



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "PARTHENOPE"
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA

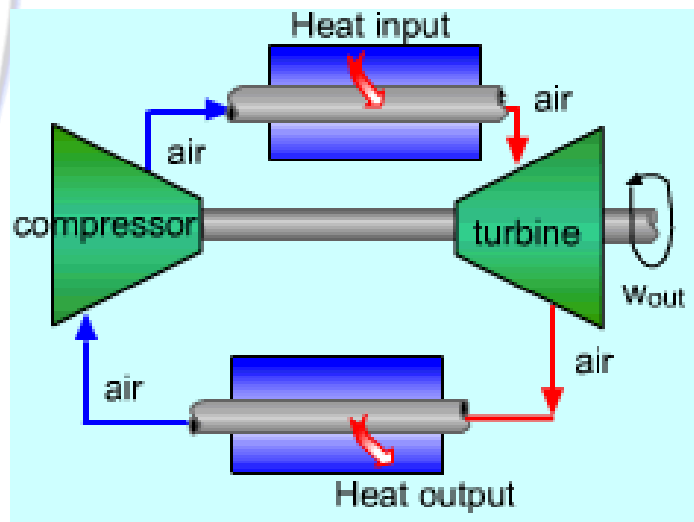
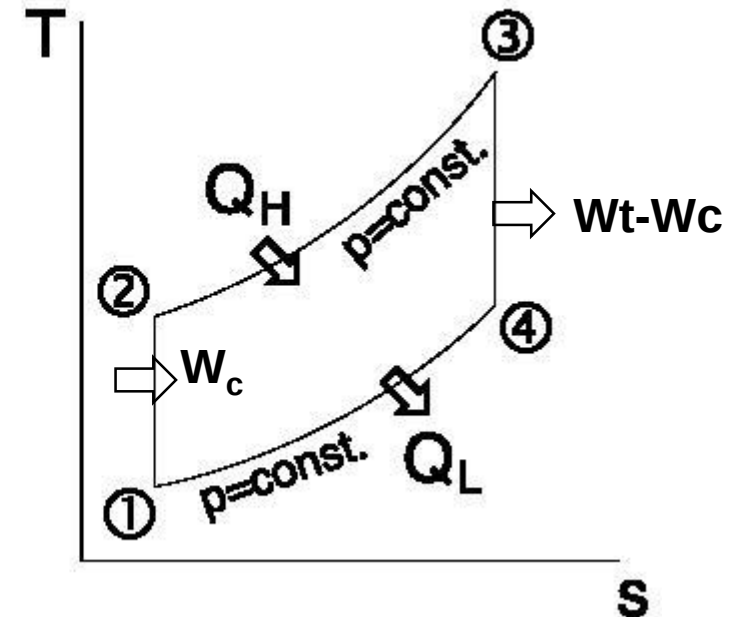
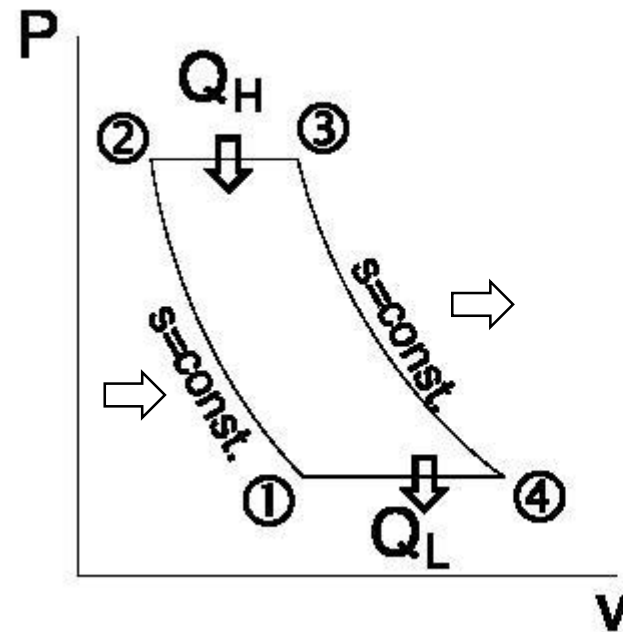
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA GESTIONALE

Ciclo Termodinamico delle Turbogas

(a.a. 2022/2023)

Prof. Ing. Elio Jannelli
Ordinario di Sistemi per l'Energia e l'ambiente
Dipartimento di Ingegneria
elio.jannelli@uniparthenope.it

Ciclo ideale delle Turbogas a circuito chiuso



1-2 Compressione isoentropica

2-3 Adduzione di calore isobara $q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$

3-4 Espansione isoentropica

4-1 Sottrazione di calore isobara $q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$

Schema elementare TG a circuito chiuso

Prestazioni del ciclo ideale

$$\eta_{id} = \frac{l_t - l_c}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Semplificando c_p

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

ed osservando che

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

per la compressione, ma anche che

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

per l'espansione, perché $p_2 = p_3$ e $p_1 = p_4$, per cui $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$, si può scrivere

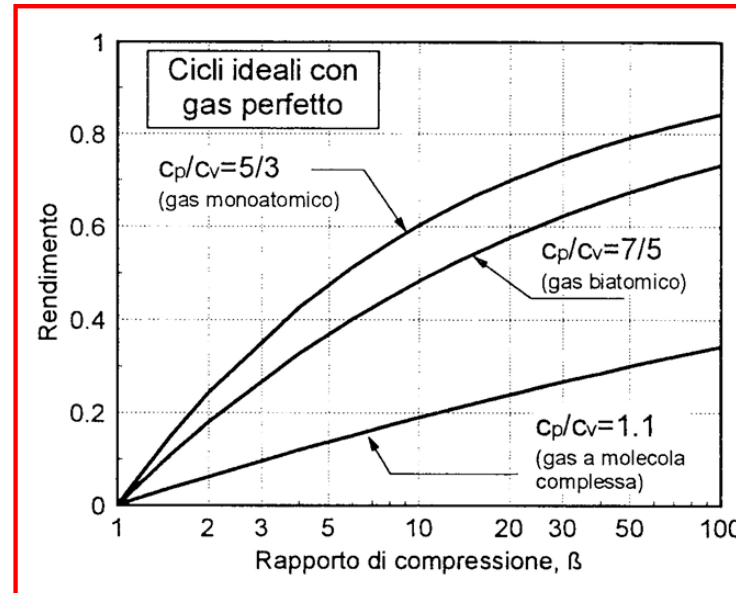
$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Da ciò risulta che

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$l_{id} = \eta_{id} q_1 = \eta_{id} c_p (T_3 - T_2) = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) c_p (T_3 - T_1 \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

Variazione Rendimento con BETA



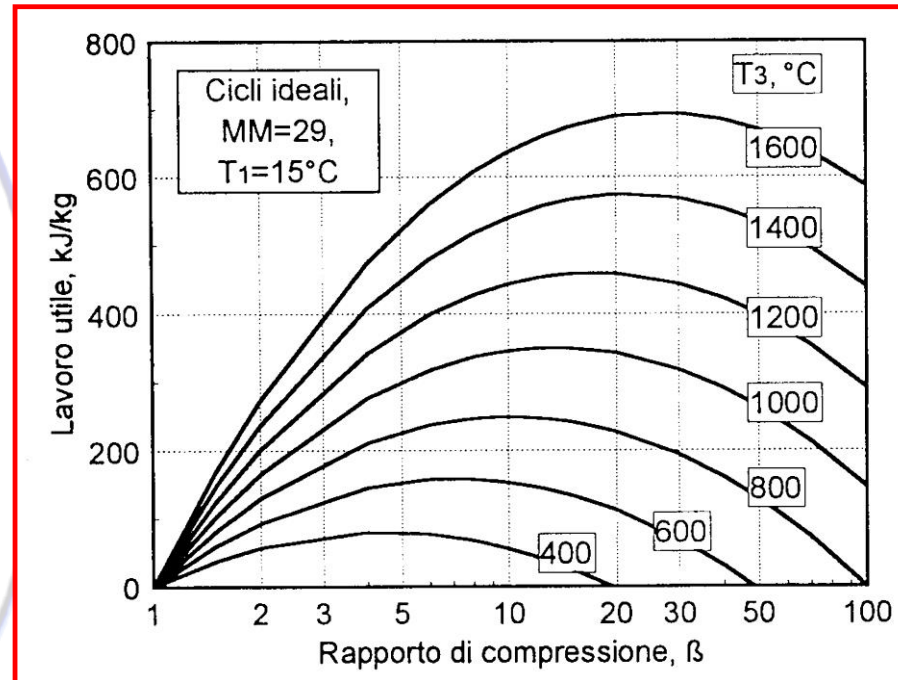
Rendimento in funzione del rapporto di compressione di cicli chiusi ideali con gas perfetti aventi diversa complessità molecolare e quindi diverso rapporto tra calori specifici

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Dall'espressione del rendimento si nota come questo dipenda dall'innalzamento di temperatura ottenuto in fase di compressione: aumenta la temperatura media di adduzione di calore.

Il rendimento non dipende dalla temperatura massima di ciclo per cui il massimo rendimento ottenibile è quello di un ciclo di Carnot con temperatura massima pari a T_2 e non T_3 .
la T_2 deve essere più bassa di T_3 come si vedrà in seguito.

Variazione Lavoro specifico con BETA



Lavoro specifico in funzione del rapporto di compressione di cicli chiusi ideali con gas perfetto biatomico per diverse temperature massime T_3

$$l_{id} = \eta_{id} q_1 = \eta_{id} c_p (T_3 - T_2) = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) c_p (T_3 - T_1 \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

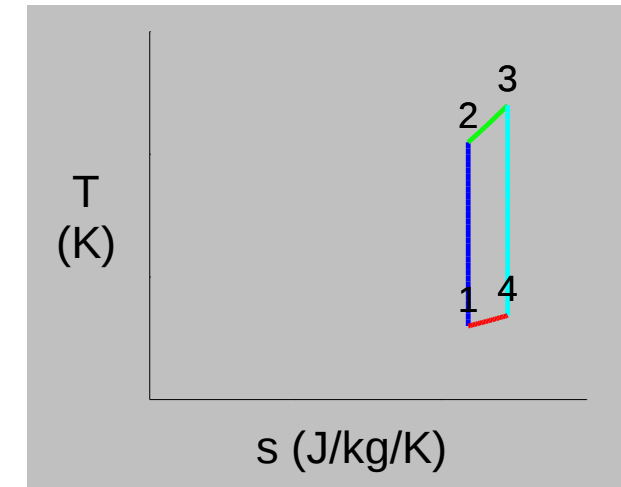
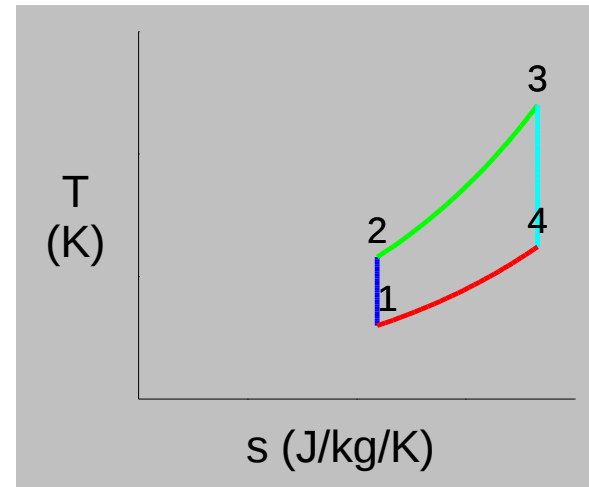
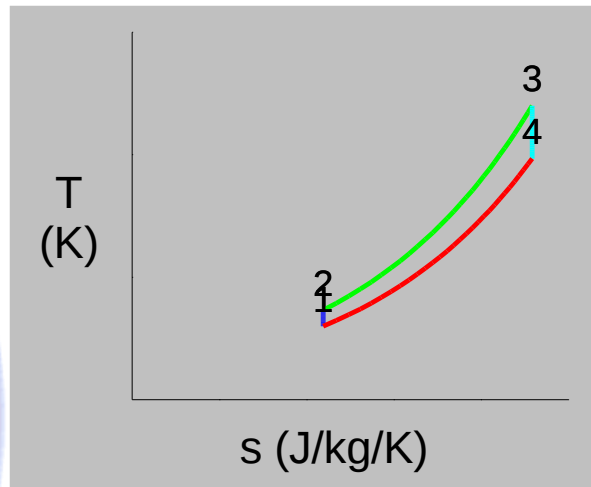
Dall'espressione del lavoro si nota come questo dipenda dalla temperatura massima di ciclo oltre che dal rapporto di compressione

Il lavoro utile si annulla per:

$\beta=1$;

$T_2=T_3$ (caso in cui il lavoro di turbina e compressore è uguale);

Determinazione del massimo lavoro specifico



$$\beta \rightarrow 1$$

$$\eta \rightarrow 0$$

$$L \rightarrow 0$$

$$T_2 = T_4$$

$$L = L_{\max}$$

$$\beta \rightarrow \beta_{\max}$$

$$T_2 \rightarrow T_3$$

$$\eta \rightarrow \eta_{\text{Carnot}}$$

$$L \rightarrow 0$$

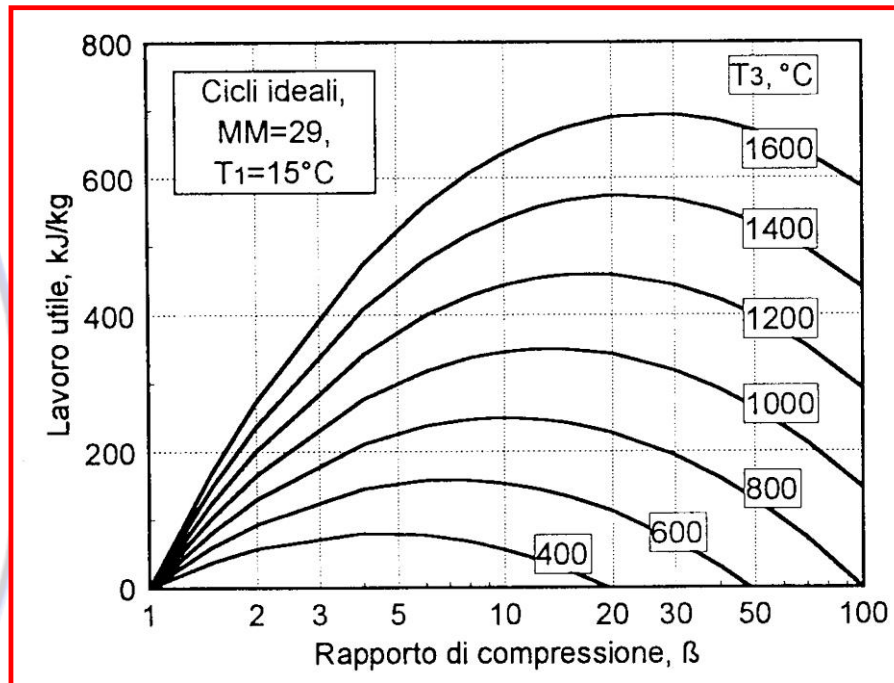
$$T_2 = T_4 \rightarrow T_1 \beta^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{\beta^{(k-1)/k}}$$

$$\beta^{2(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_1} = \theta \rightarrow \beta = \theta^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

$$T_2 = T_3 \rightarrow T_1 \beta_{\max}^{(k-1)/k} = T_3$$

$$\beta_{\max}^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_1} = \theta \rightarrow \beta_{\max} = \theta^{\frac{k}{k-1}}$$

Ciclo limite in TG a circuito aperto



Lavoro specifico in funzione del rapporto di compressione di cicli chiusi ideali con gas perfetto biatomico per diverse temperature massime T_3

$$l_{id} = \eta_{id} q_1 = \eta_{id} c_p (T_3 - T_2) = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) c_p (T_3 - T_1 \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

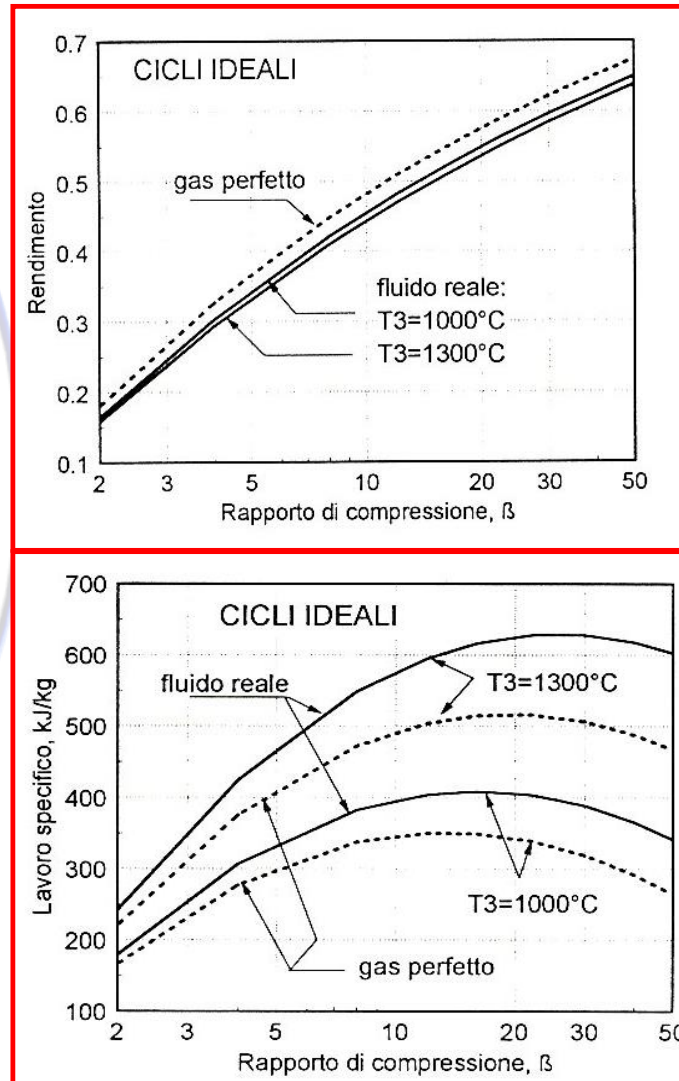
Dall'espressione del lavoro si nota come questo dipenda dalla temperatura massima di ciclo oltre che dal rapporto di compressione

Il lavoro utile si annulla per:

$\beta=1$;

$T_2=T_3$ (caso in cui il lavoro di turbina e compressore è uguale);

Analisi del ciclo TG a circuito aperto



L'analisi del ciclo è più complessa:

Variazione della **composizione chimica** del fluido di lavoro;

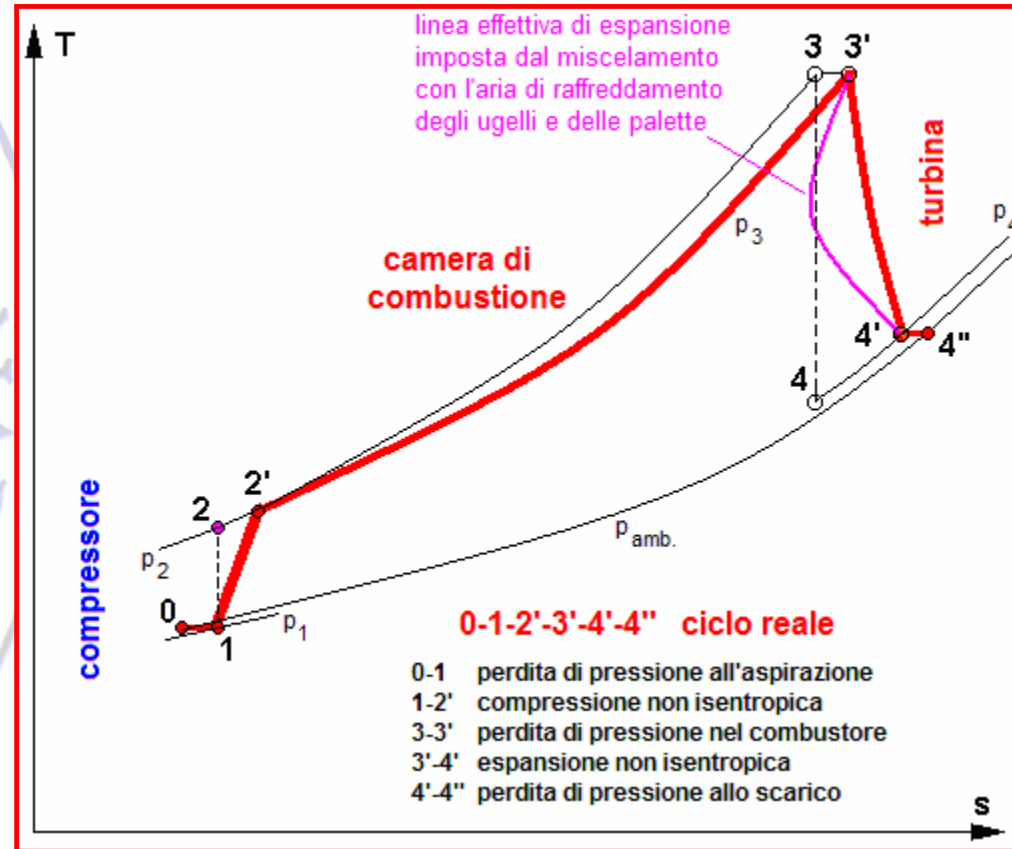
Portata massica variabile (per l'adduzione del combustibile);

I **gas combusti** sono ancora schematizzabili come gas **biatomici**;

Il **rendimento** continua a non dipendere da T_3 e **non** **risente** molto dell'uso **di fluido reale**;

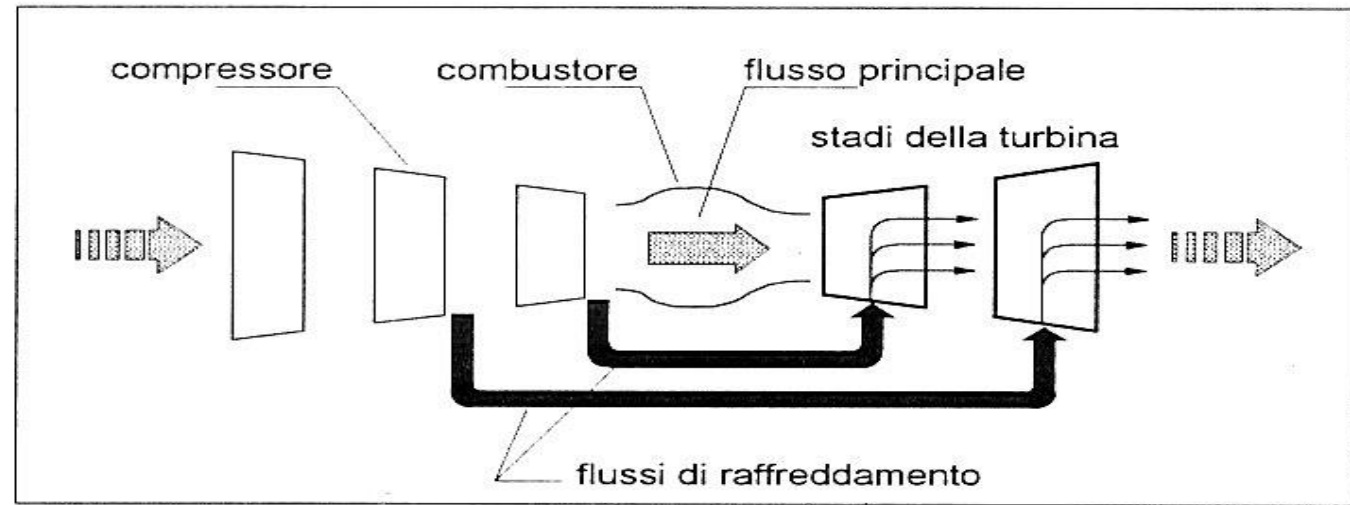
Il **lavoro specifico** (che invece dipende da T_3) **aumenta** usando fluidi reali a causa del **maggior** valore del c_p nella fase di espansione.

Ciclo reale



- Compressione ed espansione non isoentropiche
- Adduzione e sottrazione di calore non isobare:
 - perdite all' aspirazione (filtro e condotti dell' aria)
 - perdite nel combustore e nei condotti di adduzione alla turbina
 - perdite a valle della turbina (camino, silenziatori, recuperatori di calore)
- perdite termiche localizzate nei punti caldi della macchina
- perdite di energia chimica per incompleta ossidazione del combustibile (incombusti o CO)
- perdite di massa (es.: fughe attraverso le tenute dalle parti in pressione)
- perdite legati ai flussi di raffreddamento (combustore, palette, etc.)
- perdite meccaniche: assorbimento di potenza per ventilazione, attriti sui cuscinetti, lubrificazione, ausiliari, etc.)
- perdite nella trasformazione di energia meccanica in energia elettrica

Flussi di raffreddamento



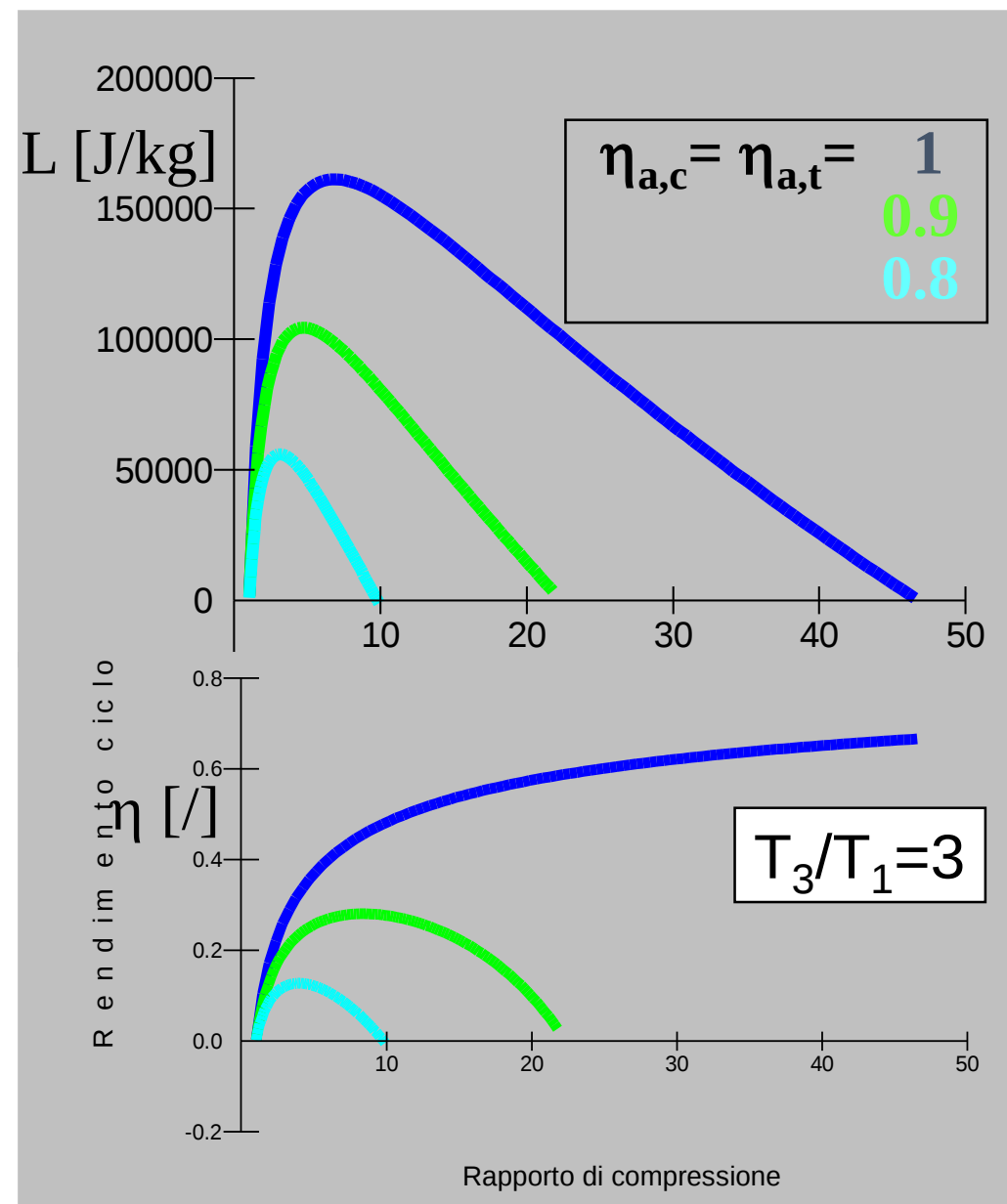
A causa delle temperature all'uscita del combustore molto elevate (per migliorare le prestazioni) (fino a 1600°C) è necessario raffreddare le pale della turbina;

Viene spillata dell'aria dal compressore che lambisce le parti da raffreddare e viene poi miscelata al flusso principale del fluido di lavoro (ciò comporta la diminuzione dell'entropia specifica del flusso in espansione);

L'aria viene spillata a livelli di pressione adeguati.

Variazioni Prestazione ciclo reale con BETA

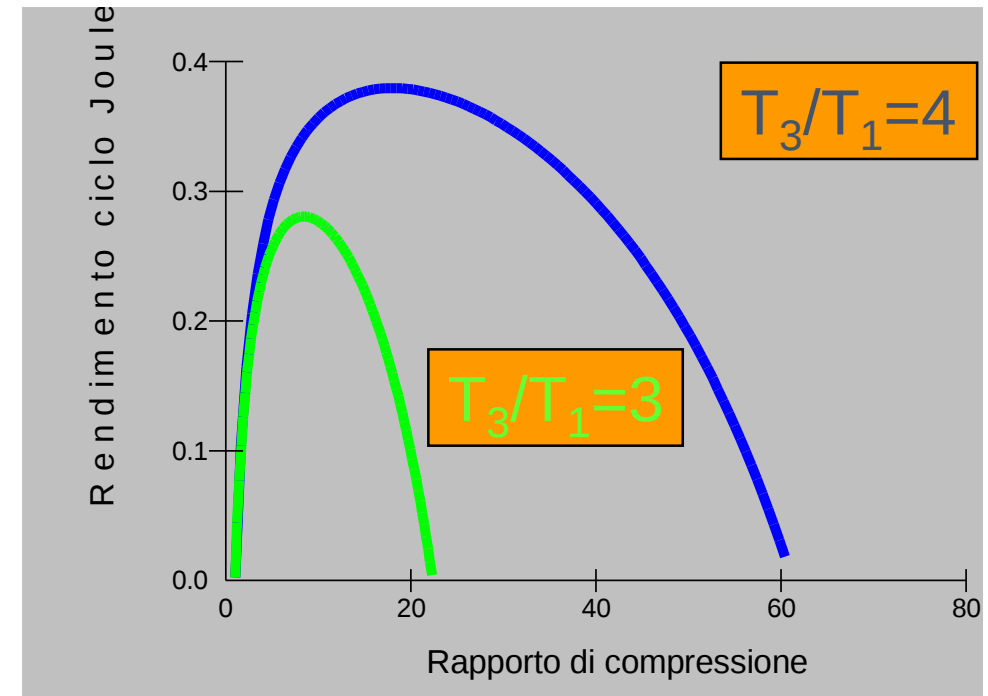
Mentre nel caso ideale il rendimento è sempre crescente con il rapporto di compressione, nel caso reale raggiunge un massimo e si annulla dove il lavoro reale di compressione uguaglia il lavoro reale di espansione.



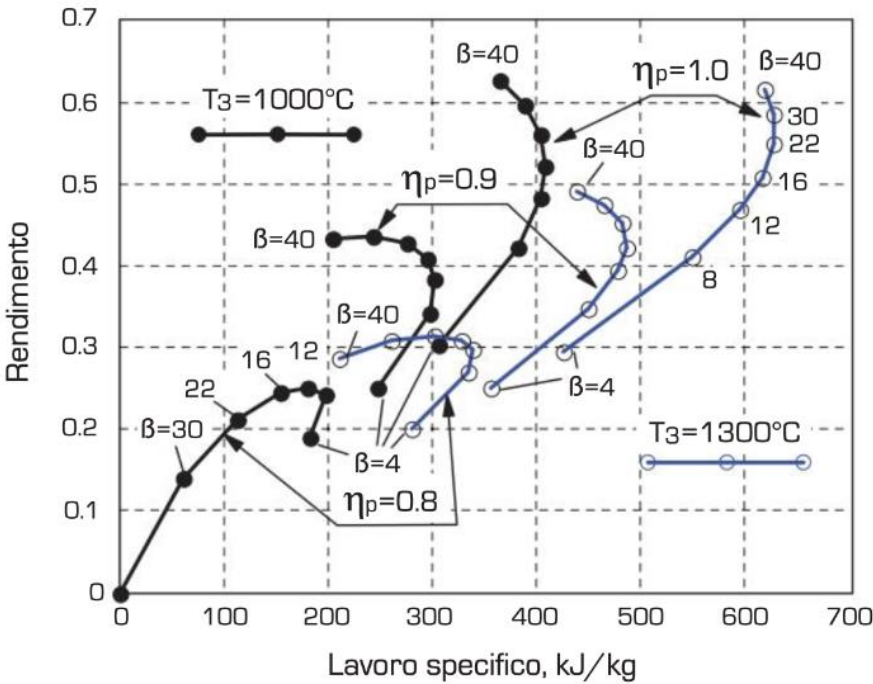
Variazione prestazione con T_3

Mentre nel caso ideale il rendimento è indipendente dal rapporto tra le temperature, nel caso reale è una funzione crescente di esso. Per questo motivo, si cercano di raggiungere i valori massimi per la temperatura T_3 , compatibilmente con la resistenza dei materiali.

$$\eta_c = \eta_t = 0.9$$



Ciclo reale: influenza dei rendimenti delle turbomacchine



I rendimenti delle turbomacchine sono la principale causa di scostamento tra le prestazioni dei cicli reali e ideali.

Si nota che più diminuisce il rendimento politropico delle turbomacchine più la T_3 influenza il rendimento.

	$T_3=1000^{\circ}\text{C}$		$T_3=1300^{\circ}\text{C}$	
	$\beta=10$	$\beta=30$	$\beta=10$	$\beta=30$
Lavoro ideale compressore	269.1	474.9	269.1	474.9
Lavoro ideale turbina	615.8	794.1	760.9	981.2
Lavoro utile, $\eta_{is[t,c]}=1$	346.7	319.2	491.8	506.3
Lavoro utile, $\eta_{is[t,c]}=0.875$	231.3	152.0	358.3	315.8
Rendimento, $\eta_{is[t,c]}=1$	0.4821	0.6216	0.4821	0.6216
Rendimento, $\eta_{is[t,c]}=0.875$	0.3397	0.3412	0.3649	0.4229



Ciclo reale: influenza delle altre perdite

- Perdite di pressione 1-3% dp/p
- Perdite termiche (<0.5-1% della Potenza termica)
- Perdite per incompleta combustione
- Perdite di massa per trafilamenti
- Perdite meccaniche ed elettriche e per ausiliari (3-8% della potenza generata)
- Perdite per raffreddamento delle palettature



Bibliografia

Giovanni Lozza, “Turbine a gas e cicli combinati”,
Società Editrice Esculapio, ISBN 978-88-7488-934-1.





































