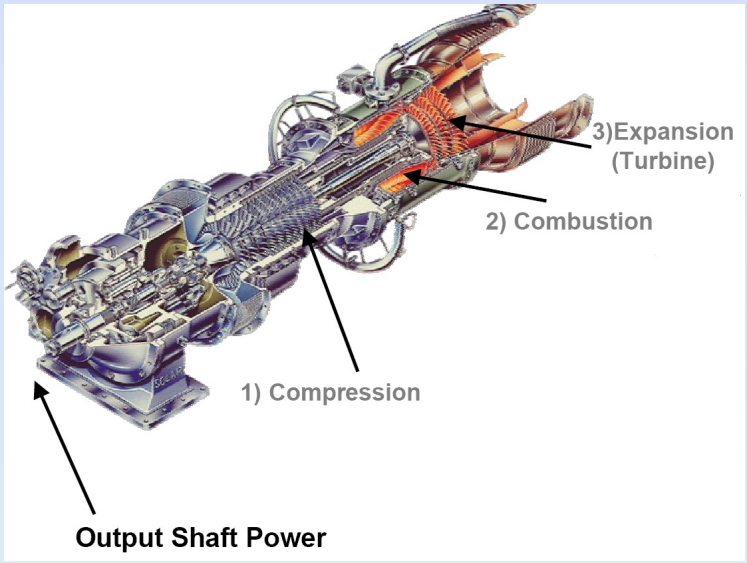
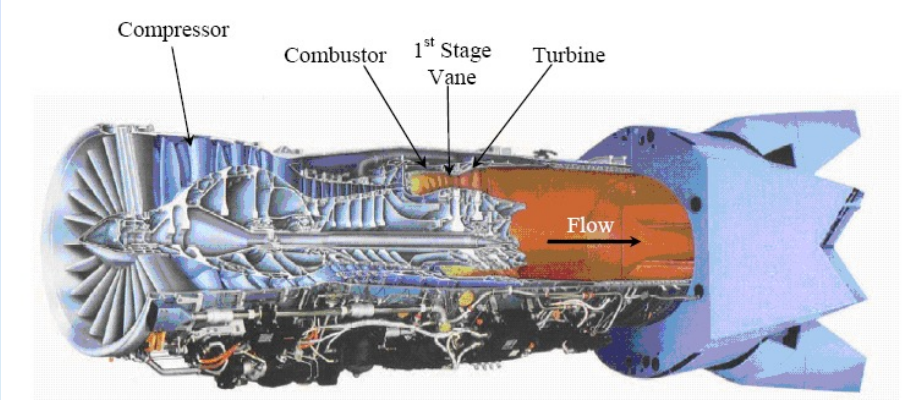
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI "PARTHENOPE"
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA GESTIONALE

Impianti Motori a Gas

Prof. Ing. Elio Jannelli
Prof. Ing. Ivan Arsie
Ordinari di Sistemi per l'Energia e l'ambiente

LE TURBINE A GAS





Fino a pochi anni fa le loro applicazioni in campo industriale, erano relegate a centrali di punta, un utilizzo il cui rendimento modesto che le caratterizzava era economicamente poco penalizzante.

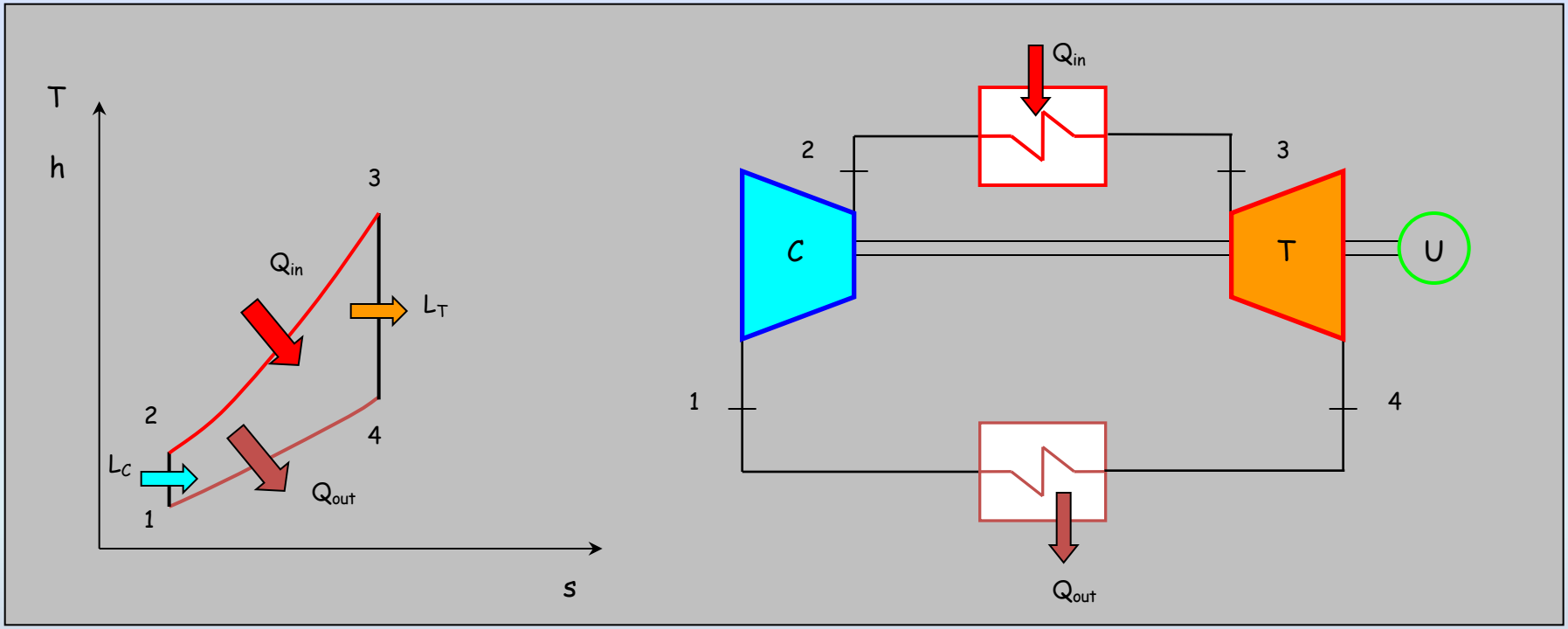
Le previsioni operate da diversi enti sulla potenza delle nuove centrali elettriche installate nel prossimo decennio indicano che, su una potenza complessiva di circa 680 GW:

- ✓≈100 ⇒TG in ciclo semplice
- ✓≈250⇒ cicli combinati gas-vapore
- ✓≈250⇒IMTV

L'affermata competitività delle TG nel campo dell'industria energetica, tralasciando la loro posizione di quasi monopolio nella propulsione aeronautica, è stata resa possibile da:

- ✓ sviluppo di codici numerici, via via più sofisticati, applicati alle turbomacchine, che hanno consentito il sensibile miglioramento dei rendimenti di compressione;
- ✓incremento della temperatura di ingresso in turbina.

IL CICLO TG IDEALE (ciclo JOULE)



Compressione isoentropica 1-2

Adduzione di calore isobara 2-3

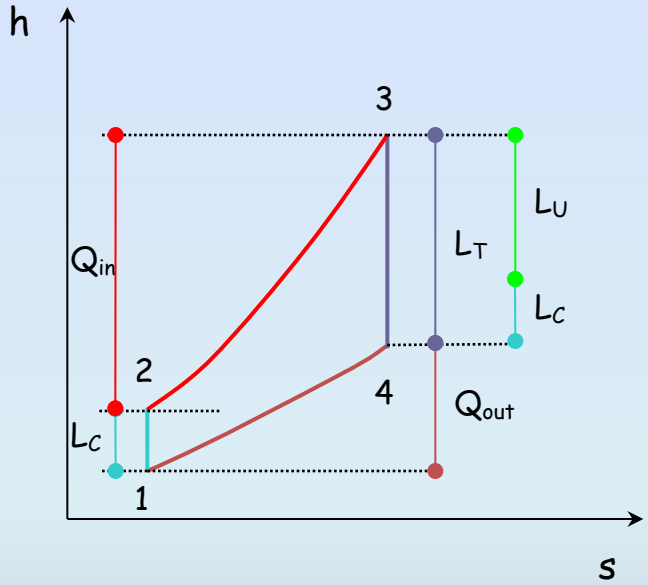
Espansione isoentropica 3-4

Sottrazione di calore isobara 4-1

Le ipotesi sul fluido:

- *Ideale (c_p è costante con la temperatura), eq. di stato dei gas perfetti*
- *Non subisce trasformazioni di stato e composizione nel ciclo*

IL RENDIMENTO NEL CICLO IDEALE



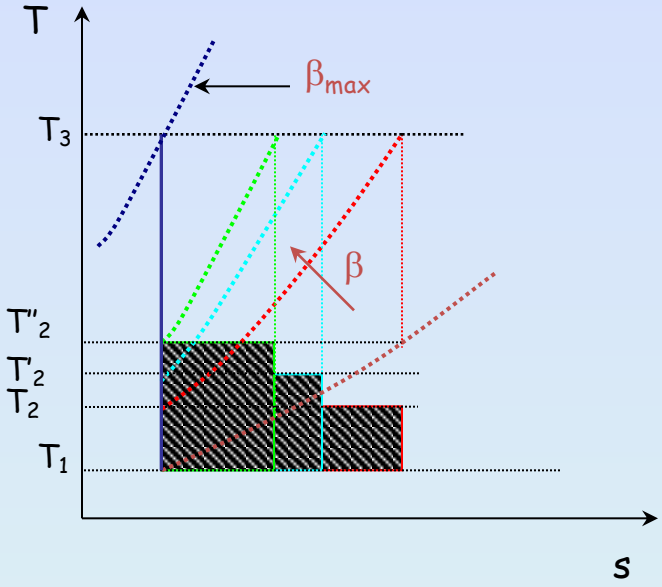
$$\eta = \frac{L_u}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot (\cancel{T_4/T_1} - 1)}{T_2 \cdot (\cancel{T_3/T_2} - 1)}$$

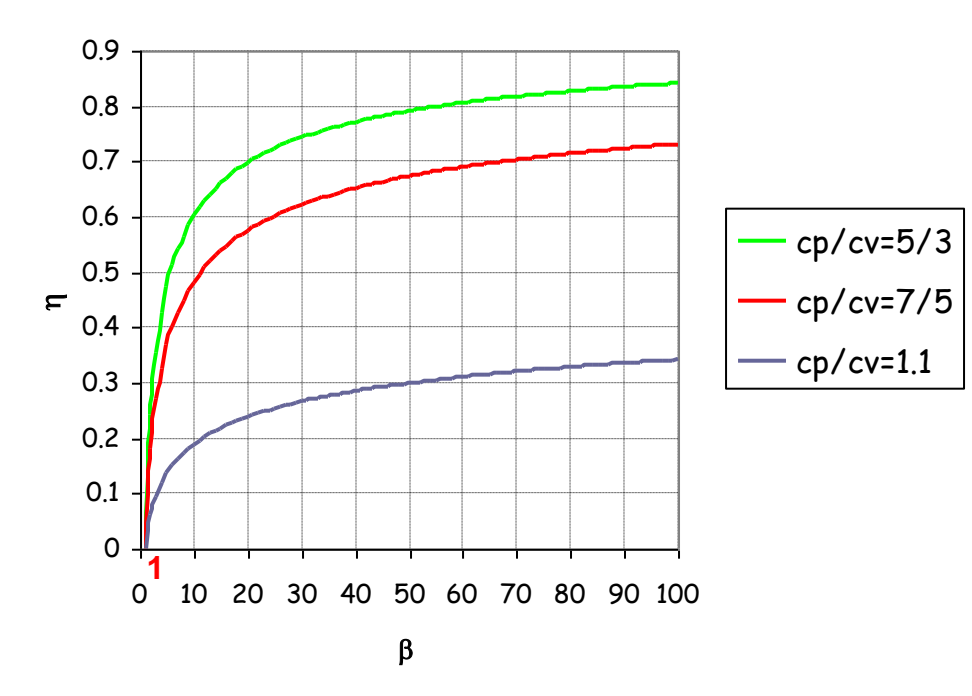
$$\frac{p}{T^{\frac{k}{k-1}}} = \text{cost} \Rightarrow \frac{p_1}{T_1^{\frac{k}{k-1}}} = \frac{p_2}{T_2^{\frac{k}{k-1}}} \Rightarrow$$

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

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \beta^{-\lambda} \qquad \text{con } \lambda = \frac{\text{k - 1}}{\text{k}}$$

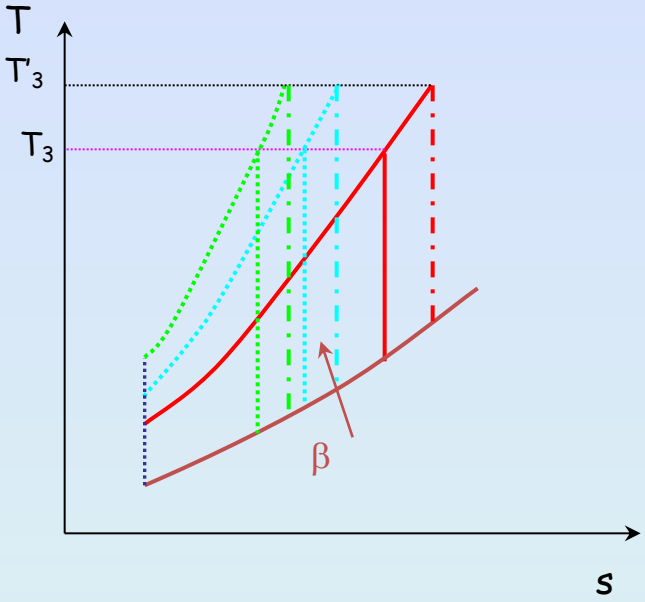
ANALISI DEL RENDIMENTO NEL CICLO IDEALE





- Il rendimento di un ciclo Joule ideale dipende unicamente dall'innalzamento di temperatura realizzato dalla compressione isoentropica: infatti, comunque venga fissata la T_3, all'aumentare di T_2 aumenta la T_{ma} e diminuisce la T_{ms}, poiché diminuisce la temperatura di scarico T_4.
- Analizzando il rendimento in funzione del rapporto di compressione β, si vede che l'innalzamento di temperatura che si riesce a realizzare a fine compressione isoentropica è tanto maggiore quanto maggiore è k (c_p/c_v). Fissato il fluido, e comunque vengano fissate T_1 e T_3 η risulta sempre crescente al crescere di β.
- Il rendimento massimo dipende invece da T_3, essendo possibile al limite realizzare un β tale che $T_2=T_3$.

IL LAVORO SPECIFICO IDEALE



$$c_p = kc_v + c_v - c_v \Rightarrow R = c_v(k-1)$$

$$c_v = \frac{R}{k-1}; c_p = \frac{kR}{k-1}; \frac{T_1}{T_2} = \beta^{-\frac{k-1}{k}} = \beta^{-\lambda}$$

$$L_u = L_t - L_c = \eta \cdot Q_{in} = \eta \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

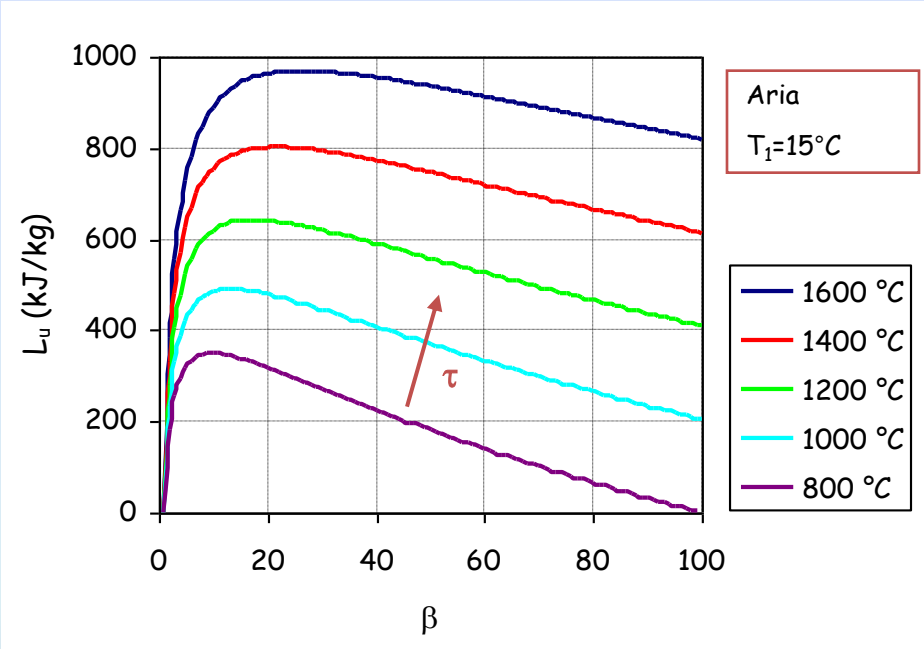
$$L_u = (1-\beta^{-\lambda}) \cdot \frac{kR}{k-1} T_1 \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\lambda}\right)$$

$$L_u = \left(1-\beta^{-\lambda}\right) \cdot \frac{RT_1}{\lambda} \cdot \left(\tau - \beta^{\lambda}\right)$$

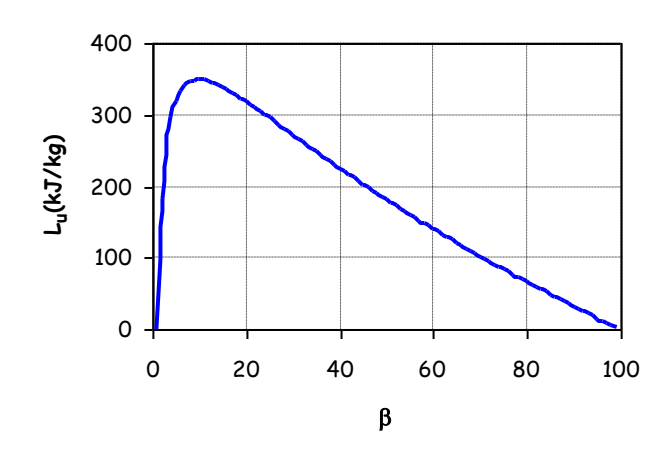
Fissata la T_1, il lavoro specifico ideale dipende da:

- Rapporto di compressione β
- Caratteristiche del fluido
- Rapporto τ tra la temperatura massima e la temperatura minima

ANALISI DEL LAVORO SPECIFICO IDEALE



- Il lavoro specifico presenta una forte dipendenza dalla temperatura massima del ciclo, T_3 e risulta sempre crescente al crescere del rapporto τ tra le temperature estreme;
- Al crescere di β assume un andamento crescente-decrescente, con massimi spostati all'aumentare di τ verso β crescenti;
- Esistono due valori di β per cui il lavoro di espansione è uguale al lavoro di compressione $\beta=1$ e $\beta_{max}=\tau^{1/\lambda}$, valore per cui $T_2=T_3$;



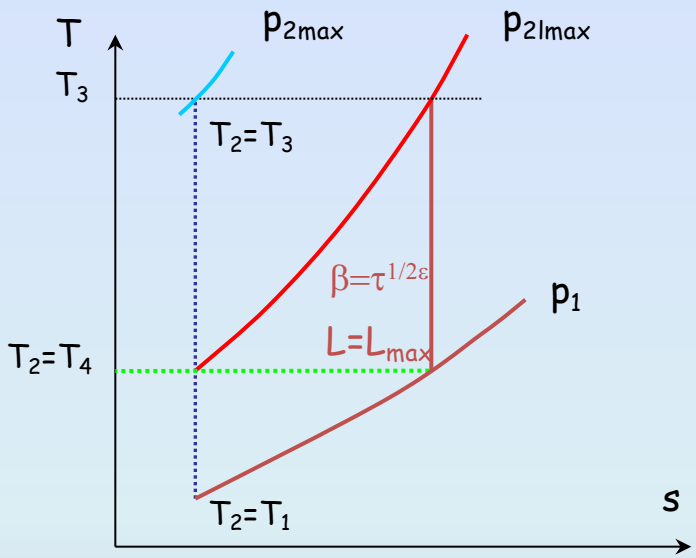
Condizione di massimo lavoro specifico

$$\frac{dL_u}{d\beta} = 0 \Rightarrow \beta^{\lambda} = \tau^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \beta_{lmax} = \tau^{\frac{1}{2\lambda}}$$

Quando $\beta = \beta_{lmax}$ risulta $\Rightarrow T_2 = T_4$

Valore di B che rende massimo il lavoro

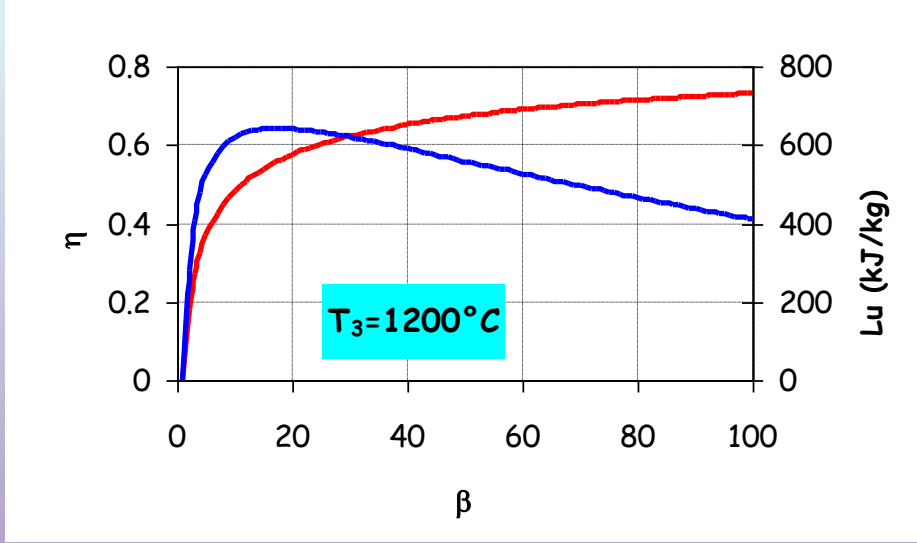
LE SCELTE DI PROGETTO DEL CICLO



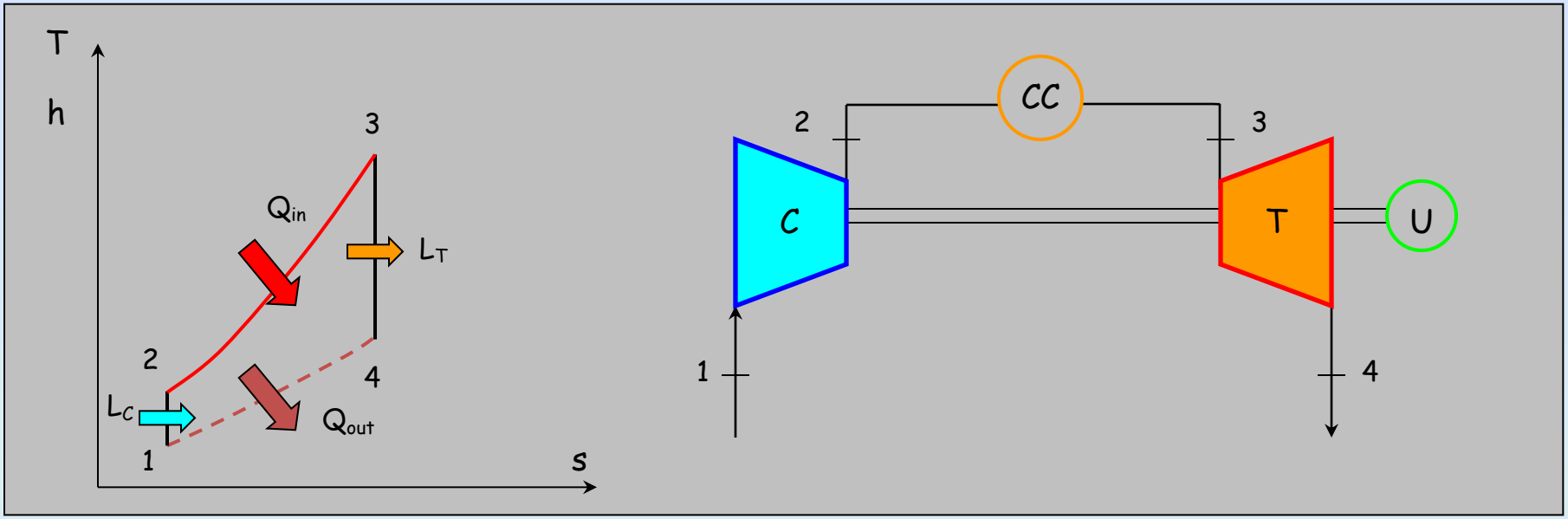
Fissate T_1, T_3, p_1 , si possono disegnare infiniti cicli Joule tra le isobare $p_1=p_1$ e $p_2=p_{2max}$. Risulta in particolare:

- Per $\beta=1 \Rightarrow p_2=p_1$, $L=0$, $\eta=0$
- Per $\beta=\tau^{1/2\lambda} \Rightarrow p_2=p_{2lmax}$, $T_4=T_2$, $L_u=L_{umax}$, $\eta\neq\eta_{max}$
- Per $\beta=\tau^{1/\lambda} \Rightarrow p_2=p_{2max}$, $T_2=T_3$, $L_u=0$, $\eta=\eta_{max}=1-\frac{T_1}{T_3}$

Fissate p_1 e T_1, a seconda di come si scelgono β e τ , si operano precise scelte di progetto: già nel ciclo ideale si vede come la condizione di massimo rendimento non è necessariamente l'obiettivo unico da perseguire.



IL CICLO JOULE APERTO (ciclo limite)



- Il fluido di lavoro del ciclo è necessariamente aria aspirata dal compressore alla pressione e temperatura ambiente;
- L'introduzione di calore nel ciclo avviene mediante un processo di combustione interna per il quale l'aria funge da comburente; il fluido di lavoro nella seconda parte del ciclo sono i prodotti della combustione;
- La cessione di calore all'esterno avviene disperdendo i gas combusti nell'ambiente;
- I c_p e λ variano con T e lungo il ciclo per le diverse specie chimiche (aria/fumi).

CONFRONTO CICLO APERTO-CHIUSO

- Il ciclo aperto non ha scambiatori di calore ⇒riduzioni di ingombri, costi, peso: la TG diventa compatta e leggera;
- L'assenza degli scambiatori modifica in modo decisivo i vincoli sulle temperature massime, rimuovendo quelli relativi all'integrità meccanica delle pareti degli scambiatori stessi; le parti ad alta temperatura sono limitate al combustore e ai primi stadi della turbina. Il ciclo aperto consente di raggiungere temperature notevolmente maggiori di qualsiasi ciclo chiuso;
- I gas combusti investono direttamente la turbina: per evitare problemi di corrosione e erosione alle palettature occorre che i gas siano "puliti", introducendo severi limiti sul tipo di combustibile;
- Il concetto di ciclo aperto obbliga ad usare l'aria come fluido di lavoro, imponendo come pressione inferiore la pressione ambiente, e quindi temperature di scarico elevate, 400-500°C (difetto termodinamico del ciclo TG).

LE PRESTAZIONI NEL CICLO LIMITE

La variabilità dei calori specifici con la temperatura comporta per il rendimento:

$$\eta = \frac{L_u}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{c_{p14} \cdot (T_4 - T_1)}{c_{p23} \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \gamma \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

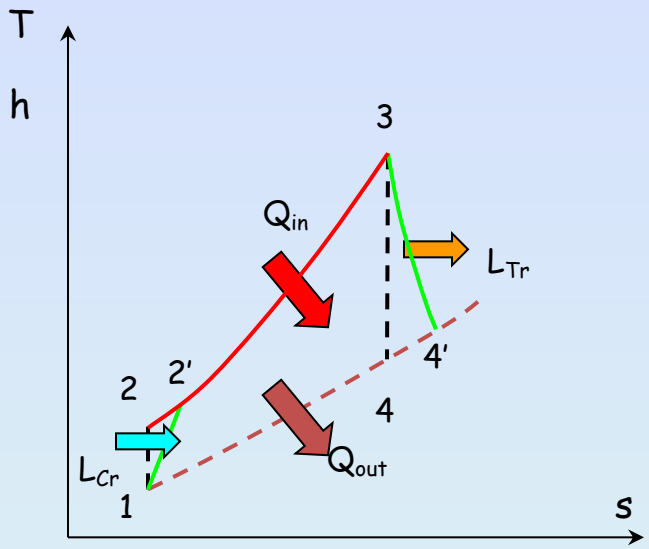
essendo il c_p crescente con la temperatura risulta γ sempre <1, risulta:

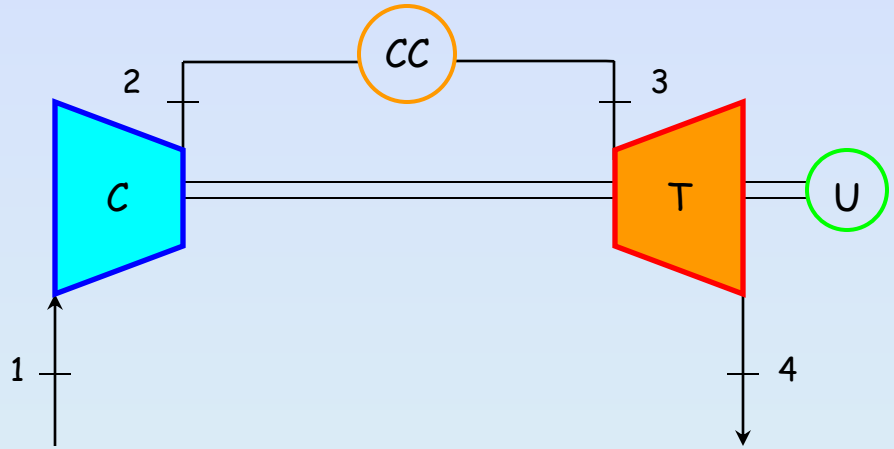
$$\eta_{limite} > \eta_{ideale}$$

Il lavoro utile risulta maggiore rispetto al caso ideale (a parità di τ e β), essendo c_p e la portata massica nell'espansione maggiore (per l'aggiunta della portata di combustibile) del c_p e della portata massica nella compressione (le trasformazioni sono comunque isoentropiche).

In ogni caso gli andamenti del rendimento e del lavoro specifico utile sono qualitativamente simili a quelli del caso ideale, per cui per un'analisi termodinamica sufficientemente corretta, è possibile accettare l'ipotesi di c_p medio costante (anche se scelto opportunamente tra le temperature T_1 e T_3) e portata massica costante e pari alla portata d'aria in aspirazione.

IL CICLO TG REALE





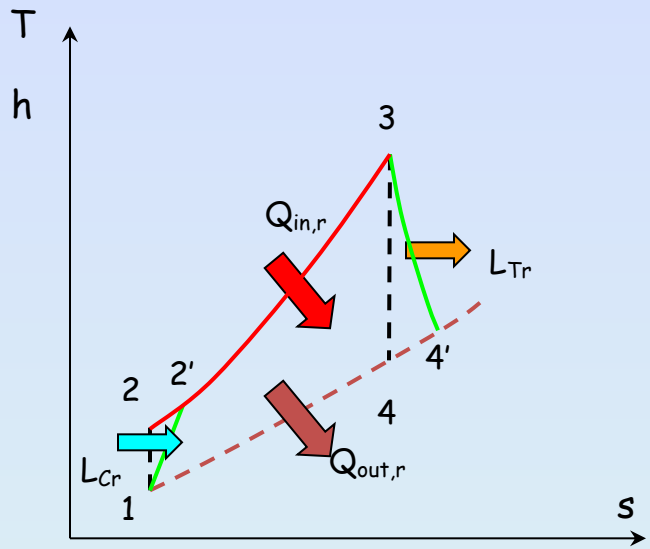
- La compressione e l'espansione non sono isoentropiche, in quanto effettuate tramite macchine reali, con rendimento minore dell'unità;
- Le trasformazioni 2'-3 e 4'-1 non sono isobare. La 2'-3 procede a pressioni via via decrescenti a causa delle perdite di carico nei condotti di collegamento compressore-combustore, combustore-turbina, e nel combustore, mentre lo scarico in atmosfera avviene a $p>p_{atm}$ (contropressione allo scarico): *tuttavia per un'analisi sufficientemente accurata è possibile considerare isobare le due trasformazioni di sottrazione e adduzione di calore.*

LE PRESTAZIONI DEL CICLO REALE

$$\eta_r = \frac{L_{u,r}}{Q_{in,r}} = \frac{L_{tr} - L_{cr}}{Q_{in,r}} ; \eta_I = \frac{L_u}{Q_{in}} = \frac{L_t - L_c}{Q_{in}}$$

$$\eta_r = \eta_I \cdot \eta_i \Rightarrow \eta_i = \frac{\eta_r}{\eta_I}$$

$$Q_{in,r} < Q_{in}$$



Calcolo del rendimento interno

$$\eta_i = \frac{L_{u,r}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{Q_{in}}{L_u} = \frac{L_{tr} - L_{cr}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{Q_{in}}{L_t - L_c} = \frac{Q_{in}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{L_{tr} - L_{cr}}{L_t - L_c} = \vartheta \cdot \frac{L_{tr} - L_{cr}}{L_t - L_c}$$

ϑ

$$\eta_i = \vartheta \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot L_t - \frac{L_c}{\eta_{is,c}}}{L_t - L_c} = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{L_c}{L_t}}{1 - \frac{L_c}{L_t}} ;$$

$$\frac{L_c}{L_t} \cong \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau} \Rightarrow \eta_i = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{L_c}{L_t}}{1 - \frac{L_c}{L_t}} = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}}$$

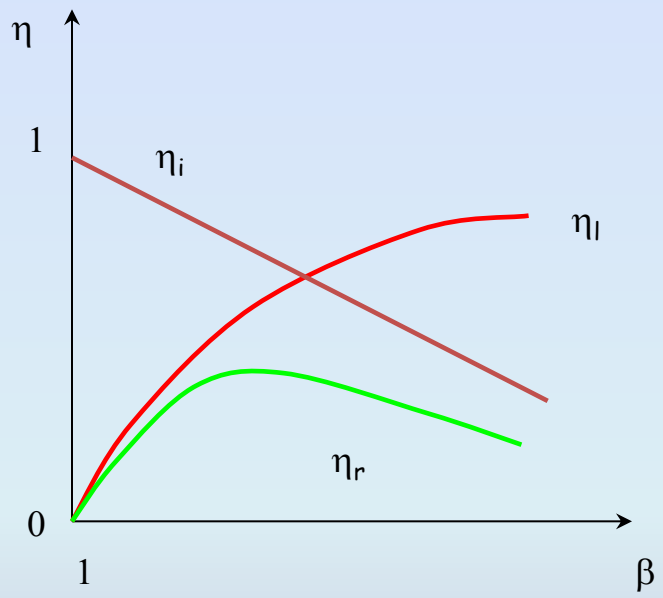
$$\eta_i = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{1 - 1 + \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}} = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau} - \left(1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}\right)}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}}$$

$$\eta_i = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \left(1 - \frac{1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}} \right)$$

Il rendimento del ciclo reale risulta quindi:

$$\eta_r = \eta_l \cdot \eta_i = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\varepsilon}}\right) \cdot \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \left(1 - \frac{1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}} \right)$$

ANALISI DEL RENDIMENTO REALE



$$\eta_r = \eta_I \cdot \eta_i = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\varepsilon}}\right) \cdot \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \left(1 - \frac{1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}}{1 - \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}}\right)$$

- Il rendimento interno diminuisce in maniera quasi lineare all'aumentare di β e a parità degli altri parametri, a partire dal valore unitario per β=1.
- Il rendimento limite invece è sempre crescente al crescere di β anche se la pendenza è progressivamente decrescente;

Il rendimento reale dipende dal rendimento interno, assume un andamento crescente-decrescente all'aumentare di β, e presenta quindi un massimo. In particolare deve risultare:

$$\eta_i > 0 \Rightarrow \eta_t \cdot \eta_c > \frac{\beta^{\varepsilon}}{\tau}$$

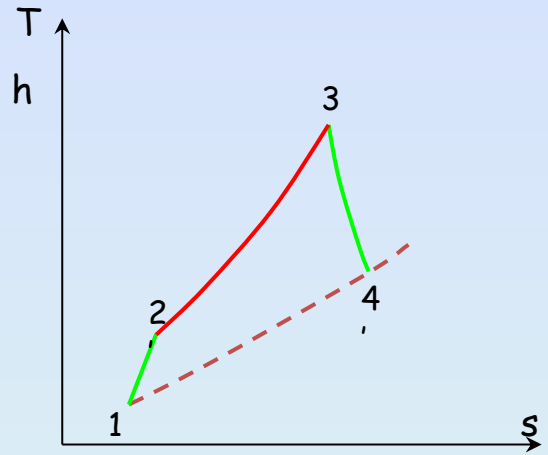
ANALISI DEL RENDIMENTO REALE

Perché la disuguaglianza venga soddisfatta si può intervenire in due modi:

- Aumentare $\tau \Rightarrow$ equivale ad aumentare la T_3. Lo sviluppo delle TG si deve al continuo incremento della TIT (turbine inlet temperature), grazie alla realizzazione di materiali (superleghe a base di nichel) con particolari caratteristiche termomeccaniche e lo sviluppo di tecniche di raffreddamento delle palettature statoriche e rotoriche (stadi iniziali della TG).
- Diminuire $\beta \Rightarrow$in effetti il rendimento reale ha un andamento crescente-decrescente all'aumentare del rapporto di compressione.
- Aumentare η_t e $\eta_c \Rightarrow$Il lavoro di compressione assorbe circa i 2/3 del lavoro di espansione: i valori attuali per i rendimenti di compressione ed espansione sono confrontabili ($\approx$0.90).

Mentre nel ciclo ideale il rendimento è funzione solo del rapporto di compressione, nel ciclo reale oltre a dipendere da β, dipende in misura sostanziale dalla T_3 ;

LE CURVE DI PRESTAZIONE DEL CICLO REALE in funzione dei rendimenti politropici



$$\eta_{pc} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k} = \frac{m}{m-1} \cdot \varepsilon$$

$$\eta_{pe} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{k}{k-1} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{1}{\varepsilon}$$

$$L_{cr} = c_p\left(T_{2'} - T_1\right) = c_p T_1\left(\frac{T_{2'}}{T_1} - 1\right)$$

$$L_{tr} = c_p\left(T_3 - T_{4'}\right) = c_p T_3\left(1 - \frac{T_{4'}}{T_3}\right)$$

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \beta^{\frac{m-1}{m}} \quad ; \frac{T_{4'}}{T_3} = \beta^{-\frac{n-1}{n}}$$

$$L_{ur} = L_{tr} - L_{cr} = c_p T_1\left[\tau \cdot \left(1 - \beta^{-\varepsilon\eta_{pe}}\right) - \left(\beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} - 1\right)\right]$$

$$Q_{in,r} = c_p\left(T_3 - T_{2'}\right) = c_p T_1 \cdot \left(\tau - \beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}}\right)$$

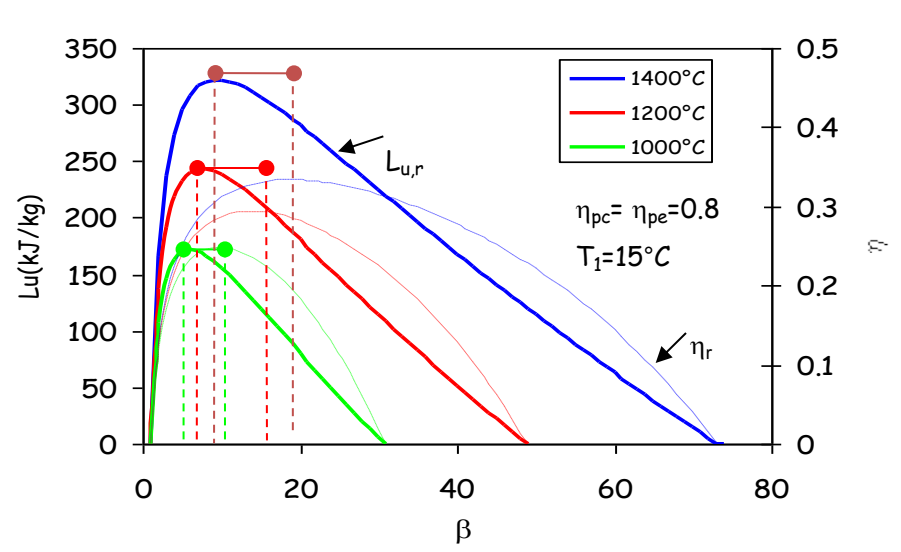
$$\eta_r = \frac{\tau \cdot \left(1 - \beta^{-\varepsilon\eta_{pe}}\right) - \left(\beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} - 1\right)}{\tau - \beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}}}$$

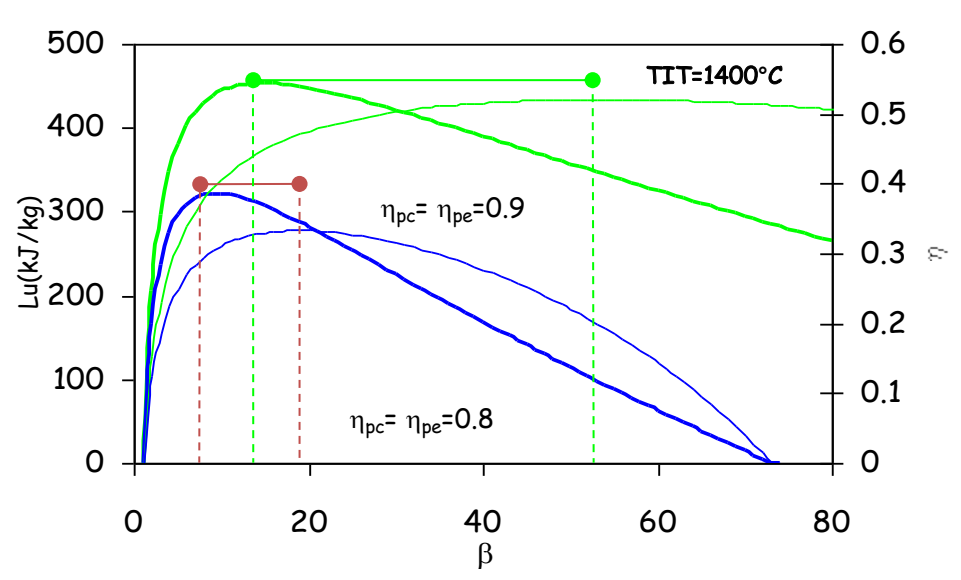
Il lavoro utile reale e il rendimento reale ottenuti in funzione dei rendimenti politropici, consentono di caratterizzare le prestazioni del ciclo IMTG a parità di "perfezione" delle macchine

CURVE DI PRESTAZIONE DEL CICLO REALE

in funzione dei rendimenti politropici

- Il rendimento attinge il massimo in corrispondenza di valori di β maggiori rispetto a quelli per cui è massimo il lavoro utile;
- La differenza tra i due valori di β diventa sempre più marcata al crescere della TIT e al crescere dei rendimenti politropici;





- All'aumentare della TIT e dei rendimenti politropici aumenta sia il rendimento che il lavoro utile;
- La scelta di β in funzione del massimo lavoro utile o del massimo rendimento diventa drastica quando il Δβ è elevato.

LA REGOLAZIONE DELLA POTENZA

Il calore introdotto nel ciclo Q_{in} è direttamente collegato alla quantità di combustibile iniettata in camera di combustione. Assumendo una portata unitaria di aria in ingresso alla c.c. si può assumere:

$$Q_{in} = LHV = \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot c_p (T_3 - T_2)$$

avendo posto:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{aria}}{\dot{m}_c}$$

Il valore di α è scelto in funzione di T_3:

Es. T_3=1250 K, β=9, T_1=300 K

$$Q_{in} \approx c_p (T_3 - T_2) \approx 1.088(1250 - 549) = 762.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\alpha = \frac{Q_{in}}{LHV} = \frac{762.9}{50000} = 0.0152$$

Quindi per raggiungere la TIT di 1250 K, per ogni kg d'aria occorre iniettare in camera di combustione 0.0152 kg di combustibile.

Negli IMTG la regolazione della potenza può avvenire attraverso il controllo della T_3, riducendo la quantità di combustibile iniettata e realizzando quindi una diminuzione del lavoro utile. E' chiaro che questa modalità di regolazione comporta una forte penalizzazione sia del rendimento termodinamico che del rendimento della turbina (la macchina è infatti progettata per una determinata TIT).

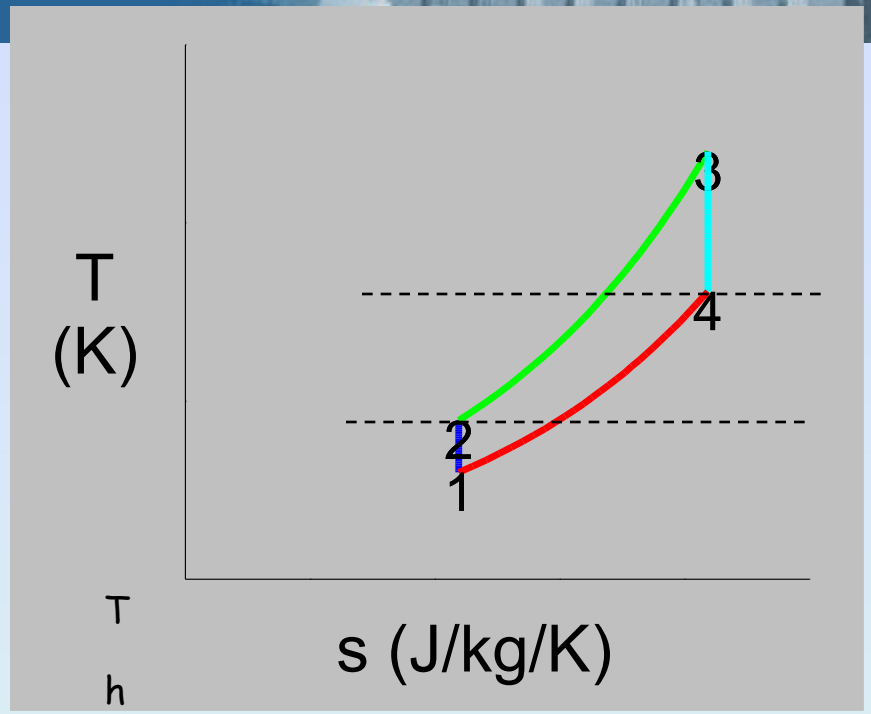
Per questo motivo la regolazione di potenza viene fatta soprattutto sulla portata d'aria: la palettatura deviatrice fissa IGV , posta all'ingresso del compressore, viene realizzata con pale a calettamento variabile: in questo modo si riduce la sezione di passaggio dell'aria al diminuire della portata, mantenendo inalterato il triangolo di velocità all'ingresso del rotore.

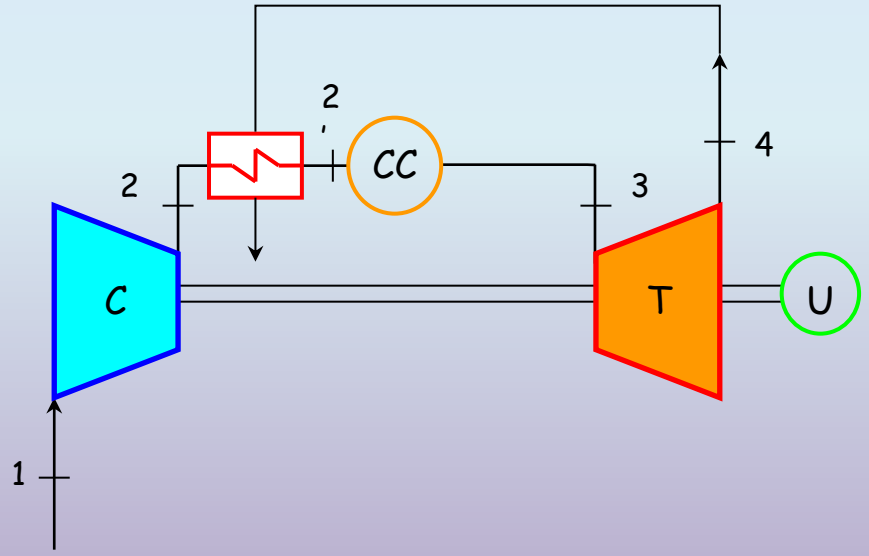
Modifiche al ciclo Joule

- Le principali modifiche apportate al ciclo Joule sono:
  - Rigenerazione termica
  - Compressione inter-refrigerata
  - Espansioni ripetute

Rigenerazione termica

Per valori del rapporto di compressione minori di $\beta^{(1/2\lambda)}$, la temperatura di scarico della turbina T_4 è maggiore di uscita dal compressore T_2.





E' quindi possibile adottare un <u>rigeneratore</u> (**R**) che, attraverso uno scambio in controcorrente, sottragga calore ai gas di scarico per preriscaldare il gas all'uscita del compressore.

Rigenerazione termica

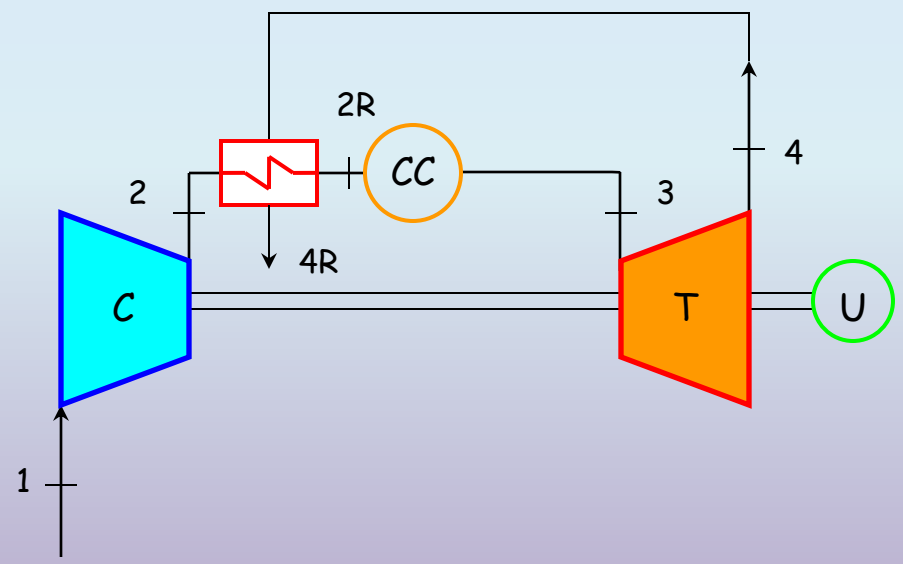
Bilancio entalpico del rigeneratore:

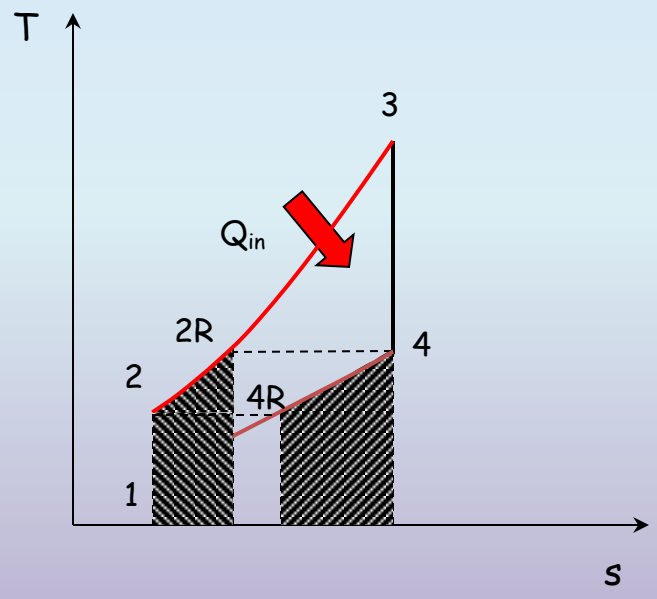
$$H_{2R} - H_2 = H_4 - H_{4R}$$

Se portate e c_p sono costanti:

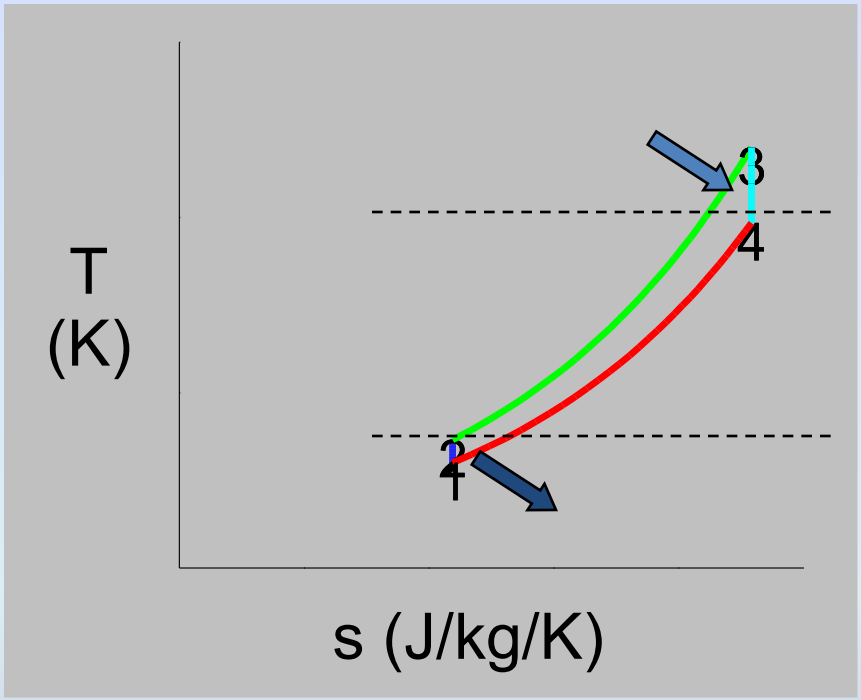
$$T_{2R} - T_2 = T_4 - T_{4R}$$

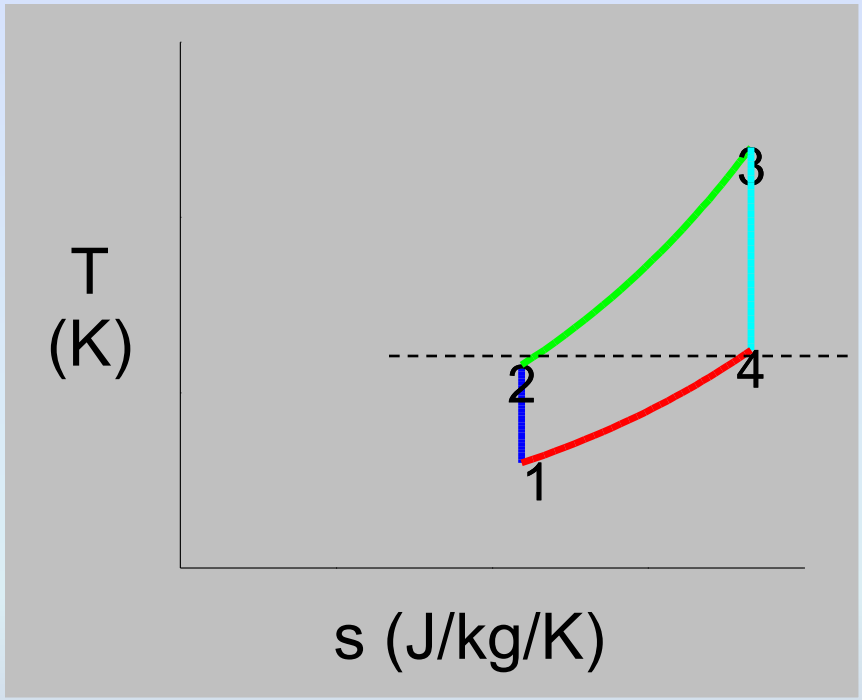
Nel caso ideale (rigenerazione perfetta) i gas compressi possono uscire dal rigeneratore ad una temperatura $T_{2R}=T_4$. Si ottiene quindi una riduzione del calore fornito dall'esterno Q_1, mentre il lavoro resta invariato. Il rendimento quindi aumenta.





Cicli con rigenerazione

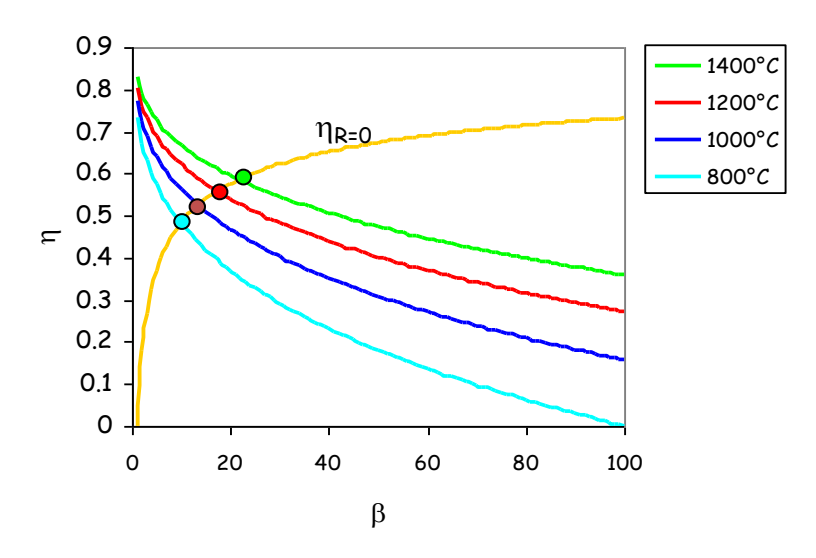




Quando $\beta \rightarrow 1$, il lavoro tende a zero ed il rendimento tende al <u>rendimento di Carnot</u>: il calore è addotto alla massima temperatura e sottratto alla minima temperatura del ciclo.

La rigenerazione è possibile finché è $\beta < \tau^{(1/2\lambda)}$, condizione in cui il lavoro è massimo e le temperature T_2 e T_4 sono uguali.

LE PRESTAZIONI DEI CICLI RIGENERATI: LIMITI DI RIGENERAZIONE



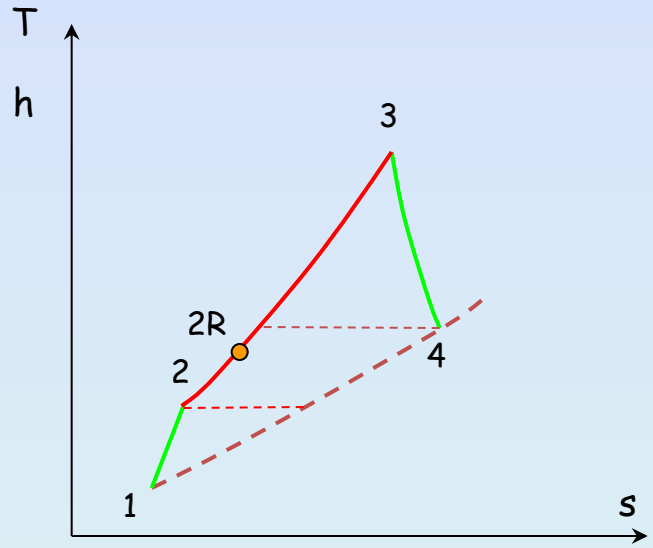
$$\eta_R = \frac{L_u}{Q_{in}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)}$$

$$\eta_R = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{T_2/T_1 - 1}{1 - T_4/T_3} = 1 - \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\beta^\lambda - 1}{(\beta^\lambda - 1)/\beta^\lambda} = 1 - \frac{\beta^\lambda}{\tau}$$

$$\eta_R = \eta_{R=0} \Leftrightarrow T_2 = T_4 \Rightarrow \beta = \tau^{1/2\lambda}$$

- Comunque si scelga la temperatura T_3 il massimo incremento di rendimento si ha per β=1, per cui η è pari al rendimento di un ciclo di Carnot evolvente tra le temperature estreme;
- Per bassi valori di β, la differenza tra la temperatura di scarico e la temperatura di fine compressione è elevata, per cui è elevato il recupero termico ed è elevato l'incremento di rendimento che si realizza con la rigenerazione; fissata la T_3, all'aumentare di β si riduce l'effetto rigenerativo poiché diminuisce la differenza T_4-T_2;
- All'aumentare della TIT il valore di β per cui si annulla l'effetto rigenerativo si sposta verso β crescenti;
- La condizione per cui T_2=T_4 è la condizione di massimo lavoro utile: un ciclo progettato per L_{umax} non può essere rigenerato.

LA RIGENERAZIONE TERMICA NEL CICLO REALE



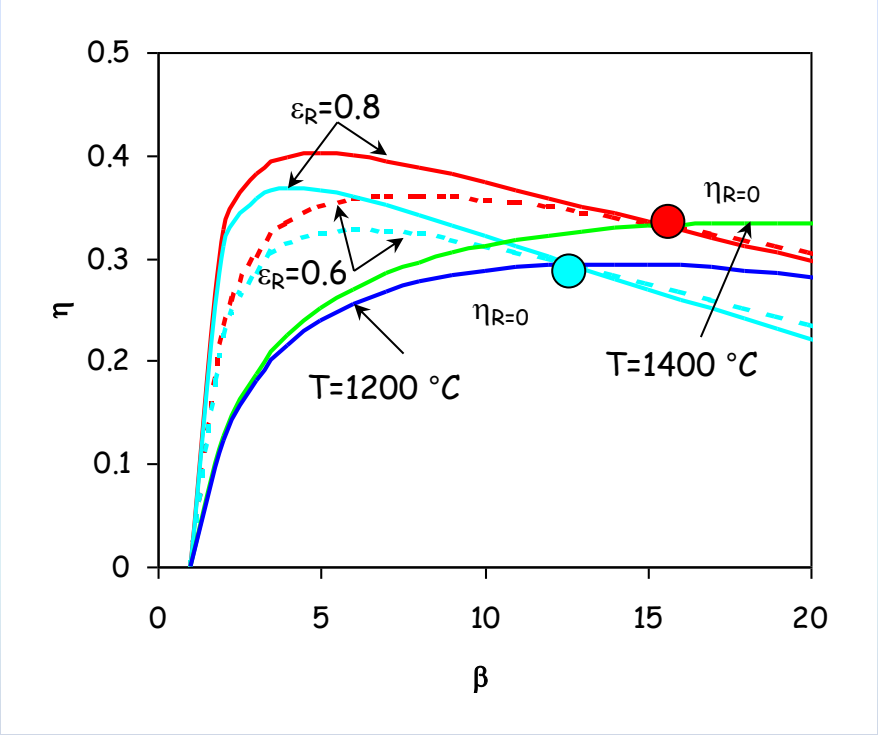
Per la rimozione delle ipotesi di idealità dello scambio termico, (dt finiti, superfici di scambio termico finite), la temperatura di fine rigenerazione non potrà mai essere pari a T_4;

efficienza della rigenerazione

$$\varepsilon_R = \frac{T_{2R} - T_2}{T_4 - T_2} \Rightarrow 0 \le \varepsilon_R \le 1$$

$$\eta_{r,R} = \frac{L_{ur}}{Q_{in,r}} = \frac{\tau \cdot \left(1 - \beta^{-\lambda \eta_{pe}}\right) - \left(\beta^{\frac{\lambda}{\eta_{pc}}} - 1\right)}{\tau \cdot \left(1 - \varepsilon_R / \beta^{\lambda \eta_{pe}}\right) - \left(1 - \varepsilon_R\right) \cdot \beta^{\frac{\lambda}{\eta_{pc}}}}$$

LA RIGENERAZIONE TERMICA NEL CICLO REALE



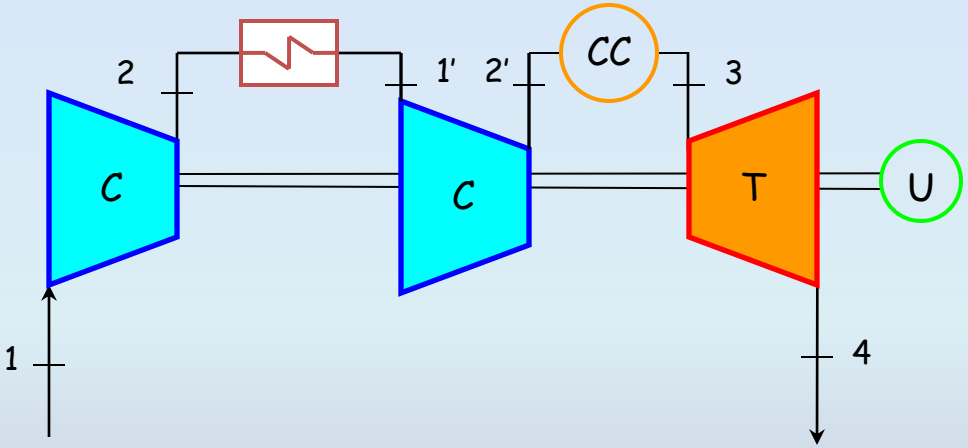
- **L'incremento di rendimento è tanto più elevato quanto maggiore è e_R, essendo più spinto il recupero termico;**
- **Indipendentemente dal valore di ε_R, le curve del rendimento rigenerato intersecano la curva del rendimento non rigenerato in corrispondenza del valore di β per cui $T_2=T_4$;**
- **Con la rigenerazione si riduce il valore di β che rende massimo il rendimento portandolo ad un valore più basso di quello che rende massimo il lavoro utile.**

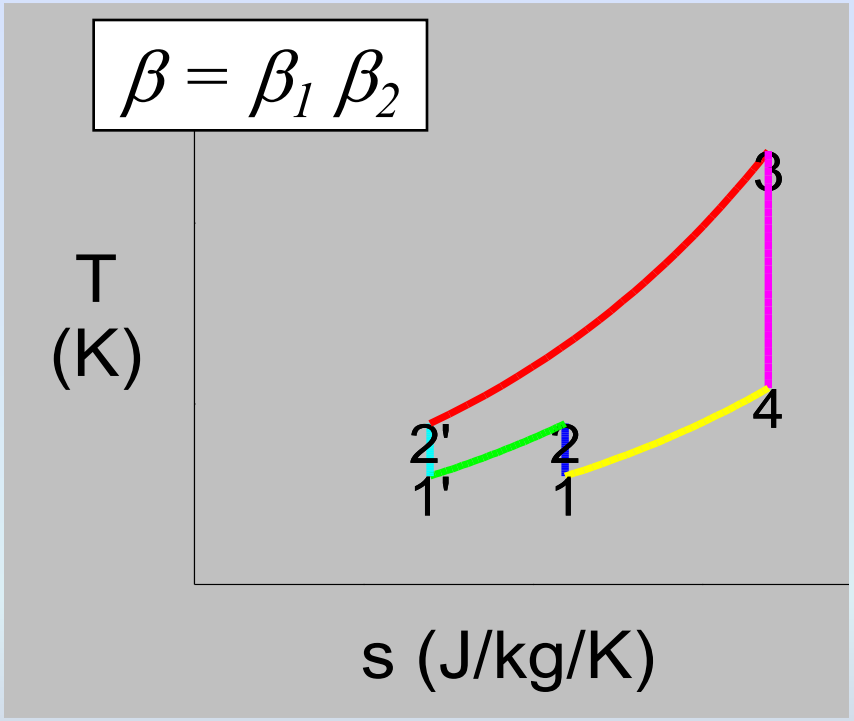
La rigenerazione comporta forti incrementi nel peso dell'impianto, e quindi di costi specifici maggiori: i bassi coefficienti di scambio termico del fluido caldo e del fluido freddo (sono gas) impongono elevate superfici di scambio termico.

Inoltre lo sporcamento veloce dello scambiatore produce rapide cadute dell'efficienza di rigenerazione, per cui sono necessarie fermate dell'impianto per la manutenzione dello scambiatore.

Compressione interrefrigerata

La compressione può essere frazionata in più stadi, interponendo dei refrigeratori tra i compressori.





L'adozione della compressione interrefrigerata permette di ridurre il lavoro di compressione, e quindi di <u>aumentare il lavoro utile</u>.

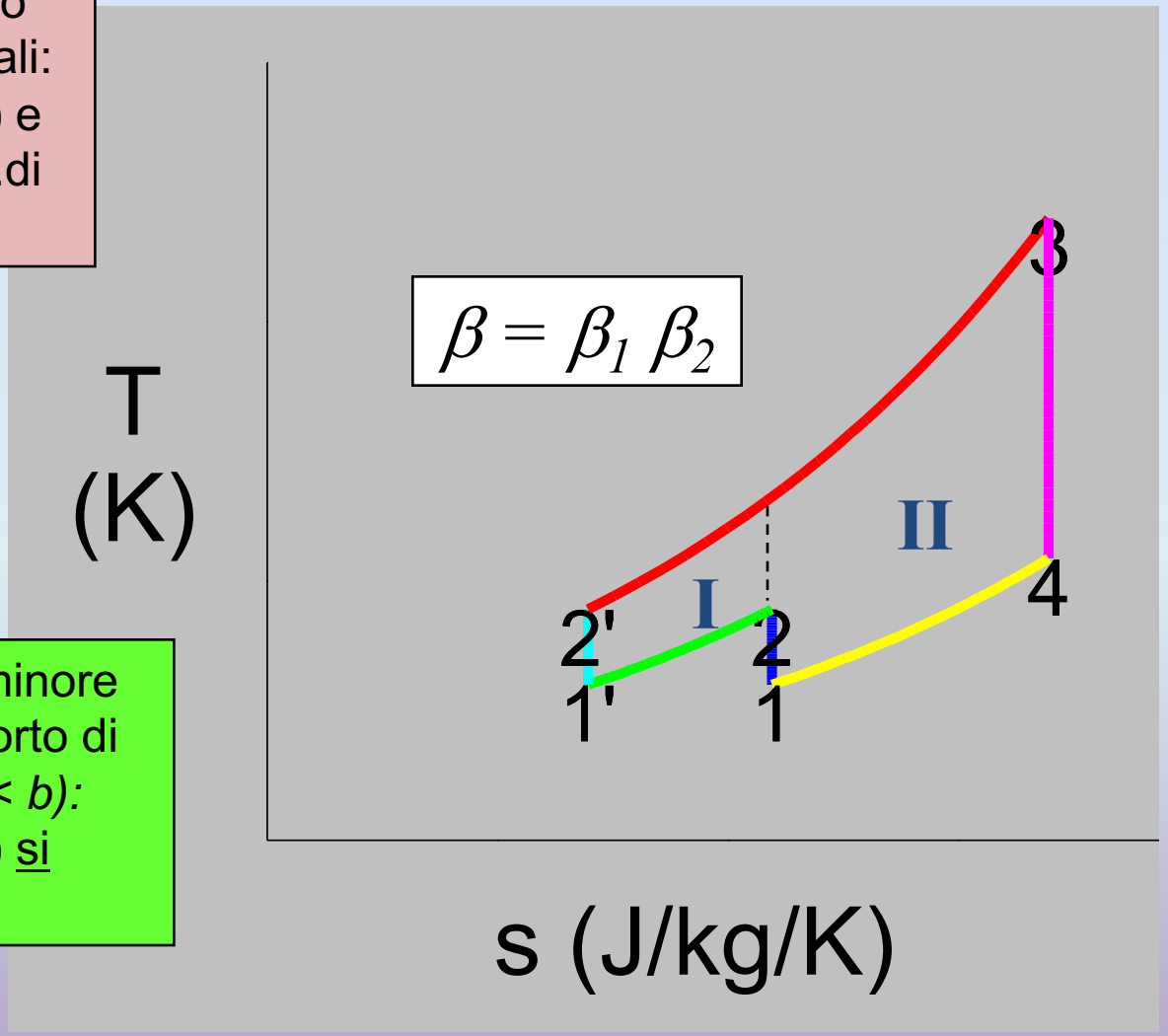
Il calore da fornire al ciclo aumenta, in quanto la temperatura di fine compressione 2' si riduce.

Compressione interrefrigerata

Il ciclo può essere scomposto in due cicli parziali Joule ideali: il ciclo I (rapp.di compr.= β_2) e ciclo II (ciclo originario, rapp.di compr.= β).

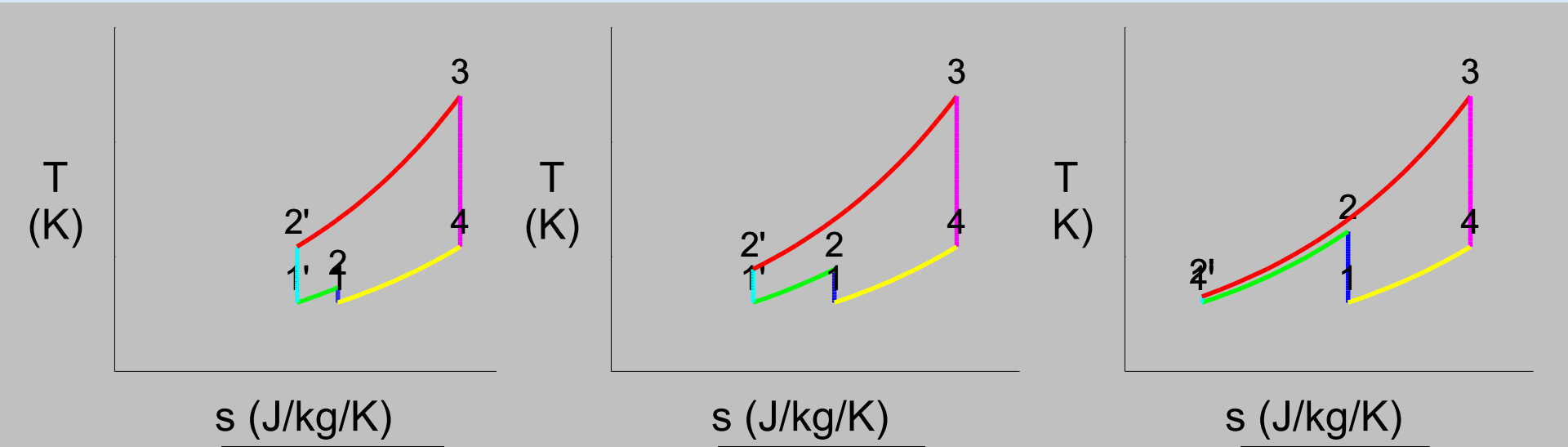
$$\eta = \frac{\eta_I Q_{1I} + \eta_{II} Q_{1II}}{Q_{1I} + Q_{1II}}$$

Il ciclo I ha un rendimento minore del ciclo II, avendo un rapporto di compressione inferiore ($b_2 < b$): quindi il rendimento (ideale) si riduce.



Scelta del rapporto di compressione intermedio

Si riportano i cicli di Joule interrefrigerati al variare del rapporto di compressione β_1 tra il suo valore minimo (β_1=1) e massimo ($\beta_1 = \beta$).



$\beta_1 \rightarrow 1$
$\eta \rightarrow \eta_{Joule}$
$\Delta L \rightarrow 0$

$\beta_1 = \beta_2$

Max ΔL

$\beta_1 \rightarrow \beta$
Min η
$\Delta L \rightarrow 0$

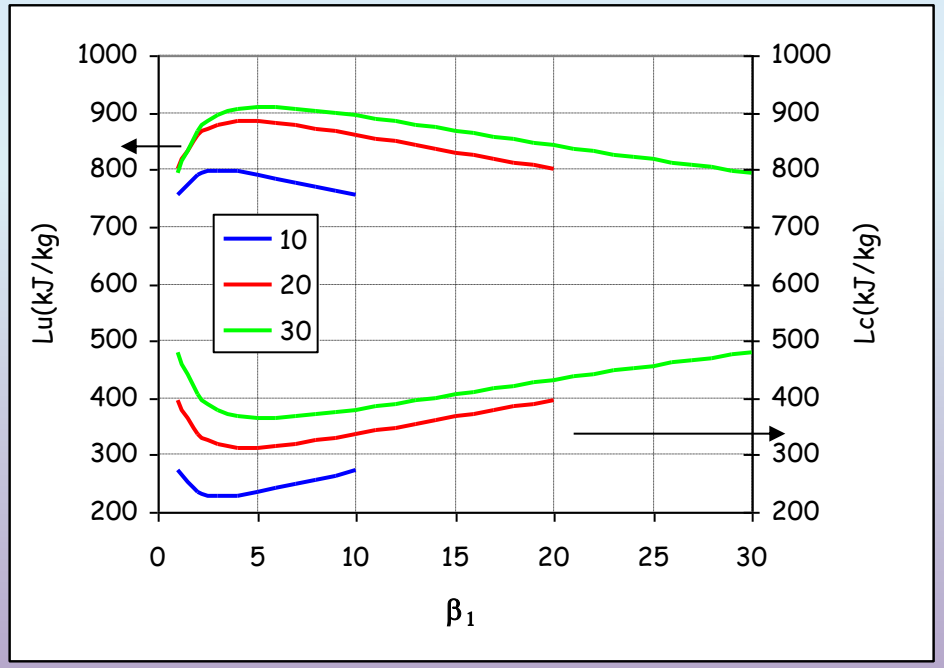
CALCOLO DI β_1 OTTIMALE

$$L_c = L_{c1} + L_{c2} = c_p\left(T_{1''} - T_1\right) + c_p\left(T_{2'} - T_1\right) = c_p T_1\left(\beta_1^{\lambda} - 1\right) + c_p T_1\left(\beta_2^{\lambda} - 1\right) =$$

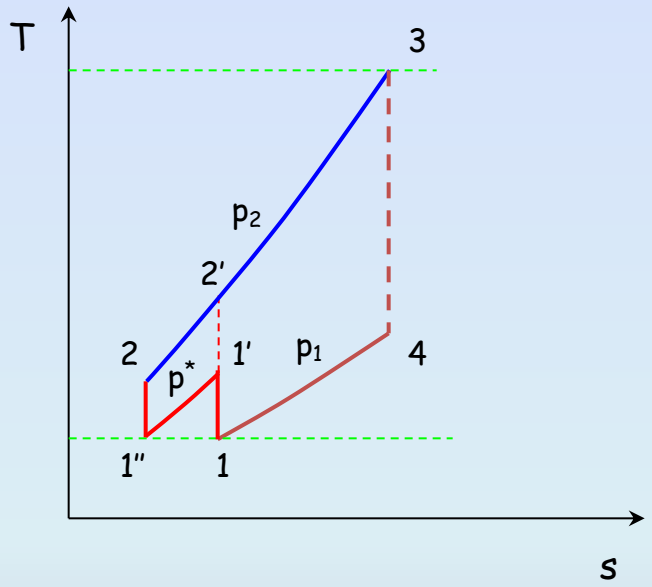
$$L_c = c_p T_1\left(\beta_1^{\lambda} - 2 + \left(\beta/\beta_1\right)^{\lambda}\right)$$

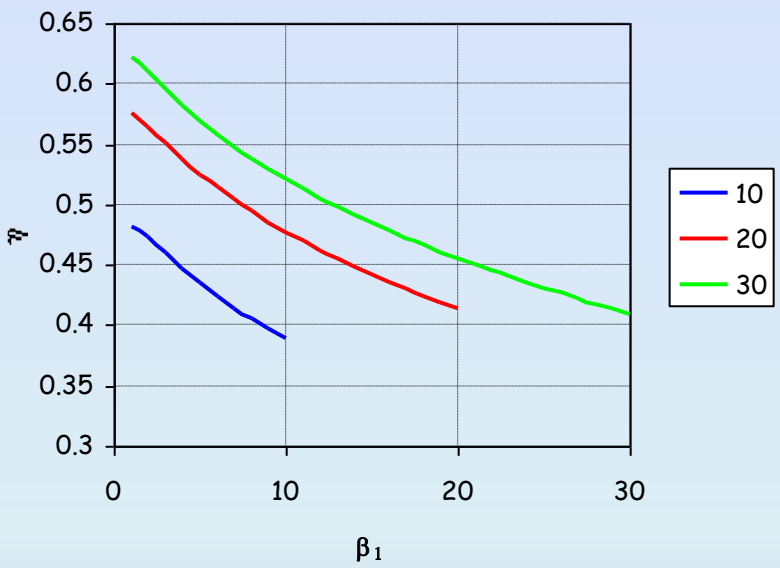
$$\frac{dL_c}{d\beta_1} = 0 \Rightarrow \beta_{1Lu\,max} = \sqrt{\beta}$$

Per β_1=1 e β_1=β il guadagno di lavoro utile è nullo, essendo il risparmio di lavoro di compressione nullo. E' facile verificare che il massimo guadagno di lavoro utile si ha in corrispondenza di $\beta^{1/2}$.



IL RENDIMENTO NEI CICLI INTERREFRIGERATI



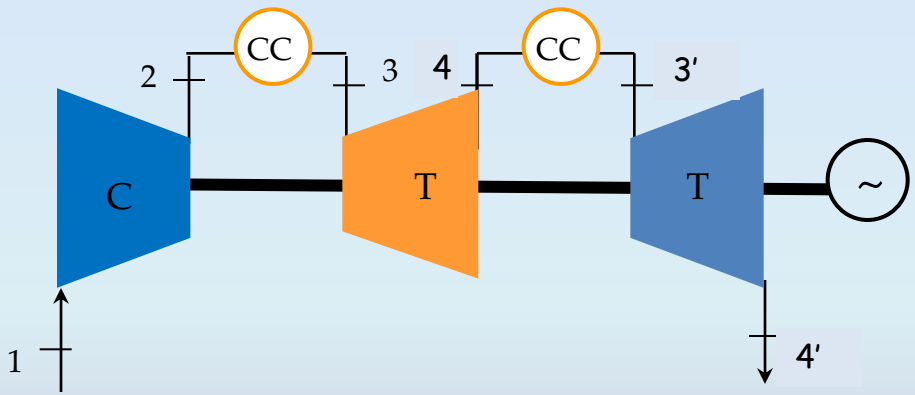


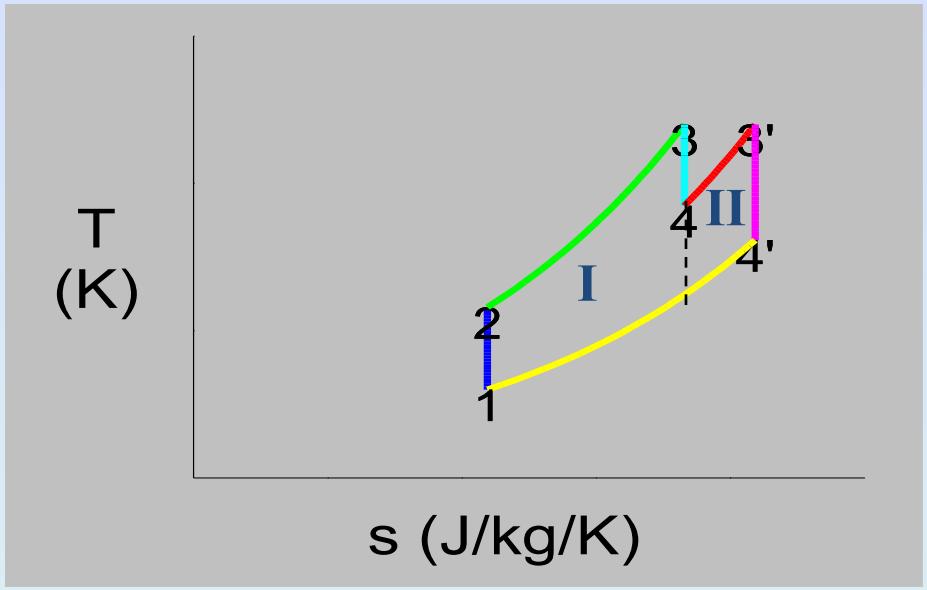
La compressione interrefrigerata comporta, almeno nel caso limite, una diminuzione del rendimento termodinamico rispetto al ciclo TG semplice (chiaramente a parità di b e a parità di TIT), in quanto è stato aggiunto al ciclo base un cicletto (1'1''22') con rapporto di compressione minore ($\beta_2<\beta$).

Per β_1=1 il rendimento del ciclo interrefrigerato coincide con il rendimento del ciclo base. All'aumentare di β_1 il rendimento decresce perché si aggiunge al ciclo base con rapporto di compressione β il ciclo con rapporti di compressione β_2 via via decrescenti.

Espansioni ripetute

Un'altra tecnica per aumentare il lavoro utile consiste nel frazionare l'espansione, riportando il fluido alla temperatura massima dopo l'espansione parziale.





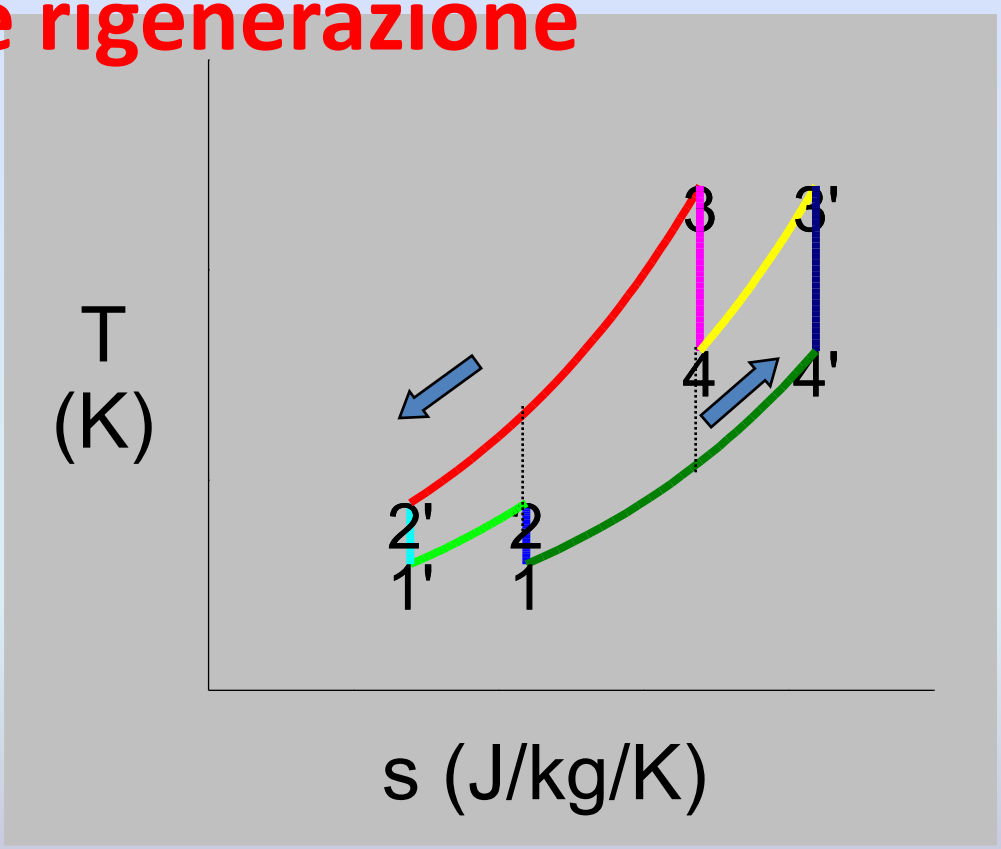
Analogamente al caso della compressione interrefrigerata, si dimostra che il rendimento ideale si riduce, perché il ciclo parziale aggiunto (II) ha rapporto di compressione e rendimento inferiore al ciclo originario (I).

Il massimo aumento del lavoro di espansione si ottiene adottando rapporti di espansione parziali pari a:

$$\beta_i = \sqrt[n]{\beta}$$

Cicli con interrefrigerazione, espansioni ripetute e rigenerazione

L'adozione congiunta di queste tecniche permette di sommarne i vantaggi: infatti, la riduzione della temperatura di fine compressione (compressione interrefrigerata) e l'aumento della temperatura di fine espansione (espansioni ripetute) consentono maggiori opportunità di riegenerazione.



E' quindi possibile aumentare sia il lavoro che il rendimento, a prezzo però di una notevole complicazione dell'impianto e di maggiori costo, ingombro e peso.

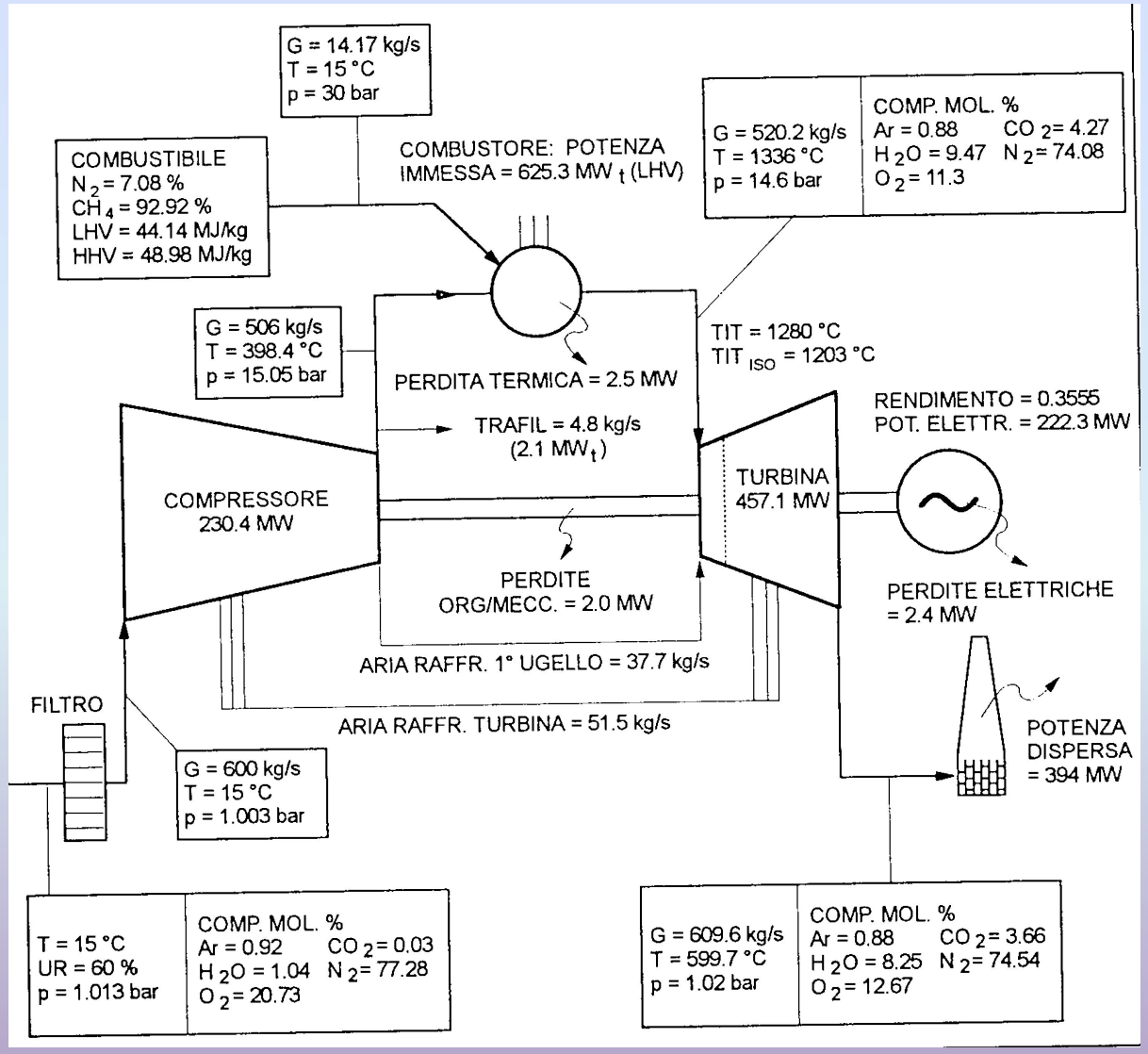
IL CICLO REALE INTERREFRIGERATO

- Per quanto riguarda il lavoro utile le conclusioni cui si giunge sono simili al caso ideale: il lavoro utile aumenta fino a quando β_1 non raggiunge il valore ottimale (in realtà un po' più piccolo di $\beta^{1/2}$), per poi decrescere.
- Per quanto riguarda il rendimento non si può affermare a priori che l'aggiunta del cicletto comporti effettivamente una riduzione del rendimento globale.
- A causa infatti della realtà delle trasformazioni può accadere che il cicletto con minore rapporto di compressione, in sede reale, abbia un rendimento maggiore del rendimento reale del ciclo base.

La compressione interrefrigerata presenta allora i seguenti vantaggi:

- Aumento del lavoro specifico utile;
- Il rendimento diminuisce in sede limite ma potrebbe aumentare in sede reale;
- Possibilità di realizzare la rigenerazione termica nei casi in cui il ciclo base era progettato per il massimo lavoro utile (T_2=T_4) , per le minori temperature di fine compressione con incremento del rendimento;
- Temperature di fine compressione minori $\Rightarrow$minori portate per la refrigerazione delle palettature a parità di calore asportato.

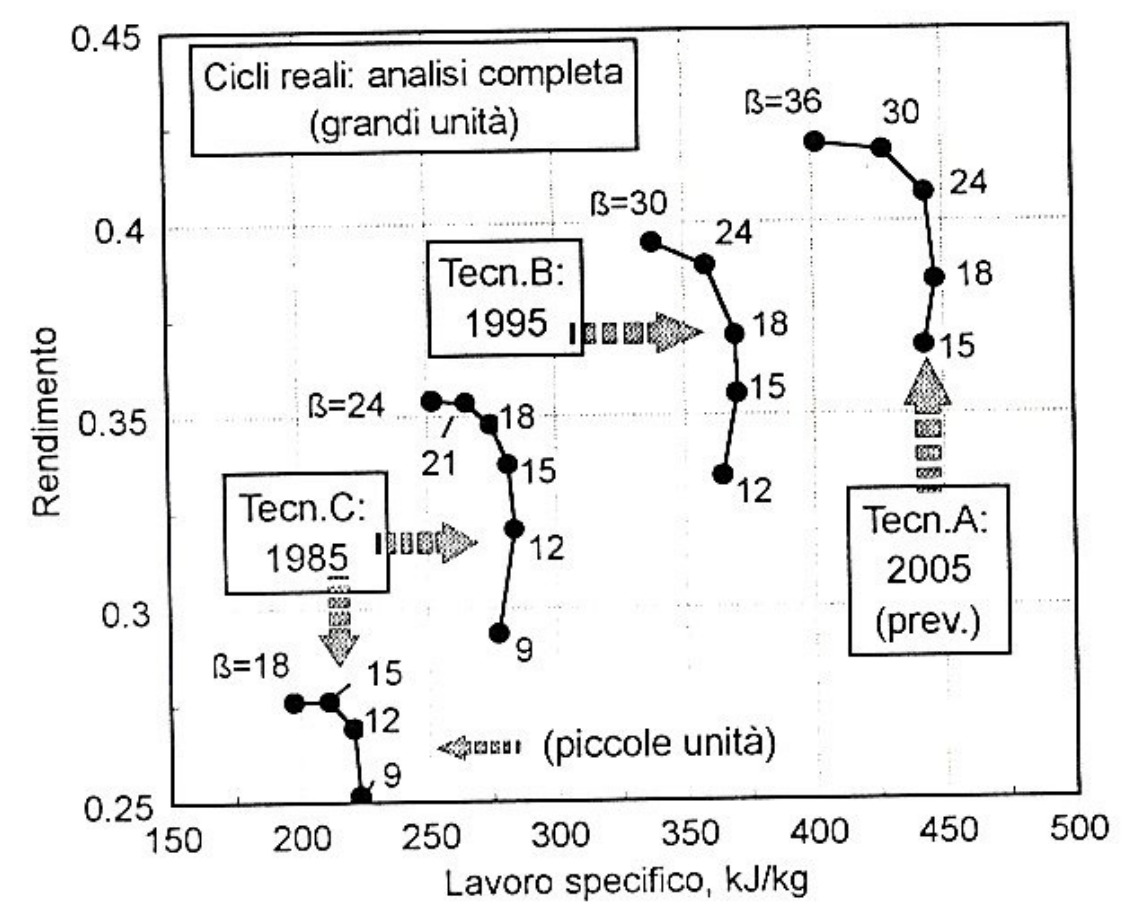
Bilancio Termico di una TG



Livelli tecnologici delle TG Aggiornare

Tecnologia	C (1985) piccole unità	C (1985) grandi unità	B (1995) grandi unità	A (2005) grandi unità
Portata aria, kg/s	10	400	600	600
TIT, °C	1100	1100	1250	1400
$\eta_{pc,\infty}$	0.885	0.885	0.895	0.905
$\eta_{pt,\infty}$ (*)	.88/.915	.88/.915	.89/.925	.90/.925
T_{bmx} (**), °C	800/780	800/780	830/800	880/850
Tecnologia raffreddamento	media no f.c.	medio/alta no f.c.	medio/alta f.c. 1°ug.	alta f.c.

Rendimento e lavoro di TG al variare del rapporto di compressione



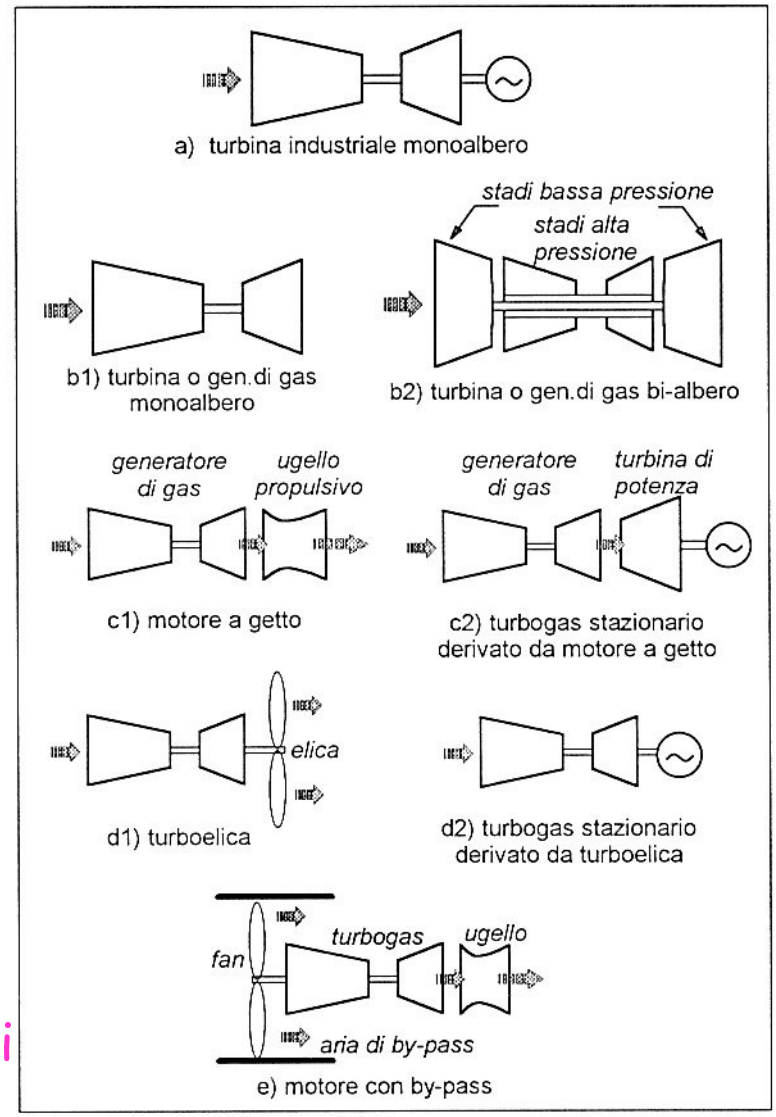
Macchine heavy-duty e aeroderivative

Heavy-duty:

- Progettate per uso industriale
- Configurazioni monoasse
- Beta contenuti (inferiori ad ottimali)
- Massimo lavoro specifico
- Numero stadi limitato per C e T
- Elevata perdita termica allo scarico
- Buone prestazione degli HRSG

Aeroderivative:

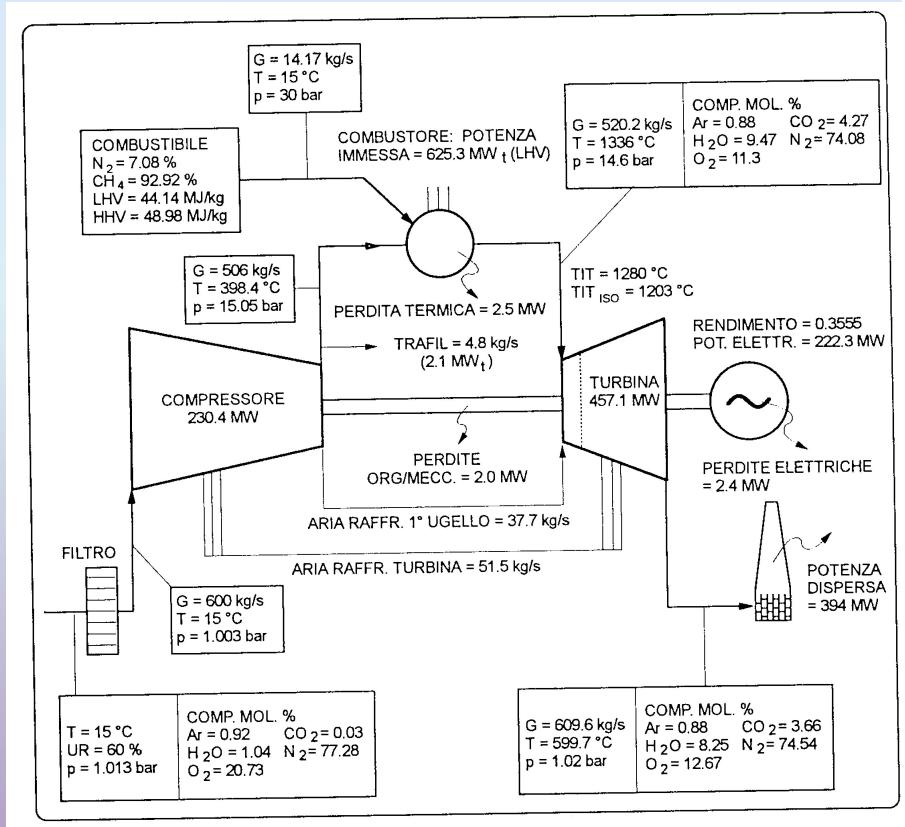
- Progettate per uso aeropropulsivo
- Beta elevati (ottimali)
- ridotta sezione frontale
- Numero stadi elevato per C e T
- Configurazione multiasse
- Sistemi di raffreddamento sofisticati

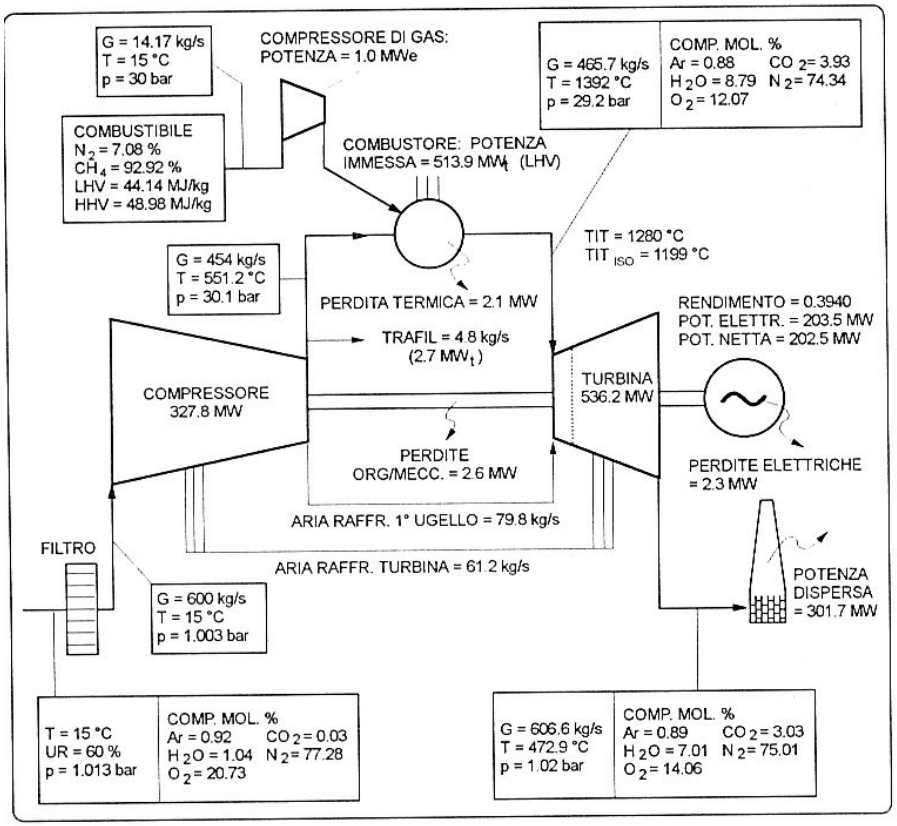


Confronto Bilanci termici
Turbine a gas con Beta diversi

Beta = 15 TIT=1280°C
portata aria 600 kg/s

Beta = 30 TIT=1280°C
portata aria 600 kg/s





Il mercato delle Turbine a Gas

Macchina semplice e compatta

- possibilità di installazione in spazi limitati
- facile trasportabilità e montaggio in fabbrica
- tempi di installazione e realizzazione dell'impianto limitati rispetto alle centrali a vapore (1 anno contro 5-7)
- scelta libera del sito di installazione (non necessita di acqua)
- costo di investimento limitato:

TG 100 MWel	TV 100 MWel
350-400 USD/kWel	1000-1200 USD/kWel

Rendimenti confrontabili e affidabilità e disponibilità più elevate

Disponibilità (frazione di tempo in cui la macchina opera efficientemente)

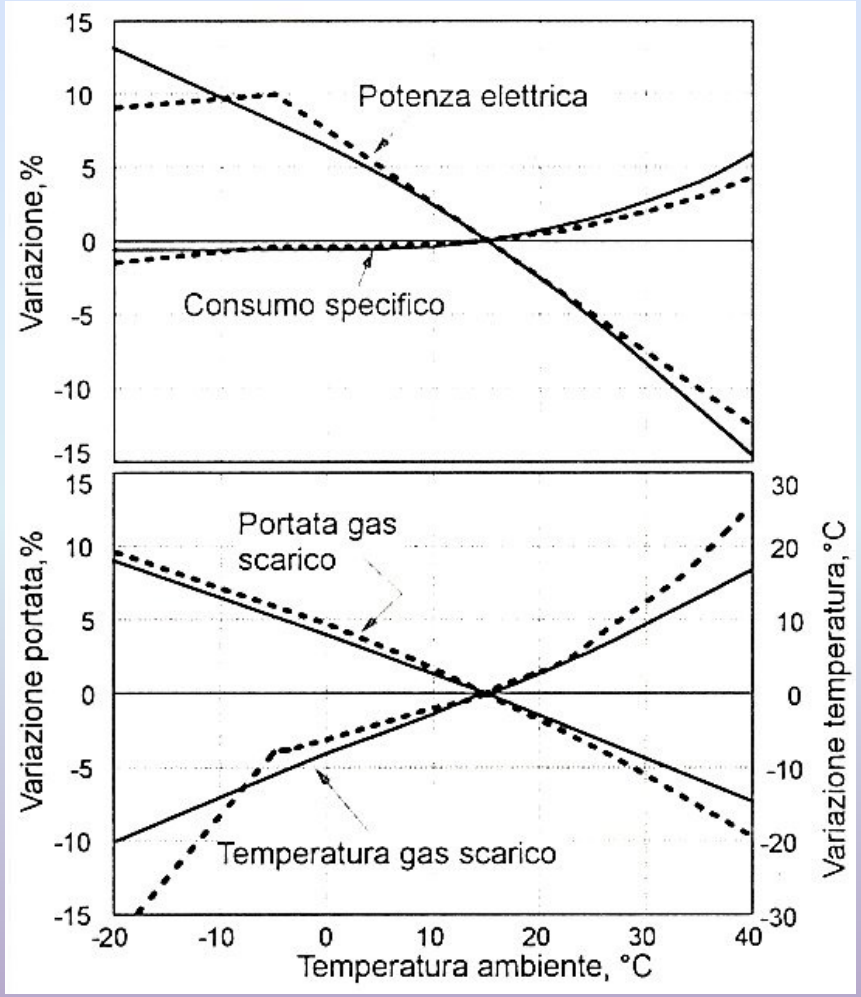
Affidabilità (Tempo totale di funzionamento detratto il periodo di fermate programmate per manutenzione e altro)

Influenza delle condizioni esterne

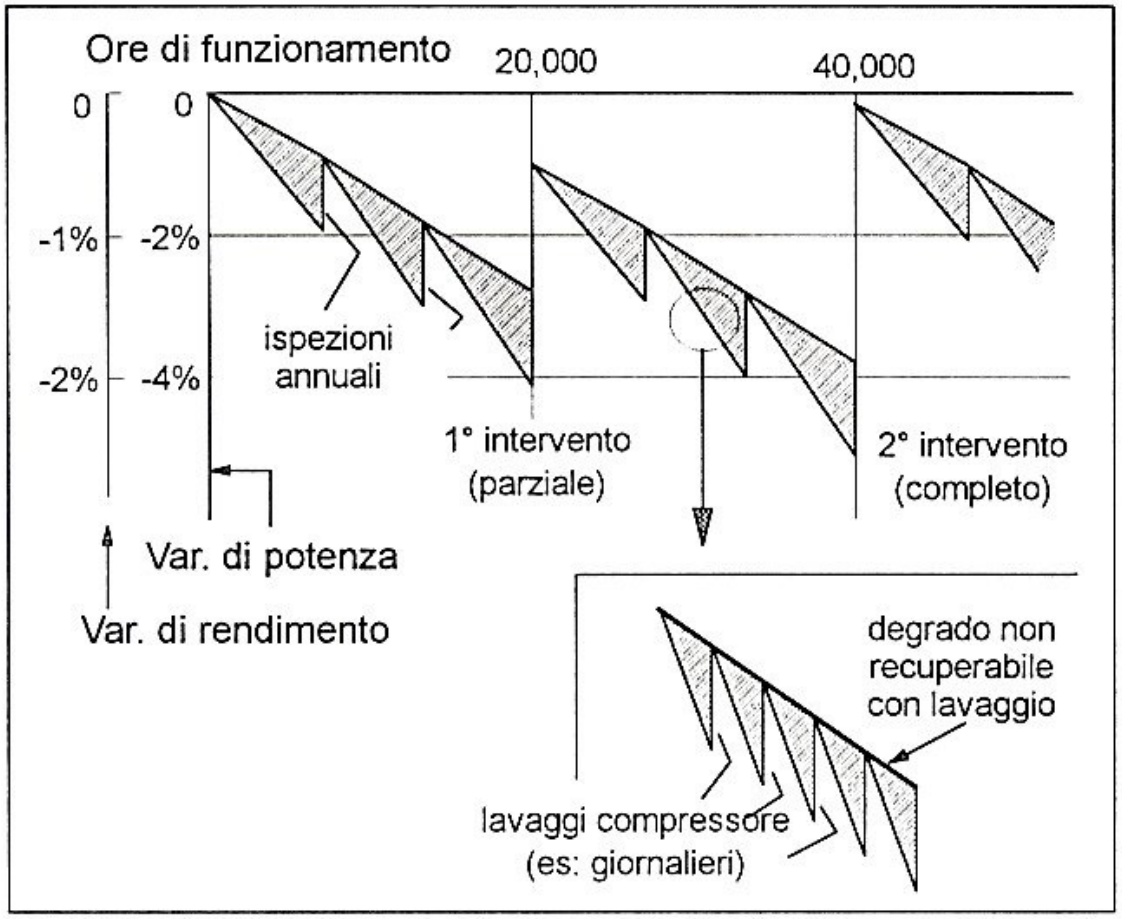
Prestazioni sui cataloghi riferite alle condizioni ISO:

- Temperatura ambiente 15°C
- Pressione ambiente 101325 Pa
- Assenza perdite di carico all'aspirazione e allo scarico
- Combustibile gas naturale a pressione sufficiente
- Macchina nuova e pulita

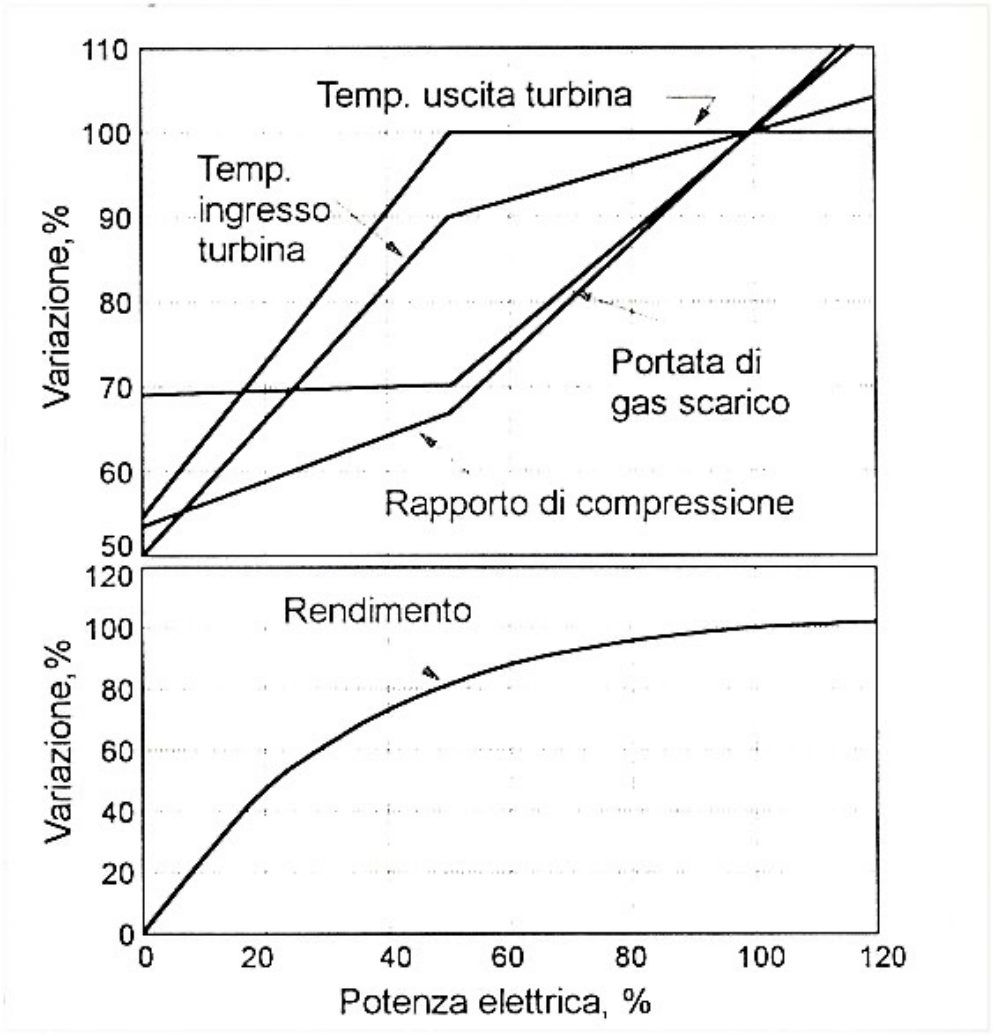
Prestazioni al variare della temperatura dell'aria aspirata



Sporcamento e invecchiamento



Regolazione ed avviamento delle TG

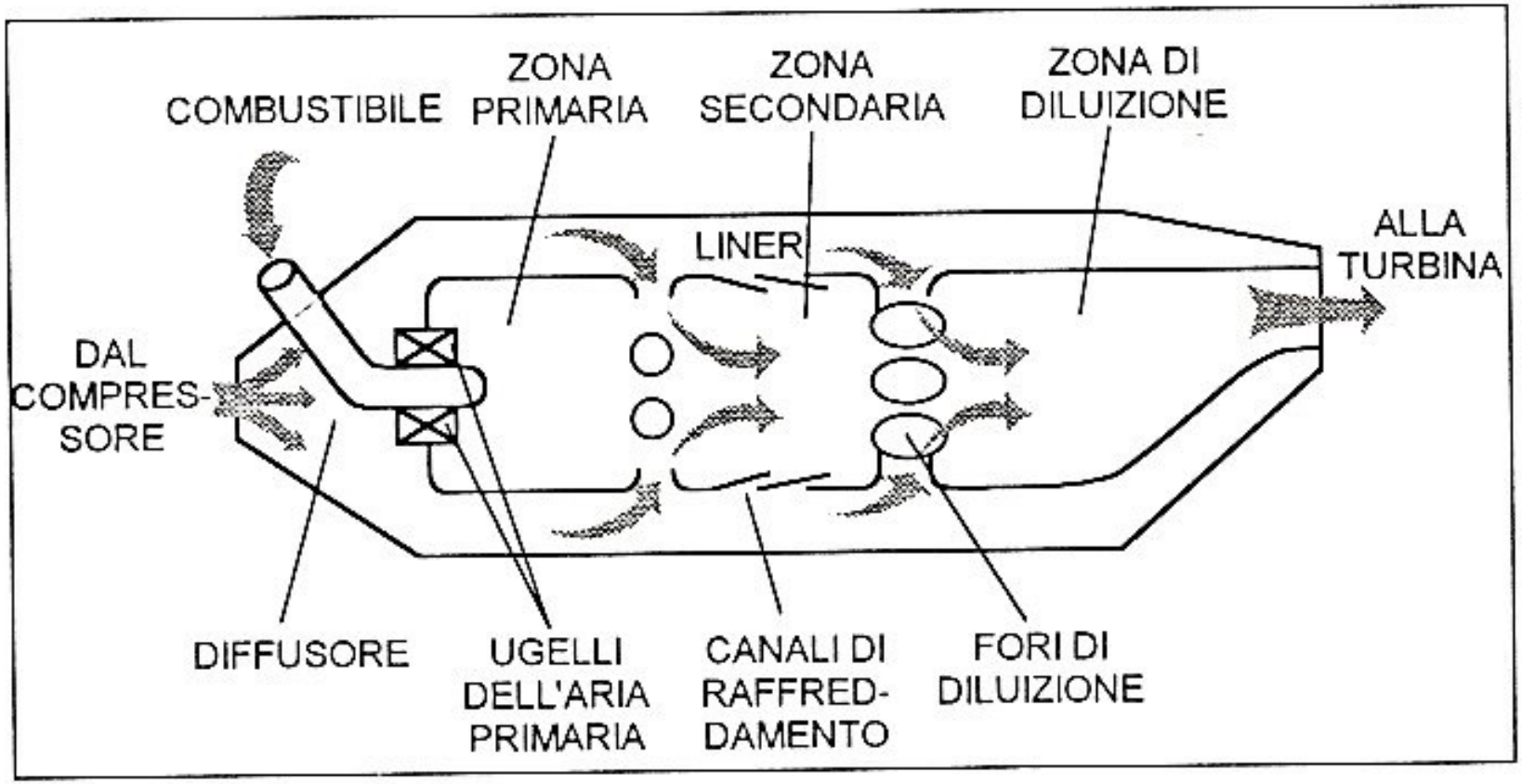


Disegno di un combustore per TG

La camera ci combustione multizone o *"liner"*

- è un cilindro forato che contiene la fiamma e consente il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori
- è raffreddato esternamente dal flusso di aria di diluizione
- è sottoposto ad intense sollecitazione termiche, trovandosi a contatto con la fiamma
- è costruito in materiale metallico e presenta una superficie caratterizzata da fori e canalizzazioni che hanno lo scopo di innalzare lo scambio convettivo e creare film e getti di aria fresca

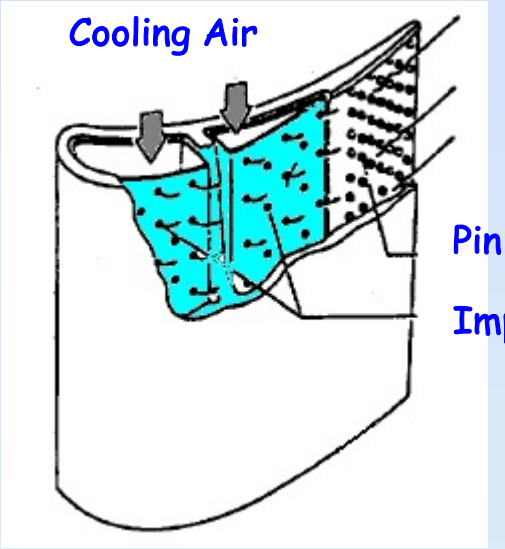
Schema funzionale di un combustore per TG



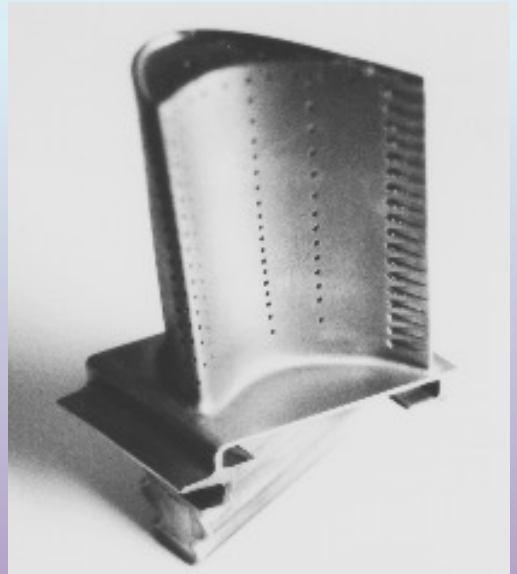
Raffreddamento interno

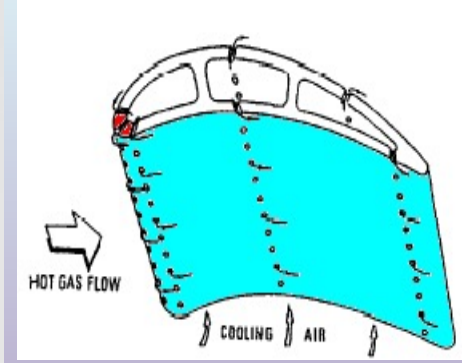
Convezione interna

Raffreddamento interno: l'impingement

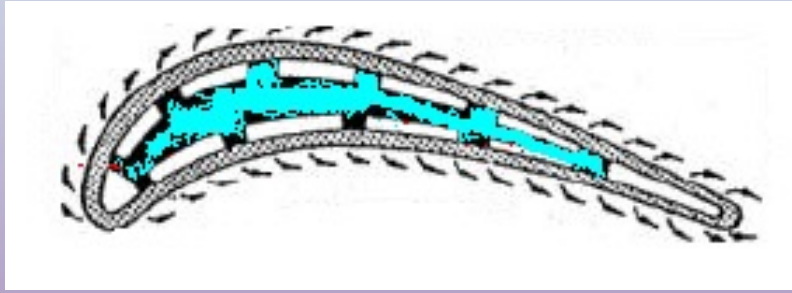


Raffreddamento esterno: film cooling

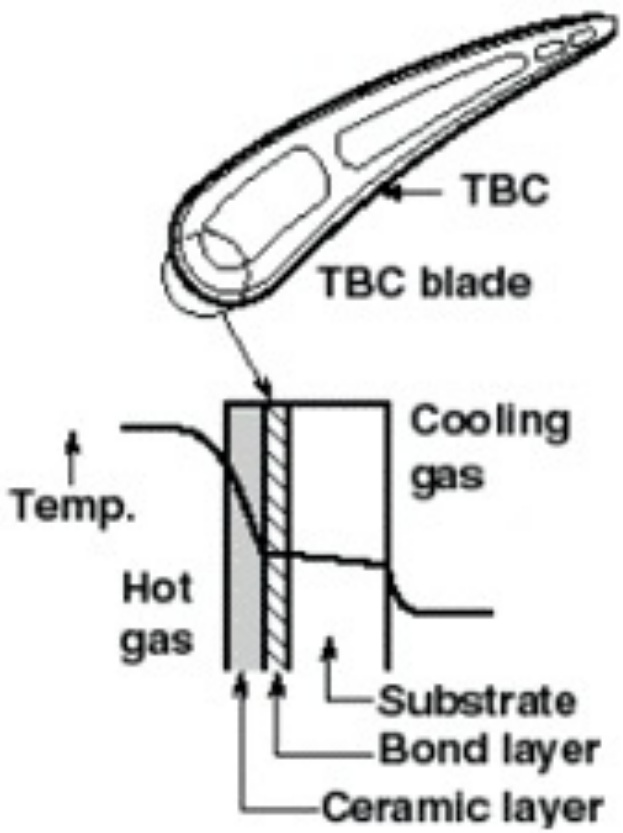


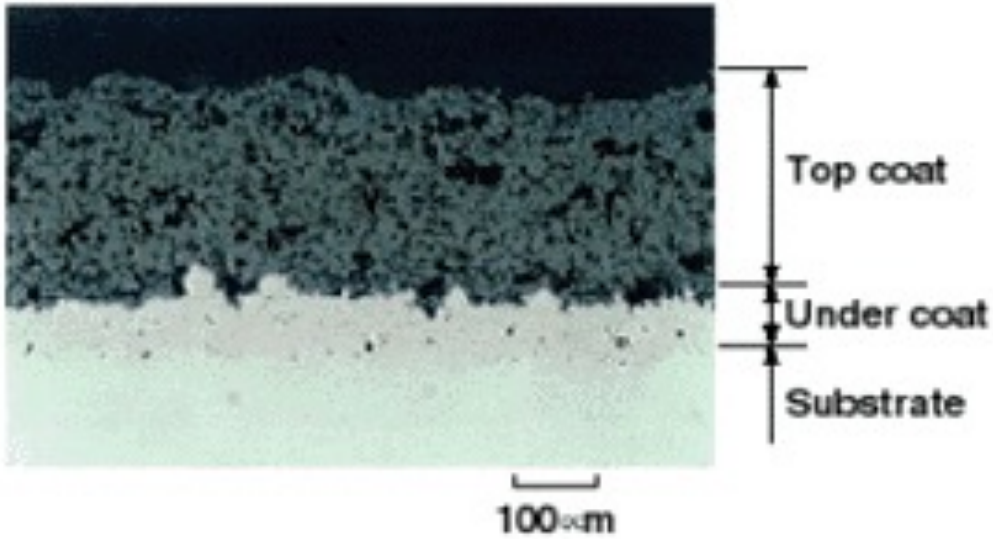


Raffreddamento esterno: la traspirazione



Paletta con rivestimento ceramico raffreddata internamente





Cross-section of TBC

I materiali impiegati per la realizzazione delle pale

La scelta dei materiali è condizionata dalla resistenza:

- alla sollecitazione meccanica (forza centrifuga)
- alle alte temperature di esercizio
- alla corrosione e alla ossidazione dovute all'alta reattività dell'ossigeno ad alta temperatura;
- alla erosione causata dal passaggio dei gas ad alta temperatura

Lo stato di sollecitazione accettabile nelle TG è dettato dal

Creep (scorrimento viscoso)

Deformazione progressiva del materiale (fino a rottura) sollecitato con sforzo di trazione costante

Vita delle pale (Ore di esercizio) → dipende → **Livello di sollecitazione Temperatura di esercizio**

Curve di Larson-Miller per acciai e materiali avanzati

Parametro di Larson-Miller

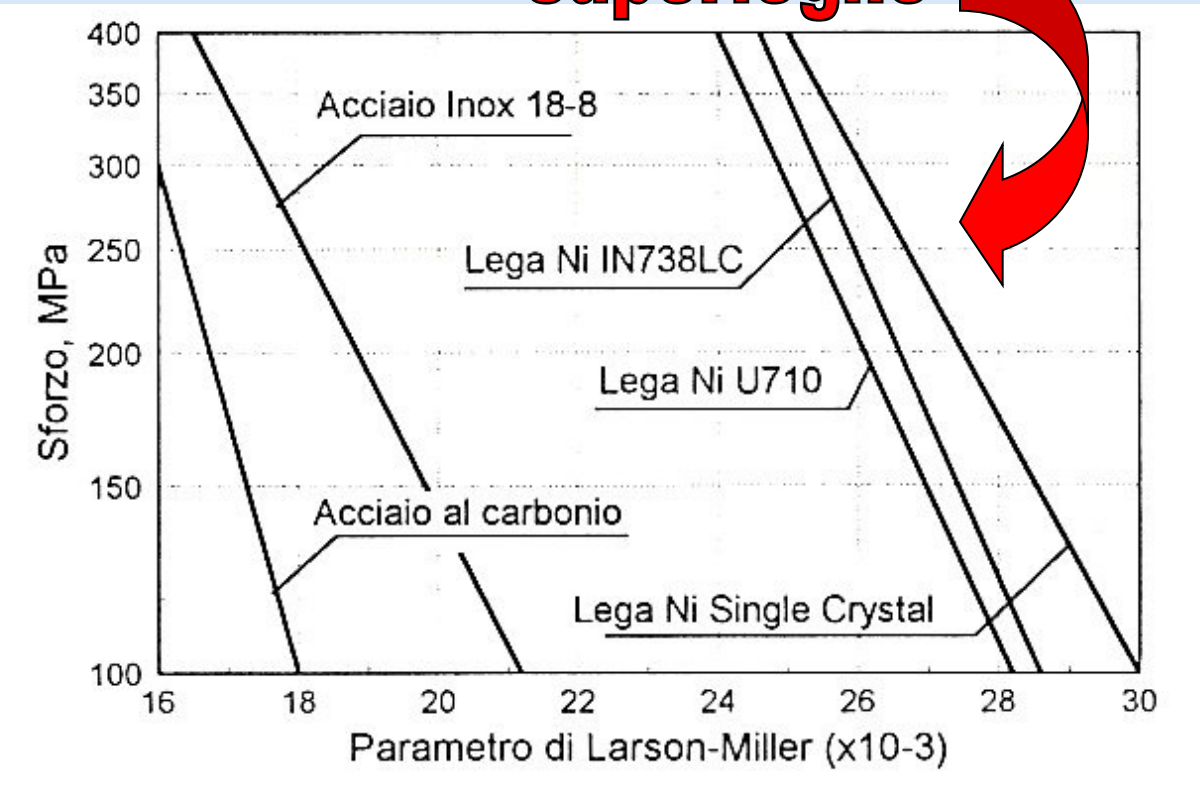
$$LM = T(20 + \log_{10} t_r) = f(\sigma) = \text{ costante}$$

superleghe

I materiali ferrosi:

- acciai al carbonio,
- acciai altolegati
- acciai inox

presentano resistenza al "creep" insufficiente già nel campo 500-600°C



Per un acciaio NiCr 18-8 $LM=20*10^3$ significa che: per T=800K $t_r=10^5$ ore **insufficiente per TG**

Miglioramento delle proprietà meccaniche con modifica della struttura cristallina

Deformazione plastica e fessurazione dipendono dalla struttura cristallina

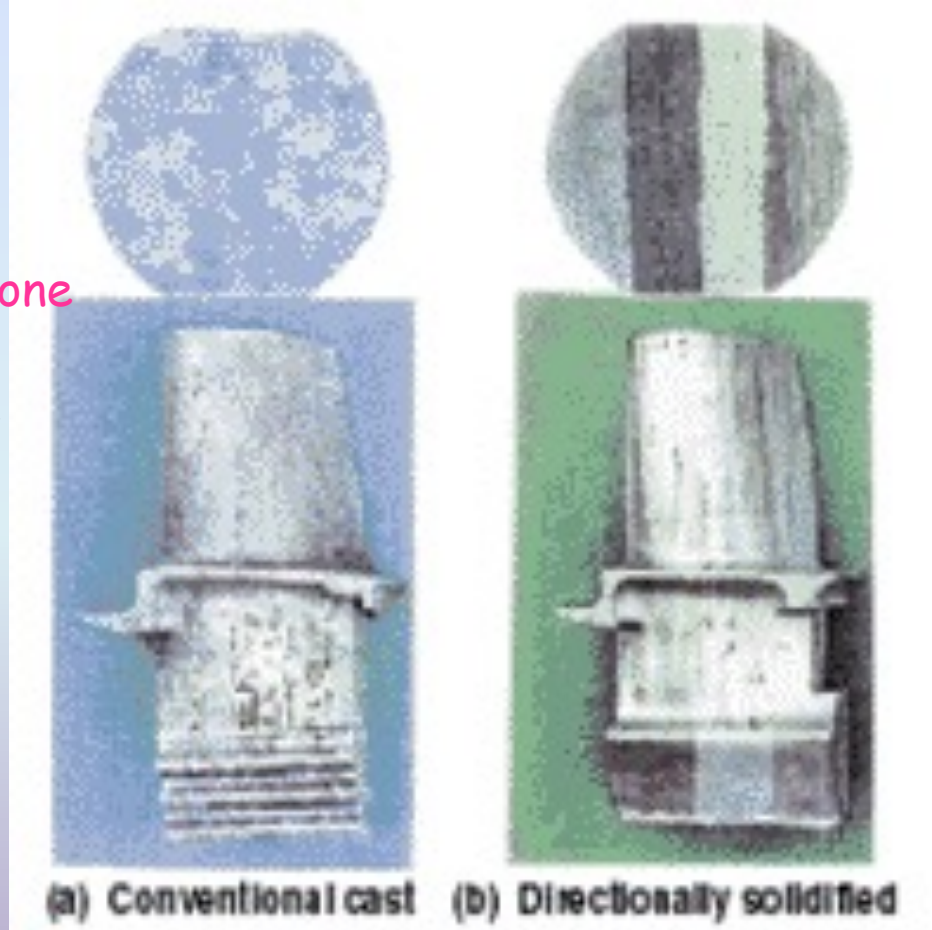
La solidificazione direzionale (DS)
è ottenuta con particolari tecniche di fusione

- i grani hanno struttura unidirezionale
- secondo la direzione radiale della pala

aumenta la resistenza a trazione del 25%
o incrementa la temp. di utilizzo di 30°C
rispetto alla solidificazione equiassiale

Ulteriori vantaggi sono ottenibili
con materiali a struttura
monocristallina (SC: Single-crystal)

Tecniche avanzate utilizzate
soprattutto in motori aeronautici
Difficoltà per impiego inTG Heavy Duty



Macro-structure of the blade

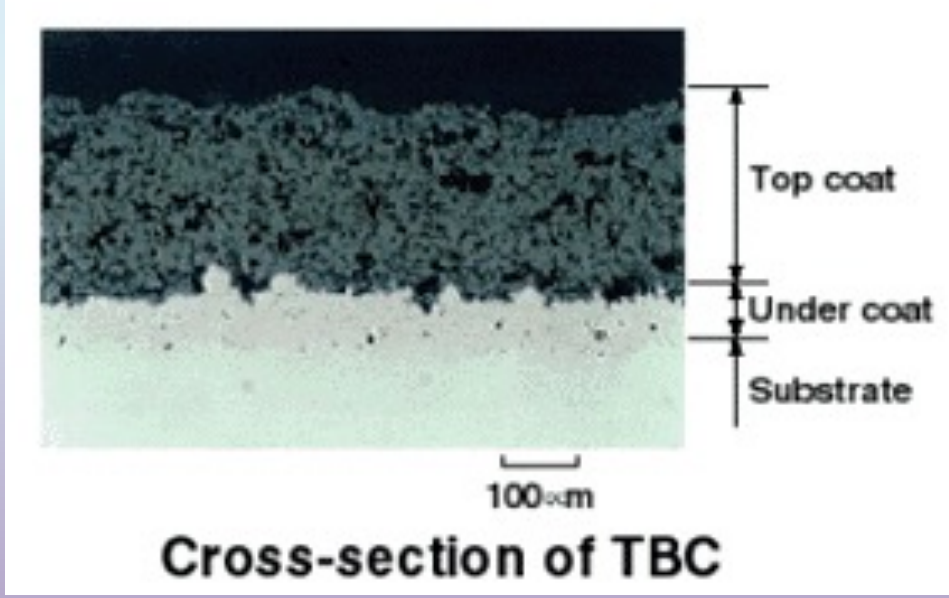
Rivestimenti a barriera termica (TBC: Thermal Barrier Coating)

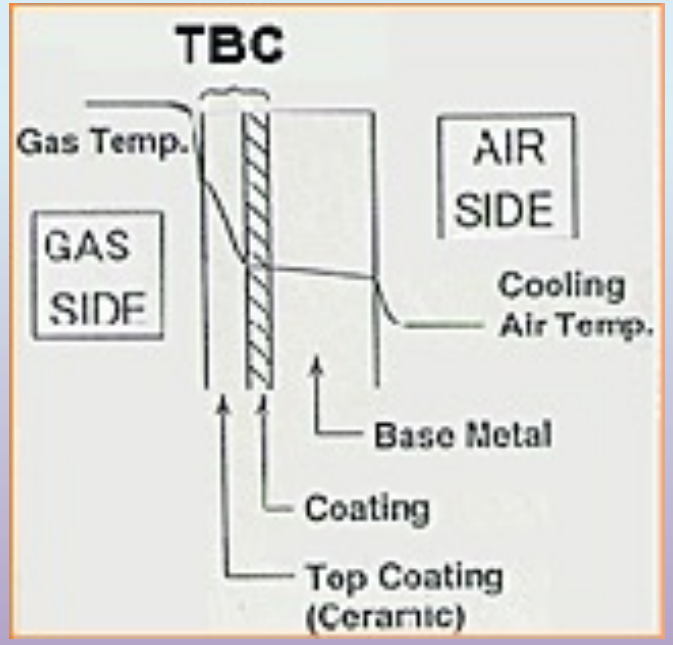
Le TBC realizzano una resistenza termica tra gas caldi e parte metallica

I materiali utilizzati sono zirconio, ittrio o ceramici

Difficoltà per le pale: possibilità di distacco e erosione della barriera

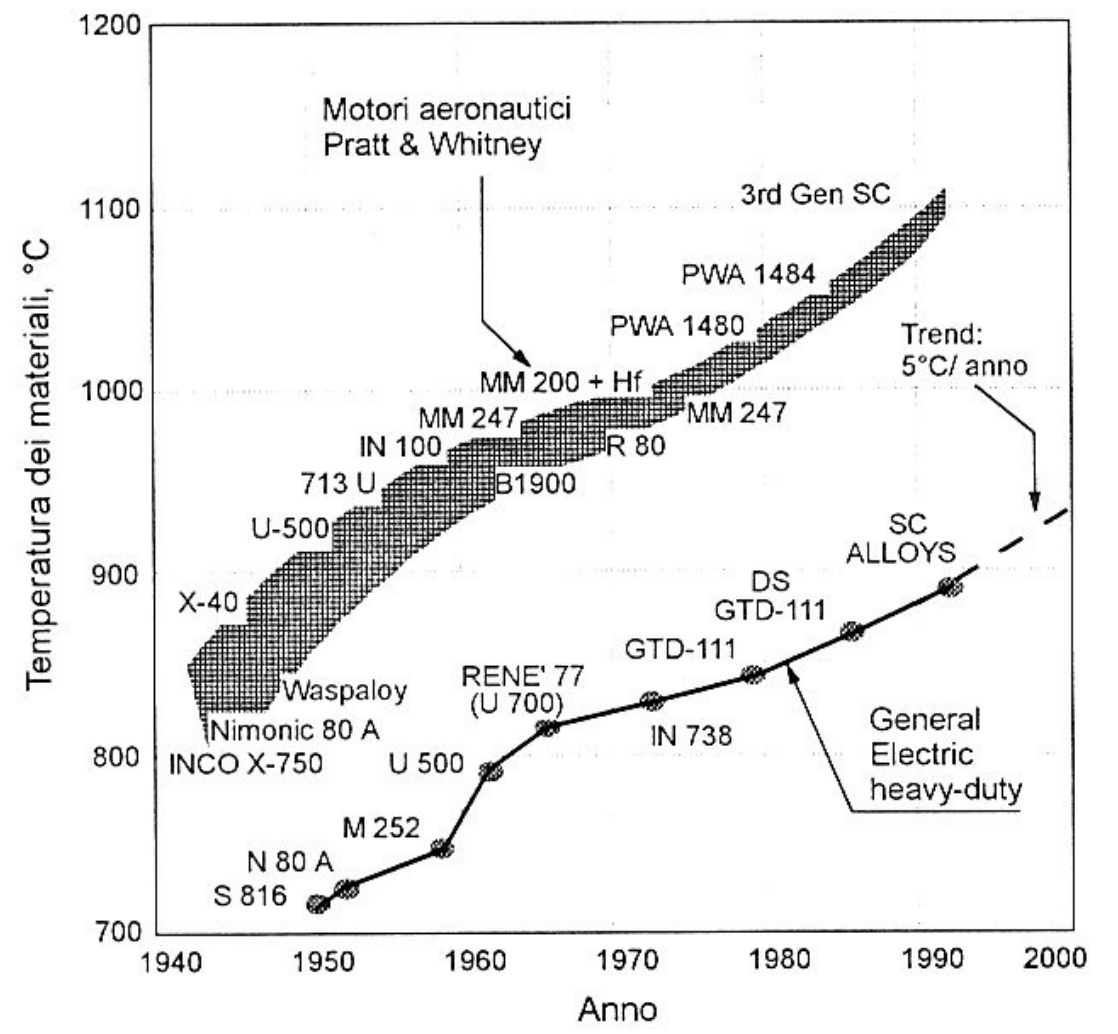
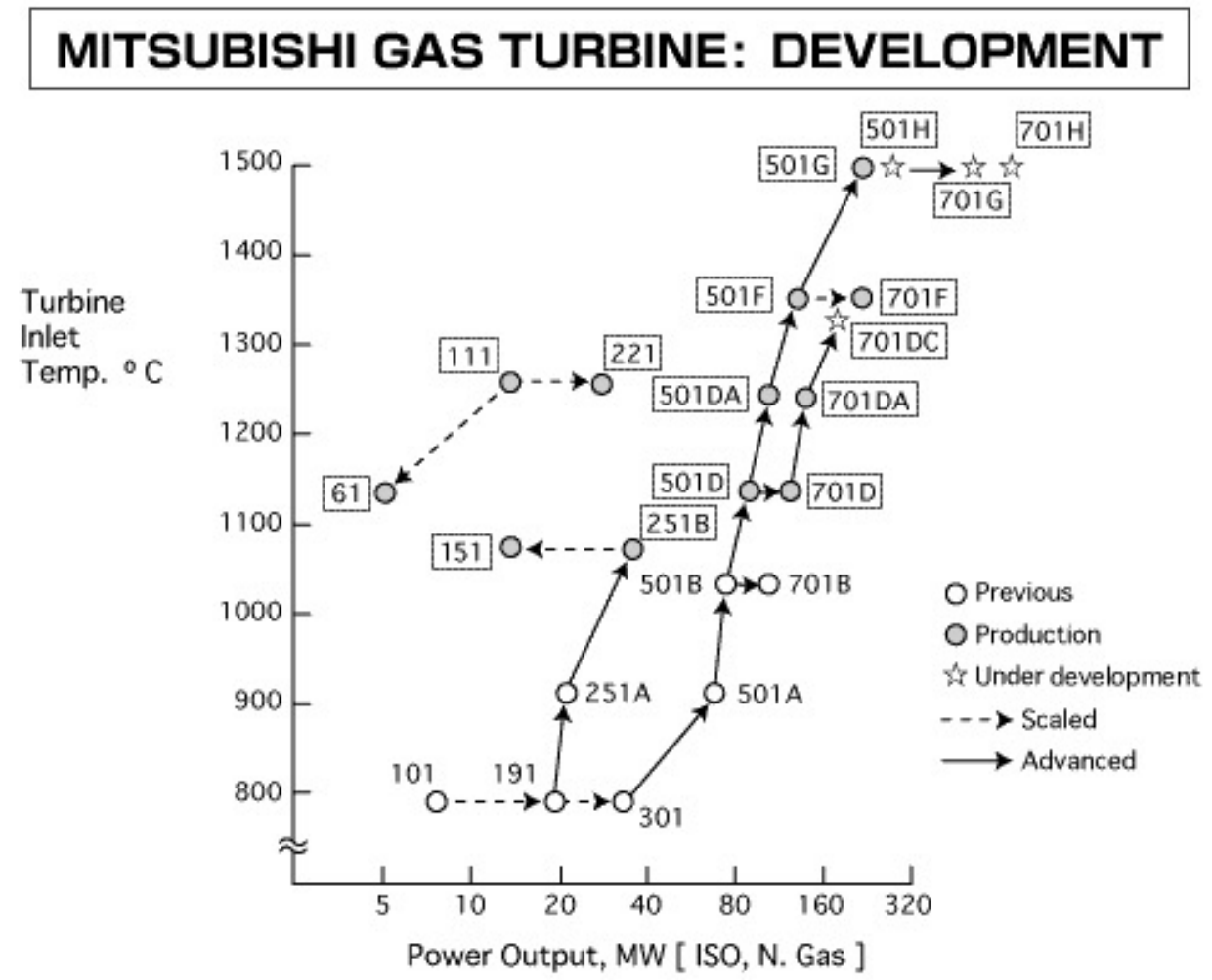
Questa tecnologia è comunque applicata nelle TG più moderne per i transition-pieces (condotti combustori - turbina)





Evoluzione negli anni della temperatura operativa dei materiali impiegati nelle TG

Nota:
La forte differenza tra motori aeronautici e motori industriali è dovuta alle diverse durate previste per le palette



Evoluzione della TIT