

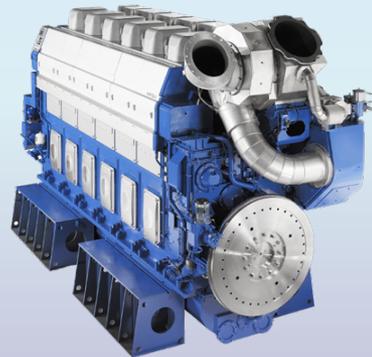


Università degli Studi di Napoli
"Parthenope"

Prof. Ivan Arsie
Motori a Combustione Interna

*Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Gestionale*

Motori a Combustione Interna



Prof. Ivan Arsie

Email ivan.arsie@uniparthenope.it, Tel. 081.5476803, Stanza 628



Università degli Studi di Napoli
"Parthenope"

Prof. Ivan Arsie
Motori a Combustione Interna



Sovralimentazione

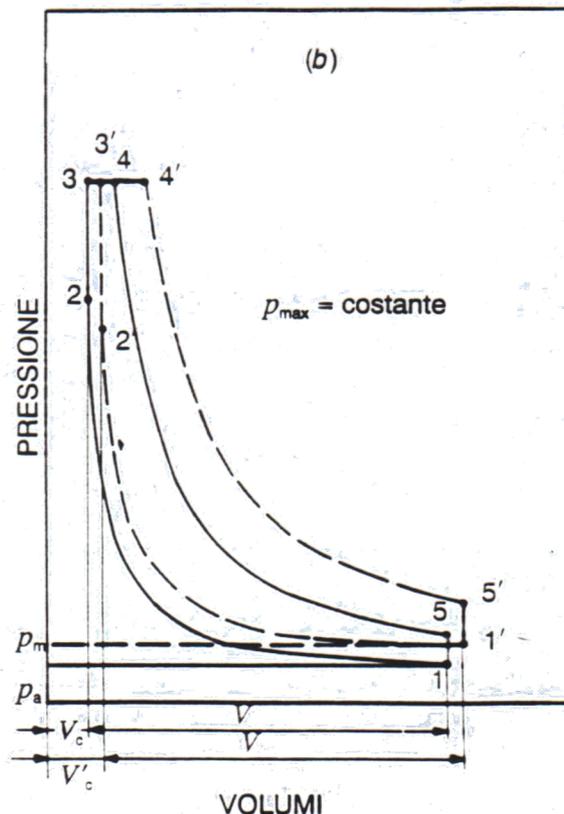
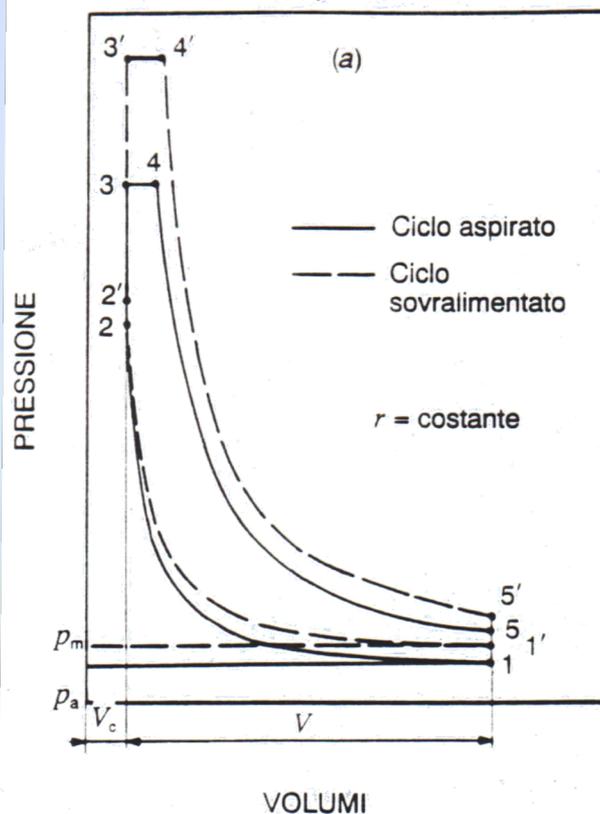


Sovralimentazione

- È un'operazione che permette di aumentare la massa d'aria aspirata nel cilindro, rispetto a quella che si avrebbe a seguito dell'aspirazione naturale e dei processi dinamici.
- Un motore a due tempi si definisce sovralimentato se la pressione della carica è superiore a quella necessaria per il processo di lavaggio (20-50 kPa).
- Ricordando che

$$P \propto n p_{me}$$

- L'aumento del regime comporta un aumento delle forze d'inerzia, con legge quadratica.
- L'aumento della pressione media è legato linearmente alle sollecitazioni.
 1. A pari cilindrata si aumenta la massa d'aria con aumento del combustibile e conseguente incremento di lavoro;
 2. Lasciando inalterato il rapporto volumetrico di compressione si raggiungono pressioni elevate con conseguente problema di sollecitazioni meccaniche;
 3. Riducendo il rapporto di compressione si "gonfia" l'area del ciclo con lo stesso valore della pressione massima (un minore rapporto di compressione determina una riduzione del rendimento termodinamico).



Confronto tra i cicli limite a quattro tempi sovralimentato e quello ad aspirazione naturale. Mantenendo inalterato il rapporto di compressione (caso a), la pressione massima del ciclo aumenta in misura minore del lavoro utile. Riducendo opportunamente il rapporto di compressione (caso b), è addirittura possibile conservare la pressione massima costante, pur ottenendo un maggior lavoro utile (area racchiusa dal ciclo sul piano p-V) [1].



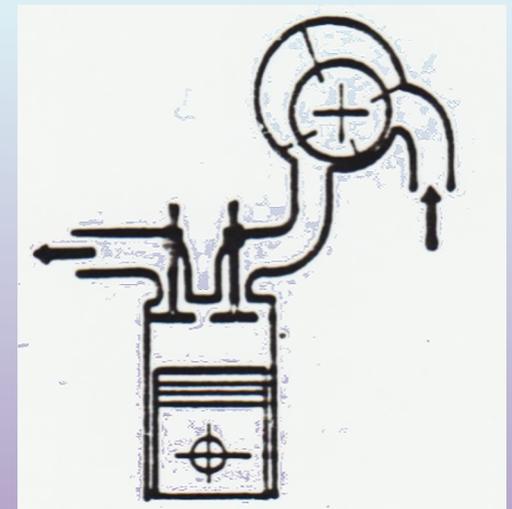
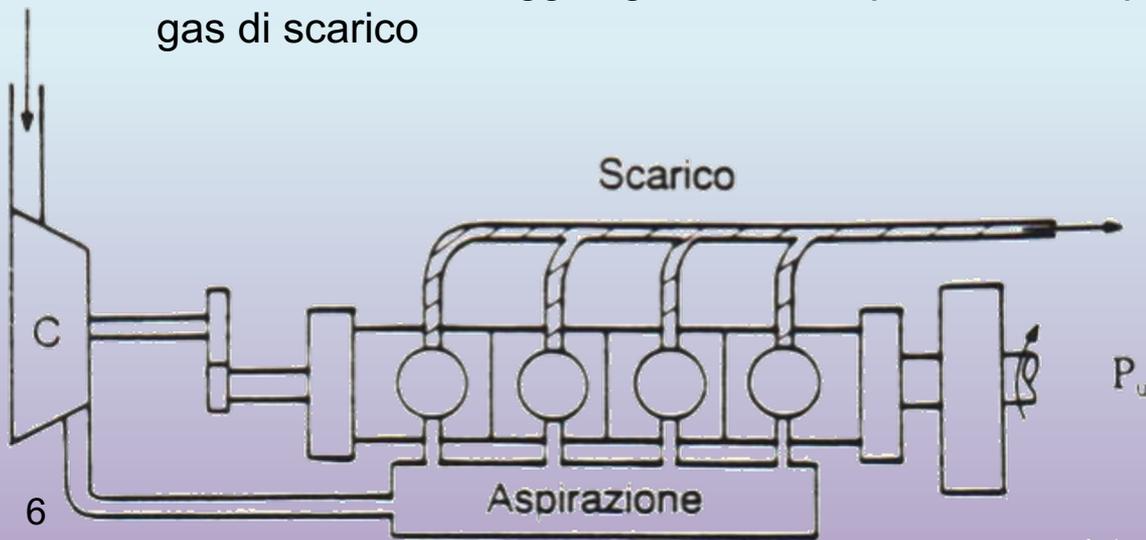
Sovralimentazione

- Vantaggi:
 - Riduzione di ingombro a pari potenza;
 - Può migliorare il rendimento nei motori Diesel, in particolare se si sfrutta l'energia residua dei gas combusti in turbina;
 - Migliora la combustione nei Diesel;
 - Combustione graduale (Diesel).
- Svantaggi:
 - Aumento carichi meccanici;
 - Detonazione per MCI ad accensione comandata;
 - Curva di coppia poco adatta alla trazione stradale per elevati rapporti di sovralimentazione;
 - Problemi di risposta in transitorio (turbo sovralimentazione).



Fonte di energia per azionare il compressore

1. Motore esterno (ausiliario) ci sono scarse applicazioni, è in studio per migliorare il tempo di risposta nei sistemi turbo-sovralimentati, una macchina elettrica reversibile consentirebbe di recuperare energia elettrica dalla turbina azionata dai gas di scarico.
2. Accoppiamento meccanico tra compressore ed albero motore:
 - Accoppiamento diretto tra motore e sovralimentatore, riduce i problemi di ritardo nella risposta dinamica.
 - Adatto ai bassi regimi di giri.
 - Non consente di raggiungere elevate prestazioni, tipiche del sovralimentatore a gas di scarico

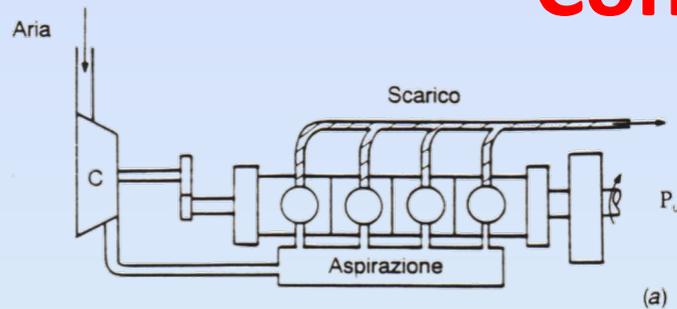




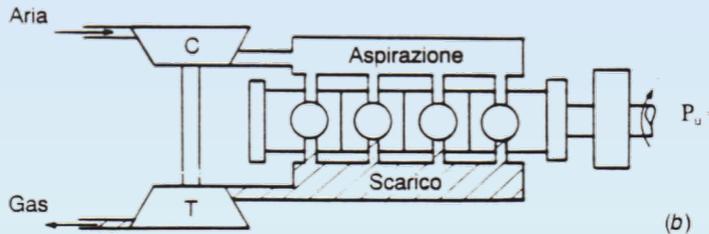
Fonte di energia per azionare il compressore

3. Turbina azionata dai gas di scarico – si combina un motore alternativo con piccole portate ed elevati salti di pressione con un sistema che elabora grandi volumi a basse prevalenze:
 - Sovralimentazione a pressione costante: si smorzano le oscillazioni di pressione nei condotti di scarico, il flusso alla turbina è praticamente costante; si determina una produzione entropica a seguito della riduzione dell' energia cinetica acquisita durante lo scarico spontaneo che è dissipata nel volume di scarico.
 - Sovralimentazione ad impulsi: si impiegano piccoli condotti consentendo al flusso di mantenere il proprio livello di energia cinetica da sfruttare successivamente nella turbina; in genere si possono raggruppare più scarichi con una leggera sfasatura per evitare reciproci disturbi.
 - Sovralimentazione turbo-compound: si impiegano uno o più turbo sovralimentatori collegati meccanicamente con il motore termico per recuperare una parte dell' energia dei gas di scarico non impiegata per la sovralimentazione; è possibile un flusso di energia dal motore al sovralimentatore per ottenere un opportuno livello di sovralimentazione.

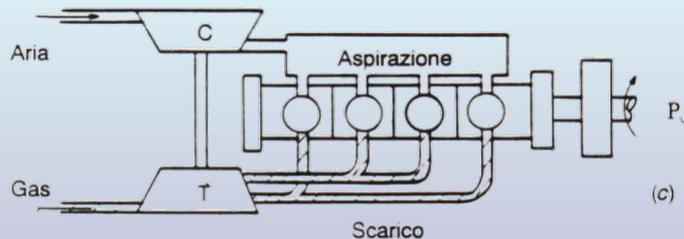
Configurazioni



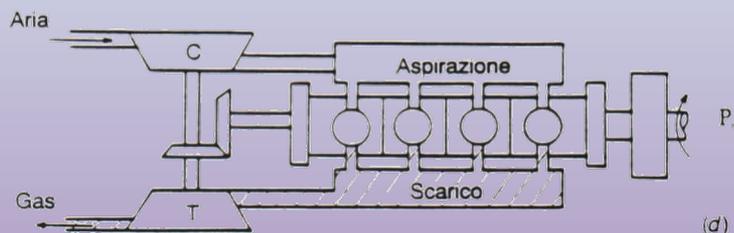
(a)



(b)



(c)



(d)

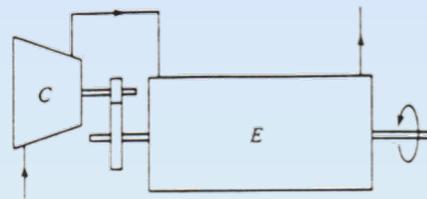
Configurazioni tipiche dei più comuni sistemi di sovralimentazione:

- a) Motore sovralimentato mediante compressore trascinato meccanicamente;
- b) Turbo sovralimentazione con pressione a monte della turbina a pressione costante;
- c) Turbo sovralimentazione ad impulsi di pressione;
- d) Motore turbo-compound con collegamento meccanico tra l'albero del motore e quello del turbocompressore.

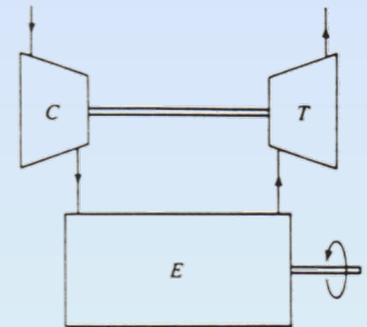
Configurazioni

Configurazioni:

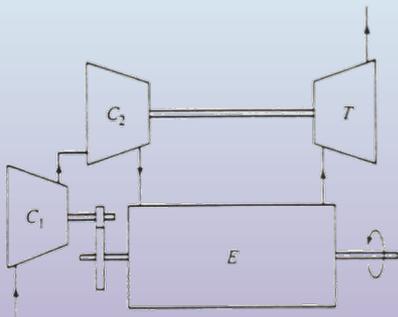
- a) Sovralimentazione meccanica;
- b) Turbocompressione;
- c) Turbocompressore con compressore azionato da motore;
- d) Turbocompressione bi-stadio;
- e) Turbocompressione con sistema Turbo-compound
- f) Turbocompressore con intercooler



(a)

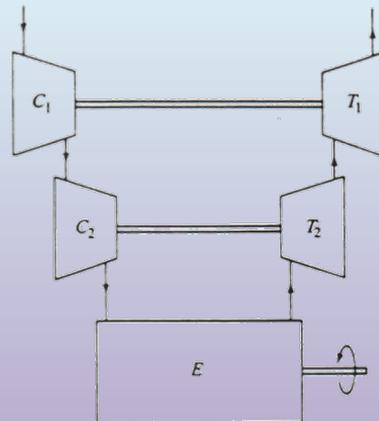


(b)

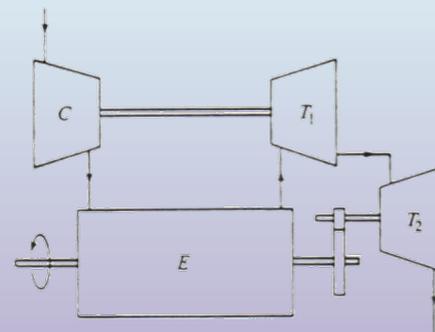


9

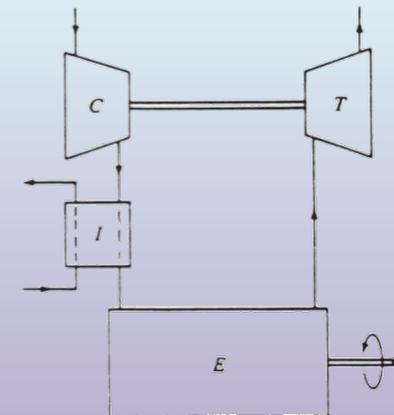
(c)



(d)

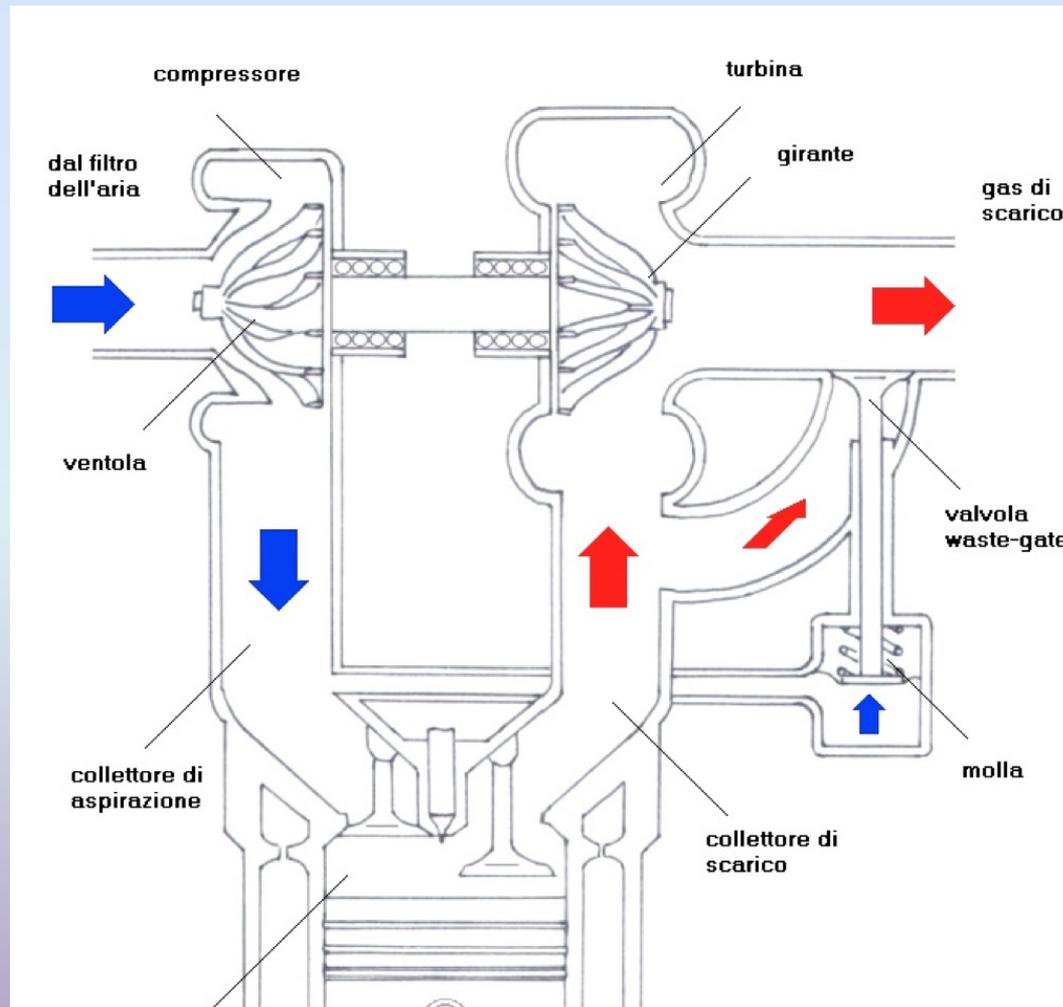


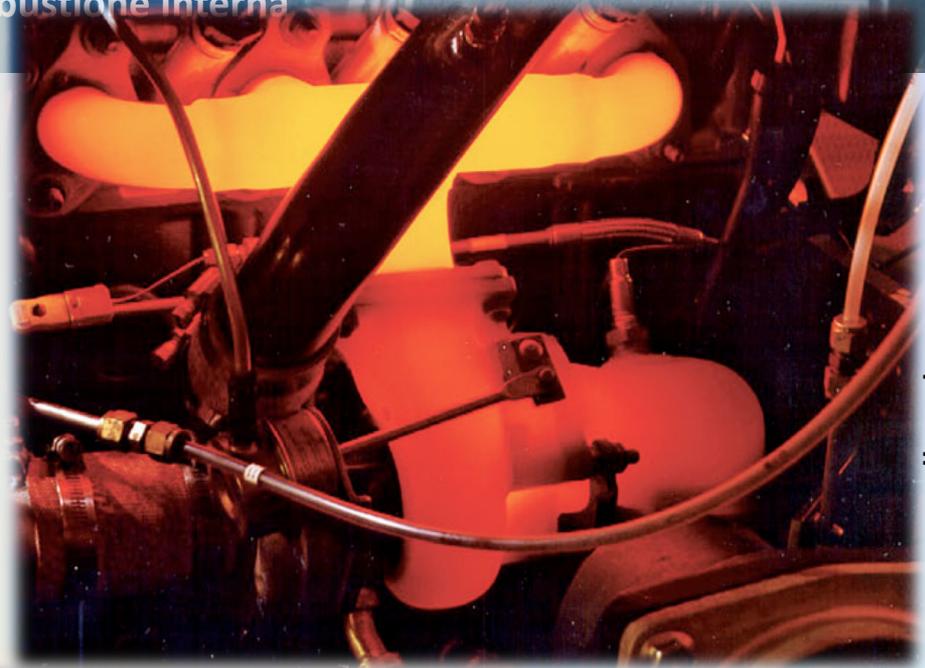
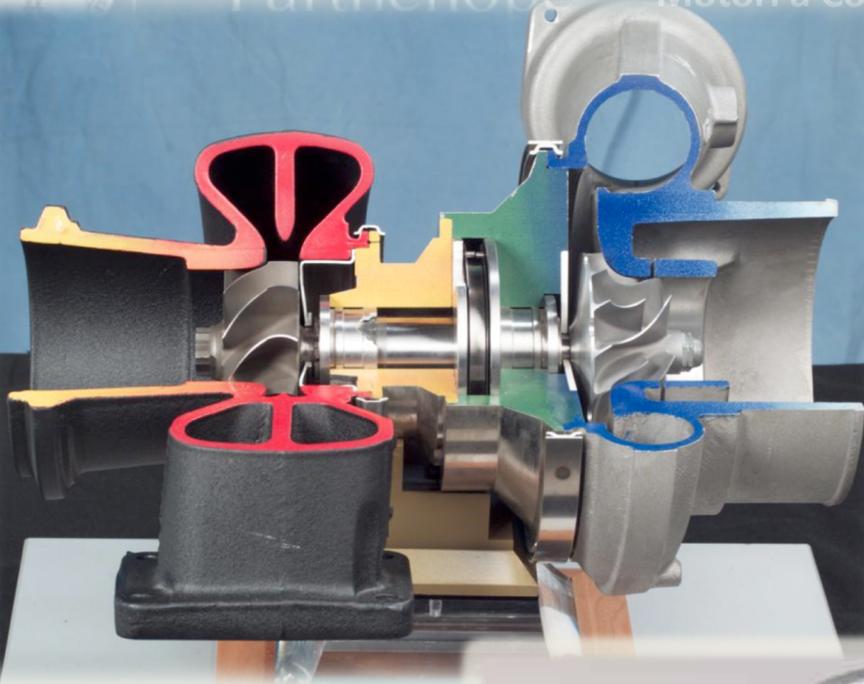
(e)



(f)

Schema di un sovralimentatore



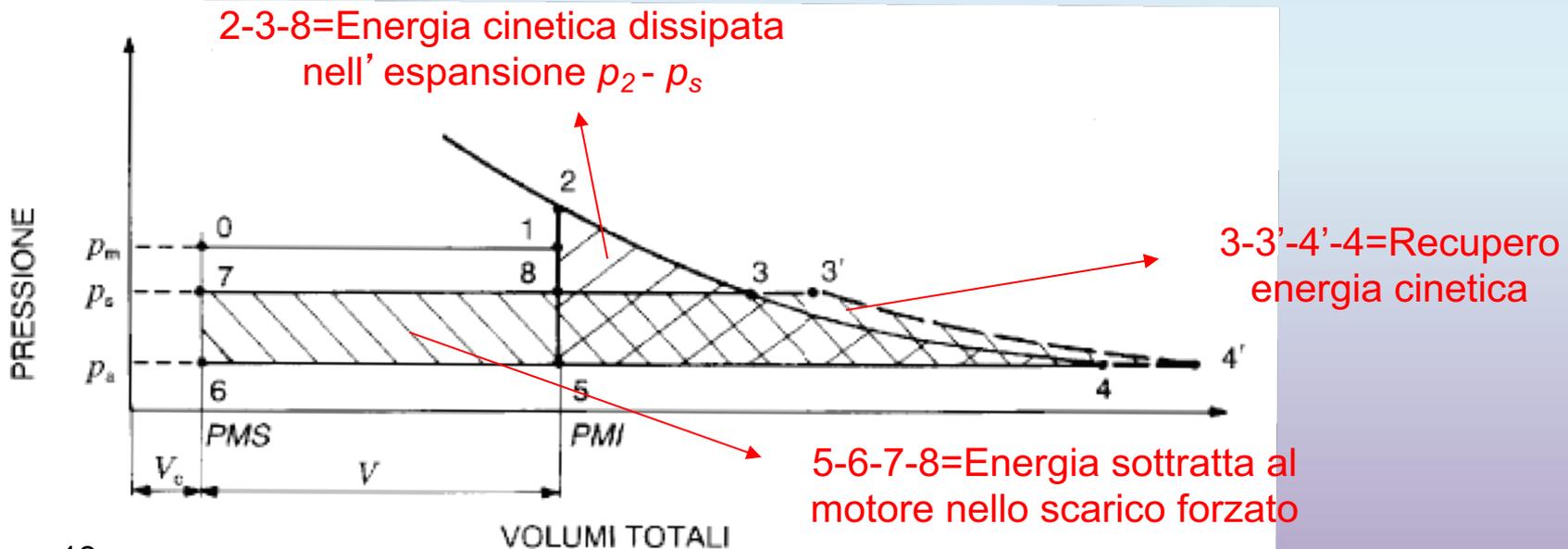


Durante la 2-3 i gas combusti si espandono nei condotti dissipando la propria energia cinetica (area 2-3-8) determinando un incremento nella temperatura di ristagno da T_3 a $T_{3'}$ che determina un parziale recupero dell'area 2-3-8.

L'energia sfruttata dalla turbina è costituita da due parti:

- l'area 8-3'-4'-5 che rappresenta un parziale recupero dell'energia di scarico spontaneo (area 2-3-4-5) e
- l'area 5-6-7-8 che rappresenta l'energia prelevata dal motore durante lo scarico forzato, i gas combusti sono compressi nel collettore di scarico alla pressione p_s .

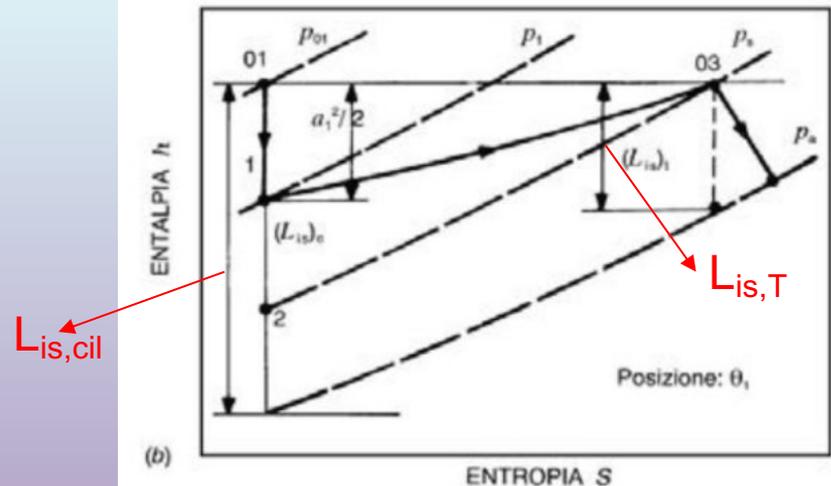
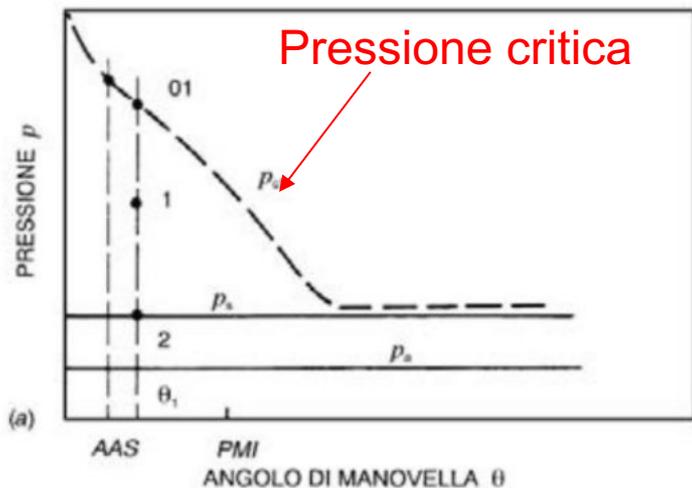
La pressione p_s cresce riducendo l'area di efflusso della turbina.



Sovralimentazione a pressione costante

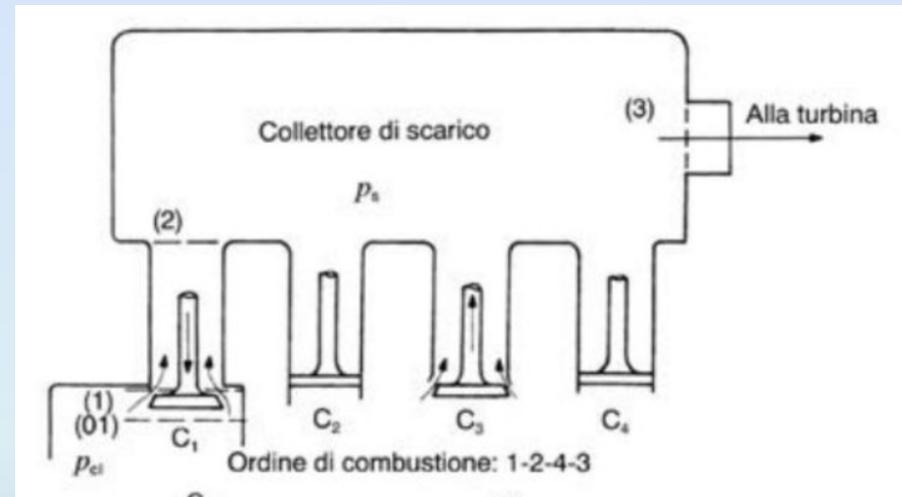
Caso reale:

- Volume del collettore 1-6 volte la cilindrata;
- Durante lo scarico la pressione nel cilindro p_{cl} si riduce fino alla p_s (costante nel collettore) di ingresso in turbina; per un tratto $p_{cl}/p_s >$ valore critico con efflusso sonico alla velocità del suono a_1 (si sfrutta male l'energia di scarico spontaneo);
- Si determina la dissipazione di energia cinetica con produzione di entropia fino alla pressione p_s (dissipazione attraverso moti turbolenti nel collettore). L'energia disponibile risulta degradata rispetto alla possibilità di conversione in lavoro meccanico. Un parziale recupero è legato all'aumento della temperatura (e del volume specifico) rispetto ad una ipotetica espansione isoentropica fino alla pressione p_s .
- Il salto entalpico disponibile è $(L_{is})_c > (L_{is})_t$. L'efficienza del trasferimento di energia è $\eta = (L_{is})_t / (L_{is})_c$ cresce all'aumentare di p_s riducendosi la fase di scarico spontaneo. Per bassi livelli di sovralimentazione ($p_s / p_a = 1.5$ e $p_1/p_a = 6$) $\eta = 40\%$, per $p_s / p_a = 3$ l'efficienza raggiunge valori pari all'80%.

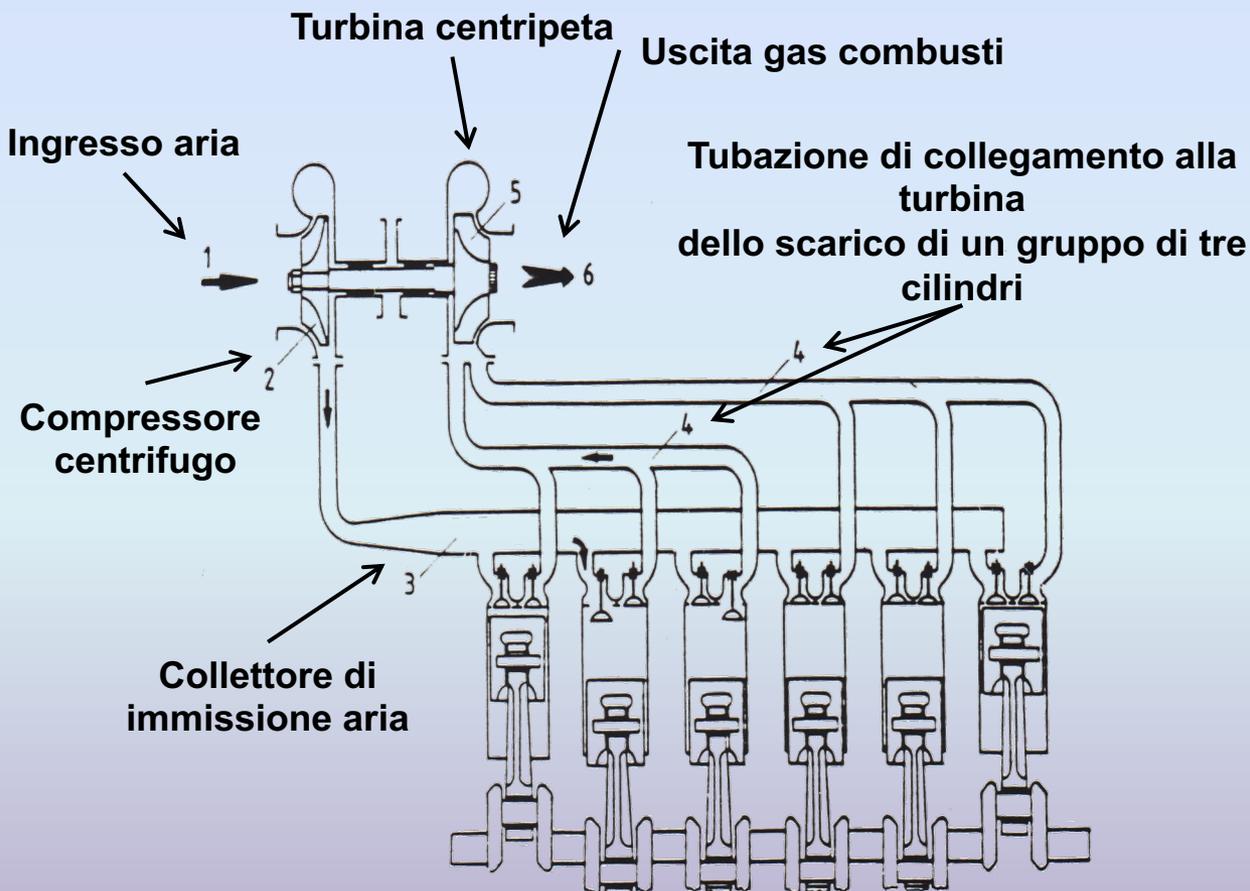


Sovralimentazione a pressione costante

- Vantaggi:
 - Alto grado di sovralimentazione
 - Semplicità costruttiva.
 - Lay-out più appropriato per il posizionamento del sovralimentatore.
 - Pressione di sovralimentazione regolare.
 - Miglior rendimento della turbina che lavora in condizioni stazionarie.
 - Turbina con unico ingresso.
- Svantaggi:
 - L'energia dei gas di scarico è sfruttata in modo inefficiente.
 - Scarsa risposta dinamica.



Sovralimentazione ad impulsi

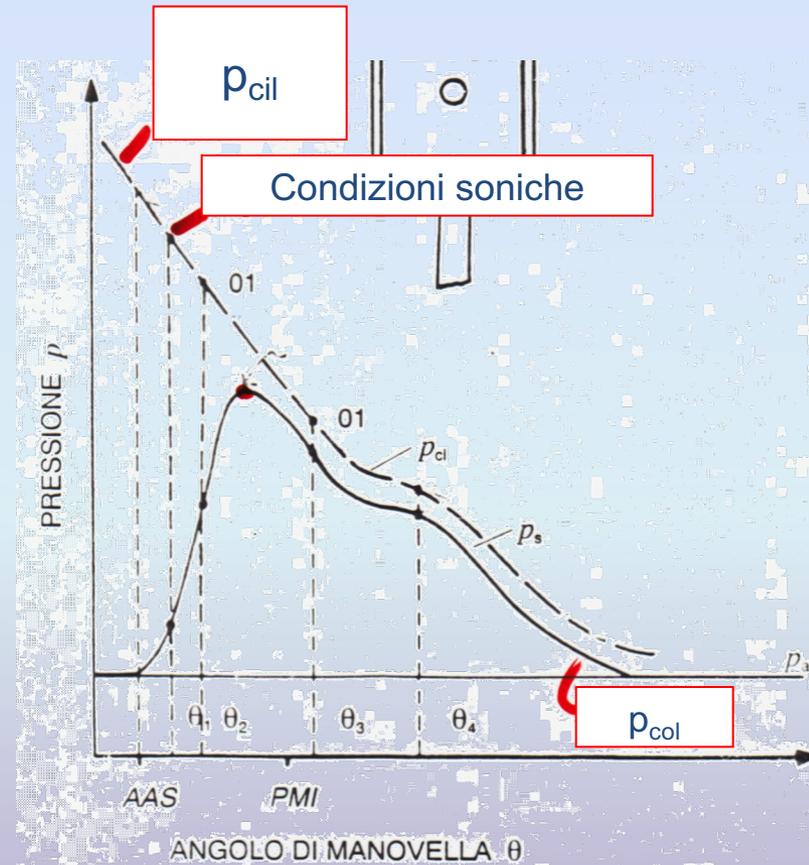


Lo sfasamento di 240° tra i cilindri (1-3-2) che scaricano nello stesso collettore permette di evitare le interferenze tra di essi e di realizzare un lavaggio completo dello spazio morto, durante l'incrocio.

Sovralimentazione ad impulsi

Caso reale:

- Volume del collettore piccolo;
- Ampie oscillazioni di pressione con ridotto periodo di espansione;
- Buona efficienza nella trasmissione degli impulsi di energia;
- Contrariamente al caso ideale si ha una contropressione (p_{col}) che determina un aumento del lavoro di espulsione da parte del pistone;
- Nella prima fase di scarico spontaneo il flusso è sonico con piccole portate (sezione di passaggio ridotta); la differenza $p_{cil} - p_{col}$ si riduce fino al raggiungimento delle condizioni subsoniche: in questa fase si verifica un processo di dissipazione meno accentuato rispetto al caso a pressione costante.
- Si raggiungono livelli di efficienza dell' 85%.





Sovralimentazione ad impulsi

- Vantaggi:
 - Elevata quantità di energia disponibile per la turbina
 - Adattamento in un ampio campo di funzionamento del motore;
 - Miglioramento delle condizioni di transitorio;
 - Curva caratteristica favorevole alla trazione.
- Svantaggi:
 - Forme dei condotti particolari;
 - Funzionamento non stazionario con perdite fluidodinamiche recuperate con l'incremento di energia trasferibile;
 - Due o più ingressi alla turbina con costi di realizzazione elevati;
 - Interferenza tra gli scarichi.



Confronto tra pressione costante ed impulsivi

- Metodo a pressione costante:
 - Si può usare una turbina unica, anche nel caso di molti cilindri;
 - La turbina può lavorare in condizioni stazionarie;
 - Assenza di interferenze dinamiche tra i diversi cilindri;
 - L' elevato volume del collettore comporta tempi di risposta maggiori nei transitori.
- Metodo ad impulsivi:
 - Maggiore quantità di energia disponibile per la turbina, che lavora però in condizioni instazionarie;
 - Migliore risposta nei transitori;
 - Complessità costruttiva (due o più ingressi per la turbina), o necessità di adottare più turbine;
 - Possibili fenomeni di interferenza dinamica tra i cilindri.

Curve caratteristiche Compressore

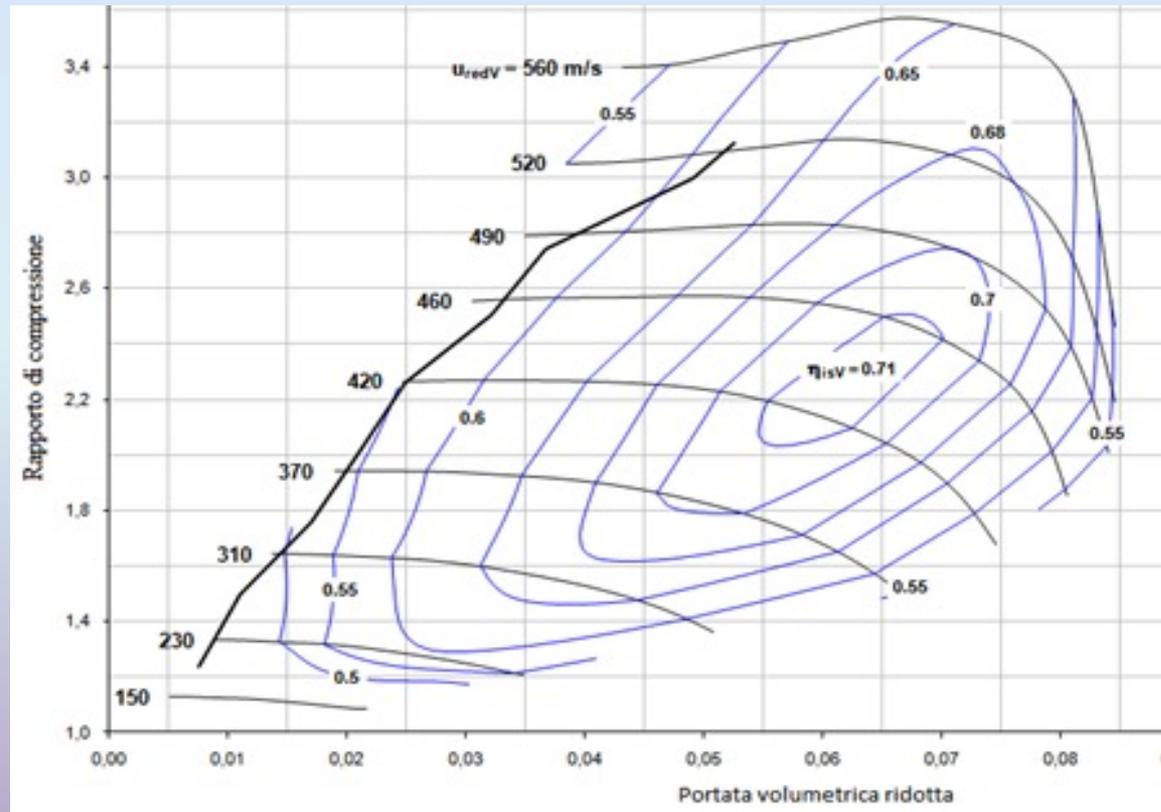
Single-Stage radial compressor (model 1573 P39BA) by Borg Warner Turbo System

Parametri ridotti:

$$\dot{V}_{red,C} = \dot{V}_C \sqrt{\frac{T_{ref,C}}{T_0}}$$

$$\dot{m}_{red,C} = \dot{m}_C \sqrt{\frac{T_0}{T_{ref,C}}} \cdot \frac{p_{ref}}{p_0}$$

$$N_{red,C} = N_{TC} \sqrt{\frac{T_{ref,C}}{T_0}}$$



Turbina a geometria variabile (VGT)



Dispositivo di comando delle palette orientabile del distributore

Curve caratteristiche Turbina

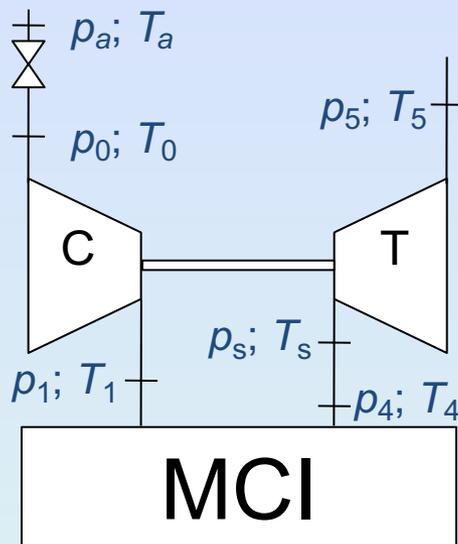
Radial turbine with VGT (model 380.18 OVBXX) by Borg Warner Turbo System

Parametri ridotti:

$$\dot{m}_{red,T} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{in}}}{P_{in}}$$

$$N_{red,T} = N_{TC} \sqrt{\frac{T_{ref,T}}{T_{in}}}$$





Bilancio compressore-turbina

$N_c = N_t$ numero di giri fisico

$L_{r,c} = L_{r,t}$ bilancio tra i lavori meccanici reali

$\dot{m}_c = \dot{m}_m = \dot{m}_t$ uguaglianza delle portate a regime

$$L_{r,c} = L_{i,c} / \eta_c = c_p T_0 (\beta_c^\lambda - 1) / \eta_c$$

$$L_{r,t} = L_{i,t} \eta_t = c_p T_s (1 - 1/\beta_t^\lambda) \eta_t$$

Turbina

$$\beta_t = p_s / p_5$$

dalla mappa della turbina

$$\beta_t = f\left(\dot{m}_t \sqrt{T_s} / p_s, N_t / \sqrt{T_s}\right)$$

$$\eta_t = f\left(\dot{m}_t \sqrt{T_s} / p_s, N_t / \sqrt{T_s}\right)$$

Compressore

$$\beta_c = p_1 / p_0$$

dalla mappa del compressore

$$\beta_c = f\left(\dot{m}_c \sqrt{T_0} / p_0, N_c / \sqrt{T_0}\right)$$

$$\eta_c = f\left(\dot{m}_c \sqrt{T_0} / p_0, N_c / \sqrt{T_0}\right)$$

Motore

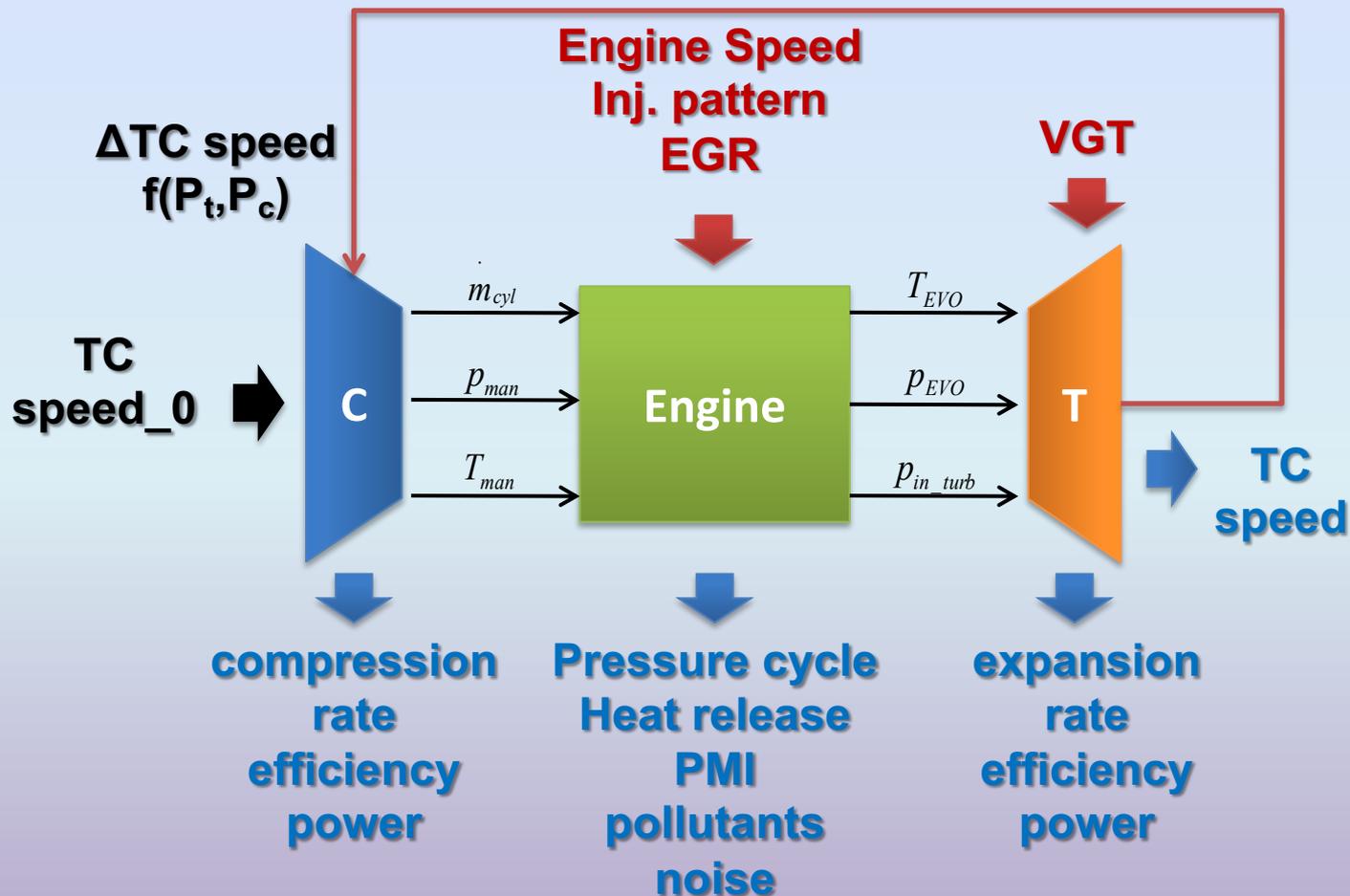
$$p_s = f(\dot{m}_t, T_4, p_4)$$

$$T_s = f(\dot{m}_t, T_4, p_4)$$

Possibile schema di soluzione: $m_m, p_a, T_0 = T_a$ assegnati

1. Assegna p_0 di tentativo
2. Calcola portata ridotta per compressore
3. Assegna N_c di tentativo
4. Calcola β_c e η_c dalle mappe del compressore
5. Calcola pressione e temperatura in ingresso al motore
6. Calcola pressione e temperatura in uscita dal motore
7. Fase di scarico: calcola temperatura e pressione a monte turbina
8. Calcola portata ridotta turbina e rapporto di espansione
9. Calcola velocità turbina dalla mappa
10. Confronta con velocità compressore; se diverso, torna a (3)
11. Calcola rendimento e lavoro turbina
12. Confronta con lavoro compressore; se diversi, torna a (1)

Calcolo delle condizioni di equilibrio T-C





Bibliografia

- G. Ferrari, «Motori a combustione interna». Società Editrice Esculapio.
- J.B.Heywood, «Internal Combustion Engine Fundamentals». McGraw Hill.
- C. Pianese, G. Rizzo, «Dispense del corso di «Modellistica dei sistemi energetici e propulsivi». Università di Salerno.