

La regolazione per parzializzazione è quindi più conveniente di quella per laminazione dal punto di vista termodinamico.

L'immissione del vapore nella turbina avviene attraverso gruppi di ugelli, asserviti ognuno ad una valvola del vapore. In condizioni di massima erogazione, tutte le valvole sono aperte e gli ugelli funzionano in condizioni di progetto. Regolando la macchina per parzializzazione pura, una o più valvole del vapore vengono chiuse, ma in corrispondenza di quelle aperte gli ugelli continuano ad operare nelle migliori condizioni. Naturalmente, una regolazione di questo tipo è necessariamente di tipo discontinuo.

Per avere una variazione di potenza continua, la regolazione è di tipo misto: una valvola del vapore viene chiusa parzialmente, e la frazione corrispondente di portata è laminata. All'uscita del primo stadio ad azione il flusso laminato si miscela isoentalpicamente con quello/i non laminati.

Per questo motivo la curva del rendimento in funzione della portata di vapore ha il tipico andamento a catenaria, con i punti singolari corrispondenti alle condizioni di funzionamento di sola parzializzazione.

Una classificazione operativa delle turbine a vapore

Le turbine a vapore possono essere classificate in funzione delle loro finalità operative al modo seguente:

- turbine a condensazione semplice: la pressione di scarico del vapore è la più bassa possibile. Lo scopo è massimizzare la potenza meccanica/elettrica;
- turbine a contropressione: la pressione allo scarico è più alta di quella al condensatore, per cui la potenza meccanica/elettrica è ridotta. Macchine di questo tipo sono usate quando l'impianto deve sviluppare anche potenza termica, per uso tecnologico o per teleriscaldamento;
- turbine ad estrazione e condensazione: una parte del vapore viene spillata durante l'espansione per uso tecnologico o di teleriscaldamento, mentre la parte rimanente espande fino alla pressione di condensazione;
- turbine ad estrazione e contropressione: in questo caso si sacrifica parzialmente la produzione di potenza meccanica elettrica a favore di due flussi termici di diverse proprietà termodinamiche, uno destinato ad esempio a impieghi tecnologici e uno al teleriscaldamento.

In tutti gli ultimi tre casi si dice che la turbina opera in assetto cogenerativo.

Cenno alla regolazione degli impianti di generazione di potenza elettrica

Scopo della regolazione è adeguare il momento motore della macchina motrice, idraulica o termica, al momento resistente dell'alternatore, mantenendo all'interno di limiti stretti e prefissati la variazione della velocità di rotazione, che è imposta dalla frequenza di rete (50 Hz in Europa o 60 Hz negli Stati Uniti).

È necessario quindi un sistema di regolazione della macchina che sarà composto da:

- una serie di sensori per rilevare le grandezze fisiche di interesse (velocità di rotazione, accelerazione, potenza...);
- una logica di controllo, che riceve i segnali dei sensori e, se del caso, le indicazioni del gestore di rete ed invia i comandi necessari agli attuatori. Inizialmente, la struttura fisica della logica di controllo è stata di tipo meccanico (sistemi di leve, valvole, trasmissioni meccaniche), ora è praticamente sempre di tipo elettronico;
- gli attuatori, che traducono le indicazioni in uscita dalla logica di controllo in movimento fisico degli organi di regolazione della macchina. Dati gli elevati sforzi generalmente richiesti dalla attuazione, questa viene comunemente realizzata con motori oleodinamici;
- gli organi di regolazione della macchina. Nel caso delle turbine idrauliche, essi sono:
 - ✓ la spina Doble per la turbina Pelton;
 - ✓ le pale del distributore per le turbine Francis ed elica;
 - ✓ le pale del distributore e le pale della girante per le turbine Kaplan.

Nel caso delle macchine a vapore si agirà sulla portata del combustibile e, in generale, sugli organi di regolazione del G.d.V. oltre che sulle valvole di immissione del vapore in turbina.

Nel caso delle turbine a gas e dei motori alternativi a combustione interna si agirà sulla portata del combustibile e, laddove richiesto dalle specifiche modalità di combustione, sugli organi preposti alla regolazione della portata dell'aria comburente.

L'alternatore potrà alimentare una rete elettrica isolata, dotata di quell'unico generatore, oppure, più comunemente, essere inserito in una rete, come ad esempio la rete elettrica nazionale, nella quale deve operare in parallelo con altri generatori. In entrambi i casi deve essere rispettato il vincolo sulla frequenza, ma con una sostanziale differenza:

- nel caso della rete isolata, il sistema di regolazione deve mantenere sia la frequenza, controllando la velocità di rotazione, sia l'equilibrio tra la potenza prodotta e la potenza assorbita: in pratica, controllando i giri si regola anche la potenza. La regolazione di questo tipo è detta astatica o isodroma: non c'è una corrispondenza biunivoca tra giri e potenza. In presenza di variazione della velocità di rotazione, questa viene riportata al valore prefissato qualsiasi sia il valore di potenza prodotto;
- nel caso di funzionamento in parallelo, è la rete a imporre la frequenza all'alternatore e la potenza deve essere regolata in base alle indicazioni del gestore di rete, ente esterno al singolo impianto di produzione. Questo controlla il bilancio totale di potenza della rete, garantendone l'equilibrio, scegliendo l'opzione di ripartizione del carico tra i diversi generatori più conveniente dal punto di vista tecnico, ambientale ed economico. La regolazione in questo caso è detta statica e può essere

ipodroma o iperdroma. Scegliendo a titolo di esempio il caso ipodromo, la velocità di rotazione aumenta al diminuire del carico: la variazione massima ammessa tra condizione di pieno carico e marcia a vuoto è piccola, attorno al 5% del valore nominale, ma la conseguenza importante è che si introduce una biunivocità tra giri e potenza, che consente la regolazione comandata dalla macchina motrice e non comandata dall'alternatore, come avviene invece nel caso astatico isodromo.

Si possono dare le seguenti definizioni relative al controllo della velocità di rotazione:

- statismo o staticità permanente:

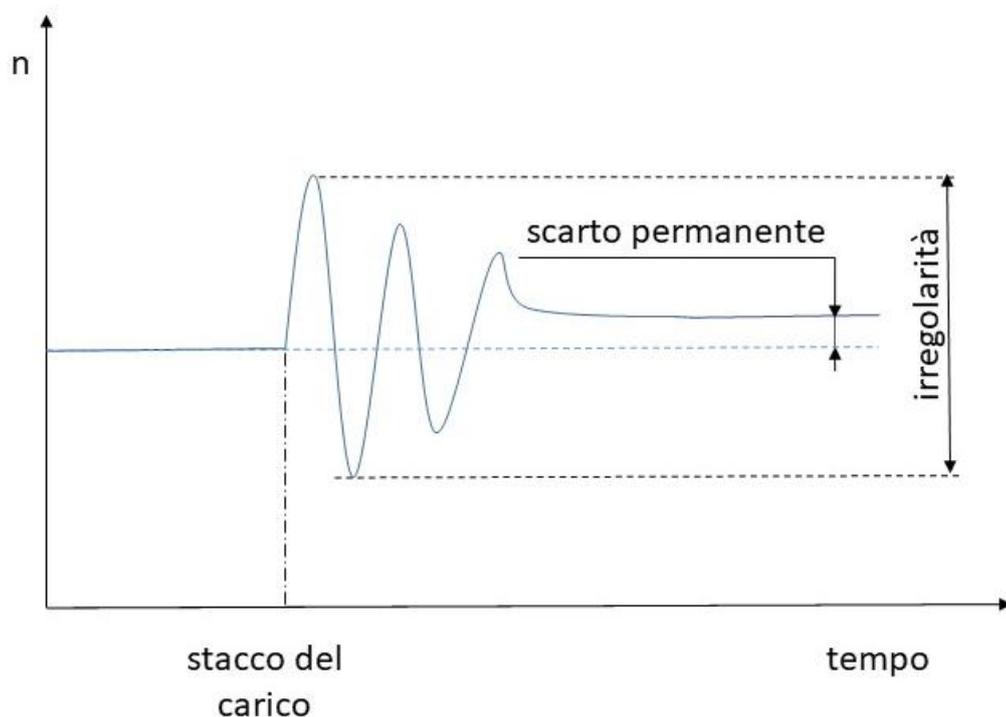
$$s = \frac{n_0 - n_1}{n_n}$$

dove n_0 , n_1 e n_n sono rispettivamente la velocità a carico nullo (massima, nel caso ipodromo), a carico massimo (minima, nel caso ipodromo) e la velocità nominale di sincronismo;

- grado di irregolarità o staticità transitoria:

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_n}$$

dove n_{max} e n_{min} sono rispettivamente la velocità massima e minima raggiungibili nei transitori della regolazione, come illustrato in figura. Solitamente è $\delta < 8-10\%$;



- grado di insensibilità:

$$\epsilon = \frac{n' - n''}{n_n}$$

dove n' e n'' sono i limiti del campo di variazione della velocità di rotazione all'interno del quale il regolatore non interviene. Solitamente è $\epsilon = 1 - 2\%$.

Si osservi che il grado di insensibilità non deve essere nullo o troppo piccolo, altrimenti il regolatore sarebbe sempre in funzione, innescando un transitorio praticamente continuo di ampiezza δ tipicamente superiore a ϵ .

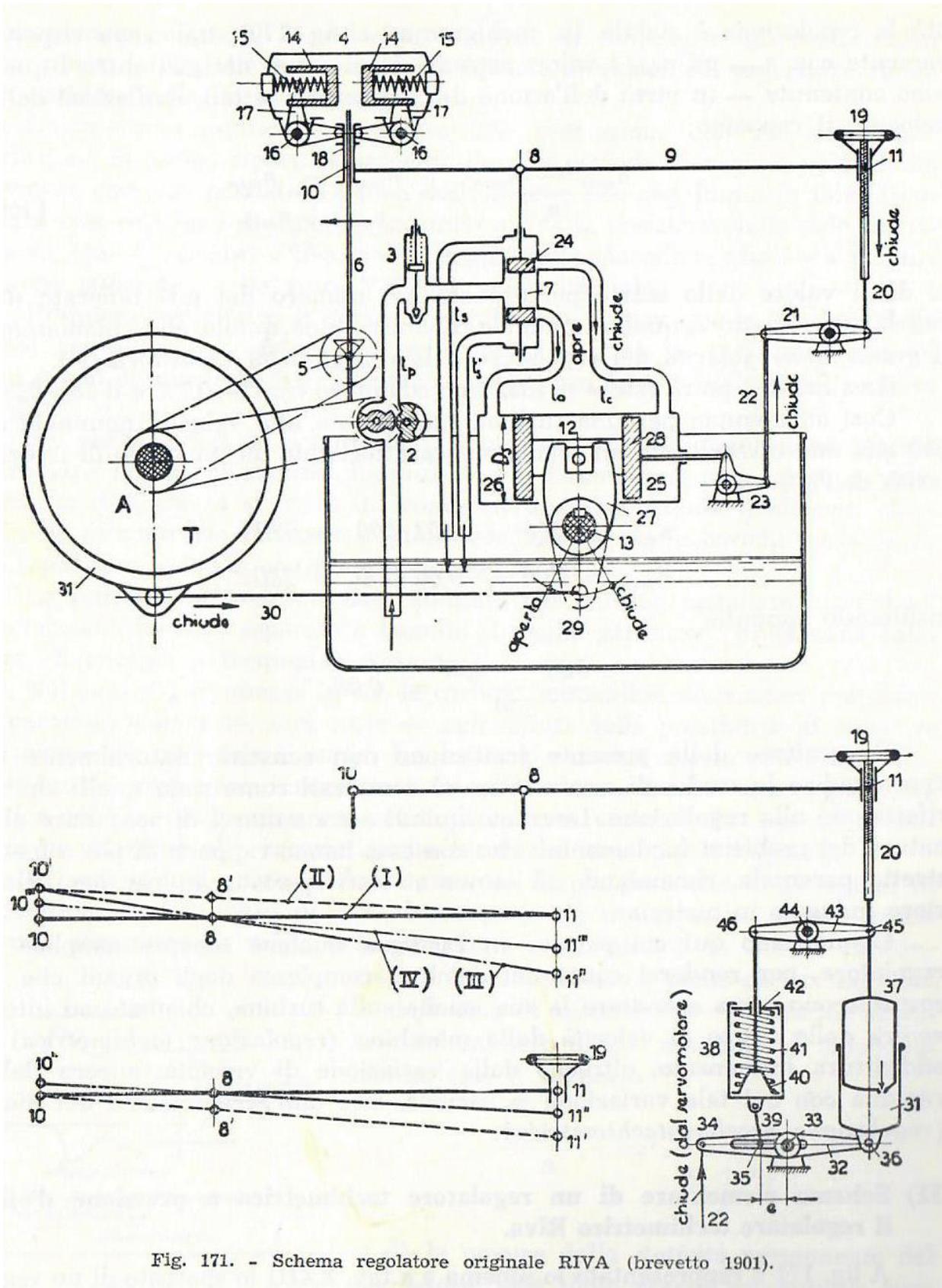


Fig. 171. - Schema regolatore originale RIVA (brevetto 1901).

In figura è riportato lo schema di un semplice regolatore tachimetrico meccanico a regolazione statica, di notevole interesse storico. Si possono fare le seguenti osservazioni:

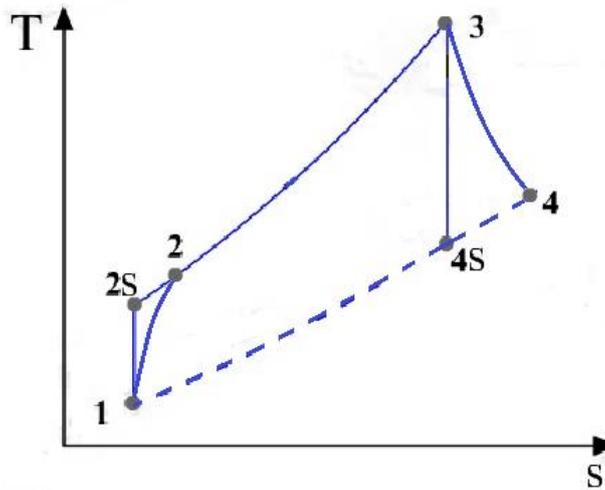
- è presente il solo sensore di velocità di rotazione (elementi 5-18, costituenti un pendolo di Watt, oggi sostituibile con un semplice sensore ottico o induttivo);
- la logica di controllo è costituita dalla leva 9 a fulcro mobile 8 e dalla leva 21, con il relativo volantino di impostazione fine 19. Oggi sarebbe tutto sostituito da un circuito elettronico (un PC o un controllore logico programmabile, Programmable Logic Controller - PLC);
- l'attuatore è un cilindro oleodinamico (elementi 25, 26, 28) azionato dal relativo circuito, costituito da una pompa e dal serbatoio dell'olio e dalla valvola di regolazione 7, asservita alla logica di controllo tramite la connessione dell'otturatore 24 con il fulcro 8. Questi componenti saranno sempre presenti anche nei regolatori moderni;
- se tra il manicotto 10 e il fulcro mobile 8 venisse inserito un fulcro fisso, e venisse eliminata la porzione di leva tra il fulcro 8 e il manicotto 11, non vi sarebbe più correlazione tra la velocità di rotazione e la posizione dell'organo di regolazione della macchina, e il regolatore diventerebbe astatico.

I regolatori in uso applicano logiche di controllo generalmente più complesse di quella illustrata, basate sul rilievo di grandezze aggiuntive, oltre al numero di giri, quale l'accelerazione angolare e altre eventuali.

LE TURBINE A GAS

Richiami sul ciclo Brayton

Le turbine a gas seguono il ciclo di Brayton, costituito idealmente da due isobare e due isoentropiche.



Nella realizzazione pratica, la macchina può essere realizzata a ciclo aperto oppure a ciclo chiuso, rigenerativo o non rigenerativo.

Le differenze significative tra ciclo a gas reale e ideale sono le seguenti:

- nel caso di ciclo aperto, il fluido operativo non ha né portata né composizione chimica costanti;
- le trasformazioni 2-3 e 4-1 non sono perfettamente isobare, a causa delle perdite di carico;
- la compressione e l'espansione sono adiabatiche ma non isoentropiche: è questo lo scostamento quantitativamente più significativo.

L'analisi termodinamica dei rendimenti e dei lavori specifici utili per il ciclo non rigenerativo e rigenerativo, in entrambi i casi di ciclo ideale e reale (quest'ultimo inteso con compressione ed espansione reali, ma supponendo nulle le perdite di carico e considerando l'aria standard quel fluido operativo), è stata effettuata nel corso di Fisica Tecnica portando ai seguenti risultati:

- rendimento termico ciclo ideale non rigenerativo:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

- rapporto di compressione ottimale (cioè che rende massimo il lavoro specifico) ciclo ideale:

$$\beta_{opt_i} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

- rendimento termico ciclo con compressione ed espansione adiabatiche reali:

$$\eta_t = \frac{\eta_{is,e} \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) - \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{is,c}}}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{is,c}}}$$

- rapporto di compressione ottimale ciclo con compressione ed espansione adiabatiche reali:

$$\beta_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_{is,e} \eta_{is,c} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

- rendimento termico ideale ciclo rigenerativo:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

- rendimento termico ciclo rigenerativo con compressione ed espansione adiabatiche reali:

$$\eta_t = \frac{\eta_{is,e} \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{1}{\eta_{is,c}} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(1 - e) \left[\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{1}{\eta_{is,c}} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] + e \eta_{is,e} \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right)}$$

Si possono rappresentare graficamente i risultati ottenuti come nelle seguenti figure 10-24 e 10-29 della dispensa di Fisica Tecnica del prof. Zandegiacomo, dove con r_p è indicato il rapporto di compressione mentre e è l'efficienza dello scambiatore di calore rigenerativo.

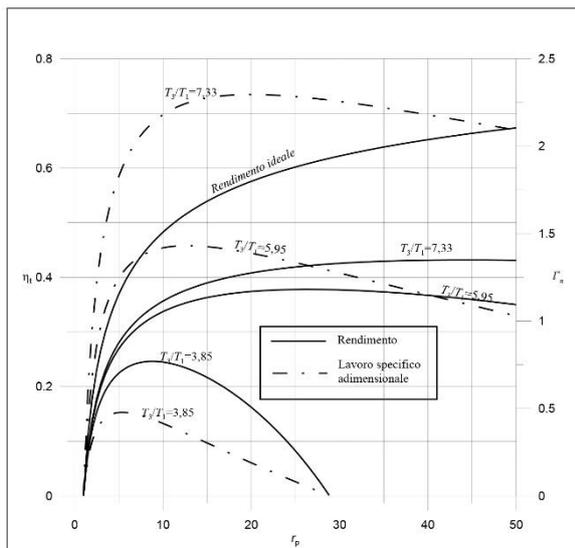


Figura 10-24: Rendimento reale e lavoro adimensionale di un ciclo di Brayton – Joule in funzione di r_p

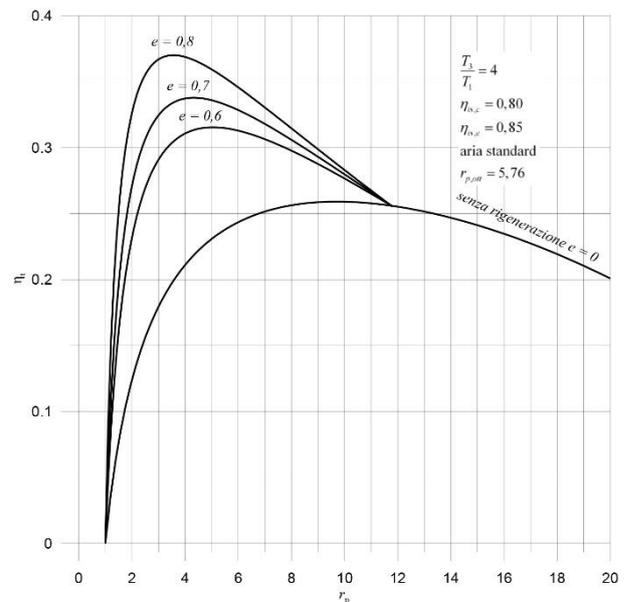


Figura 10-29: andamento del rendimento in funzione del rapporto di compressione per il rapporto di temperatura $T_3/T_1 = 4$ e per le efficienze $e = 0,6$, $e = 0,7$, $e = 0,8$

Si possono trarre le seguenti conclusioni generali:

➤ ciclo non rigenerativo:

- mentre nel caso ideale il rendimento è una funzione crescente del rapporto di compressione, nel caso reale esiste un rapporto di compressione che rende massimo il rendimento;
- entrambi i valori, cioè il rendimento massimo e il corrispondente rapporto di compressione, aumentano all'aumentare della temperatura T_3 ;

- il lavoro specifico ammette un massimo, sia nel caso ideale che in quello reale, in corrispondenza a un rapporto di compressione che è sempre inferiore a quello che rende massimo il rendimento.

➤ ciclo rigenerativo:

- la rigenerazione è possibile quando il rapporto di compressione è minore di quello che rende massimo il lavoro specifico;
- il rendimento massimo del ciclo rigenerativo si realizza con rapporti di compressione tanto più bassi quanto più alta è l'efficienza del rigeneratore.

In sintesi:

- per avere alti rendimenti sono necessari alti valori di T_3 e valori molto elevati, nel ciclo non rigenerativo, oppure molto bassi, nel ciclo rigenerativo, del rapporto di compressione;
- il massimo lavoro specifico si può ottenere solo con il ciclo non rigenerativo.

Classificazione delle turbine a gas

Con una classificazione operativa si possono distinguere:

- turbine a gas per la propulsione aeronautica;
- turbine a gas di elevata potenza per la produzione di energia meccanica o elettrica;
- turbine a gas per la generazione distribuita e il recupero energetico.

Le turbine a gas per la propulsione aeronautica sono sempre a ciclo aperto, e si possono ulteriormente classificare in:

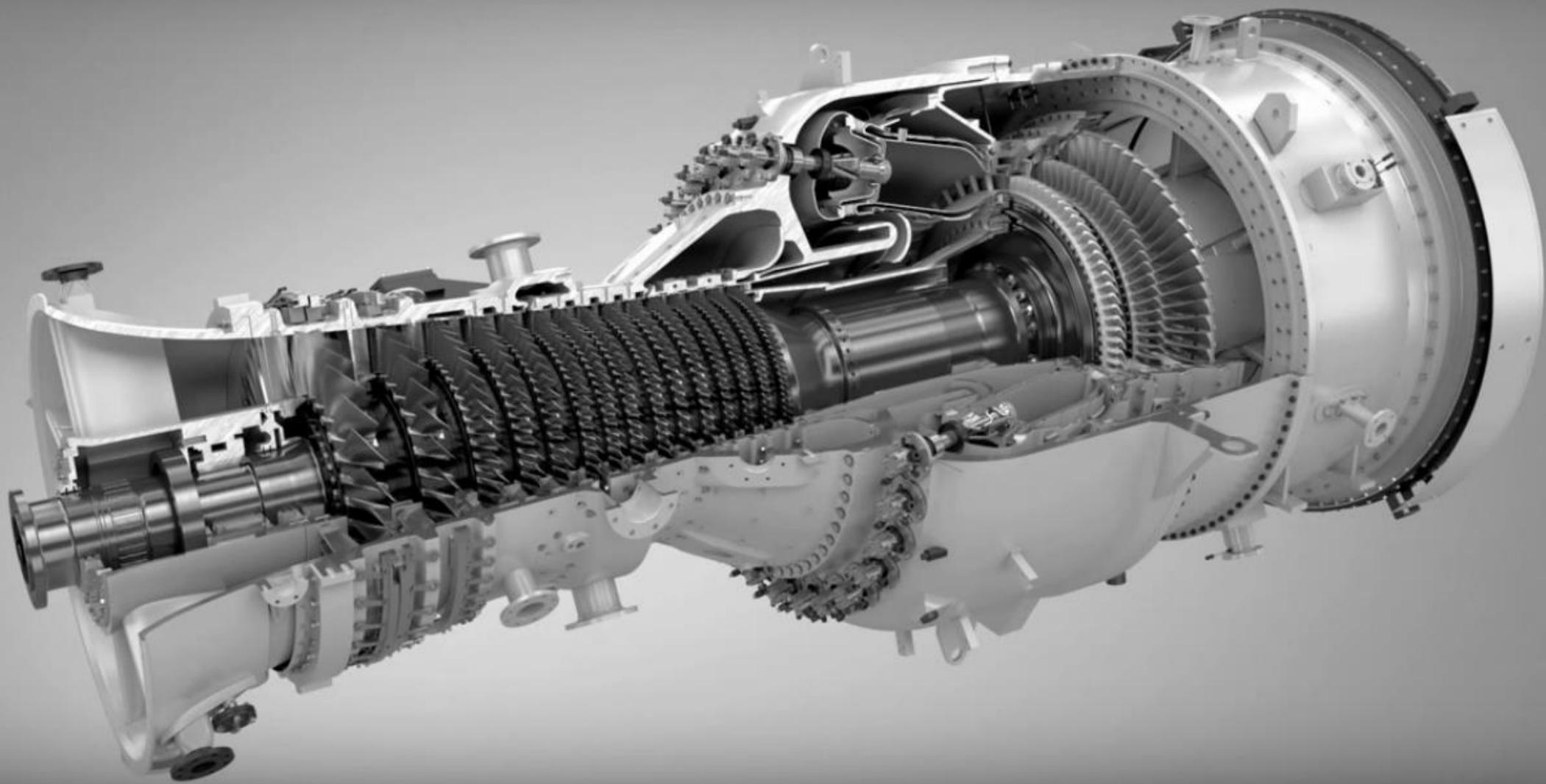
- turboeliche, nelle quali la turbina aziona l'elica propulsiva. La velocità dell'aeromobile può arrivare a 500 km/h;
- turbogetti, nei quali la turbina sviluppa solamente la potenza assorbita dal compressore. La propulsione è a reazione, cioè è data dalla spinta del flusso di gas ad alta energia in uscita dalla macchina. La velocità dell'aeromobile può anche essere superiore a Mach 2;
- turbofan, nei quali il primo elemento palettato è un ventilatore (fan). Le sue pale costituiscono, nella porzione più vicina al mozzo, il primo elemento del compressore assiale mentre nella porzione più esterna creano un flusso d'aria coassiale a quello dei gas di scarico, che ne integra la spinta. Sono utilizzati nell'aeronautica civile per la propulsione di grandi aeromobili con velocità di crociera di circa 900 km/h.

Le turbine "terrestri" per la produzione di energia meccanica ed elettrica sono anch'esse a ciclo aperto e classificabili in due tipi:

- turbine di derivazione aeronautica;
- turbine progettate specificatamente per tali applicazioni, dette turbine heavy-duty.

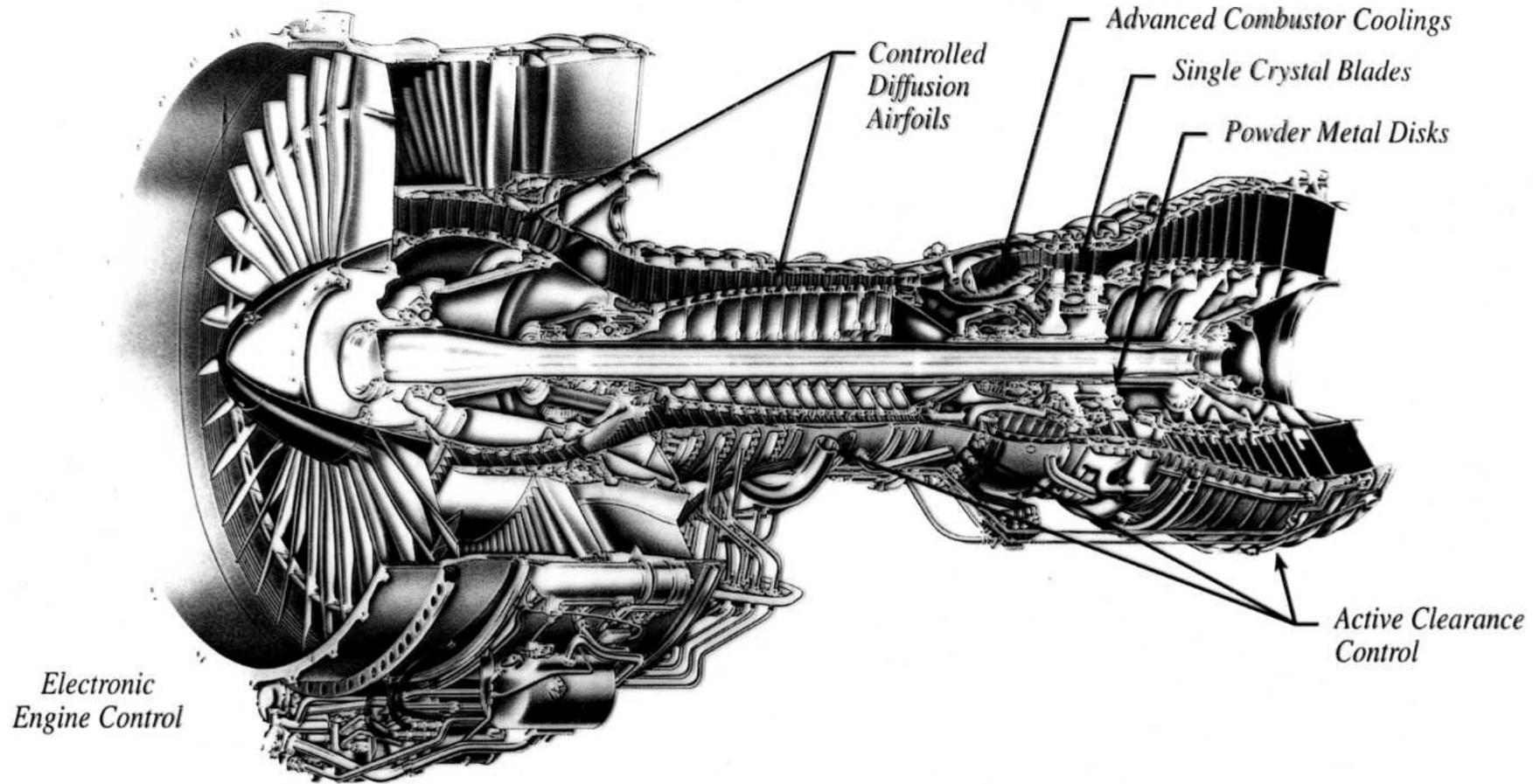
Infine, le turbine per la generazione distribuita e i recuperi energetici possono essere

- microturbine a gas, a ciclo aperto;
- turbine a gas a ciclo chiuso.



F117-PW-100 Turbofan Engine

Dependable Power for the C-17



Vital Statistics

Thrust	41,700 pounds (167.3 kN)
Weight	7,100 pounds (3,220 kg)
Length	146.8 inches (3.73 m)
Inlet Diameter	78.5 inches (1.99 m)
Maximum Diameter	84.5 inches (2.15 m)
Bypass Ratio	5.9 to 1
Overall Pressure Ratio	30.8 to 1

Schedule

PW2037 FAA Certification	1983
PW2037 Begins Commercial Service on Boeing 757	1984
PW2040 FAA Certification	1987
PW2040 Begins Commercial Service on B757PF	1987
Deliver F117 Ground Test Engine	1988
Deliver First F117 Flight Test Engine	1989
F117 First Flight in U.S. Air Force/McDonnell Douglas C-17	1991
First C-17 for Operational Service Delivered	1993
C-17/F117 Initial Operating Capability	1995



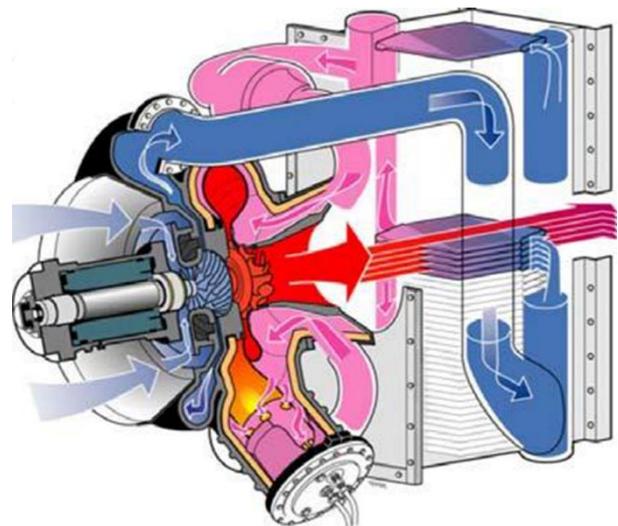
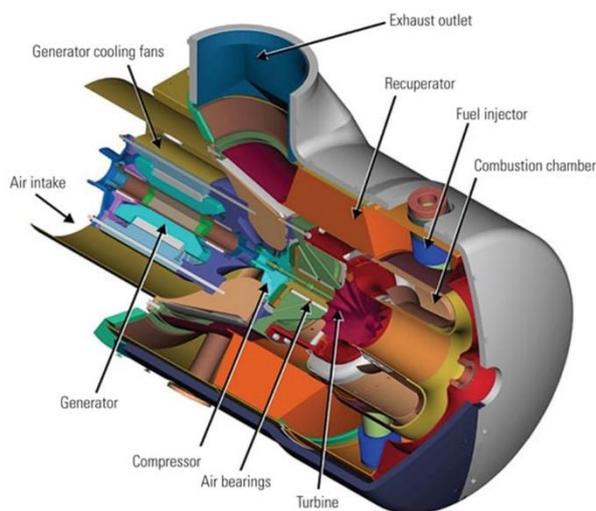
P.O. Box 109600
West Palm Beach, FL 33410-9600
407 796-2000

Le turbine per la generazione distribuita e i recuperi energetici sono oggi i tipi meno diffusi. Si differenziano in maniera significativa rispetto agli altri dai punti di vista della architettura e dei parametri del ciclo operativo, per cui sono trattate brevemente di seguito, prima della analisi dedicata alle configurazioni più diffuse.

Le microturbine a gas.

Sono le uniche turbine a gas a ciclo aperto rigenerativo. Le loro caratteristiche fondamentali sono:

- temperatura massima dei gas in ingresso turbina di 900-950 °C, tale non richiedere il raffreddamento delle pale;
- rapporto di compressione attorno a 4, ottenibile con buoni rendimenti con un compressore centrifugo monostadio, adatto a realizzare il ciclo Brayton rigenerativo e sfruttabile con una turbina centripeta monostadio;
- il rendimento effettivo conseguibile è attorno al 30% (sarebbe attorno al 20% senza rigenerazione);
- la potenza elettrica è di circa 50-100 kW;
- i combustibili tipicamente utilizzati sono il gas naturale e i biocombustibili gassosi.



Le turbine a gas a ciclo chiuso

Il vantaggio fondamentale, comune a tutte le macchine a combustione esterna, è la possibilità di sfruttare come sorgente termica un qualsiasi flusso, purché di temperatura adeguata, ottenuto da un processo di combustione dedicato, ma senza vincoli sulla natura del combustibile, oppure disponibile come cascate termico di un altro processo.

Altri vantaggi sono la possibilità di scegliere il fluido operativo più adatto (elio, argon, anidride carbonica...) e la possibilità di regolare la potenza della macchina mediante variazione della pressione media del ciclo.

Gli svantaggi sono, dal punto di vista termodinamico, una inevitabile limitazione sulla temperatura massima del ciclo e, dal punto di vista strutturale, la complessità, l'ingombro, il peso e di conseguenza il costo elevati.

Rendimenti più elevati potrebbero essere ottenuti considerando quale ciclo termodinamico di riferimento, per le turbine a gas a ciclo chiuso, quello di Ericson al posto del ciclo di Brayton.

Esso è composto da una compressione isoterma con cessione di calore al pozzo termico, una isobara di alta pressione con introduzione di calore rigenerativo, un'espansione isoterma con introduzione di calore dalla sorgente termica e una isobara di bassa pressione con cessione di calore rigenerativo a chiudere il ciclo.

Il rendimento del ciclo di Ericson è uguale a quello del ciclo di Carnot, perché gli unici scambi termici con l'ambiente esterno si realizzano nelle due isoterme.

La differenza di pressione tra le due isobare determina quindi il lavoro prodotto, ma non modifica il rendimento della macchina, che dipende solamente dalle temperature massima e minima.

Il problema principale che ostacola la realizzazione pratica del ciclo Ericson è che le turbomacchine sono adiabatiche, quindi non è possibile riscaldare il flusso mentre espande e raffreddarlo mentre lo si comprime.

Ci si può avvicinare a questo ciclo realizzando una compressione frazionata a più stadi con refrigerazione intermedia e una espansione frazionata a più stadi con riscaldamenti intermedi. Naturalmente ciò comporta una ulteriore complicazione del lay-out della macchina.

Limiti termodinamici e tecnologici

Nelle turbine a gas di grande potenza, i valori combinati del rapporto di compressione e della temperatura di ingresso in turbina (TIT) non permettono la realizzazione del ciclo rigenerativo.

Il rapporto di compressione può essere scelto avendo quale obiettivo il massimo lavoro specifico (e quindi il contenimento delle dimensioni della macchina) oppure il massimo rendimento.

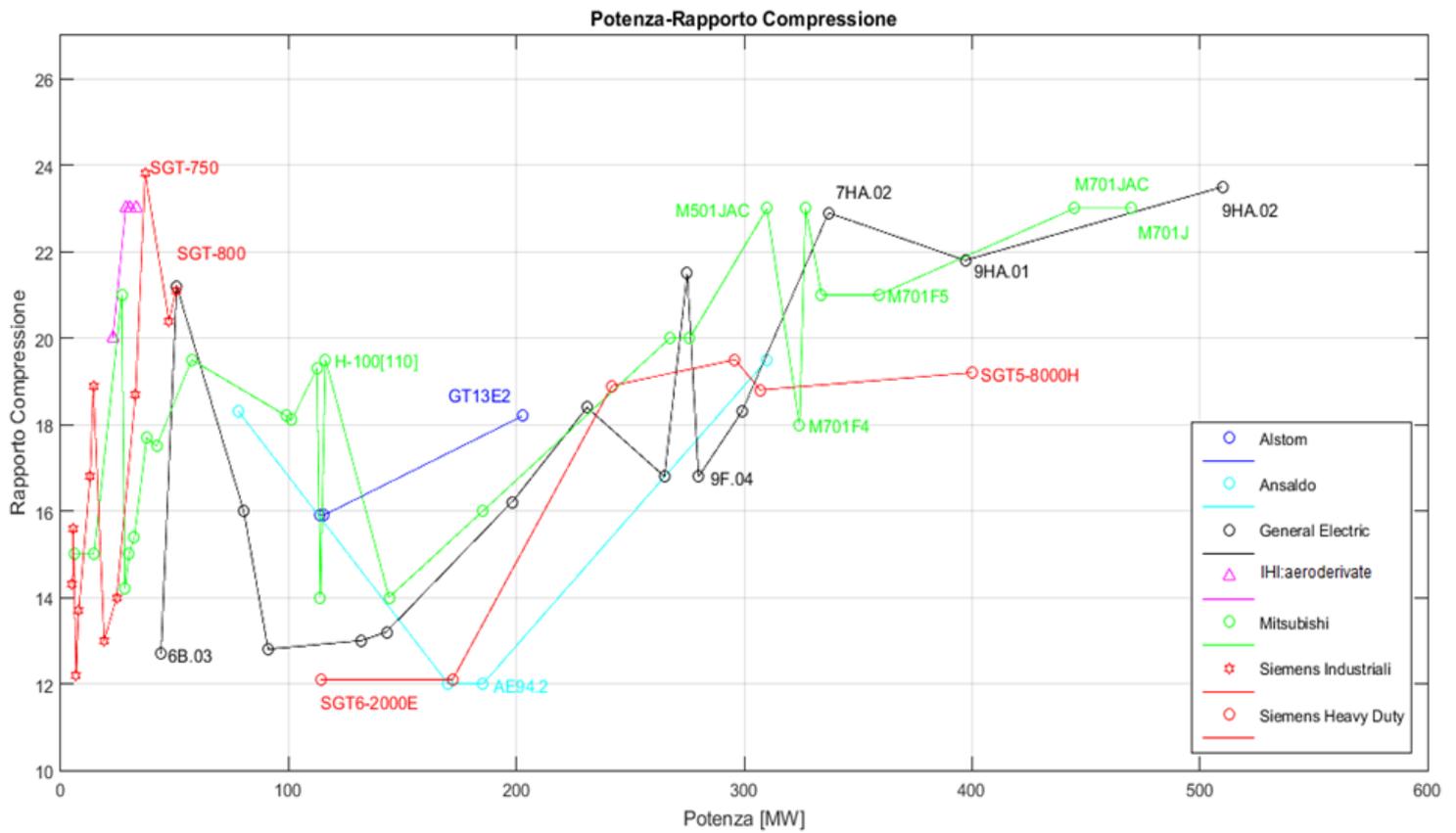
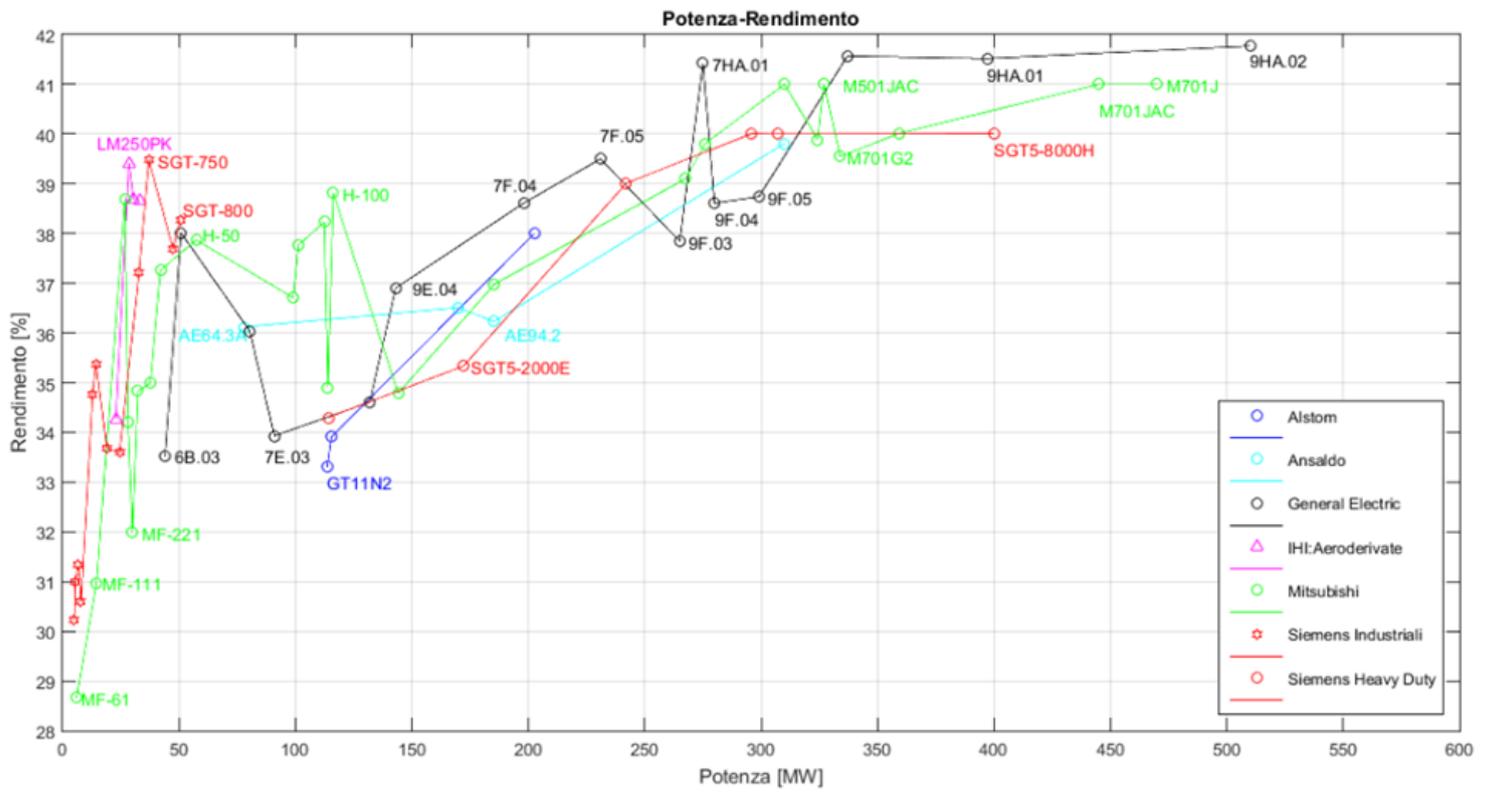
I diagrammi allegati mostrano i valori del rendimento e del rapporto di compressione in funzione della potenza nominale, dichiarati per i modelli più diffusi di turbine a gas per la produzione di energia elettrica, sia di derivazione aeronautica che heavy duty (dati aggiornati al 2016).

Il rendimento mostra un evidente effetto scala, anche se non depurato dall'effetto tempo, ossia dalla progettazione più o meno recente delle macchine confrontate. I valori massimi sono compresi tra il 39% e il 42%, confrontabili quindi con quelli dei cicli Rankine di pari potenza.

Il rapporto di compressione varia tra 12 e 14, ma nelle macchine a rendimento più alto, sia di derivazione aeronautica che heavy-duty, è compreso in una fascia più ristretta, tra 20 e 22.

Il principale limite tecnologico è però la temperatura T_3 di ingresso in turbina (TIT), solitamente non dichiarata dai costruttori. A differenza delle microturbine a gas, tale temperatura è sempre superiore a 900-950 °C, e si attesta tra i 1200-1250 °C nelle macchine un po' meno recenti e meno caricate termodinamicamente per arrivare a valori stimati di 1500-1600 °C nelle più recenti turbine aeronautiche o di derivazione aeronautica.

Queste temperature richiedono oltre all'utilizzo di leghe speciali, come già avviene nel caso delle microturbine, anche il raffreddamento delle pale dei primi stadi di turbina, con tecnologie sempre più raffinate, come descritto nel seguito e/o l'adozione di rivestimenti ceramici. Questi ultimi presentano



ancora dei limiti dal punto di vista delle proprietà meccaniche, ma sono attualmente oggetto di sviluppi e ricerche.

Il rendimento massimo delle turbine a gas è comunque relativamente basso e, come si è visto, confrontabile con quello dei moderni gruppi a vapore. Ma mentre in questi ultimi la motivazione termodinamica è la forte irreversibilità dello scambio di calore con la sorgente termica, nelle turbine a gas essa è la forte irreversibilità dello scambio di calore con il pozzo termico, cioè con l'ambiente. Infatti, la temperatura dei gas scaricati dalla turbina, e immessi nell'ambiente alla temperatura atmosferica, è di circa 500-600 °C.

Da queste considerazioni emerge la possibilità di un utilizzo più razionale dell'energia chimica del combustibile con la realizzazione di cicli combinati gas-vapore, analizzati più avanti.

Vediamo ora le particolarità dei componenti delle turbine a gas.

Il compressore

Nelle prime realizzazioni della fine degli anni '40 e dei primi anni 50' del secolo scorso si erano adottati compressori centrifughi pluristadio i quali, come già osservato studiando queste macchine, davano maggiori garanzie di stabilità di funzionamento rispetto a quelli assiali.

Dopo breve tempo però, a seguito del rapido progresso nelle tecniche di progettazione di questi ultimi, il compressore assiale pluristadio ha definitivamente soppiantato quello centrifugo, in virtù dei vantaggi aerodinamici, facilmente apprezzabili nella figura allegata, del più facile conseguimento di portate elevate e del rendimento più alto.

Per ampliare il campo di funzionamento di buon rendimento, le pale statoriche sono orientabili.

Nelle macchine heavy-duty si trovano esempi di compressori misti, costituiti da un ultimo stadio centrifugo posto in serie a quelli assiali.

La camera di combustione

A differenza di quanto avviene nelle camere di combustione di altre macchine termiche, nelle turbine a gas l'ossidazione del combustibile si realizza in condizioni adiabatiche e in assenza di scambio di lavoro tecnico. La temperatura dei prodotti della combustione deve rispettare però il vincolo tecnologico del valore imposto alla TIT: si tratta, come visto, di valori elevati, ma comunque ben inferiori alla temperatura adiabatica di fiamma per combustioni stechiometriche isobare. Il rispetto del vincolo impone quindi di adottare fortissimi eccessi d'aria.

A fronte del valore stechiometrico di 13-15 kg di aria per un kg di combustibile, tipico delle miscele di idrocarburi, nei combustori delle turbine a gas si introducono da 45-50 kg fino anche a 100 kg di aria per un kg di combustibile. Una conseguenza è che i prodotti della combustione di queste macchine sono molto ricchi di ossigeno, pertanto le loro proprietà termodinamiche sono vicine a quelle dell'aria calda.

Se combustibile e comburente venissero miscelati direttamente nelle proporzioni indicate, sarebbe difficile o impossibile innescare la combustione e poi sostenerla in modo stabile.

