produzione dell'impianto a ciclo combinato si basa perciò sull'accoppiamento in cascata di due cicli termodinamici, per cui il calore scaricato dal primo ciclo costituisce il calore d'ingresso del secondo ciclo.

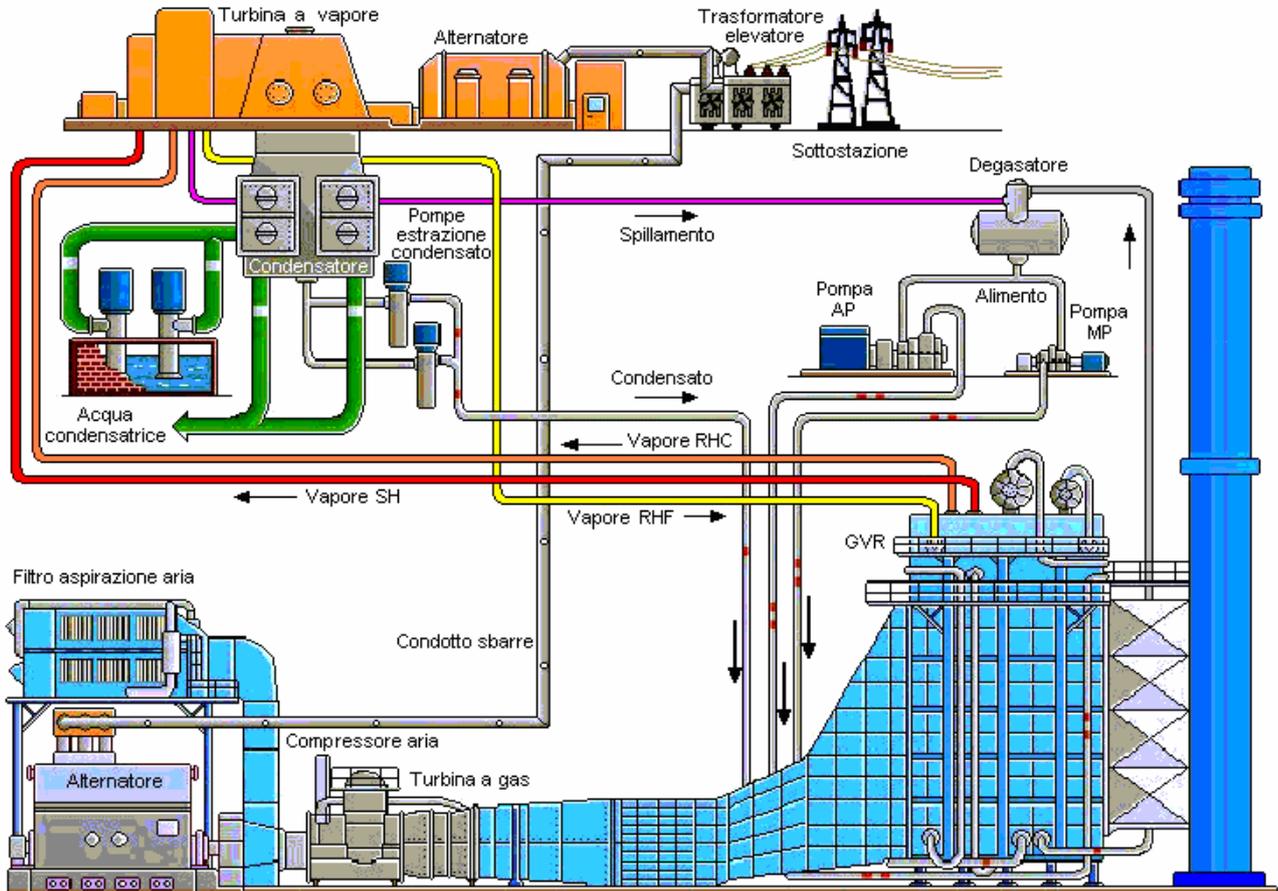
Nel primo ciclo termodinamico a gas (di Brayton), il calore viene fornito in camera di combustione (trasformazione 2-3) e i gas prodotti si espandono nella turbina (trasformazione 3-4) permettendo la conversione parziale del calore in energia meccanica. I gas, dopo l'espansione in turbina, vengono convogliati in un generatore di vapore a recupero (GVR), indi sono inviati al camino (punto 5).



Nel secondo ciclo termodinamico a vapore (di Rankine), l'acqua viene riscaldata (dal punto 6 al punto 7), subisce il cambiamento di stato da liquido a vapore saturo secco (trasformazione 7-8) e si surriscalda fino al punto 9: tutto ciò avviene a spese del calore posseduto dai gas di scarico del turbogas. Il vapore si espande poi in turbina da 9 a 10, fornendo energia meccanica, e viene successivamente condensato (da 10 a 6), cedendo calore nel condensatore ad una temperatura prossima a quella ambiente.

¹⁷ Nelle turbine a gas da 250 MW la temperatura dell'aria all'ingresso della camera di combustione è di poco inferiore ai 400°C, mentre la temperatura dei gas all'uscita della camera di combustione si aggira intorno ai 1300-1400°C; la temperatura dei gas scaricati dall'espansore è di circa 600°C.

La turbina a gas converte in energia elettrica più di un terzo dell'energia termica prodotta nella combustione; la restante energia termica è rilasciata come calore residuo nei gas di scarico. Nel GVR tale calore produce vapore che, operando in una turbina a condensazione, genera una ulteriore quantità di energia elettrica pari a circa la metà di quella prodotta dal turbogas.



Il rendimento del ciclo combinato è dato da

$$\eta_{CC} = \frac{P_{TG} + P_{CV}}{Q_{1,TG}} = \eta_{TG} + \frac{P_{CV}}{Q_{1,TG}}$$

essendo:

P_{TG}	potenza generata dal turbogas,
P_{CV}	potenza generata dal ciclo a vapore,
$Q_{1,TG}$	potenza termica assorbita dal turbogas nella camera di combustione,
η_{TG}	rendimento del turbogas.

D'altra parte si osserva che $P_{CV} = Q_{1,CV} \cdot \eta_{CV}$ essendo $Q_{1,CV}$ la potenza termica assorbita dal ciclo a vapore e η_{CV} il suo rendimento.

Consideriamo i gas come perfetti, caratterizzati da un calore specifico costante.

Chiamiamo:

T_{OT}	temperatura allo scarico del turbogas,
T_{CAM}	temperatura di uscita GVR e ingresso camino,
T_0	temperatura ambiente,
m_{gas}	portata in peso dei gas.

La potenza termica $Q_{1,CV}$ assorbita dal ciclo a vapore sarà pari a quella scambiata con i gas nel GVR, mentre la potenza termica $Q_{2,TG}$ ceduta dal turbogas sarà quella che ancora possedevano i gas all'ingresso nel GVR:

$$Q_{1,CV} = m_{gas} \cdot c_p \cdot (T_{OT} - T_{CAM}) \qquad Q_{2,TG} = m_{gas} \cdot c_p \cdot (T_{OT} - T_0) = Q_{1,TG} - P_{TG}$$

Il rapporto $r = \frac{Q_{1,CV}}{Q_{2,TG}}$ indica la frazione di calore ceduto dal TG che alimenta il ciclo a vapore.

Dunque: $P_{CV} = Q_{1,CV} \cdot \eta_{CV} = Q_{2,TG} \cdot r \cdot \eta_{CV}$ $\eta_{CC} = \eta_{TG} + \frac{Q_{2,TG}}{Q_{1,TG}} \cdot r \cdot \eta_{CV}$

Riprendendo l'espressione di $Q_{2,TG}$ e la definizione del rendimento del turbogas, otteniamo l'espressione del rendimento del ciclo combinato:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG}) \cdot r \cdot \eta_{CV}$$

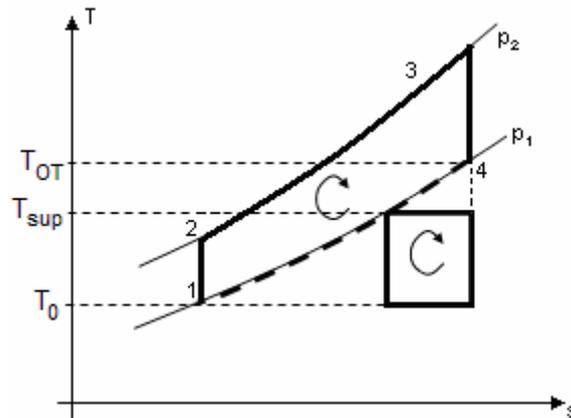
Se supponiamo fissato e ottimale il rendimento del turbogas, è evidente che per migliorare il rendimento del ciclo combinato occorre agire sul prodotto $r \cdot \eta_{CV}$, rendendolo il più grande possibile. L'obiettivo è quello di massimizzare il lavoro del ciclo a vapore alimentato dal ciclo a gas. Per fare ciò occorre agire sul valore della pressione di evaporazione del ciclo a vapore.

Nei semplici cicli a vapore la pressione in caldaia non ha un massimo termodinamico¹⁸, ma è solo limitata da problemi tecnologici ed economici.

Nel ciclo combinato, invece, esiste una pressione di evaporazione ottimale determinata da soli motivi termodinamici. Occorre cercare il valore ottimo di temperatura media equivalente a cui introdurre il calore per avere il massimo rendimento complessivo; noto tale valore, si ricaverà la pressione di evaporazione necessaria per ottenerlo.

¹⁸ Ammesso che l'aumento di pressione sia accompagnato da un adeguato livello della temperatura massima del vapore surriscaldato e/o da un numero appropriato di risurriscaldamenti.

Mantenendo fissato il ciclo a gas, schematizziamo il ciclo a vapore con il suo equivalente ciclo di Carnot che ha come estremi di temperatura la temperatura media equivalente di ingresso del calore nel ciclo e la temperatura di condensazione del vapore scaricato dalla turbina.



Per ottimizzare il rendimento del ciclo combinato occorre che il ciclo a vapore fornisca la massima potenza utile possibile, ricavabile recuperando il calore posseduto dai gas all'uscita del TG. Questo significa rendere massima la potenza del ciclo di Carnot equivalente:

$$P_{Carnot} = Q_{1,Carnot} \cdot \eta_{Carnot} = Q_{1,CV} \cdot \eta_{Carnot} = m_{gas} \cdot c_p \cdot (T_{OT} - T_{sup}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sup}}\right)$$

essendo $\eta_{Carnot} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{sup}}\right)$ $Q_{1,Carnot} = m_{gas} \cdot c_p \cdot (T_{OT} - T_{sup})$

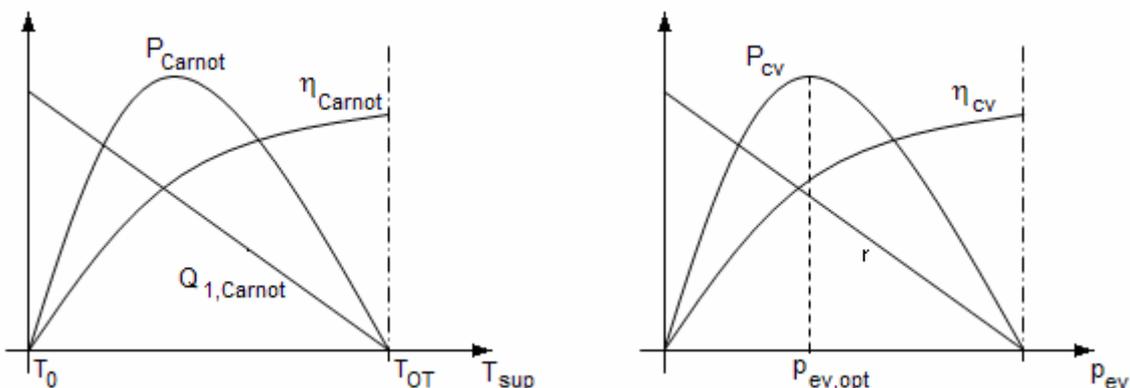
e avendo indicato con T_{sup} la temperatura superiore del ciclo di Carnot equivalente.

Fissati T_0 e T_{OT} (il turbogas non risente significativamente di ciò che avviene a valle) analizziamo l'andamento di rendimento, potenza e calore introdotto nel ciclo di Carnot al variare della temperatura equivalente di introduzione del calore.

Osserviamo che un aumento di T_{sup} è ottenuto attraverso un aumento della pressione di evaporazione p_{ev} del ciclo a vapore. Dunque la variazione di η_{CV} e P_{CV} con p_{ev} è simile alla variazione di η_{Carnot} e P_{Carnot} con T_{sup} .

Di conseguenza r , il cui prodotto con η_{CV} è indice del valore di P_{CV} , diminuisce all'aumentare di p_{ev} come $Q_{1,Carnot}$ all'aumentare di T_{sup} , per la definizione stessa di r .

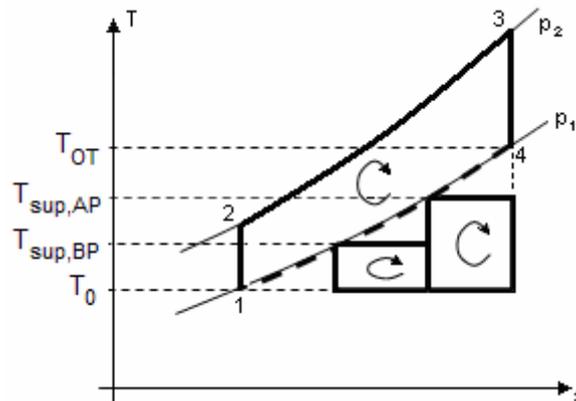
Determiniamo dunque la pressione di evaporazione ottima che massimizza il prodotto $r \cdot \eta_{CV}$ (ossia P_{CV} e quindi η_{CC}).



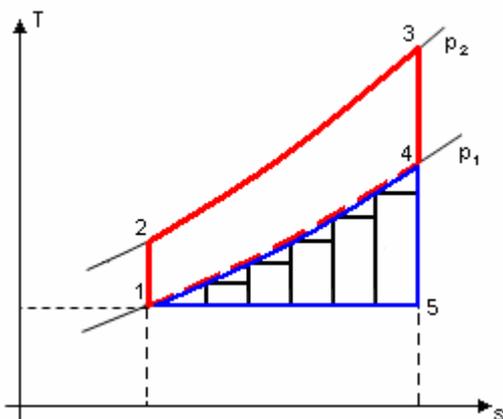
Siamo dunque in grado così di determinare la pressione ottima di evaporazione che consente di massimizzare la potenza utile del ciclo a vapore e quindi il rendimento complessivo del ciclo combinato.

Osserviamo che all'aumentare della temperatura di ingresso dei fumi nel GVR aumentano la temperatura e la pressione ottime di evaporazione.

Per aumentare ulteriormente il rendimento del ciclo combinato si adottano più cicli a vapore in serie rispetto al flusso gassoso, funzionanti a diversi livelli di pressione, in modo da sfruttare nel modo più efficiente il calore posseduto dai gas caldi scaricati dal turbogas. Si tratta in definitiva di "riempire" il più possibile l'area sottostante il ciclo a gas nel diagramma entropico T-s.



Se, ad esempio, si adottano due cicli a pressione di evaporazione differente, il ciclo ad alta pressione e ad alta temperatura assorbirà calore laddove i gas sono più caldi, mentre il ciclo a bassa pressione e a temperatura più contenuta sfrutterà il calore posseduto dai gas più freddi ma ancora ricchi di energia termica. Ovviamente la disposizione interna dei vari banchi (economizzatori, evaporatori e surriscaldatori) nel GVR sarà dettata da motivi progettuali e potranno aversi banchi di bassa pressione posti in punti più caldi rispetto ad alcuni banchi di alta pressione; tuttavia, tendenzialmente, il ciclo a pressione inferiore assorbirà calore dalla parte più fredda dei fumi, avendo temperatura di evaporazione inferiore.



Il processo di miglioramento del rendimento del ciclo combinato prosegue con l'adozione di tre o più cicli a vapore a diversi livelli di pressione.

Il miglioramento è evidente termodinamicamente, se si pensa alla diminuzione delle irreversibilità nello scambio termico e alla riduzione del calore disperso dai gas nell'atmosfera.

Al tendere all'infinito del numero di cicli in serie, si tenderà a realizzare il ciclo reversibile 1-4-5 a forma quasi triangolare, che riceve calore a temperatura variabile e lo cede all'ambiente a temperatura costante dopo un'espansione isentropica.

Naturalmente, nella pratica realizzativa di cicli a più livelli di pressione, occorrerà tenere in debito conto tutte le complicazioni impiantistiche e i relativi costi.

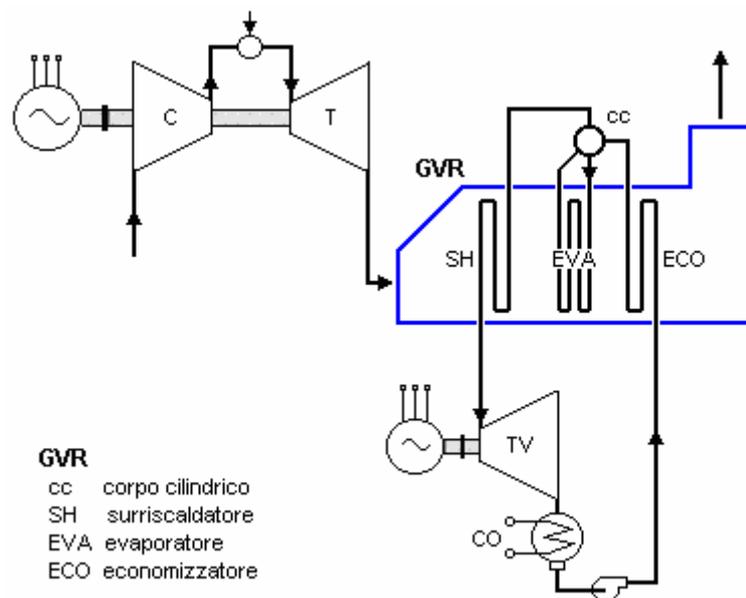
4.2. Generatore di vapore a recupero (GVR)

Il generatore di vapore a recupero (GVR)¹⁹ è sede del trasferimento di calore tra i gas uscenti dalla turbina a gas e il fluido (acqua-vapore) che percorre il ciclo Rankine.

Facendo riferimento al ciclo più semplice, cioè a un ciclo a vapore monolivello (ma le considerazioni seguenti sono estendibili, senza alcuna variazione concettuale, a cicli a più livelli di pressione), il GVR deve provvedere a tre operazioni di scambio termico ben individuabili:

- il riscaldamento dell'acqua, proveniente dal condensatore, nell'economizzatore,
- l'evaporazione dell'acqua nell'evaporatore,
- il surriscaldamento del vapore nel surriscaldatore.

La situazione è delineata nella figura seguente, che evidenzia la separazione fisica dei banchi di tubi che provvedono alle tre diverse operazioni.



La disposizione in controcorrente è essenziale per poter surriscaldare il vapore a beneficio del rendimento del ciclo e per poter sfruttare la fase di preriscaldamento del liquido per recuperare una quota ulteriore di calore dai gas (per questo motivo lo scambiatore relativo viene chiamato economizzatore, in analogia con le caldaie a combustione).

La possibilità di preriscaldare il liquido sfruttando il contenuto termico, altrimenti irrecuperabile, del gas uscente dalla sezione di evaporazione fa capire come la pratica degli spillamenti rigenerativi, ampiamente utilizzata nei cicli a vapore convenzionali, sia solo controproducente nei cicli a recupero: essa comporterebbe un'inutile dissipazione dei gas ancora caldi nell'ambiente, accompagnata da una perdita di potenza della turbina a vapore, per la presenza degli spillamenti, non recuperabile da un minor consumo di combustibile.

Lo scambio termico tra il gas e il vapore è caratterizzato da tre differenze di temperatura significative:

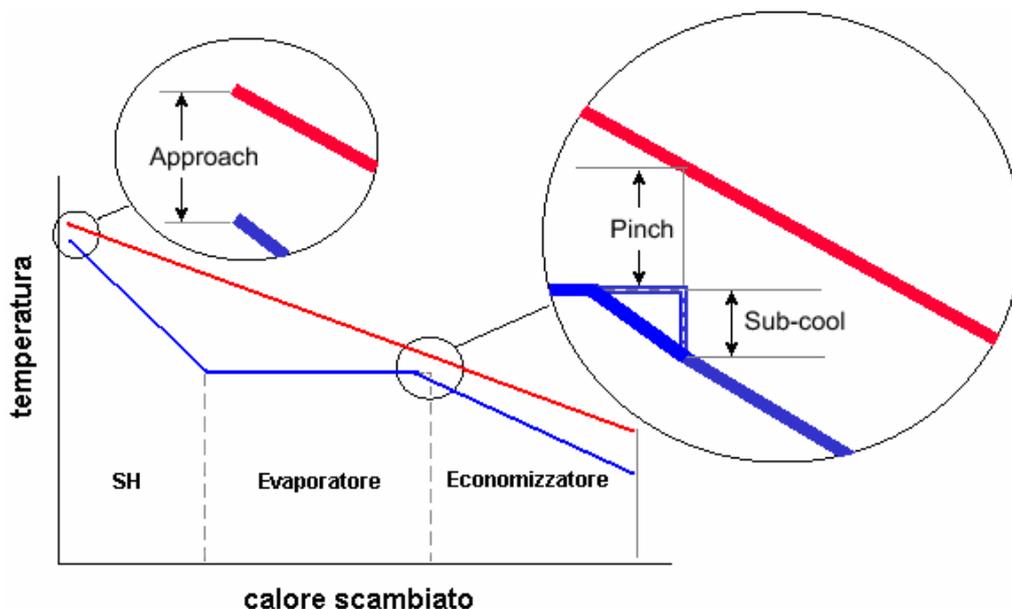
- il ΔT al pinch-point, che è il minimo ΔT nell'evaporazione (cioè tra il gas uscente dai banchi evaporatori e la temperatura di evaporazione),
- il ΔT all'approach point, che è il minimo ΔT nel surriscaldamento (cioè tra il gas entrante nel GVR e la massima temperatura del vapore),

¹⁹ Con termine anglosassone: Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

- il ΔT di sottoraffreddamento (sub-cool), che è la differenza tra la temperatura di evaporazione e quella dell'acqua all'uscita dell'economizzatore.

I primi due ΔT stabiliscono le differenze di temperatura che stanno alla base del progetto termico del GVR.

Il ΔT di sottoraffreddamento è invece necessario per evitare il rischio di inizio di evaporazione nell'economizzatore, il che comporterebbe un blocco temporaneo di portata nei tubi a causa del volume occupato dalla bolla di vapore e conseguenti oscillazioni di pressione.

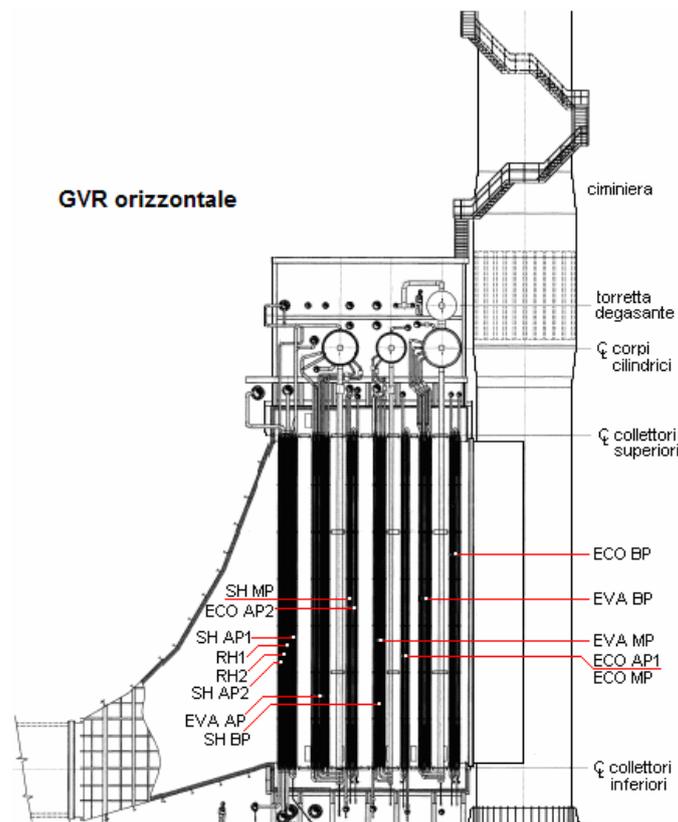
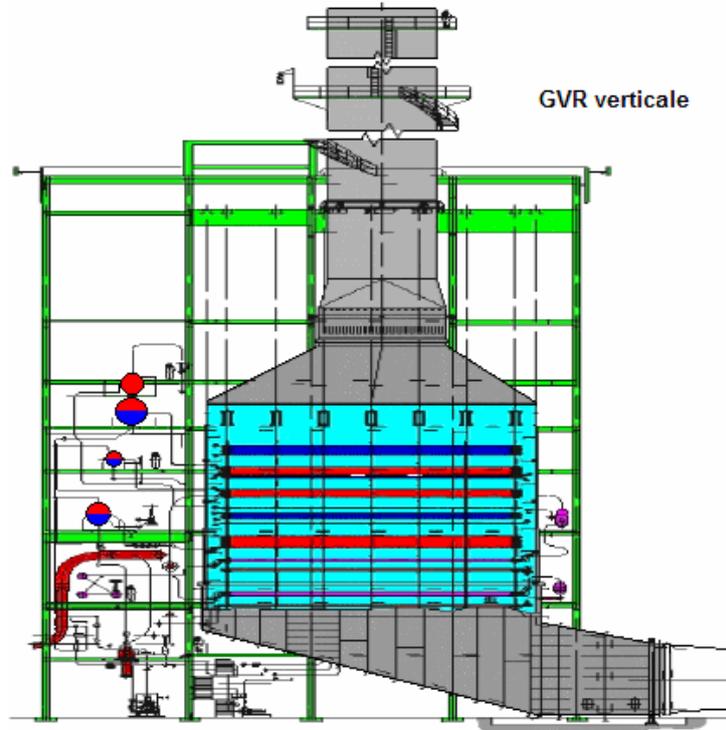


Dal punto di vista costruttivo e morfologico una caldaia a recupero è profondamente diversa da una caldaia a combustione. Il punto centrale, a cui sono riconducibili tutte le dissimilarità, è che nella caldaia a recupero non sono mai presenti zone in cui i gas combusti si trovino a temperature particolarmente elevate. Infatti la temperatura massima è imposta dalle condizioni del gas uscente dalla turbina a gas (circa 600°C). Al contrario, in una caldaia a combustione la zona della fiamma è prossima ai 2000°C: in tali zone il meccanismo di scambio termico è principalmente controllato dall'irraggiamento, con flussi termici particolarmente alti. Pertanto in una caldaia a combustione grande attenzione deve essere posta a mantenere le tubazioni in condizioni termiche ben controllate (cioè a una temperatura molto più vicina a quella dell'acqua e del vapore che a quella dei gas combusti), pena la rottura fisica dei tubi. Essendo questo problema di rilevanza molto minore in una caldaia a recupero, diviene possibile:

- realizzare la disposizione in controcorrente e in particolare porre il surriscaldatore a contatto con i gas a temperatura più elevata,
- realizzare una zona dedicata all'evaporazione con semplici fasci tubieri in cui lo scambio termico avviene per convezione (anziché con pareti membranate che circondano la zona di fiamma),
- utilizzare, almeno per l'evaporatore e l'economizzatore, tubi alettati che rendono la costruzione assai più compatta ed economica.

A quest'ultimo proposito si ricorda che la presenza dell'alettatura in un generico scambiatore di calore permette di offrire una maggior superficie di scambio al fluido che presenta un minor coefficiente di scambio convettivo.

Un GVR può avere disposizione orizzontale o verticale, a seconda della direzione principale dei fumi. La scelta è determinata in base a puri criteri di convenienza costruttiva e di spazi disponibili, non essendovi altra pregiudiziale di carattere funzionale. Una caldaia verticale avrà una minore occupazione del suolo, ma, soprattutto per grandi unità, porrà maggiori problemi strutturali, di fondazioni, di accessibilità e di montaggio.

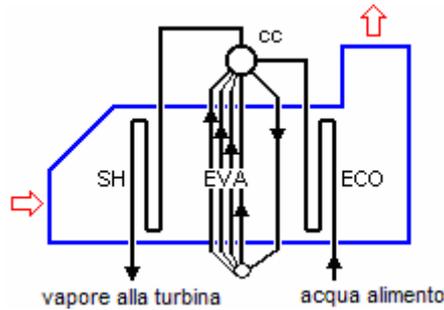


Le funzioni di degasazione dell'acqua per l'eliminazione dei gas disciolti (in genere aria proveniente dalle imperfette tenute della parte in depressione dell'impianto) sono svolte da un degasatore, associato al corpo cilindrico BP, che utilizza vapore prelevato dal GVR.

Un elemento distintivo nelle caldaie a recupero è il tipo di circolazione previsto nel banco di evaporazione. Esso può essere di tre tipi:

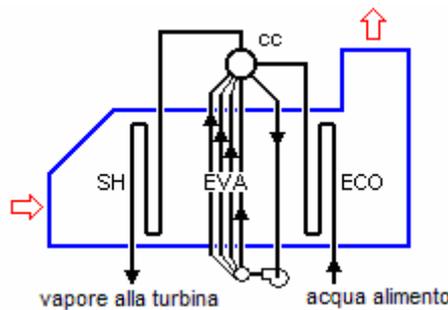
- a circolazione naturale, in cui la circolazione tra i corpi cilindrici è garantita dalla diversa densità dell'acqua nel tubo di caduta (downcomer) e della miscela acqua-vapore nei tubi bollitori.

Per la semplicità e le capacità autoregolanti è spesso la soluzione preferita.



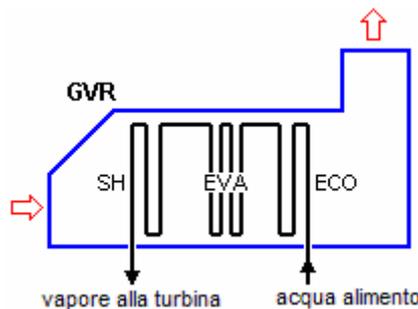
- a circolazione assistita, tramite una pompa che garantisce il controllo della portata nei tubi bollitori.

È la soluzione preferita nelle caldaie verticali, perché non obbliga a sistemare il corpo cilindrico in posizione sopraelevata rispetto ai tubi bollitori (che sono orizzontali e non possono fornire il battente necessario alla circolazione).



- ad attraversamento forzato (once through), in cui l'acqua/vapore prosegue senza soluzione di continuità dallo stato iniziale di liquido a quello finale di vapore surriscaldato.

È la soluzione tipica dei generatori di vapore supercritici, ma è scarsamente utilizzata nei cicli combinati. Infatti la soluzione once-through comporta una maggiore difficoltà di controllo delle condizioni del vapore nei transitori e ai carichi parziali.



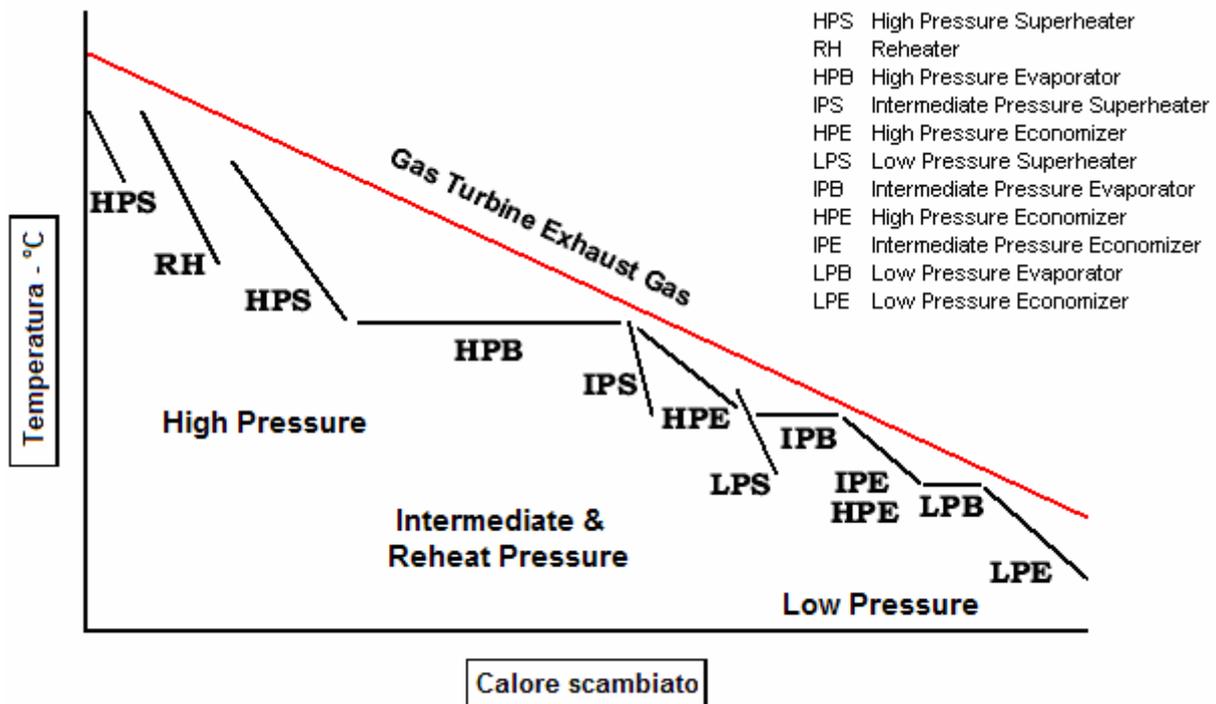
Per quanto riguarda l'assetto dei cicli a recupero, essi sono caratterizzati da più fasi di evaporazione a differenti livelli di pressione. Tale disposizione consente di limitare le dissipazioni del potenziale termodinamico dei gas legate agli scambi termici tra gas e vapore: occorre produrre vapore ad alta pressione (e quindi ad alta temperatura, in grado di sviluppare molto lavoro nella successiva espansione) laddove i gas sono caldi, e abbassare progressivamente il livello della produzione termica (generando vapore a pressioni più contenute) man mano che i gas sono raffreddati. Tutto ciò è la conseguenza del fondamentale concetto di limitare le irreversibilità nello scambio termico tra gas e vapore, perseguibile attraverso la riduzione dei ΔT sotto cui avviene la cessione di calore dalla sorgente al ciclo.

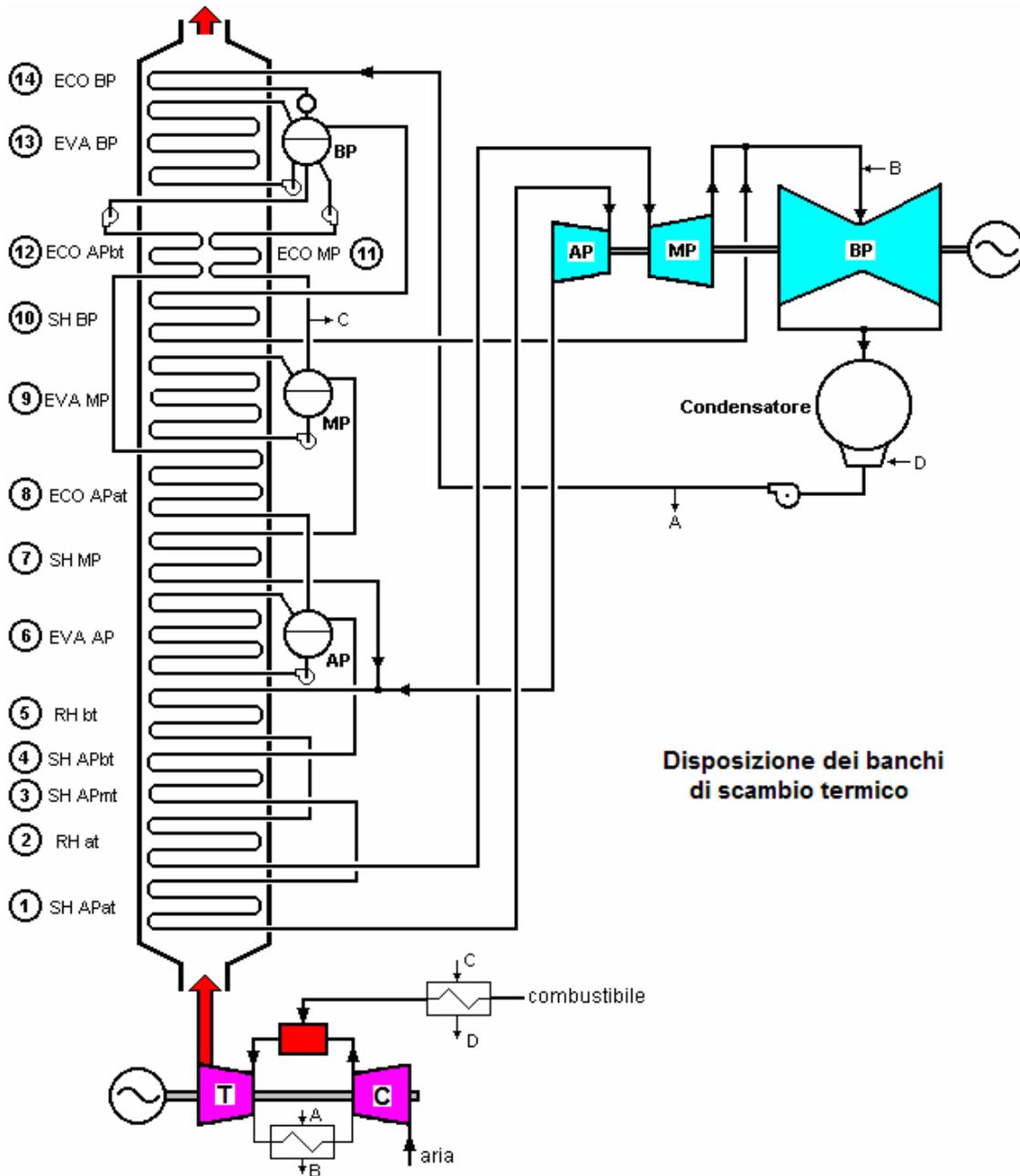
Tale concetto va applicato non solo alle fasi di evaporazione, ma anche a quelle di preriscaldamento dell'acqua e di surriscaldamento del vapore alle diverse pressioni.

Da ciò deriva la disposizione generale dei vari banchi del GVR.

La presenza, poi, di un banco di risurriscaldamento è un'ulteriore opzione per migliorare il rendimento del ciclo.

Lo schema a tre livelli di pressione, con l'aggiunta del banco RH, è quello attualmente adottato negli impianti di grande potenza.





Nel GVR rappresentato in figura la disposizione dei banchi di scambio termico, nel verso di percorrenza dei gas di scarico della turbina a gas, è la seguente (le posizioni 11 e 12 sono in parallelo tra loro):

1. surriscaldatore di alta pressione e alta temperatura (SH APat);
2. risurriscaldatore di alta temperatura (RH at);
3. surriscaldatore di alta pressione e media temperatura (SH APmt);
4. surriscaldatore di alta pressione e bassa temperatura (SH APbt);
5. risurriscaldatore di bassa temperatura (RH bt);
6. evaporatore di alta pressione (EVA AP);
7. surriscaldatore di media pressione (SH MP);
8. economizzatore di alta pressione e alta temperatura (ECO APat);
9. evaporatore di media pressione (EVA MP);
10. surriscaldatore di bassa pressione (SH BP);
11. economizzatore di media pressione (ECO MP);
12. economizzatore di alta pressione e bassa temperatura (ECO APbt);
13. evaporatore di bassa pressione (EVA BP);
14. preriscaldatore acqua alimento (ECO BP).

4.3. Configurazioni impiantistiche delle centrali a ciclo combinato

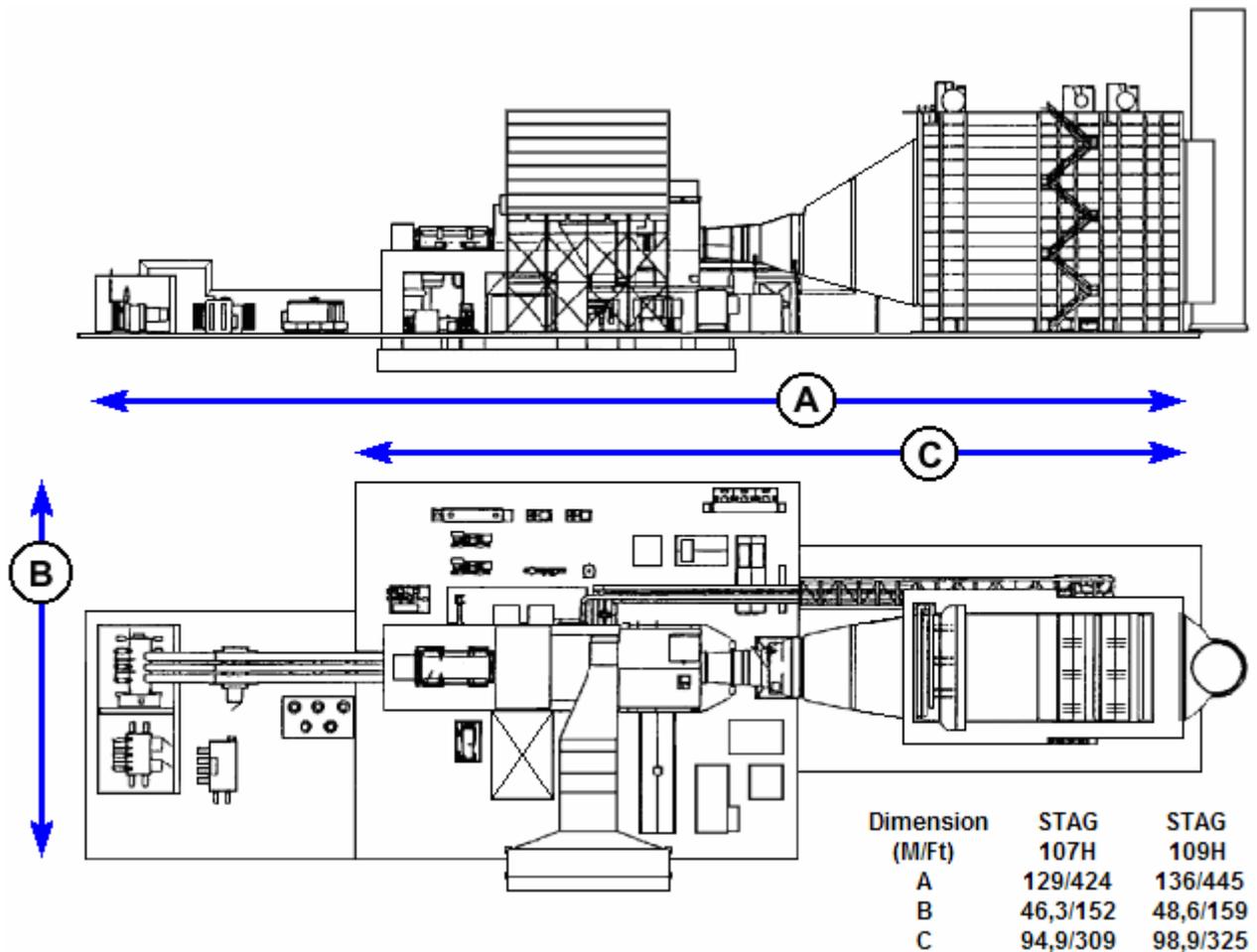
Per quanto riguarda le configurazioni impiantistiche, fermo restando che il numero dei generatori di vapore a recupero è normalmente uguale a quello delle turbine a gas, un modulo a ciclo combinato può essere formato da una turbina a gas, una caldaia a recupero, una turbina a vapore, un alternatore: questa configurazione d'impianto è denominata "single-shaft".

La turbina a gas e la turbina a vapore sono accoppiate all'alternatore su un unico asse.

A parità di potenza installata, i vantaggi della configurazione single-shaft comprendono:

- minori costi d'impianto,
- unico alternatore e montante di macchina,
- sistema di controllo e supervisione semplificato,
- ridotte superfici occupate, con ottimizzazione degli spazi.

Le dimensioni di un modulo a ciclo combinato in configurazione single-shaft sono estremamente contenute, soprattutto se paragonate alle dimensioni di una sezione termoelettrica tradizionale di pari potenza.

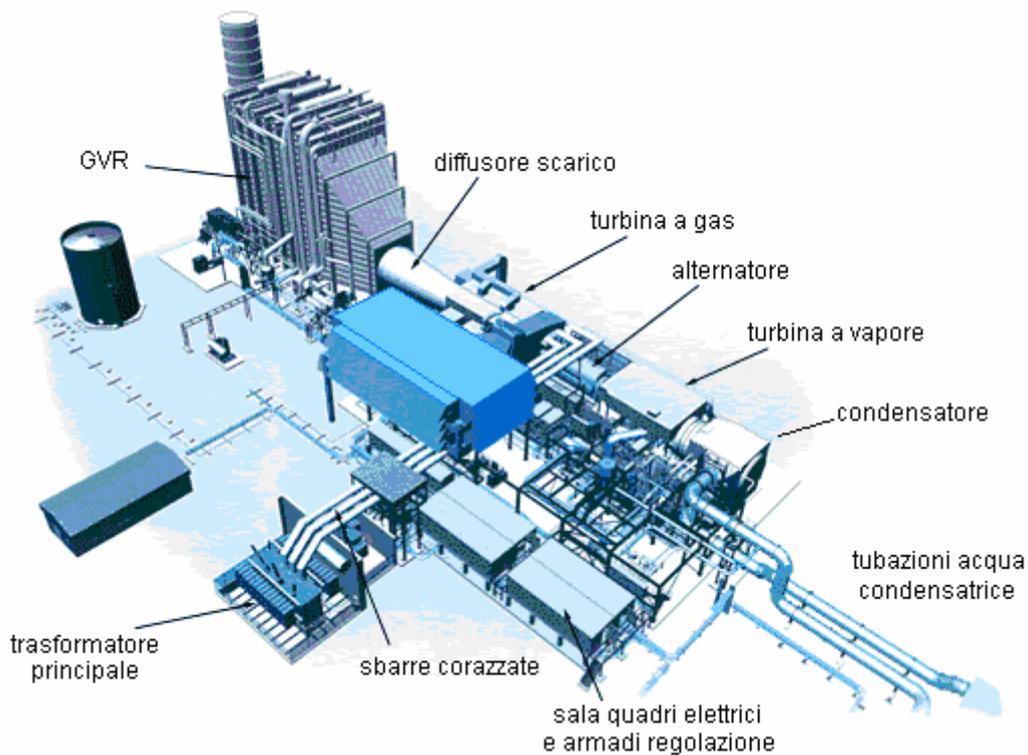
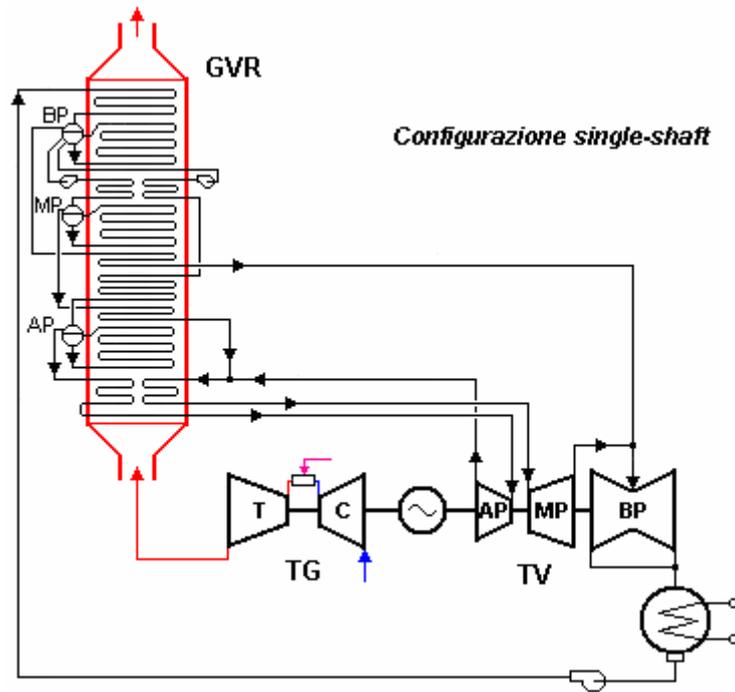


Dimensioni dei moduli a ciclo combinato single-shaft G.E.

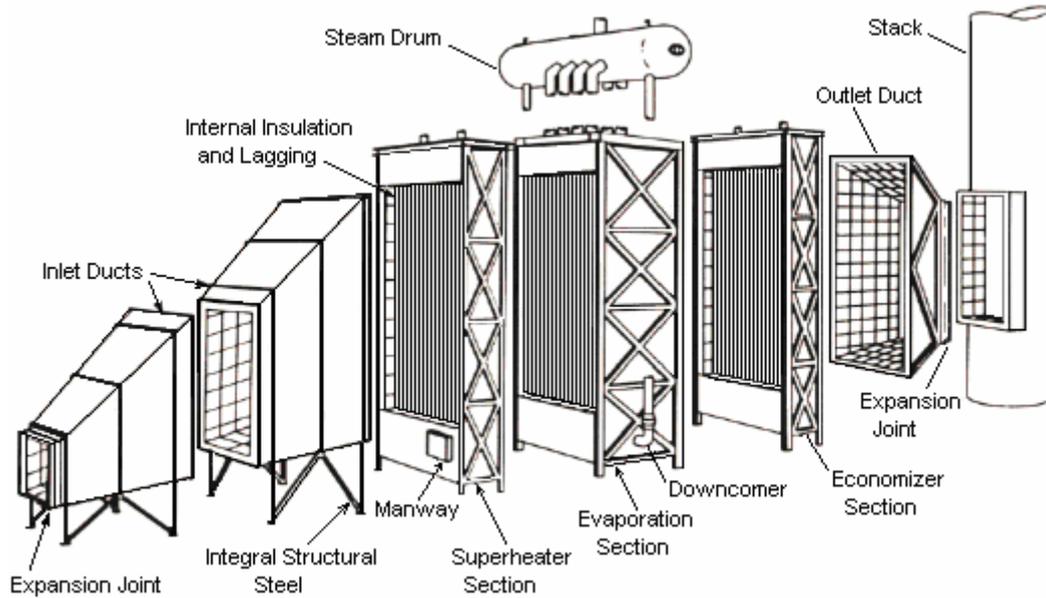
STAG 107H 60 Hz 400 MW

STAG 109H 50 Hz 480 MW

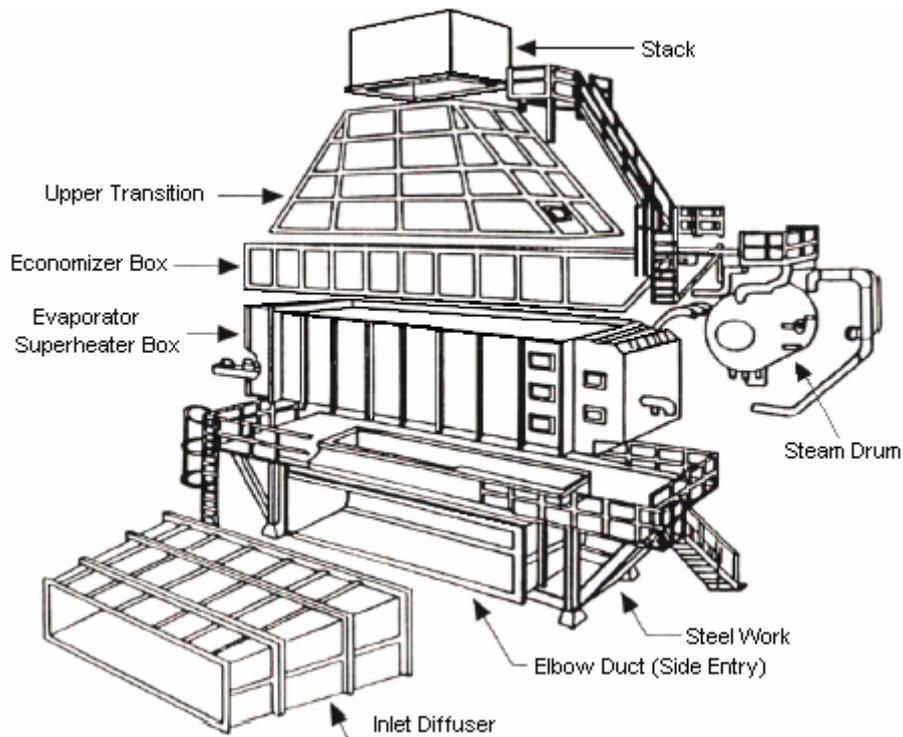
La configurazione single-shaft è particolarmente adatta per i moderni impianti a ciclo combinato con risurriscaldamento. Ciò semplifica i sistemi di avviamento e bypass del vapore associati con più GVR e un'unica turbina a vapore.



Il GVR può essere costruito in versione modulare a circolazione naturale (GVR orizzontale):

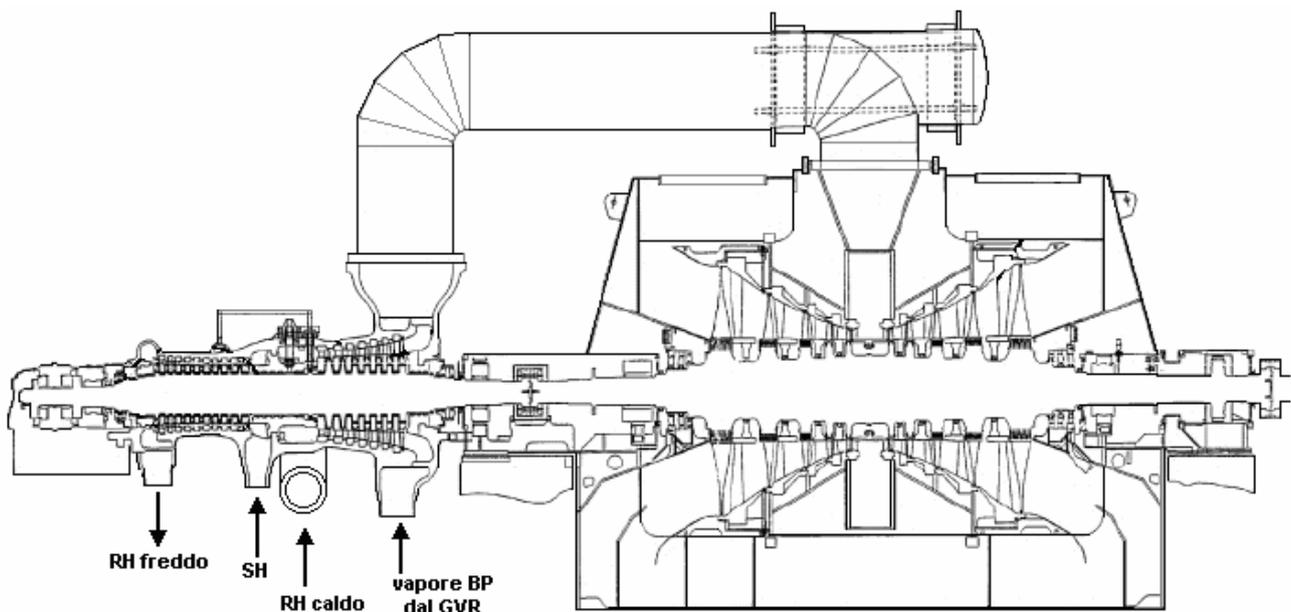
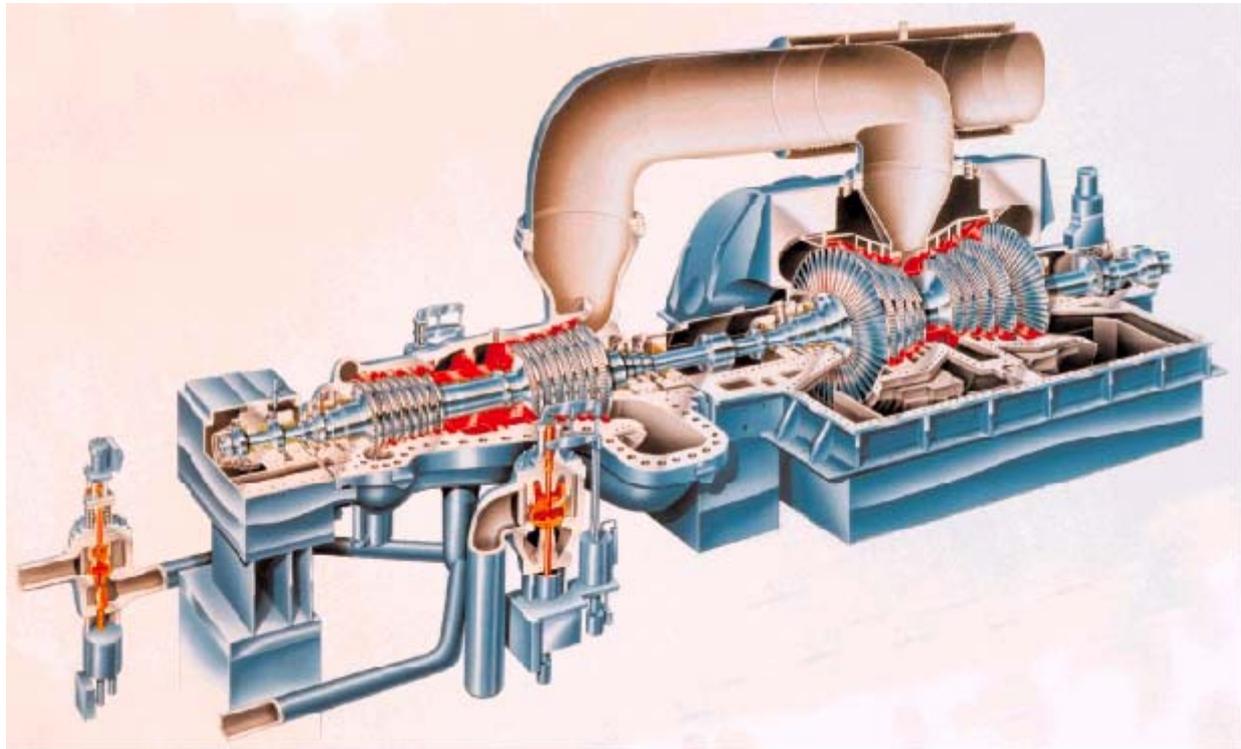


oppure a circolazione assistita (GVR verticale):



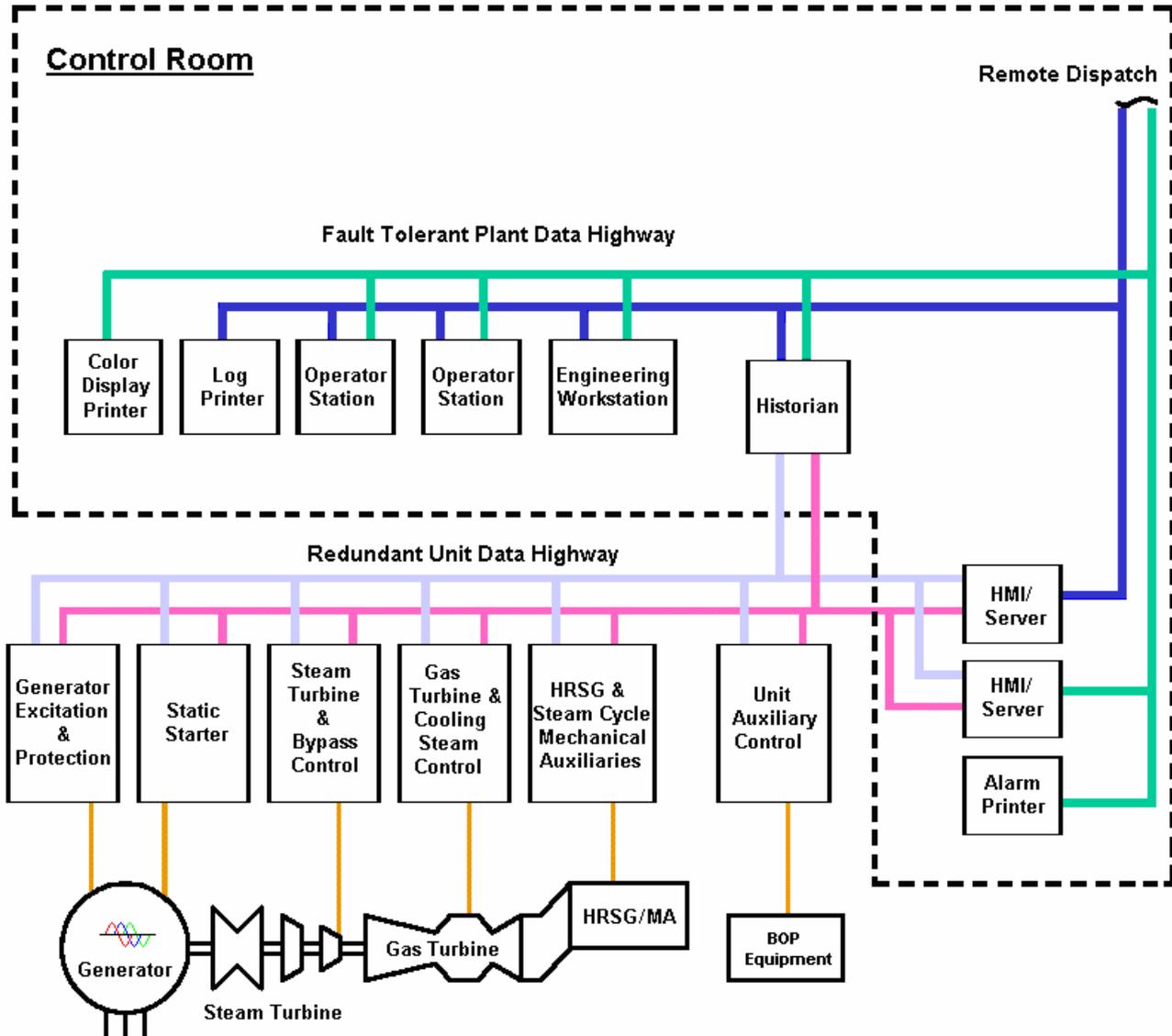
La turbina a vapore è unicamente a reazione.

La versione tipica presenta un corpo di alta-media pressione e uno di bassa pressione a doppio flusso.



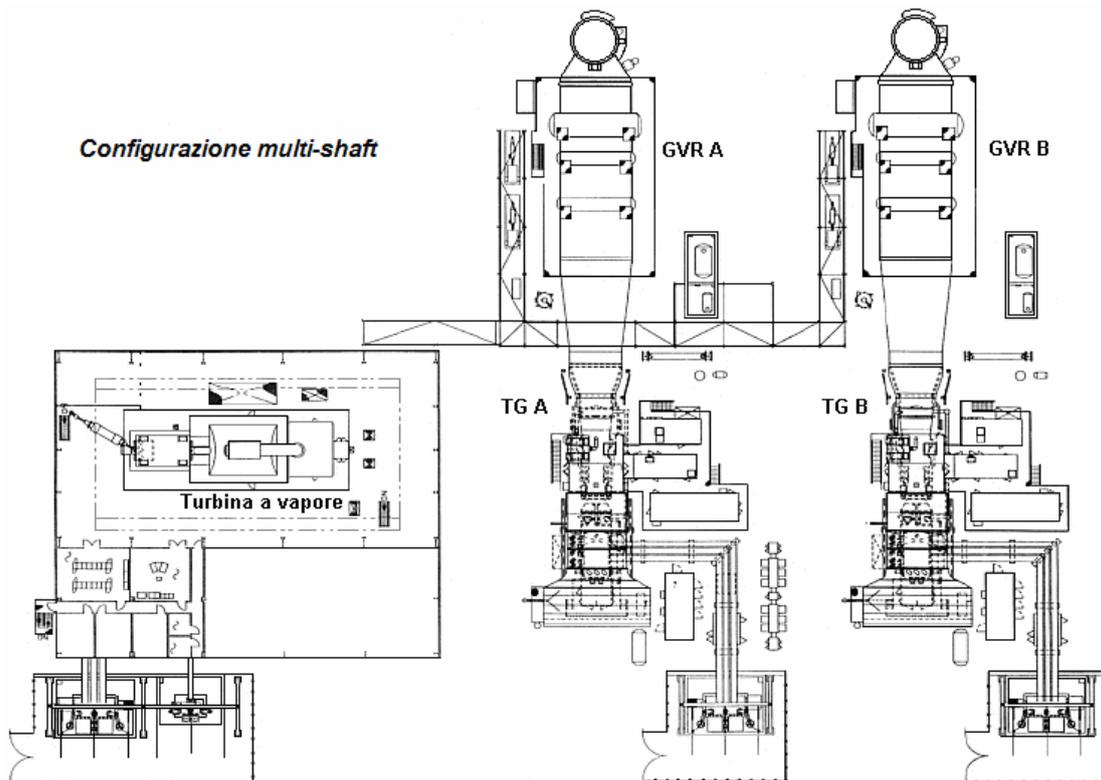
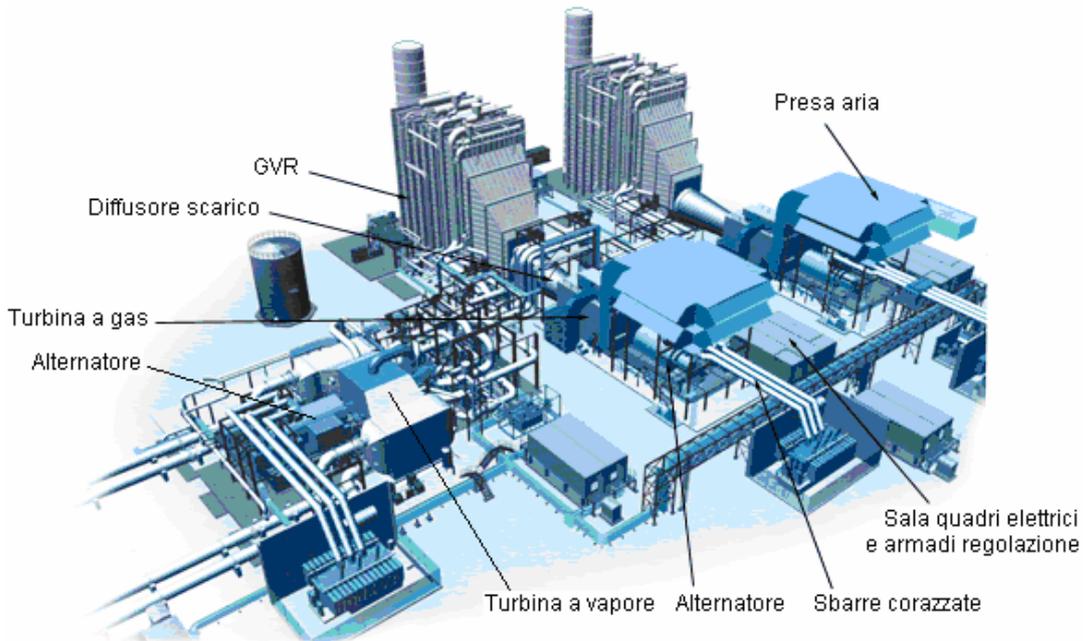
La supervisione dell’impianto nelle operazioni di avviamento, arresto e normale esercizio è affidata a un sistema di controllo integrato (ICS) che coordina il funzionamento della turbina a gas, della turbina a vapore, dell’alternatore, del GVR e degli ausiliari.

Il controllo è effettuato dalla sala manovra e da un’area remota di dispacciamento.

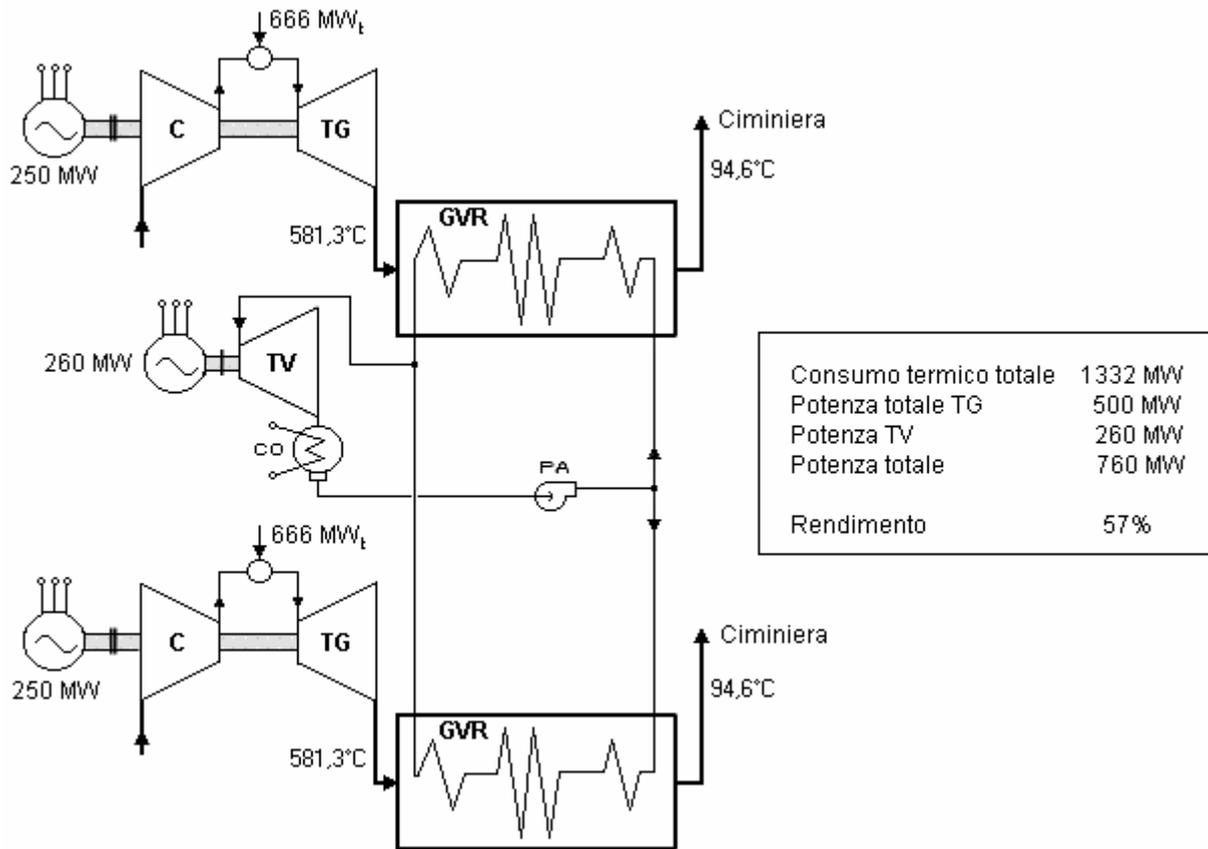


Altre configurazioni presentano due o più turbine a gas accoppiate ad alternatori e generatori di vapore a recupero che forniscono vapore, tramite un unico collettore, a una turbina a vapore separata e accoppiata al proprio alternatore. Le macchine sono su più assi e pertanto tali configurazioni sono denominate “*multi-shaft*”. Esse permettono di installare l’impianto a ciclo combinato in fasi successive, tenendo conto, per esempio, delle disponibilità finanziarie, dei costi del combustibile, della domanda di carico.

A parità di potenza installata rispetto alla configurazione single-shaft, in un impianto multi-shaft gli alternatori sono più piccoli e la presenza di un’unica turbina a vapore la rende adatta anche per impianti di cogenerazione e teleriscaldamento.



Per le centrali più recenti con configurazione multi-shaft sono previsti per ogni modulo due turbine a gas da 250 MW ciascuna, i cui GVR alimentano in parallelo una turbina a vapore da 260 MW. La potenza di un modulo risulta quindi pari a circa 760 MW.



Modulo multishaft da 760 MW

Principali dati di funzionamento:

Temperatura aria ingresso TG (condizione I.S.O.)	15 °C
Portata gas di scarico di ciascun TG	649,1 kg/s
Temperatura gas all'ingresso di ogni GVR	581,3 °C
Temperatura gas all'uscita di ogni GVR	94,4 °C
Portata totale vapore SH ingresso turbina AP	143,5 kg/s
Pressione vapore SH ingresso turbina AP	110 bar
Temperatura vapore SH ingresso turbina AP	537,0 °C
Temperatura scarico turbina AP	348,4 °C
Portata vapore RH ingr. turbina MP	168,7 kg/s
Pressione vapore RH ingr. turbina MP	27 bar
Temperatura vapore RH ingr. turbina MP	539,5 °C
Portata totale vapore SH BP	24,8 kg/s
Pressione vapore SH BP	4,0 bar
Temperatura vapore SH BP	271,0 °C
Portata vapore ingr. turbina BP	193,5 kg/s
Pressione vapore ingr. turbina BP	4,0 bar
Temperatura vapore ingr. turbina BP	277,1 °C
Pressione assoluta al condensatore	0,04 bar
Portata acqua ingresso economizzatore	96,7 kg/s
Temperatura acqua ingresso economizzatore	28,4 °C
Pressione corpo cilindrico BP	4,2 bar
Pressione corpo cilindrico MP	30,0 bar
Pressione corpo cilindrico AP	121,9 bar

4.4. Confronto tra centrali termoelettriche tradizionali e centrali a ciclo combinato

Rispetto agli altri impianti di generazione le centrali a ciclo combinato presentano le caratteristiche principali seguenti:

- I costi di investimento risultano inferiori.
 Il costo di realizzazione di un impianto a ciclo combinato è infatti sensibilmente minore rispetto a quello di un corrispondente impianto a vapore.
 Con riferimento ad una taglia di circa 380 MW per modulo, si ha che il costo per kW installato di un ciclo combinato²⁰ può scendere fino al 50% dell'analogo costo di un impianto policombustibile con desolforazione e a circa il 65% di quello di un impianto a vapore che utilizza gas naturale.
 Inoltre il costo per variazione prezzi ed interessi intercalari è, a pari taglia, molto minore di quello relativo al ciclo a vapore convenzionale, poiché il tempo di costruzione è nettamente inferiore e la potenza può essere avviata modularmente via via che si completa la centrale, autofinanziando parte dell'investimento in corso d'opera.
- I costi di produzione risultano competitivi.
 Il costo del kWh prodotto risulta inferiore per minori costi di esercizio (spese per il combustibile e per il personale).
- Il consumo specifico è nettamente migliore rispetto a quello degli impianti termoelettrici classici.

Combined Cycle Designation	Net Plant Power (MW)	Net Plant Heat Rate (LHV)		Thermal Efficiency (% LHV)
		Btu/kWhr	kJ/kWhr	
S106B (*)	64.3	6960	7340	49.0
S206B (*)	130.7	6850	7230	49.8
S406B (*)	261.3	6850	7230	49.8
S106FA (**)	107.1	6440	6795	53.0
S206FA (**)	217.0	6355	6705	53.7
S107EA (*)	130.2	6800	7175	50.2
S207EA (*)	263.6	6700	7070	50.9
S107FA (**)	262.6	6090	6425	56.0
S207FA (**)	529.9	6040	6375	56.5
S107FB (**)	280.3	5950	6280	57.3
S207FB (**)	562.5	5940	6260	57.5
S107H (***)	400.0	5690	6000	60.0

* Three-pressure, non-reheat, heat-recovery feedwater heating cycle
 ** Three-pressure, reheat, heat-recovery feedwater heating steam cycle with integrated fuel, gas-heating system
 *** Three-pressure, reheat, heat-recovery feedwater heating steam cycle with integrated turbine steam- and air-cooling and fuel-heating systems

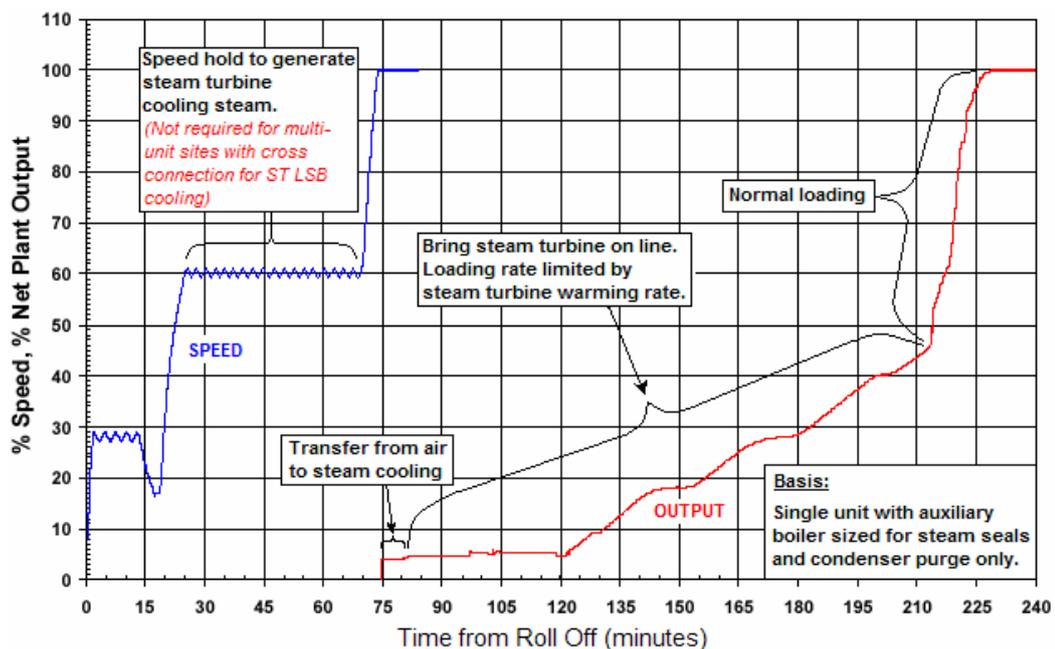
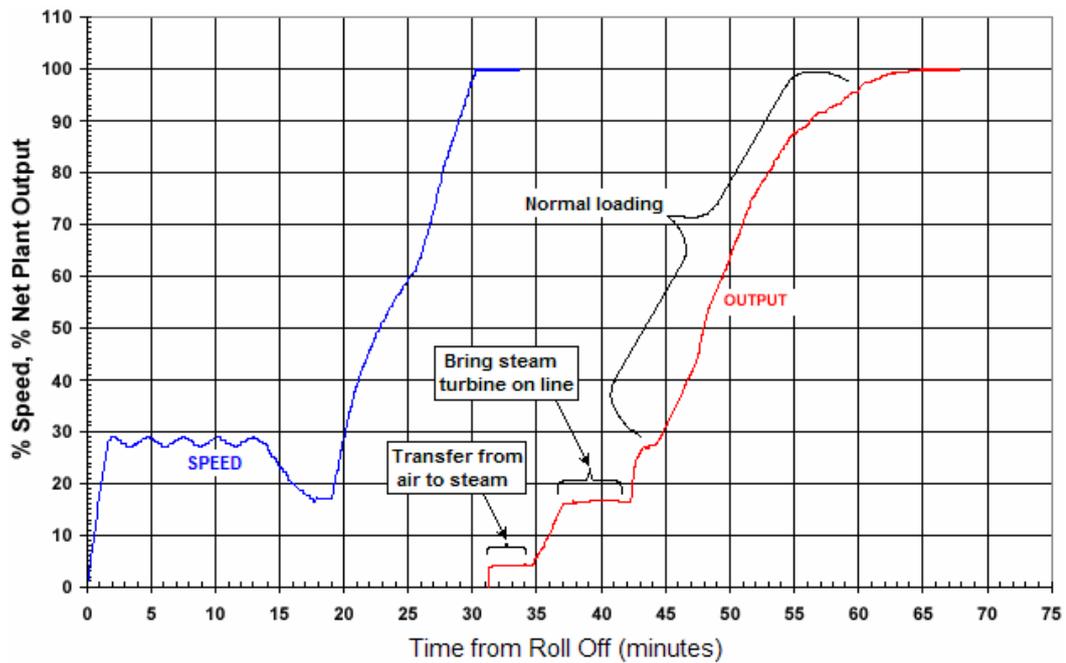
Prestazioni dei cicli combinati G.E. STAG 60Hz

²⁰ A prezzi 2005:

Costo nuovi moduli a ciclo combinato	600.000 €/MW
Costo nuovi gruppi termoelettrici tradizionali a olio combustibile e gas naturale	900.000 €/MW
Costo trasformazione gruppi tradizionali in moduli a ciclo combinato	350.000 €/MW

I prodotti di combustione possono essere rilasciati a temperature relativamente più basse, poiché il combustibile impiegato è il gas naturale. Gli sviluppi tecnologici attuali sembrano consentire rendimenti globali massimi fino al 60%. La tecnologia delle turbine a gas ha ottenuto grandi miglioramenti con l'impiego di materiali resistenti alle altissime temperature e con sofisticati sistemi di raffreddamento delle parti più sollecitate termicamente.

- Le caratteristiche termodinamiche sono ottime anche nelle taglie minori.
- I tempi di avviamento sono molto ridotti. Nelle figure seguenti sono rappresentati un avviamento da caldo e uno da freddo di un impianto a ciclo combinato S107H/S109H della General Electric.

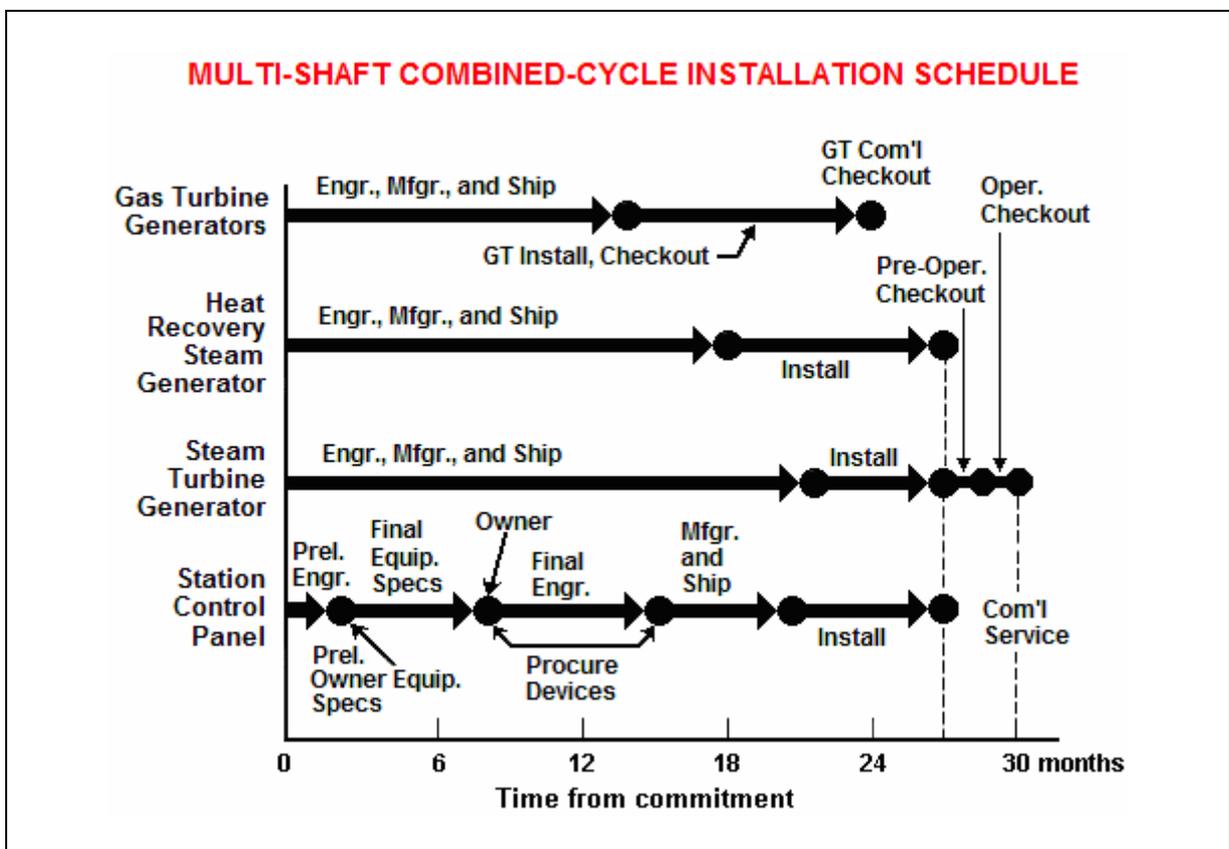


La turbina a gas eroga già i 2/3 della potenza della centrale in circa 30 minuti. La restante parte del ciclo raggiunge la piena potenza dopo tempi dell'ordine di un'ora o al massimo di alcune ore, a seconda che si tratti di avviamenti da caldo o da freddo.

Le variazioni di carico possono essere eseguite con gradienti circa 4 volte superiori rispetto a quelli di un impianto termoelettrico convenzionale.

Poiché inoltre gli impianti a ciclo combinato sono costituiti generalmente da più moduli, è agevole eseguire le variazioni di carico facendo entrare in funzione un numero diverso di macchine con rendimento sempre vicino a quello nominale.

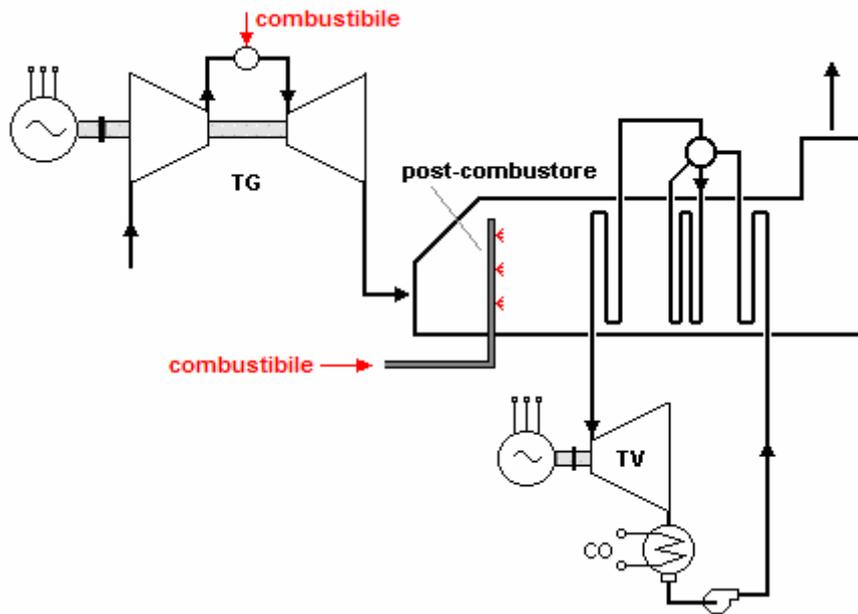
- Le prestazioni ambientali risultano eccellenti.
 Infatti gli impianti a ciclo combinato occupano superfici limitate (circa 450 m²/MW) e con uno sviluppo verticale ridotto.
 Il fabbisogno di raffreddamento è pari a circa la metà rispetto ai gruppi tradizionali di pari potenza: questo significa un carico termico dimezzato sull'acqua condensatrice.
 Questi impianti sfruttano inoltre i vantaggi del gas naturale: i fumi sono virtualmente privi di polvere e di composti solforati, mentre gli ossidi di azoto, inevitabilmente prodotti, possono essere ridotti a valori del tutto compatibili con le necessità di rispetto e di difesa dell'ambiente utilizzando idonee tecniche nelle camere di combustione delle turbine a gas.
- La centrale a ciclo combinato è un impianto relativamente semplice.
 Esso è costituito da componenti per la maggior parte standard.
 Ciò consente, grazie ad un'ingegneria ormai normalizzata e al fatto che i sottosistemi più importanti vengono preassemblati in officina, termini di consegna estremamente ridotti.
 Oltre a ciò è possibile disporre della potenza della parte relativa alla turbina a gas in tempi dell'ordine dei 24 mesi, mentre il completamento dell'intero impianto può avvenire entro circa 30 mesi.



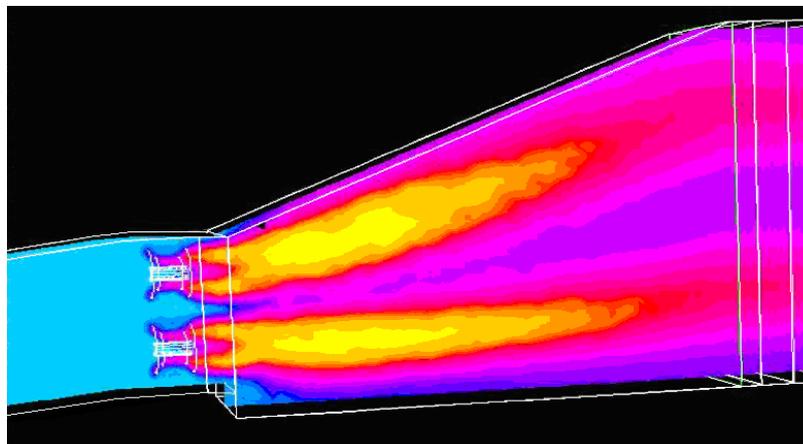
4.5. Ciclo combinato con post-combustione

I gas scaricati dalle turbine a gas si prestano a subire un ulteriore processo di combustione, che è conveniente effettuare all'ingresso della caldaia a recupero mediante una serie di bruciatori posti prima della sezione di scambio termico della caldaia. Questo processo è possibile grazie al contenuto di ossigeno ancora elevato nei gas di scarico, a causa dell'ampio eccesso d'aria con cui avviene la combustione nelle turbine a gas.

La combustione così effettuata è nota come *post-combustione*: tale pratica è ben nota anche in campo aeronautico, dove, nei motori militari, viene usata quando si vuole aumentare notevolmente la spinta anche a costo di un forte aumento del consumo di combustibile.

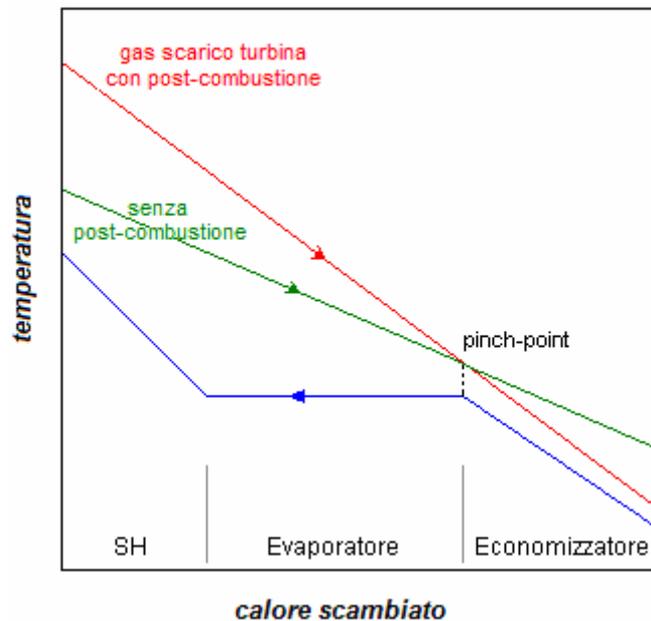


Nell'ambito dei cicli combinati può essere interessante effettuare la post-combustione per aumentare la produzione di vapore nel GVR e conseguentemente la potenza della turbina a vapore. Il ciclo combinato risultante viene chiamato *fired*, in contrapposizione con i cicli *unfired* finora considerati.



L'interesse verso la pratica della post-combustione è avvalorato dal fatto che il rendimento termico di questa operazione, definito come rapporto fra la potenza termica addizionale e la potenza termica sviluppata dal post-combustore, è estremamente elevato.

Infatti, nella produzione di vapore, la linea di raffreddamento del gas “ruota” attorno al pinch-point; si può così ottenere una minor temperatura al camino se si parte da un livello termico più elevato e si può produrre quindi una maggior quantità di vapore di pari caratteristiche termodinamiche.



In altre parole, non solo si recupera interamente il calore addizionale introdotto (ammesso che la combustione sia completa, ma questo è in genere garantito dall'ampio eccesso d'ossigeno esistente), ma si migliora il recupero termico dalla corrente gassosa originaria.

Questa prerogativa rende la post-combustione di grande interesse nelle applicazioni cogenerative.

Negli impianti di pura produzione elettrica bisogna però anche tener conto di come il calore addizionale viene convertito in elettricità dal ciclo a vapore a recupero e, quindi, di come la post-combustione può influenzare il rendimento di un impianto a ciclo combinato rispetto alla soluzione unfired. Nella pratica impiantistica si può affermare che la post-combustione comporta una diminuzione del rendimento del ciclo combinato²¹, ma che tale diminuzione può essere piuttosto contenuta se la disponibilità di calore a temperatura più elevata è accompagnata da un miglioramento delle prestazioni del ciclo a vapore a recupero.

La convenienza della post-combustione non può essere solo valutata in termini di rendimento, ma occorre tener conto di altri fattori, quali la possibilità di usare per essa combustibili pesanti (olio, carbone) e l'aggravio dei costi impiantistici in relazione all'aumento di potenza del ciclo a vapore. A quest'ultimo proposito occorre ricordare che la sezione a vapore è intrinsecamente più costosa, in termini specifici, di quella a gas e che, per temperature dei gas superiori a 800÷1000°C la struttura della caldaia a recupero si allontana progressivamente da quella semplice e compatta dei GVR per passare a quella delle caldaie convenzionali (camera di combustione, pareti membranate, ecc.).

²¹ Basta considerare il fatto che il nuovo calore introdotto è a temperatura media inferiore rispetto a quello introdotto nel ciclo combinato senza post-combustione.

4.6. Trasformazione di centrali termoelettriche tradizionali in cicli combinati

I recenti sviluppi del mercato dell'energia (in termini di tariffe e liberalizzazione) hanno portato le società di produzione ad accelerare i programmi di ammodernamento del parco termoelettrico, indirizzandoli in particolare verso un aumento dell'efficienza energetica. Ciò peraltro consente di partecipare agli obiettivi nazionali di riduzione della CO₂ in adempimento alla delibera CIPE per l'attuazione del protocollo di Kyoto.

In questo contesto, allo stato attuale della tecnologia, gli impianti più competitivi sono quelli a ciclo combinato i quali, ad un costo specifico contenuto, fanno corrispondere rendimenti molto elevati. Tali impianti, infatti, in un mercato liberalizzato, tenuto conto del loro basso costo di produzione compatibilmente con il costo del combustibile gassoso, sono chiamati al funzionamento di base, con elevati fattori di utilizzazione.

Con la trasformazione in ciclo combinato, in luogo di un impianto tradizionale ad olio combustibile, si ottengono vantaggi tecnici, ambientali, economici e sociali, quali ad esempio:

- utilizzazione di un sito esistente ed idoneo dal punto di vista delle caratteristiche territoriali (orografia, aspetti idrologici, ecc.);
- presenza di infrastrutture elettriche (stazioni, linee, ecc.) tali da non richiedere la realizzazione di nuove linee di trasmissione;
- riutilizzo di gran parte delle strutture e apparecchiature esistenti senza occupazione di nuovi terreni;
- consistente miglioramento dal punto di vista ambientale. Infatti il ricorso al gas naturale quale combustibile dei turbogas annulla di fatto le emissioni di SO₂ e di particolato; l'incremento di rendimento, unitamente all'adozione delle più avanzate tecnologie di combustione, consente di ridurre significativamente le emissioni di NO_x; il miglior rendimento e l'utilizzo del solo metano consentono anche di ridurre le emissioni di CO₂. Inoltre si riduce la potenza termica smaltita dai condensatori, non si producono residui solidi di combustione, si ha una riduzione dei fanghi prodotti dall'impianto di trattamento delle acque.



Vecchia centrale termoelettrica tradizionale



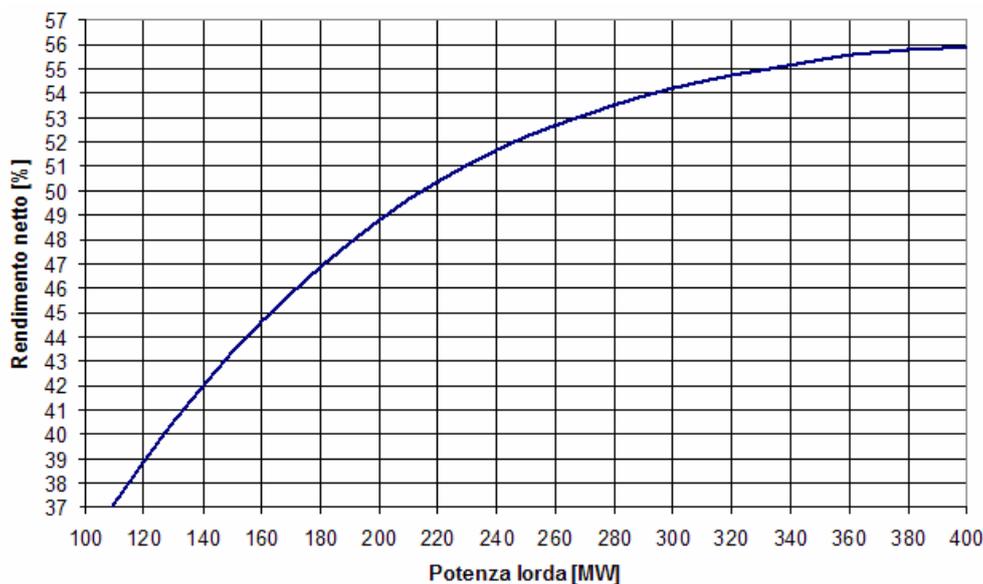
Nuova centrale a ciclo combinato

Prendiamo quindi in esame una centrale termoelettrica tradizionale composta da quattro sezioni da 320 MW.

La trasformazione di tali gruppi in cicli combinati può essere attuata partendo, ad esempio, dall'ipotesi di ridurre di circa il 10% la potenza termica totale della centrale e di lasciare nell'attuale assetto di esercizio una sezione tradizionale, che permetta così di effettuare le variazioni di carico richieste dal Dispacciatore e consenta inoltre una diversificazione dei combustibili impiegati.

Si potranno quindi trasformare in cicli combinati tre delle sezioni termoelettriche esistenti, utilizzando per ognuna un turbogas della potenza di circa 250 MW, con relativo generatore di vapore a recupero accoppiato alla turbina esistente²².

Infatti lo sviluppo tecnologico che si è verificato nel campo delle turbine a gas, attraverso un'applicazione sempre più estesa delle tecnologie consolidate in campo aeronautico e trasferite nel campo industriale, consente oggi di avere disponibili macchine di taglia unitaria notevole con rendimenti di sezioni trasformate in cicli combinati pari a circa il 56%.



²² Il progetto di trasformazione in cicli combinati può anche riguardare tutte e quattro le sezioni poiché, pur in presenza di un incremento della potenza elettrica di centrale, la potenza termica totale subisce una diminuzione a causa dell'elevato rendimento raggiunto.

Con questo intervento, le caldaie esistenti dei gruppi oggetto di trasformazione non saranno più utilizzate.

Mediante i generatori di vapore a recupero (GVR), il calore posseduto dai gas di scarico dei turbogas produrrà vapore per l'azionamento delle turbine.

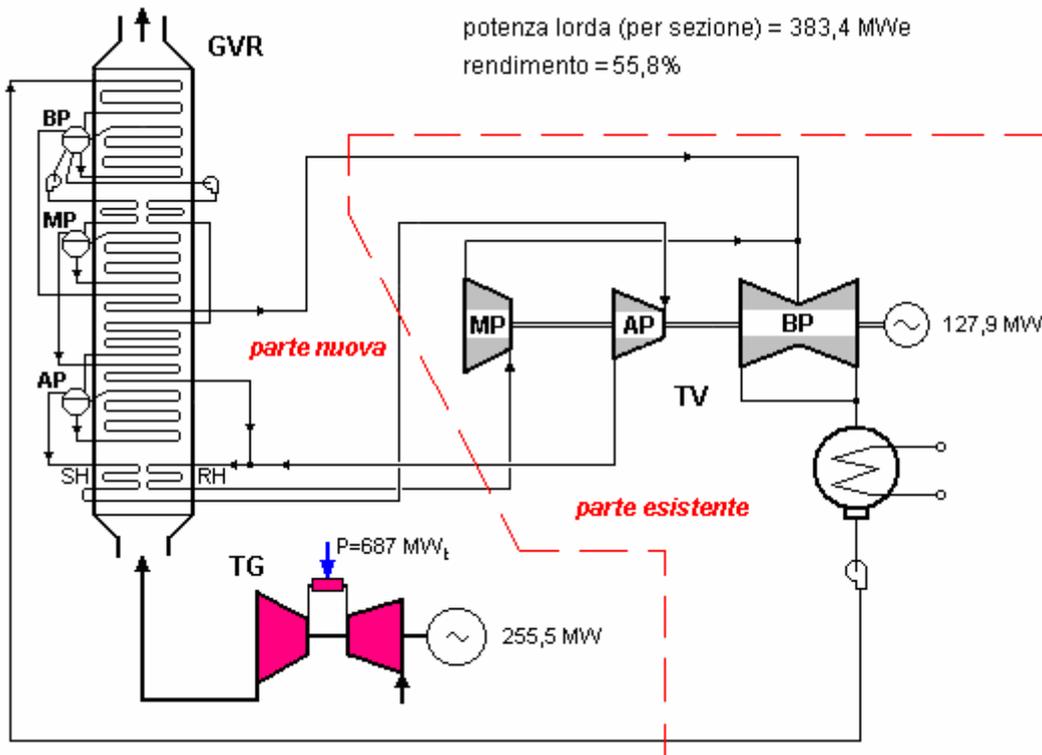
I dati caratteristici della centrale, nella situazione attuale e dopo la trasformazione in ciclo combinato di tre sezioni, può essere riassunta nella tabella seguente.

CARATTERISTICHE PRINCIPALI		SITUAZIONE ATTUALE	SITUAZIONE DOPO TRASFORMAZIONE
Potenza termica sezioni 1, 2, 3	MWt	2.400	2.055
Potenza termica totale	MWt	3.200	2.855
Potenza elettrica lorda sezioni 1, 2, 3	MWe	960	1.150
Potenza elettrica lorda totale	MWe	1.280	1.470
Rendimento per ogni sezione	%	40	56 ^(*)
Consumo olio combustibile ^(**)	t/h	280	70
Consumo gas naturale ^(**)	Sm ³ /h	320.000	225.000+80.000

(*) solo per le sezioni trasformate

(**) i consumi orari nominali, in funzionamento tradizionale, sono riportati considerando il funzionamento contemporaneo delle quattro sezioni con un solo tipo di combustibile

Il progetto per la trasformazione in ciclo combinato di ciascuna delle sezioni 1, 2 e 3 prevede dunque di accoppiare ad ogni turbina a vapore esistente un gruppo turbogas e il relativo generatore di vapore a recupero.



I dati principali relativi al ciclo rappresentato nella figura precedente sono i seguenti:

	<i>Temperatura</i> °C	<i>Pressione</i> bar	<i>Portata</i> kg/s
Gas ingresso GVR	590		660
Gas uscita GVR	97		660
Vapore ingresso turbina AP	538	98	70,7
Vapore scarico turbina AP	284	14,2	69,8
Vapore ingresso turbina MP	538	12,8	87,7
Vapore ingresso turbina BP	350	3,4	97,2
Vapore scaricato al condensatore	29,4	0,041	97,2
Vapore da SH MP	310	14	19,8
Vapore da SH BP	247,4	3,6	7,2

Parte del vapore di bassa pressione viene utilizzato per degasare il condensato. Il degasatore è integrato al corpo cilindrico di BP.

Il vapore surriscaldato di alta pressione è inviato al corpo AP della turbina a vapore; il vapore di scarico da questa torna al GVR dove, previa miscelazione con il vapore prodotto nel circuito di media pressione, viene risurriscaldato e successivamente rinviato al corpo MP della turbina.

Il condensato è prelevato dal condensatore esistente ed inviato al corpo cilindrico di bassa pressione del GVR; da questo, prelevato da pompe alimento di media e alta pressione, viene inviato ai rispettivi corpi cilindrici collettori.

I riscaldatori AP e BP delle unità trasformate in ciclo combinato non vengono più utilizzati (mancano infatti gli spillamenti).

I fumi prodotti da ogni gruppo turbogas, dopo aver attraversato il GVR, vengono convogliati mediante condotti metallici alla nuova ciminiera e da qui rilasciati in atmosfera.

L'area designata per l'installazione dei gruppi turbogas/GVR è in genere quella occupata dalle caldaie e dagli elettrofiltri delle sezioni da trasformare.

Le vecchie caldaie, i precipitatori elettrostatici, i condotti gas e le ciminiere delle sezioni 1, 2 e 3 non servono più e potranno essere abbattuti.

Una nuova ciminiera triflusso, più bassa, è collocata in posizione baricentrica ai tre GVR.

I GVR sono collegati alle turbine a vapore, contenute in sala macchine, mediante nuove tubazioni.

I castelli delle caldaie 1, 2 e 3 sono parzialmente utilizzati per alloggiare i turbogas 1, 2 e 3 e i loro ausiliari.

Le turbine a vapore esistenti devono essere adeguate alle nuove condizioni di progetto.

In particolare sono modificati il sistema di regolazione e le valvole relative, in modo da renderli compatibili alle nuove condizioni di portata.

Infatti, in relazione alle mutate condizioni di funzionamento in assetto di ciclo combinato rispetto a quelle tipiche del funzionamento originario, le portate di vapore che fluiscono attraverso la macchina sono molto inferiori a quelle corrispondenti alle condizioni di progetto con valvole tutte aperte: i valori sono dell'ordine del 25%, 35% e 40%, rispettivamente per le portate che interessano i corpi AP, MP e BP.

Questa redistribuzione delle portate altera il regime delle pressioni nella macchina determinando, in particolare, l'aumento del salto entalpico elaborato dallo stadio ad azione (circa il doppio di quello di progetto) che opererebbe notevolmente parzializzato nonostante la prevista riduzione della pressione all'ammissione. Quindi, in assenza di interventi, ne conseguirebbe una significativa penalizzazione delle prestazioni complessive della macchina.

In realtà lo stadio ad azione non è più necessario perché la parzializzazione del vapore non viene più attuata.

Pertanto sulla turbina a vapore sono previste le seguenti modifiche:

- eliminazione dello stadio ad azione (inteso sia come parte fissa che come parte mobile);
- riprogettazione completa della palettatura della sezione di alta pressione, con l'aggiunta di ulteriori stadi a reazione;
- taglio delle connessioni precedentemente utilizzate per il primo spillamento (a metà della sezione di AP) e per il terzo spillamento (a metà della sezione di MP) e loro chiusura con fondelli opportunamente drenati;
- reingresso in macchina del vapore, prodotto a più bassa pressione dal GVR, in corrispondenza dello scarico della sezione di media pressione dal bocchello precedentemente utilizzato per il quarto spillamento;
- taglio delle connessioni, precedentemente utilizzate per gli spillamenti, posti sulla cassa interna di bassa pressione e loro chiusura con fondelli opportunamente drenati.

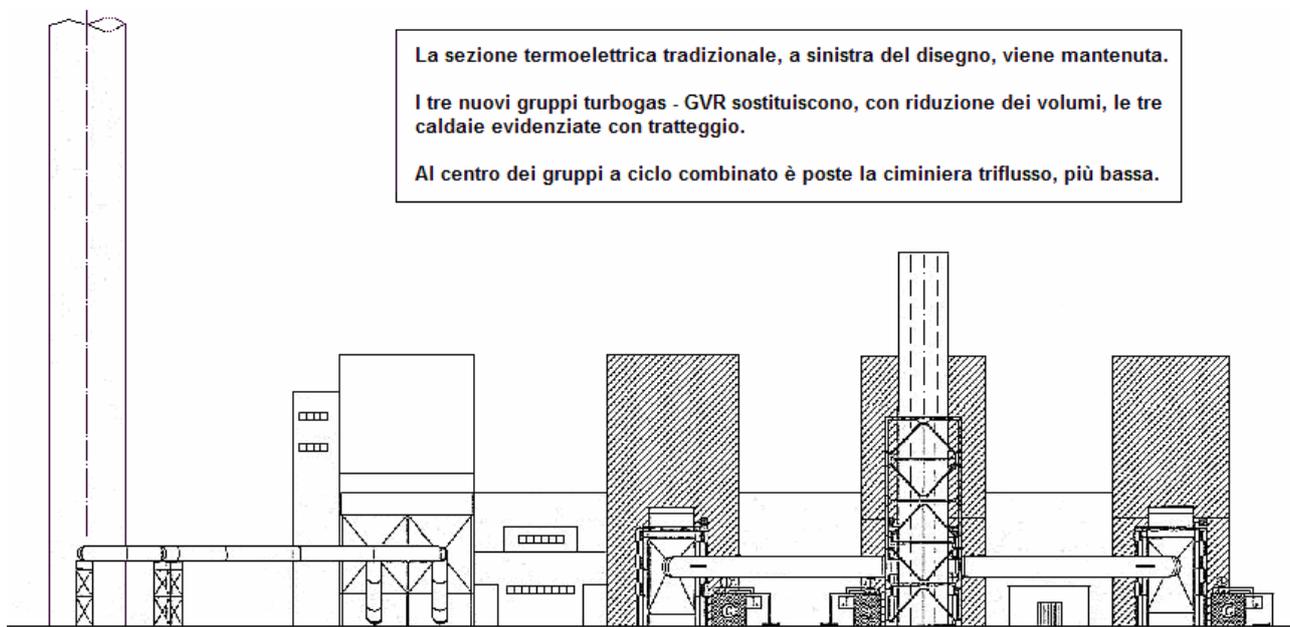
I nuovi gruppi turbogas sono idonei per un funzionamento di tipo continuo e sono dotati di combustori a basse emissioni di NO_x .

Ogni turbina a gas è dotata di un sistema di filtrazione dell'aria all'aspirazione del compressore, dispone di condotti di aspirazione aria e scarico gas opportunamente silenziati, viene fornita di adeguati ausiliari di macchina.

L'alternatore del turbogas è collegato ad un trasformatore elevatore e questo, mediante cavi in olio fluido, ai sistemi ad alta tensione della stazione elettrica.

Il cabinato del turbogas contiene, oltre alla turbina a gas, anche i sistemi di lubrificazione e comando nonché le valvole di regolazione del combustibile alla macchina.

In un altro cabinato dedicato sono ubicati i sistemi di controllo e protezione.



Centrale Termoelettrica 4x320 MW
Progetto di trasformazione di 3 sezioni termoelettriche
in 3 moduli a ciclo combinato da 380 MW cadauno

Nel funzionamento in assetto combinato, con il turbogas preso a riferimento, si evidenziano indicativamente i seguenti dati:

- potenza lorda della sezione a vapore ai morsetti dell'alternatore: circa 128 MW;
- potenza lorda del turbogas ai morsetti dell'alternatore: circa 256 MW;
- potenza lorda del modulo a ciclo combinato: circa 384 MW;
- potenza netta del modulo a ciclo combinato: circa 380 MW;
- rendimento complessivo netto: circa 56%.

Tali dati sono riferiti ad una temperatura ambiente di 15°C, con pressione atmosferica di 1013 mbar e umidità relativa dell'aria pari al 60%.

I turbogas utilizzano come unico combustibile il gas naturale. Il consumo orario nominale di combustibile di ciascun turbogas è pari a circa 75.000 Sm³/h.

La trasformazione conduce ad un netto miglioramento delle performance ambientali.

Le emissioni in atmosfera sono notevolmente ridotte a seguito di:

- eliminazione delle emissioni di SO₂;
- riduzione della concentrazione delle emissioni di NO_x;
- eliminazione delle polveri;
- eliminazione dei microinquinanti inorganici, conseguente all'utilizzo del gas naturale.

Nella tabella seguente è riportato un confronto tra la situazione prima e dopo la trasformazione.

	SITUAZIONE ATTUALE	SITUAZIONE DOPO TRASFORMAZIONE (3 sezioni a ciclo combinato)	Δ%
Potenza termica dissipata nell'acqua condensatrice (MW) (sezioni 1, 2 e 3)	1.200	720	-40
Potenza termica totale nell'acqua condensatrice (MW) (tutte le sezioni)	1.600	1.120	-30
SO ₂ (mg/Nm ³) (sezioni 1, 2 e 3)	400 ^(*)	0	
SO ₂ (mg/Nm ³) (sezione 4)	400 ^(*)	400 ^(*)	
SO ₂ (t/h) (totale)	1,36	0,34	-75
NO _x (mg/Nm ³ come NO ₂) (sezioni 1, 2 e 3)	200 ^(*)	50 ^(**)	
NO _x (mg/Nm ³ come NO ₂) (sezione 4)	200 ^(*)	200 ^(*)	
NO _x (t/h) (totale)	0,68	0,50	-26
Polveri (mg/Nm ³) (sezioni 1, 2 e 3)	50 ^(*)	0	
Polveri (mg/Nm ³) (sezione 4)	50 ^(*)	50 ^(*)	
Polveri (t/h) (totale)	0,17	0,04	-75
Fanghi ITAR (t/anno)	850	750	-10
Acqua industriale (t/anno)	500.000	450.000	-10

(*) dato riferito a fumi secchi, normalizzati, riportati al 3% di ossigeno

(**) dato riferito a fumi secchi, normalizzati, riportati al 15% di ossigeno

5. Le turbine a gas e il carbone

L'elemento che riveste maggiore importanza strategica nello sviluppo delle turbine a gas è la possibilità di permetterne il funzionamento anche con combustibili di basso pregio.

Queste macchine, infatti, se funzionanti in assetto di ciclo combinato offrono grandi vantaggi (maggiore efficienza ed economicità, minori effetti inquinanti) ma sempre e solo abbinate all'utilizzo di gas naturale. Considerando che le riserve accertate di combustibili fossili sono fortemente sbilanciate a favore del carbone (che presenta inoltre il minor prezzo per caloria sviluppata nella combustione) e che comunque un paese industrializzato non può basarsi in esclusiva sulla fornitura di un solo tipo di combustibile, è facile capire quanto forte possa essere l'interesse dei grandi enti elettrici verso sistemi che uniscano le doti positive delle turbine a gas con la flessibilità in termini di combustibile delle centrali a vapore.

Attualmente, per rendere compatibili le turbine a gas e i cicli combinati con i combustibili pesanti (intendendo con questi non solo il carbone, ma anche residui di raffineria, oli pesanti, scisti bituminosi, orimulsion e altro) sono aperte due strade:

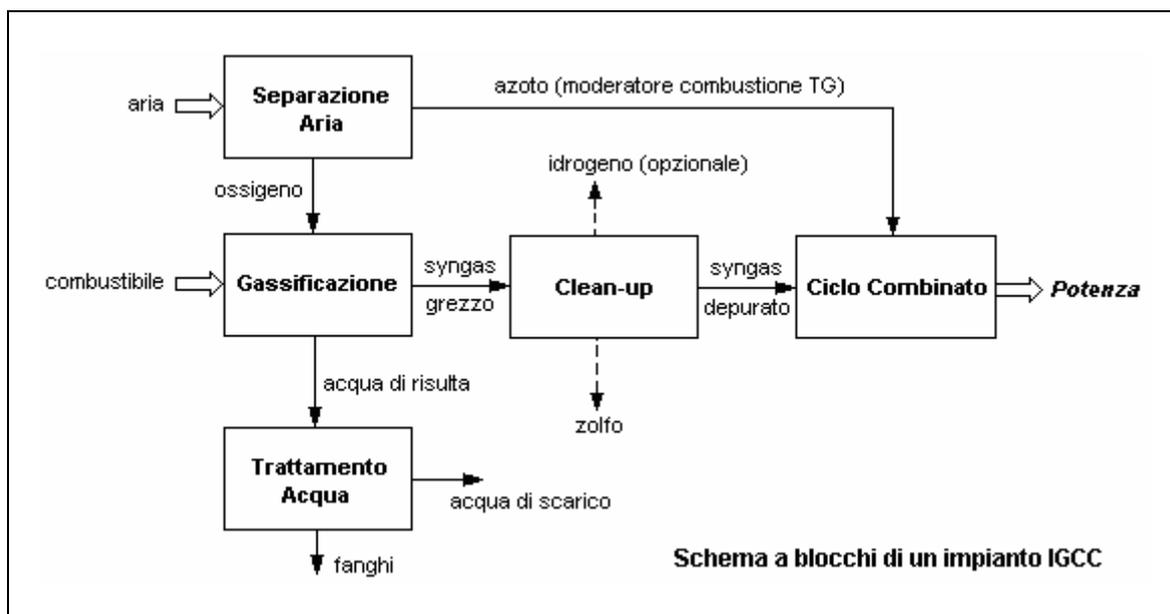
- la gassificazione,
- i letti fluidi.

5.1. Impianti IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle)

Gli studi di fattibilità della gassificazione del carbone e dell'utilizzo del gas di sintesi così prodotto quale combustibile di una turbina a gas sono iniziati negli anni '70 e il primo impianto pilota è stato commissionato a metà degli anni '80. Solo alla fine degli anni '90 gli impianti IGCC hanno cominciato a diffondersi e dal 2000 tale tecnologia può essere ritenuta consolidata e costituisce una valida alternativa agli impianti tradizionali a carbone.

Gli impianti IGCC utilizzano, oltre il carbone, altri combustibili a basso costo: il coke di petrolio, l'orimulsion, le biomasse e i rifiuti urbani. Questi combustibili sono convertiti in un gas (syngas) a seguito di reazioni di ossidazione parziale che trasferiscono il potere calorifico del combustibile originario principalmente a CO e H₂.

Il syngas deve naturalmente essere pulito per essere ben accettato da un motore a combustione interna come la turbina a gas.

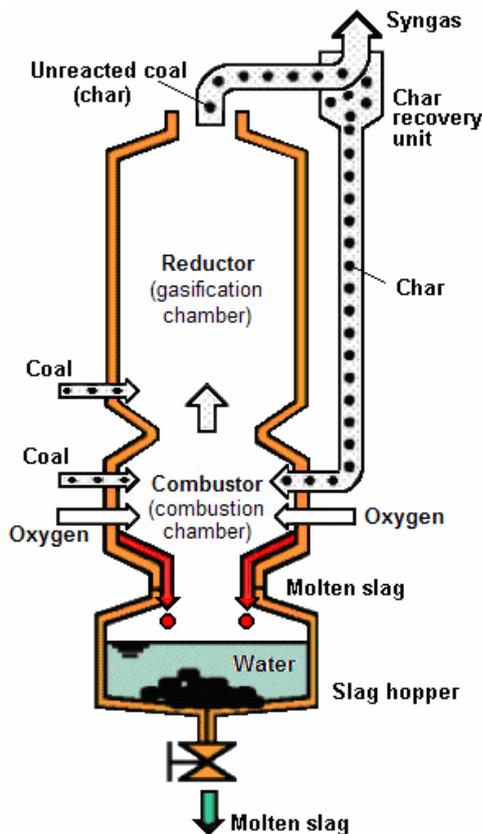


Si possono distinguere 4 processi:

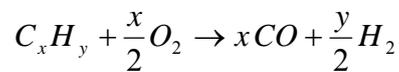
1. Gassificazione (*Gasification*)

Il combustibile, solido o liquido, può essere gassificato in vari modi. La tecnica più comune ossida parzialmente il combustibile con ossigeno puro²³ all'interno di un reattore.

Il carbonio e l'idrogeno sono convertiti in una miscela composta soprattutto da idrogeno e monossido di carbonio. Tale miscela è comunemente chiamata gas di sintesi (*syngas*).



La reazione tipica è la seguente:



L'ossidazione parziale è ottenuta additivando quantità substechiometriche di ossigeno puro in presenza di vapore a temperature da 500°C a 1600°C e a pressioni variabili dalla pressione atmosferica a 60÷70 bar a seconda del combustibile impiegato e del processo tecnologico adottato.

Il syngas ha un potere calorifico variabile da 1100 a 3200 kcal/Sm³, cioè da 3 a 8 volte inferiore a quello del gas naturale.

2. Depurazione del syngas (*Syngas cleanup*)

Il syngas che esce dal reattore deve essere depurato prima del suo utilizzo nella turbina a gas. Tale processo prevede la rimozione dei composti solforati, ammoniaci, metalli, ceneri e particolato.

Per un ritorno economico si possono produrre sostanze commerciabili come gesso, metanolo, ammoniaca, fertilizzanti, ecc. Però tale processo spesso riduce ulteriormente il contenuto di idrogeno e quindi il potere calorifico del syngas.

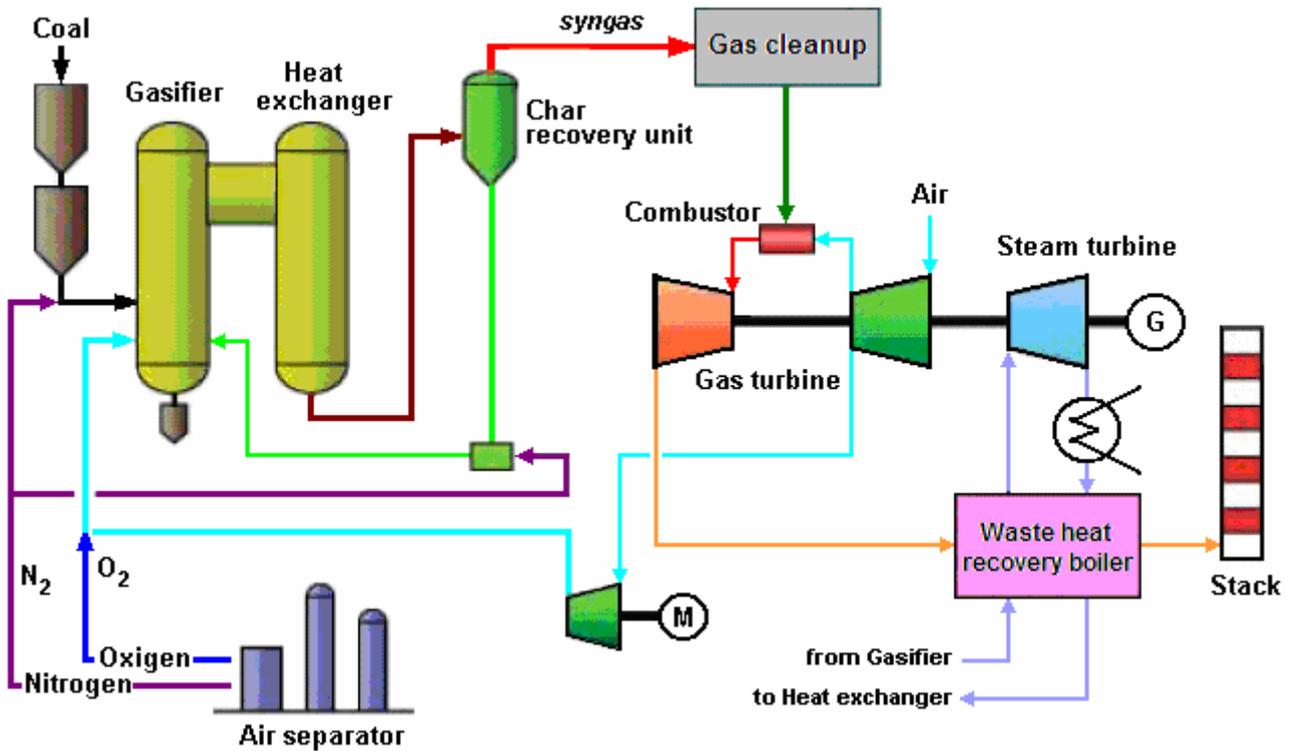
²³ La gassificazione ad ossigeno è conveniente rispetto a quella ad aria perché il gas di sintesi ottenuto ha maggior potere calorifico, non essendo diluito dall'azoto atmosferico; inoltre non è necessario portare tutta la massa inerte di azoto alle temperature di gassificazione, operazione che, richiedendo calore, comporterebbe un maggiore avanzamento delle reazioni di ossidazione e quindi un'ulteriore diminuzione del potere calorifico. La produzione di ossigeno è peraltro un processo costoso, sia economicamente che energeticamente: l'aria deve essere infatti compressa a 5-6 bar prima di entrare nelle colonne di separazione, che producono ossigeno e azoto alla pressione atmosferica. L'assorbimento di potenza del compressore adibito a questo scopo è una frazione rilevante (dell'ordine del 10%) della potenza prodotta dall'impianto IGCC.

3. Ciclo combinato con turbina a gas

Il syngas depurato è introdotto nella camera di combustione della turbina a gas.

4. Separazione criogenica dell'aria

Un'unità di separazione criogenica dell'aria produce l'ossigeno necessario per il reattore di gassificazione. Per tale processo è spesso utilizzato uno spillamento di aria compressa dal compressore del turbogas.



Il costo, a prezzi 2003, di un impianto IGCC a carbone chiavi in mano era di circa 1250 \$ per kW installato, con la seguente suddivisione:

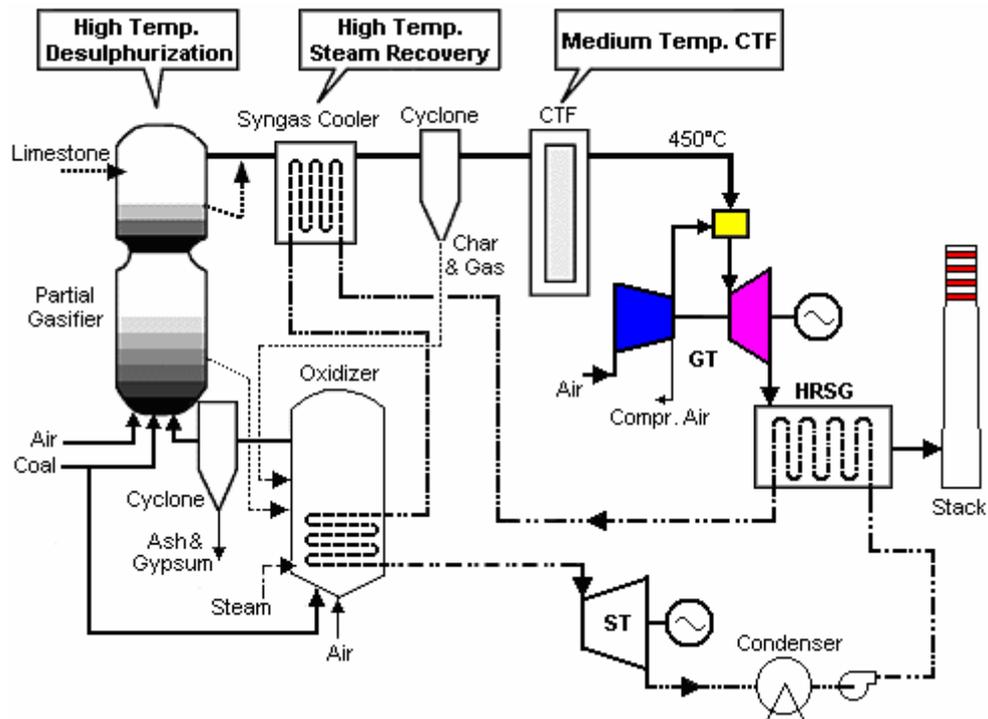
- 30% per la gassificazione,
- 15% per il cleanup,
- 40% per il ciclo combinato vero e proprio,
- 15% per la separazione criogenica dell'aria.

I vantaggi di un impianto IGCC sono così riassumibili:

- incremento della potenza di uscita
Poiché il syngas ha un potere calorifico inferiore a quello del gas naturale, occorrerà una portata di combustibile significativamente superiore. Con l'aumento della portata massica, la potenza della turbina a gas aumenterà considerevolmente. Ad esempio, una turbina a gas naturale da 256 MW passerà a 286 MW bruciando syngas e il relativo ciclo combinato passerà da 390 MW a 420 MW.
- riduzione delle emissioni
Le emissioni di un impianto IGCC per quanto riguarda SO_x , NO_x e particolato sono inferiori a quelle di un impianto convenzionale.
- affidabilità, disponibilità e manutenzione
Sono comparabili con quelle di un impianto a ciclo combinato che utilizza gas naturale.

L'impianto IGCC della figura seguente è costruito da Mitsubishi.

Il syngas prodotto nel gassificatore parziale (*partial gasifier*) viene introdotto in un desolforatore a secco ad alta temperatura utilizzando calcare (*limestone*); passa poi in uno scambiatore (*syngas cooler*) dove viene raffreddato e, prima di essere inviato nel combustore della turbina a gas, attraversa un separatore a ciclone e un filtro ceramico (CTF) per la rimozione delle polveri.



L'ossidatore (*oxidizer*), che procura gas ad alta temperatura al gassificatore parziale, provoca anche la combustione del residuo carbonioso (*char*) e l'ossidazione a gesso (CaSO_4) del solfuro di calcio (CaS) che si è formato nel desolforatore.

L'efficienza netta di questo impianto è pari al 46%, a motivo dell'alta temperatura dei gas all'ingresso del turbogas e delle ottime condizioni del vapore all'ammissione in turbina (170 bar, 593/593°C).

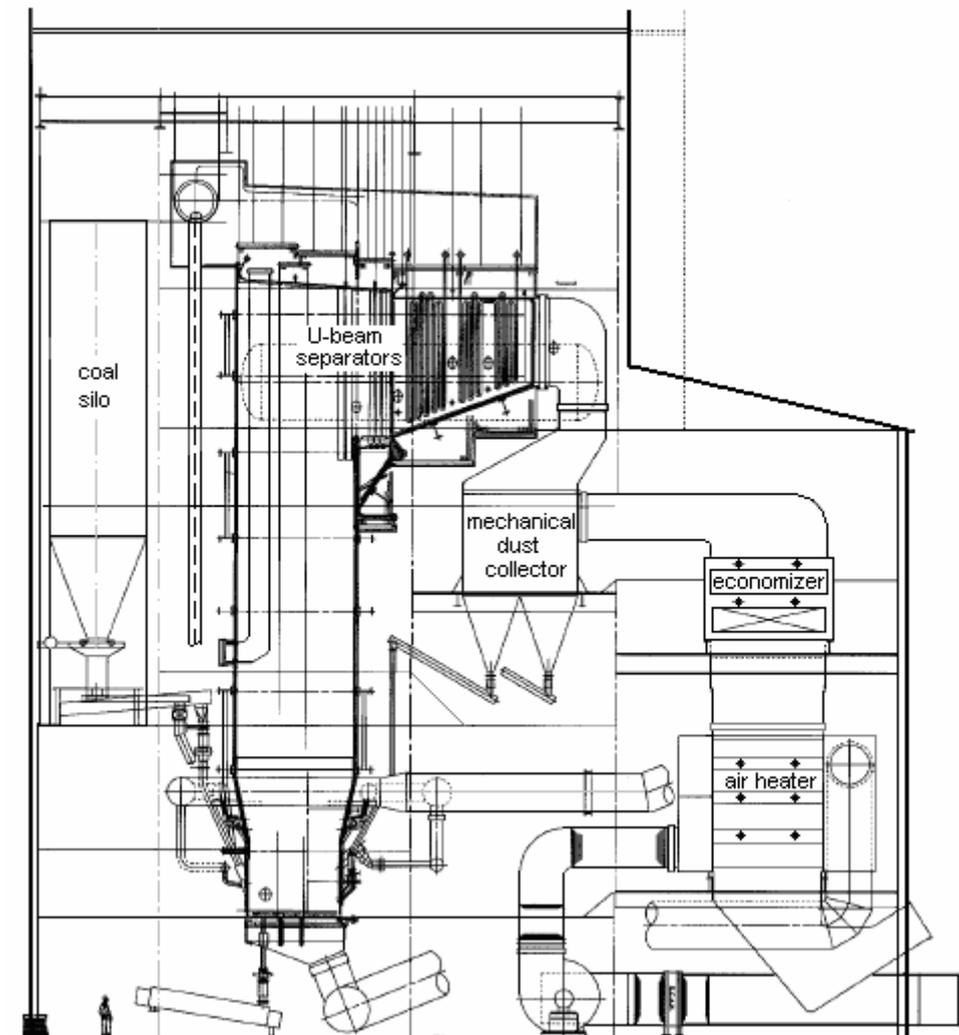
5.2. Caldaie a letto fluido e cicli combinati

Un particolare tipo di caldaia è quella a letto fluido.

Si tratta di una tecnologia, denominata FBC (*fluidized bed combustion*), che è spesso associata ad impianti a ciclo combinato e che si è sviluppata per contenere le emissioni dei generatori di vapore che utilizzano combustibili di scarsa qualità (carboni bituminosi, carboni ad alte ceneri, oli molto pesanti) o di recupero (biomasse, rifiuti e scarti di lavorazione).

La combustione avviene a temperature tra i 750 e i 900°C, al di sotto quindi dei circa 1400°C a cui gli atomi di azoto e di ossigeno, nel processo di combustione, si combinano per formare gli ossidi di azoto. I prodotti della combustione vengono poi in contatto con un sorbente²⁴, iniettato in camera di combustione e che trattiene gli ossidi di zolfo.

Il nome di letto fluido deriva dai getti d'aria che, durante la combustione, tengono sospesa e in movimento la miscela di sorbente e combustibile che brucia, trasformando questa miscela in una sospensione di particelle al calor rosso che scorrono come fluido.

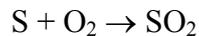


Caldaia a letto fluido per carbone bituminoso ad alto contenuto di ceneri

²⁴ calcare (CaCO_3) o dolomite ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$).

L'iniezione di calcare, richiesta per combustibili con tenore di zolfo superiore allo 0,5%, dà luogo a una riduzione di SO₂ del 90-95%, secondo le seguenti reazioni:

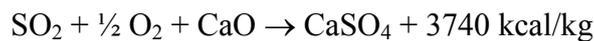
- ossidazione dello zolfo nel processo di combustione



- calcinazione del calcare a ossido di calcio



- reazione tra SO₂ e CaO



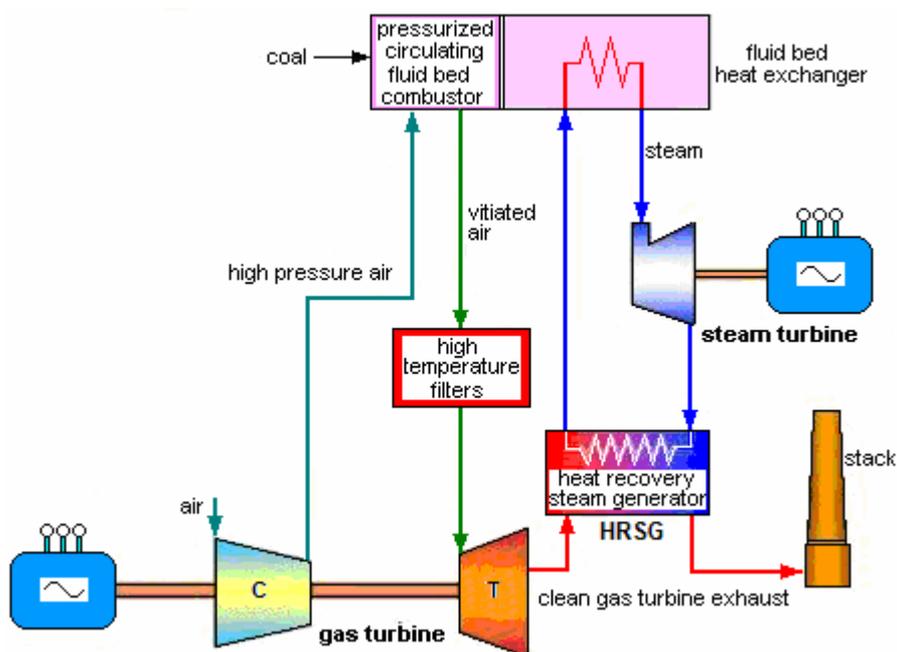
Le ceneri prodotte, a base di solfato di calcio, sono chimicamente stabili e facilmente evacuabili. Queste ceneri possono essere riutilizzate nell'industria del cemento, nella stabilizzazione del suolo, nella produzione di blocchi di calcestruzzo, nella preparazione di fondi stradali, ecc.

Le caldaie a letto fluido si distinguono essenzialmente in due gruppi:

- sistemi FBC operanti a pressione atmosferica,
- sistemi pressurizzati PFBC (*pressurized fluidized bed combustion*).

Inoltre i letti fluidi possono essere a gorgogliamento (velocità del gas nel letto relativamente bassa: 1÷1,5 m/s) o a circolazione (velocità assai più elevata: 4÷8 m/s).

I sistemi pressurizzati PFBC della prima generazione, che associano al combustore a letto fluido una turbina a gas e una turbina a vapore, operano a pressioni piuttosto elevate, in genere comprese tra 10 e 18 bar. La pressione non influisce in modo sostanziale sulle caratteristiche operative: bisogna però rilevare che la maggior densità del comburente e dei gas favorisce l'ottenimento di dimensioni di caldaia più compatte, aumenta la reattività della carica e incrementa lo scambio termico. Per contro, oltre all'ovvio problema della costruzione di una caldaia a tenuta, diventa più complesso il sistema di caricamento del combustibile.



L'aria comburente è fornita in pressione alla caldaia dal compressore di una turbina a gas. I gas combusti del PFBC hanno una temperatura di circa 850°C e sono inviati all'espansore della turbina a gas.

Il vapore generato nella caldaia a letto fluido alimenta una turbina a vapore.

Il PFBC non è un combustore adiabatico come quello tradizionale della turbina a gas e non ne raggiunge le temperature, perché il calore sviluppato dalle reazioni di combustione non serve soltanto ad aumentare la temperatura dei gas combusti ma è in buona parte dedicato a produrre vapore, che costituisce un flusso di energia uscente dal ciclo a gas. La rimozione di calore dal letto fluido è essenziale a moderare la temperatura del letto e a consentire la desolforazione con sorbente. Il ciclo termodinamico risultante è quindi un ciclo ibrido tra quello di un ciclo combinato gas-vapore (in cui tutto il calore di combustione è elaborato dalla turbina a gas) e quello di una centrale a vapore (in cui tale calore è integralmente trasferito al vapore).

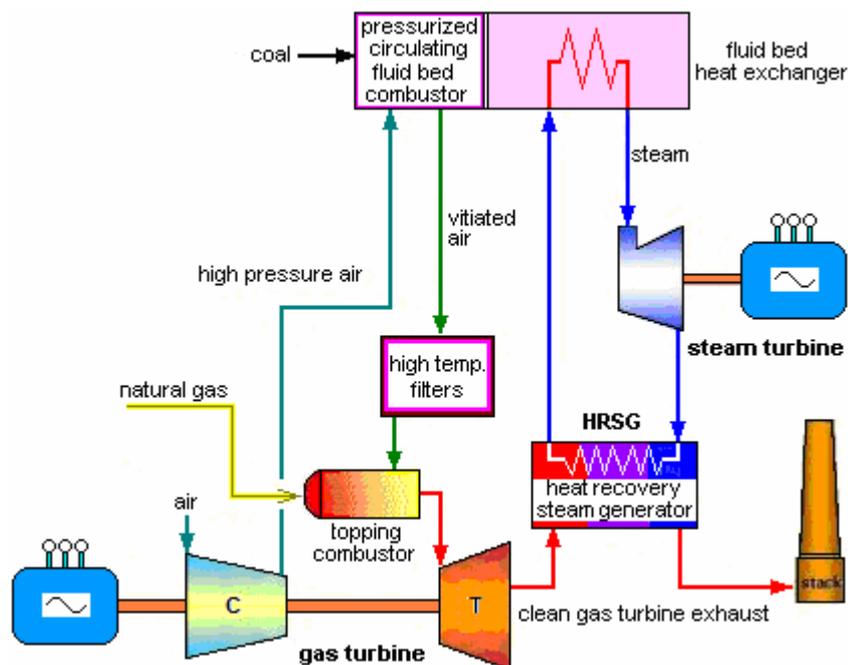
Il ciclo a vapore gode comunque di un apporto termico di recupero dei gas scaricati dalla turbina a gas, anche se questi si trovano a una temperatura più bassa rispetto al caso di un ciclo combinato a causa della loro minor temperatura all'inizio dell'espansione.

Trattandosi di una soluzione intermedia tra cicli combinati e cicli a vapore, ma con prevalenza di quest'ultimo in termini di potenza ottenuta e con una parte del ciclo a gas gravemente limitata in temperatura, il rendimento dell'impianto non risulta molto dissimile da quello di un ciclo a vapore.

Pertanto, le previsioni di rendimento per questi impianti PFBC di grande taglia sono dell'ordine del 42-44%.

Sono stati poi costruiti impianti PFBC, tra la prima e la seconda generazione, in cui viene incrementata la temperatura dei gas da inviare all'espansore del turbogas.

In un topping combustor si brucia infatti gas naturale utilizzando come comburente il gas, ancora ricco di ossigeno, proveniente dal PFBC.



Nei sistemi PFBC più avanzati di seconda generazione vi è un gassificatore del carbone (carbonizer) alimentato da aria in pressione proveniente dal compressore del turbogas.

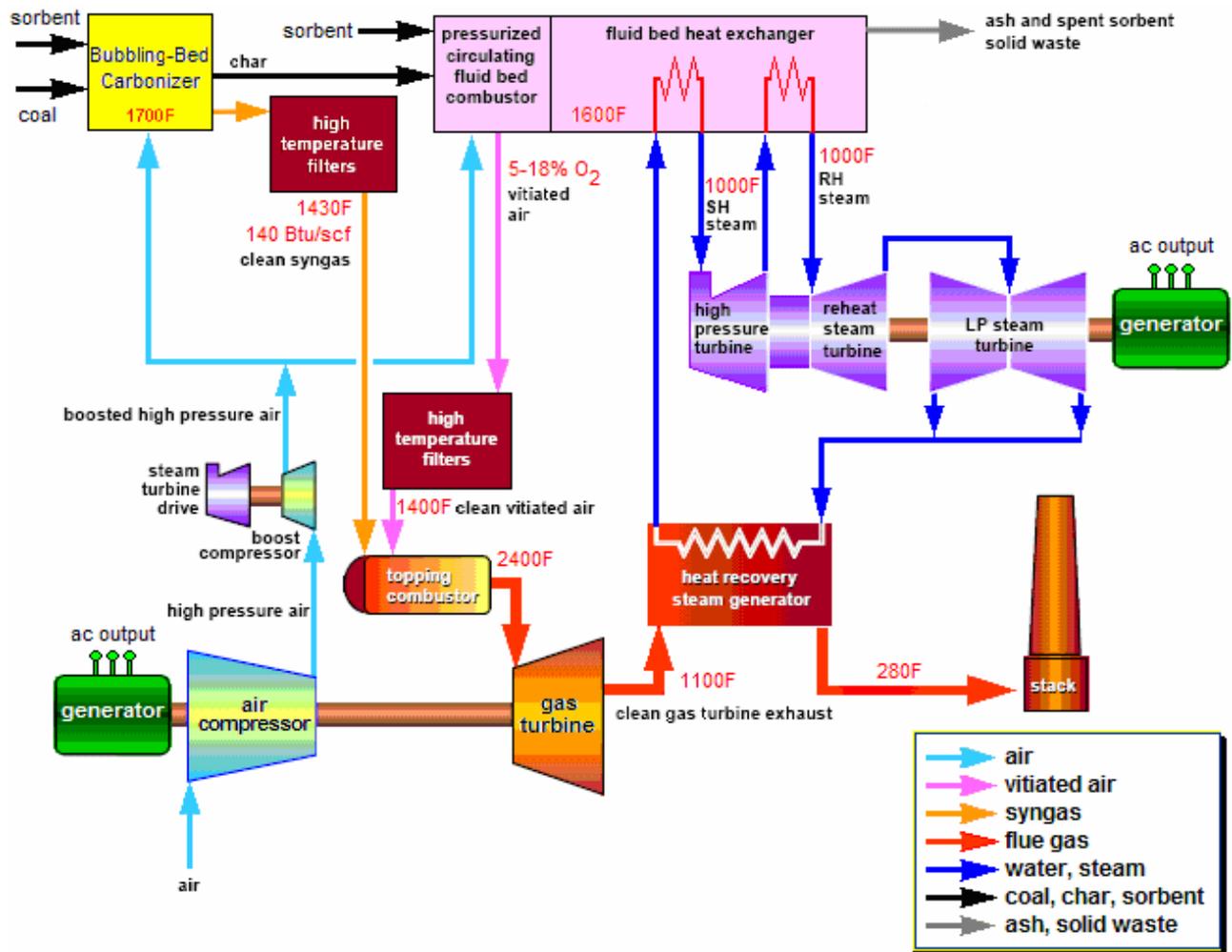
L'aria in pressione va anche al combustore a letto fluido; i gas, che qui vengono prodotti e che hanno un certo contenuto di ossigeno, servono, dopo filtrazione, come comburente per il gas di sintesi prodotto dal gassificatore.

I prodotti della combustione, che avviene nel topping combustor, sono inviati alla turbina a gas.

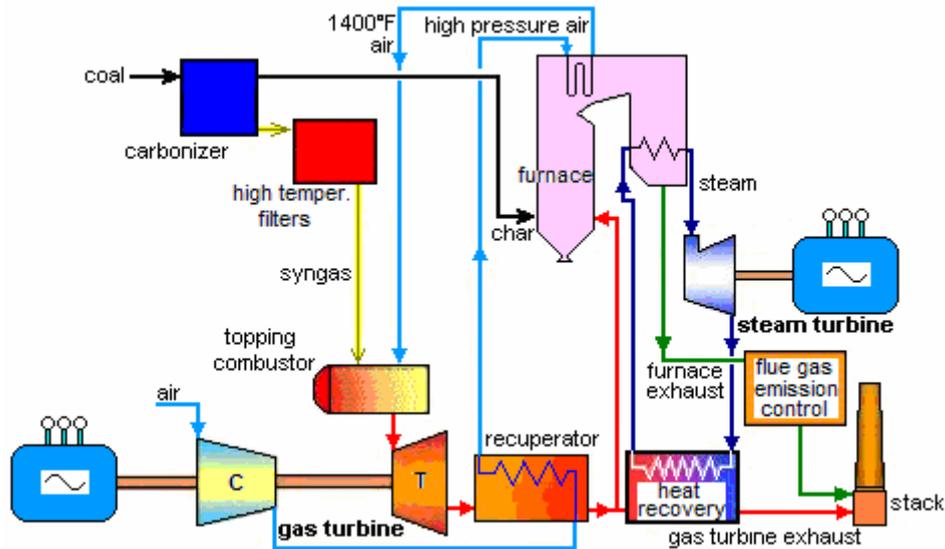
Il residuo carbonioso del gassificatore (char) è bruciato nella caldaia a letto fluido.

Il ciclo combinato così ottenuto è ad alta efficienza.

Questi sistemi sono chiamati APFBC (*advanced pressurized fluidized bed combustion*) o sistemi avanzati GFBC (*gasification fluidized bed combustion combined cycle systems*).



Altri sistemi prevedono ulteriori complicazioni impiantistiche, per innalzare ancora di più il rendimento complessivo. Il primo impianto (illustrato in figura) riscalda l'aria compressa, che alimenta il topping combustor unitamente al gas di sintesi, prima in un recuperatore e poi in una caldaia a letto fluido pressurizzata. Il gas di combustione, prodotto nel topping combustor, aziona la turbina a gas. Il gas di scarico della turbina a gas cede parte del suo calore all'aria compressa nel recuperatore e viene poi inviato come comburente nella caldaia, che utilizza come combustibile il residuo carbonioso (char) del carbonizer.



Il secondo impianto (vedi figura seguente) adotta un gassificatore alimentato da aria compressa proveniente da un compressore autonomo trascinato da una turbinetta. Lo scarico della turbina a gas, che elabora gas prodotto nel topping combustor dal gas di sintesi, viene inviato come comburente nella caldaia a letto fluido non pressurizzata, che brucia il residuo carbonioso del gassificatore (unitamente a carbone e calcare) ed è dotata di reattore SNCR funzionante ad urea.

