

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 9 MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA

1.1 Classificazione

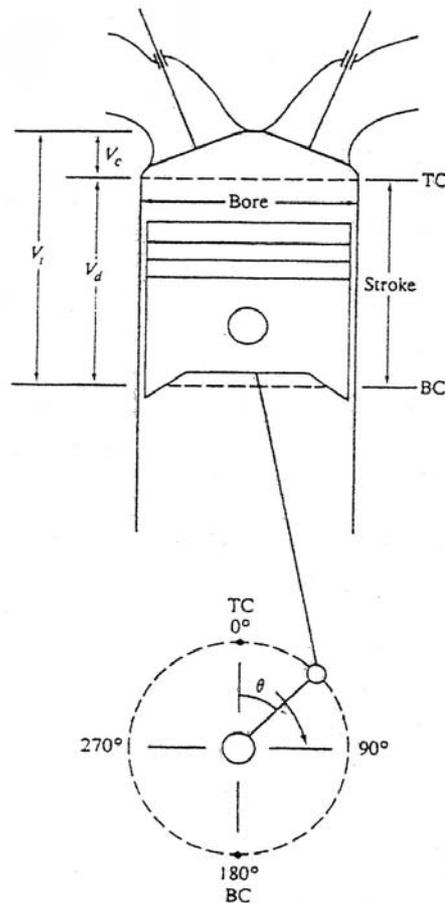


FIGURE 1-1
Basic geometry of the reciprocating internal combustion engine. V_c , V_d and V_i indicate clearance, displaced, and total cylinder volumes.

In linea di principio i motori a combustione interna (MCI) possono essere classificati in base a:

- 1 APPLICAZIONE: automobili, camions, locomotori, aerei, navi e natanti, generazione di potenza, ecc...
- 2 TIPO DI MOTO: alternativo (con varie disposizioni dei cilindri) o rotatorio (Wankel).
- 3 CICLO DI LAVORO: 4 tempi o 2 tempi, aspirato o sovralimentato.
- 4 COMBUSTIBILE: benzina, gasolio, olio combustibile, idrogeno, ecc...
- 5 ALIMENTAZIONE: carburatore, iniezione indiretta, iniezione diretta, ecc...
- 6 ACCENSIONE: comandata (SI Spark Ignition), o spontanea (CI Compression Ignition).
- 7 RAFFREDDAMENTO: a liquido, ad aria, ecc...

In ordine di importanza, si possono individuare due classificazioni primarie, da cui discendono poi tutte le altre classificazioni:

- a) **MCI ad accensione comandata** (SI Spark Ignition), cioè ciclo OTTO e **MCI ad accensione per compressione o spontanea** (CI Compression Ignition), cioè ciclo DIESEL:
- b) **MCI a quattro tempi** (Four-Stroke Cycle) (4 corse del pistone ogni 2 giri dell'albero motore) e **MCI a due tempi** (Two-Stroke Cycle) (2 corse del pistone ogni giro dell'albero motore).

1.2 Ciclo a 4 tempi (Otto)

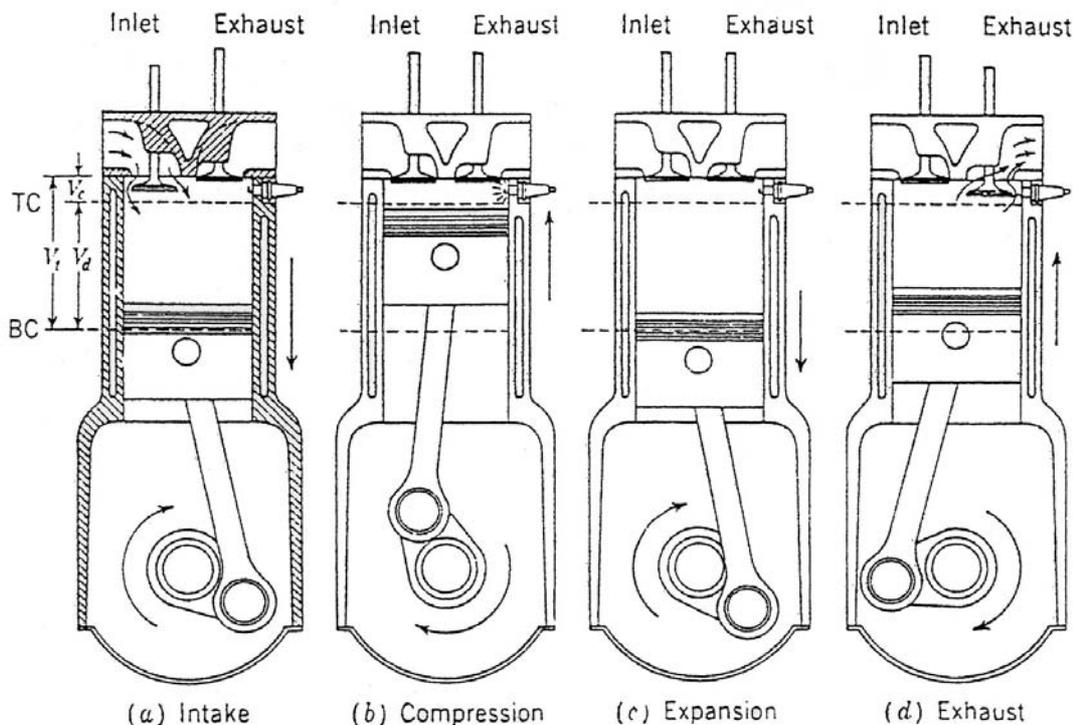


FIGURE 1-2
The four-stroke operating cycle.

Per generare potenza occorre completare un ciclo che è composto da 2 giri dell'albero motore, equivalenti a 4 corse del pistone

1. **CORSA (o FASE) DI ASPIRAZIONE:** inizia col pistone al punto morto superiore (PMS) (Top-Dead Center; TDC) e termina col pistone al punto morto inferiore (PMI) (Bottom-Dead Center; BDC) e consiste nell'introduzione di miscela fresca nel cilindro.

Solitamente, per aumentare la massa introdotta, la valvola di aspirazione si apre prima del PMS e si chiude dopo il PMI.

2. **CORSA DI COMPRESSIONE:** entrambe le valvole di aspirazione e di scarico sono chiuse e la miscela all'interno del cilindro viene compressa dal pistone.

Verso la fine della compressione inizia la combustione (a volume circa costante) e la pressione e la temperatura all'interno del cilindro aumentano rapidamente.

3. **CORSA DI ESPANSIONE:** inizia col pistone al PMS e termina col pistone al PMI. Il pistone viene spinto verso il basso, provocando la rotazione dell'albero motore attraverso il meccanismo biella-manovella, dai gas ad alta pressione.

Solitamente prima del PMI si apre la valvola di scarico ed inizia il processo di espulsione dei gas dal cilindro perché si trovano ad una pressione maggiore di quella esterna.

4. **CORSA DI SCARICO:** con la valvola di scarico aperta i gas combusti residui vengono espulsi dal cilindro perché vengono spinti dal pistone che sta salendo verso il PMS.

Appena prima del PMS si apre la valvola di aspirazione ed appena dopo il PMS si chiude la valvola di scarico ed il ciclo riparte.

1.3 Ciclo a 4 tempi (Diesel)

1. **CORSA DI ASPIRAZIONE:** la stessa del ciclo Otto con la differenza che viene introdotta solo aria.
2. **CORSA DI COMPRESSIONE:** la differenza è che viene compressa solo aria a valori di pressione e temperatura maggiori.

Verso la fine della compressione il combustibile viene iniettato in camera di combustione dove evapora, si mescola con l'aria ed inizia la combustione.

3. **CORSA DI ESPANSIONE:** come nel ciclo Otto.
4. **CORSA DI SCARICO:** come nel ciclo Otto.

Per ottenere una potenza maggiore da un motore della stessa taglia, è stato sviluppato il ciclo a 2 tempi, applicabile sia ai motori ad accensione comandata (*SI Engine Cycle*), sia ai motori ad accensione per compressione (*CI Engine Cycle*).

1.4 Ciclo a 2 tempi ad accensione comandata (Two-Stroke SI Engine Cycle)

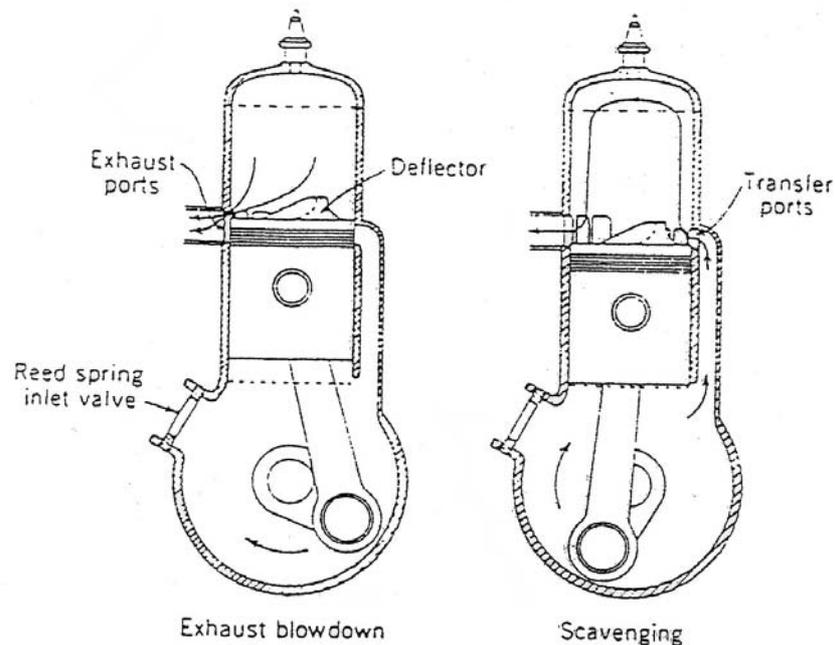


FIGURE 1-3
The two-stroke operating cycle. A crankcase-scavenged engine is shown.

In questo tipo di propulsore il ciclo viene completato in 1 giro dell'albero motore, equivalente a 2 corse del pistone.

Inoltre i flussi in ingresso ed in uscita dal cilindro vengono controllati da opportune "luci", la cui apertura o chiusura è determinata dal moto del pistone, senza l'impiego di valvole come nel 4T.

La miscela fresca entra nel carter, che è in comunicazione col cilindro, dove viene leggermente compressa dal manovellismo.

1. **CORSA DI COMPRESSIONE:** inizia quando il pistone, salendo, chiude le luci di aspirazione e di scarico e comprime la carica all'interno del cilindro.
Nello stesso tempo viene risucchiata carica fresca nel carter.
Quando il pistone è quasi al PMS, inizia la combustione.
2. **CORSA DI ESPANSIONE:** analogamente al caso a 4T, il pistone viene spinto verso il PMI dai gas ad alta pressione.
Durante la fase di espansione il pistone apre da prima le luci di scarico, attraverso le quali esce la maggior parte dei gas combusti e successivamente le luci di aspirazione.
Quando queste ultime sono aperte, la carica fresca che è stata parzialmente compressa nel carter, entra nel cilindro.
Generalmente il pistone e le luci di aspirazione hanno una conformazione tale da impedire che la carica fresca esca direttamente dalle luci di scarico senza bruciare e contribuisca invece ad effettuare il cosiddetto "lavaggio" del cilindro, espellendo i gas residui.

Il problema principale del 2T è proprio la fase di lavaggio, durante la quale:

- una parte di carica fresca in arrivo dal carter esce direttamente dalle luci di scarico, causando una perdita di efficienza ed un aumento delle emissioni inquinanti.
- Non si riesce a riempire completamente la camera di combustione con miscela fresca.

1.5 Ciclo a 2 tempi ad accensione per compressione (Two Stroke CI Engine Cycle)

Si differenzia dal ciclo 2T SI per due particolarità:

- il pistone comprime solo aria ed il combustibile viene iniettato quando il pistone è quasi al PMS.
- non vi è la candela e la combustione si autoinnesca quando viene iniettato il combustibile.

1.6 Caratteristiche dei motori aeronautici

✚ ELEVATA AFFIDABILITA'

✚ RAPPORTO PESO/POTENZA [kg/kW]

Diminuisce al crescere delle dimensioni dei motori.

Valori tipici: $0.7 \div 0.8 kg/kW$ per piccole potenze ($\approx 150kW$)

$0.2 \div 0.4 kg/kW$ per grandi potenze ($> 750kW$)

✚ INGOMBRO FRONTALE [kW/m^2]

Dipende da vari fattori:

- Architettura del motore (in linea, a V, a stella, ecc...)
- Tipo di raffreddamento (a liquido o ad aria)

Valori tipici: $\approx 150 kW/m^2$ per piccoli motori

$\approx 1500 kW/m^2$ per grandi motori

✚ NUMERO DI GIRI "n"

E' il numero di rotazioni dell'albero motore nell'unità di tempo, solitamente giri/minuto. E' proporzionale alla potenza, ma è limitato sostanzialmente da:

a) Velocità media del pistone $\bar{u} = \frac{2nc}{60}$ [m/s]

Con c = corsa del pistone, cioè la distanza tra PMI e PMS [m]

n = numero di giri al minuto

Valori tipici di \bar{u} sono compresi tra 5 e 15 m/s per evitare eccessive sollecitazioni meccaniche e per consentire efficaci flussi in aspirazione e scarico.

Per aumentare il numero di giri n senza aumentare la velocità media del pistone, occorre diminuire la corsa $\left(n = \frac{30\bar{u}}{c}\right)$ e questo significa aumentare il numero dei cilindri, a parità di cilindrata.

b) Velocità di rotazione dell'elica

Se n è troppo grande è necessario montare un riduttore. (generalmente con riduzione attorno a 2:1)

c) Consumo specifico $\left[\frac{g/h}{kW}\right]$

Solitamente ha un minimo attorno ai 2500 giri/min.

IN CONCLUSIONE: $n \approx 2000 \div 3000 \text{ giri/min}$

 **RAPPORTO DI COMPRESSIONE VOLUMETRICO “r”**

È il rapporto tra il volume di inizio compressione (PMI) ed il volume di fine compressione (PMS):

$$r = \frac{V_1}{V_2}$$

È anche il rapporto tra i volumi specifici del fluido nei punti 1 e 2.

È inversamente proporzionale al consumo specifico, tuttavia è limitato da:

- Pressione massima nel cilindro, che comporta motori più robusti e quindi più pesanti.
- Detonazione: è un fenomeno di combustione non convenzionale nei motori che si propaga per onde d'urto e provoca danni alle strutture. Si possono anche verificare fenomeni di “pre-accensione” o di “auto-accensione”.
Questi inconvenienti, oltre che da r , dipendono anche dal tipo di combustibile.

IN CONCLUSIONE: $r_{\max} \approx 10$

 **POTENZA SPECIFICA $[kW/litro]$**

Ricordando che in campo aeronautico la potenza va associata ad una quota di riferimento, la potenza specifica dipende da vari fattori quali il tipo di motore (piccolo o grande), il tipo di raffreddamento, il rapporto di compressione r .

Valori tipici (per motore aspirato al suolo): $20 \div 30 \text{ kW/l}$ per piccoli motori ($\approx 150 \text{ kW}$)

$50 \div 60 \text{ kW/l}$ per grandi motori ($\approx 750 \text{ kW}$)

PESO SPECIFICO [kg/litro]

Dipende dal tipo di motore, dal tipo di raffreddamento e se motore aspirato o sovralimentato.

Valori tipici:	$\approx 20 \div 27 \text{ kg/l}$	per motori aspirati di bassa potenza
	$\approx 30 \text{ kg/l}$	per motori con leggera sovralimentazione
	$\approx 20 \div 21 \text{ kg/l}$	per motori a stella semplice e leggera sovralimentazione
	$\approx 24 \div 27 \text{ kg/l}$	per motori a doppia stella fortemente sovralimentati
	$\approx 26 \div 29 \text{ kg/l}$	per grossi motori (12 cilindri a V) fortemente sovralimentati

CONSUMO SPECIFICO [$\frac{\text{g/h}}{\text{kW}}$]

I miglioramenti apportati all'architettura del motore ed alla natura del combustibile hanno consentito di aumentare sia i rapporti di compressione sia le pressioni di alimentazione, favorendo sia le potenze sia i consumi.

Valori tipici:	$\approx 150 \div 170 \frac{\text{g/h}}{\text{kW}}$	per piccoli motori
	$\approx 120 \div 140 \frac{\text{g/h}}{\text{kW}}$	per motori di grande potenza

Per quanto riguarda i consumi di olio, si possono ritenere dell'ordine dei $\approx 2 \div 5 \frac{\text{g/h}}{\text{kW}}$

1.7 Configurazioni dei motori aeronautici

Trascurando gli organi ausiliari quali carburazione, distribuzione, accensione, lubrificazione, scarico, ecc...le configurazioni dipendono principalmente dai seguenti fattori:

NUMERO DEI CILINDRI

Orientativamente da 2 a 24 e più cilindri a seconda della cilindrata totale e unitaria.

DIAMETRO DEI CILINDRI Φ

Indicativamente sono stati adottati diametri tra 80 e 160 mm per motori cosiddetti "quadri".
($c/\Phi = 1 \Rightarrow$ motore quadro; $c/\Phi < 1 \Rightarrow$ motore superquadro)

DISPOSIZIONE DEI CILINDRI

Determina la sezione frontale del motore e deve tenere conto delle caratteristiche generali del velivolo.

Di seguito vengono mostrate alcune delle disposizioni che sono state adottate.

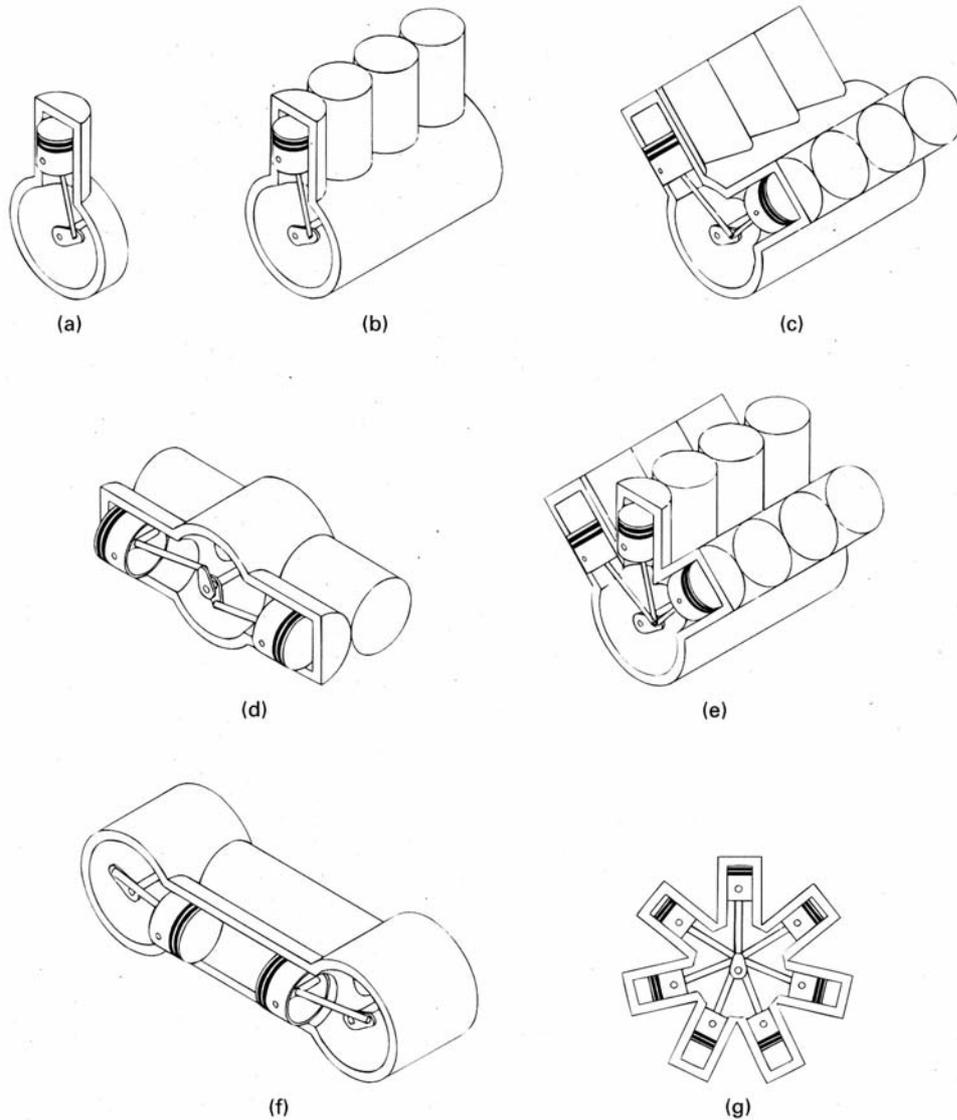


Figure 1-7 Engine Classification by Cylinder Arrangement. **(a)** Single cylinder. **(b)** In-line, or straight. **(c)** V engine. **(d)** Opposed cylinder. **(e)** W engine. **(f)** Opposed piston. **(g)** Radial.

- (b)** 4/6 cilindri e potenze di 150/200 kW;
- (c)** 12 cilindri e potenze da 300 a 1000 kW;
- (d)** 2/12 cilindri e potenze da 50 a 750 kW;
- (g)** 5/7/9 cilindri per stella e potenze da 50 a 1500 kW

Per il rapido succedersi di fasi a temperatura diversa, le pareti della camera di combustione risentono essenzialmente dei valori medi di temperatura.

E' quindi sufficiente raffreddare le superfici esterne per mantenere le temperature delle pareti interne a limiti tollerabili.

Essenzialmente si hanno due tipi di raffreddamento:

- **AD ARIA** più leggero
più semplice
richiede meno manutenzione
non ci sono pericoli di congelamento
alette per aumentare la superficie di scambio (aumenta la sezione frontale)
difficoltà di raffreddamento dei cilindri posteriori

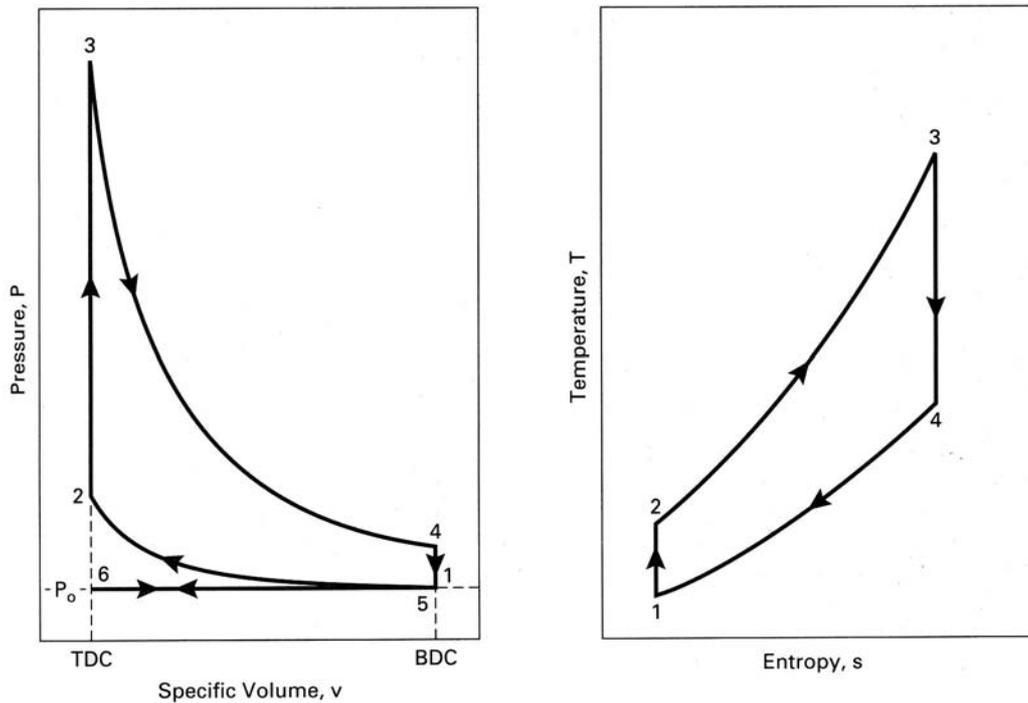
- **A LIQUIDO** raffreddamento più uniforme
si possono usare rapporti di compressione maggiori
si possono diminuire le sezioni frontali
più complicato perché richiede un circuito chiuso con serbatoio, pompa e radiatore
pericoli di congelamento del refrigerante
richiede più manutenzione

1.8 Ciclo Otto ideale 4T

Il ciclo che si compie realmente all'interno di un cilindro di un MCI è molto complicato da analizzare, pertanto il primo approccio è quello di considerare un ciclo ideale (air-standard cycle) che si discosta da quello reale principalmente per le seguenti ragioni:

1. il fluido evolvente è trattato come se fosse aria.
2. la combustione è sostituita da una somministrazione di calore a volume costante.
3. le fasi di aspirazione e scarico sono considerate a pressione costante.
4. le fasi di compressione ed espansione sono considerate isentropiche

Il ciclo ideale è rappresentato nelle figure seguenti.



Riferendosi al piano p-v, si distinguono le fasi:

- 6-1 aspirazione: il pistone va dal PMS al PMI (valvola di aspirazione aperta)
- 1-2 compressione isentropica: il pistone va dal PMI al PMS (valvole chiuse)
- 2-3 combustione a volume costante: il pistone è teoricamente fermo al PMS (valvole chiuse)
- 3-4 espansione isentropica: il pistone va dal PMS al PMI (valvole chiuse)
- 4-5 scarico a volume costante: il pistone è teoricamente fermo al PMI (valvola di scarico aperta)
- 5-6 scarico: il pistone ritorna al PMS (valvola di scarico aperta).

Spesso i processi 6-1 e 5-6 non vengono riportati sul piano p-v perché non sono necessari nell'analisi del ciclo, in quanto si annullano dal punto di vista termodinamico.

 ANALISI TERMODINAMICA DEL CICLO

Processo 6-1

Aspirazione di aria (in realtà di miscela) alla pressione ambiente; se sono noti p_1 e T_1 si ha:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} \quad (R=287 \text{ J/kgK})$$

Processo 1-2

Compressione isentropica; se è noto il rapporto di compressione r si ha:

$$v_2 = \frac{v_1}{r}$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma = p_1 r^\gamma$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R}$$

Si possono usare anche le relazioni $T_1 v_1^{\gamma-1} = T_2 v_2^{\gamma-1}$ e $T_1 p_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 p_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

Processo 2-3

Combustione a volume costante

$$v_3 = v_2$$

$$Q_{2-3} = C_v (T_3 - T_2) = \frac{Q_f}{\alpha + 1}$$

$$(m_a + m_f) C_v (T_3 - T_2) = m_f Q_f \quad (C_v=0.718 \text{ kJ/kgK}; Q_f=45000 \text{ kJ/kg})$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_f}{C_v (\alpha + 1)}$$

$$p_3 = \frac{RT_3}{v_3}$$

Processo 3-4

Espansione isentropica

$$v_4 = v_5 = v_1$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^\gamma = p_3 \left(\frac{1}{r} \right)^\gamma$$

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = T_3 \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1}$$

Processo 4-5

Scarico a volume costante

$$v_5 = v_4 = v_1$$

$$Q_{4-5} = C_v(T_4 - T_5) = C_v(T_4 - T_1)$$

Processo 5-6

Scarico a pressione costante $p_5 = p_6 = p_1$

PRESTAZIONI

Rendimento termico ideale η_t

Per definizione si ha:

$$\eta_t = \frac{L_i}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left[\left(\frac{T_4}{T_1} \right) - 1 \right]}{T_2 \left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right]}$$

$$T_2 v_2^{\gamma-1} = T_1 v_1^{\gamma-1}$$

$$T_3 v_3^{\gamma-1} = T_4 v_4^{\gamma-1}$$

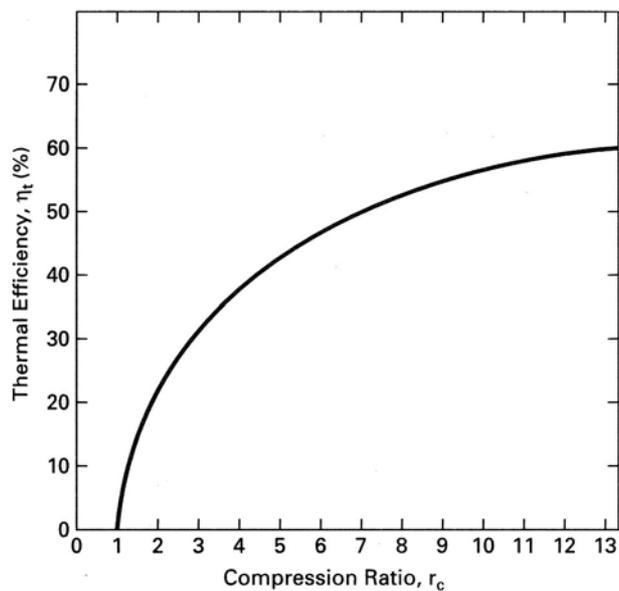
$$v_2 = v_3$$

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

da cui si ottiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1}$$

il cui andamento è riportato in figura.



Potenza ideale P_i [kW]

La potenza ideale è data dal rapporto tra il lavoro ideale totale ed il tempo impiegato per percorrere un ciclo:

$$P_i = \frac{L_{itot}}{t_{ciclo}}$$

$$L_{itot} = L_i m_m = (\eta_i Q_{in}) (\rho_1 V_c) = \left(\eta_i \frac{Q_f}{\alpha + 1} \right) (\rho_1 V_c) = \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \right] \left(\frac{Q_f}{\alpha + 1} \right) (\rho_1 V_c)$$

$$t_{ciclo} = \frac{60}{n} \times 2$$

si ottiene quindi:

$$P_i = (\rho_1 V_c) \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \right] \left(\frac{Q_f}{\alpha + 1} \right) \left(\frac{n}{2 \times 60} \right)$$

dove:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad \text{densità dell'aria in ingresso [kg/m}^3]$$

$$V_c \quad \text{cilindrata del motore [m}^3]$$

$$\rho_1 V_c \quad \text{massa evolvente in un ciclo [kg]}$$

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{in}} = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \quad \text{rendimento termodinamico ideale}$$

$$Q_f \quad \text{potere calorifico inferiore del combustibile [J/kg]}$$

$$\alpha \quad \text{rapporto aria/combustibile}$$

$$n \quad \text{numero di giri al minuto}$$

Consumo specifico ideale sfc $\left[\frac{\text{kg/h}}{\text{kW}} \right]$

E' dato dal rapporto tra la portata oraria di combustibile e la potenza ideale:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_i}$$

dove:

$$\dot{m}_f = \frac{m_f}{t_{ciclo}} = \frac{m_m / (\alpha + 1)}{2(60/n)} 3600 = \frac{\rho_1 V_c n}{2(\alpha + 1)60} 3600 \quad [\text{kg/h}]$$

Coppia [Nm]

La coppia è un buon indice della capacità di un motore di compiere lavoro. E' data dal rapporto tra la potenza e la velocità angolare ω :

$$C = \frac{P_i}{2\pi(n/60)}$$

Pressione media effettiva pme

$$[N/m^2]$$

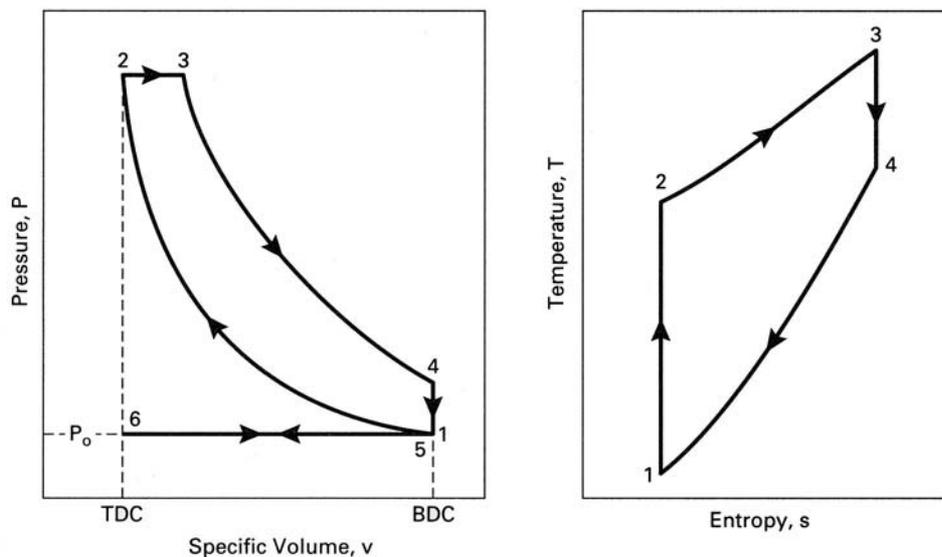
La pressione all'interno del cilindro durante un ciclo è continuamente variabile, per cui è conveniente definire una pressione media di riferimento come rapporto tra il lavoro totale di un ciclo e la cilindrata:

$$pme = \frac{L_{tot}}{V_c} = \rho_v \eta_t \frac{Q_f}{\alpha + 1}$$

La pme è un parametro molto usato per confrontare i motori, perché è indipendente dalle dimensioni del motore (cilindrata) e dal numero di giri, come invece lo sono sia la potenza e sia la coppia.

1.9 Ciclo Diesel ideale 4T

Il ciclo Diesel ideale si distingue dal ciclo Otto essenzialmente per la fase di combustione (che avviene a pressione costante anziché a volume costante) e per il fatto che nelle fasi di aspirazione e compressione il fluido è aria anziché miscela.



ANALISI TERMODINAMICA DEL CICLO

Vengono riportate solo le differenze rispetto al ciclo Otto.

Processo 2-3

Combustione a pressione costante

$$p_3 = p_2$$

$$Q_{2-3} = C_p (T_3 - T_2) = \frac{Q_f}{\alpha + 1}$$

$$(m_a + m_f) C_p (T_3 - T_2) = m_f Q_f \quad (C_p = 1005 \text{ kJ/kgK}; Q_f = 45000 \text{ kJ/kg})$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_f}{C_p (\alpha + 1)}$$

Si definisce un **rapporto di cut-off** β come la variazione di volume che avviene durante la combustione:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

PRESTAZIONI

Rendimento termico ideale η_t

Per definizione si ha:

$$\eta_t = \frac{L_i}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 [(T_4/T_1) - 1]}{T_2 [(T_3/T_2) - 1]}$$

$$T_2 v_2^{\gamma-1} = T_1 v_1^{\gamma-1}$$

$$T_3 v_3^{\gamma-1} = T_4 v_4^{\gamma-1}$$

$$v_4 = v_1$$

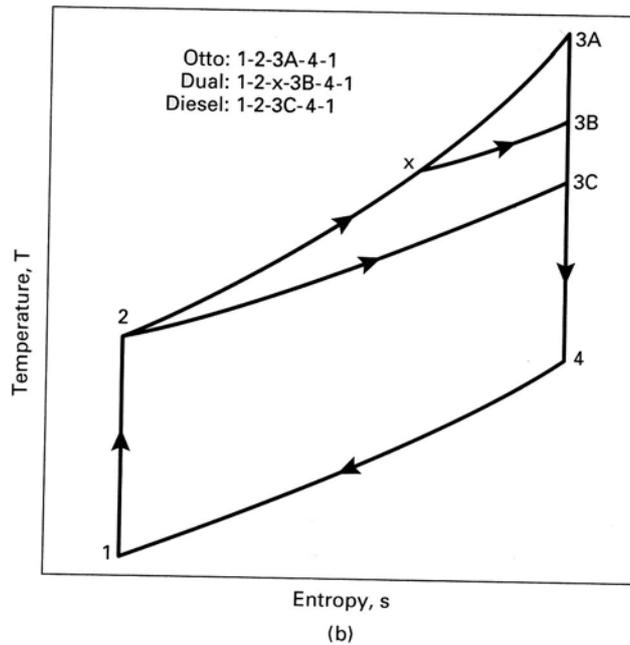
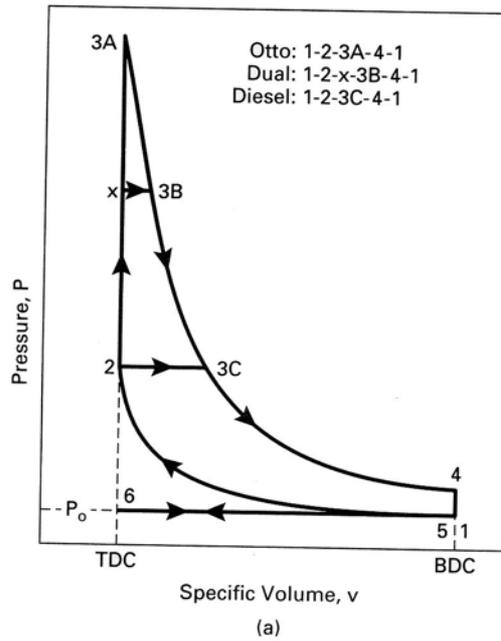
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{\gamma-1} = \beta \beta^{\gamma-1} = \beta^\gamma$$

da cui si ottiene:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \left[\frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \right]$$

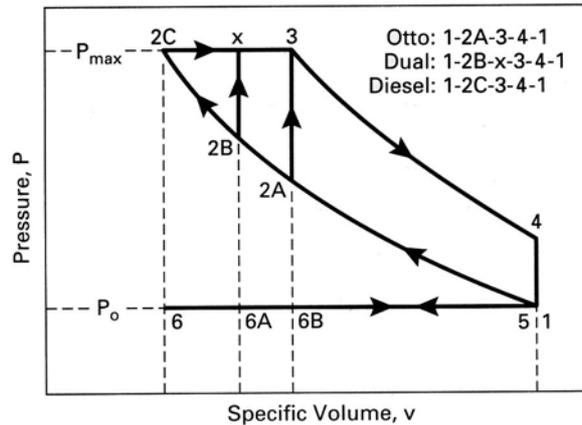
da cui si vede che, poiché il termine entro parentesi quadra è maggiore di uno, **a parità di rapporto di compressione r** , il ciclo Otto ha un rendimento termodinamico migliore del Diesel.



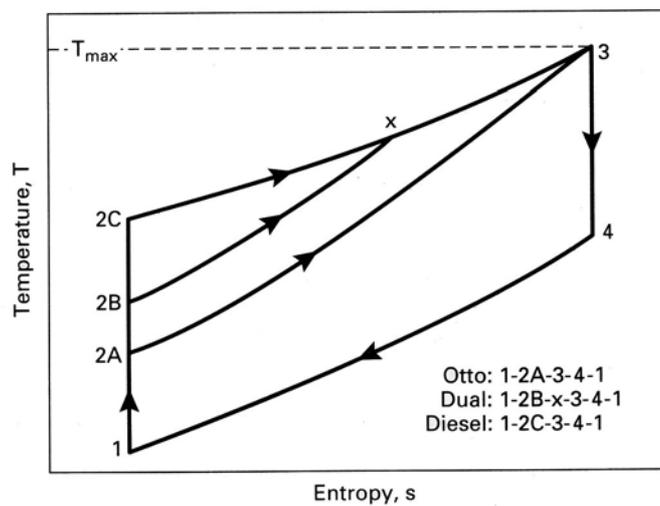
Comparison of air-standard Otto cycle, Dual cycle, and Diesel cycle.
All engines have the same cylinder input conditions and same compression ratio.

Questo però non è il modo migliore di confrontare i due cicli, perché normalmente essi non operano allo stesso rapporto di compressione.

Se si confrontano i due cicli a parità di temperatura e pressione massime raggiunte, si vede che il ciclo Diesel ha un rendimento migliore del ciclo Otto.



(a)



(b)

Comparison of air-standard Otto cycle, Dual cycle, and Diesel cycle. All engines have the same cylinder input conditions and the same maximum temperature and pressure.

Come ricordato in precedenza, oltre ai cicli a quattro tempi, sono stati sviluppati i cicli a due tempi (*Two-Stroke Cycles*), sia del tipo ad accensione comandata, sia ad accensione per compressione.

1.10 Ciclo reale 4T

Il ciclo reale di un MCI non è un ciclo termodinamico standard in quanto non è chiuso ed il fluido varia la propria composizione.

Inoltre vi sono perdite di calore, attriti, ritardi di accensione e di apertura e chiusura delle valvole, tempi finiti per completare i processi di combustione e scarico e scostamenti del fluido di lavoro dal comportamento di un gas ideale.

Tutto ciò fa sì che il rendimento termodinamico del ciclo reale sia inferiore a quello del ciclo ideale che però conserva la sua importanza sia come termine di paragone, sia perché comunque l'influenza che hanno le variabili operative quali temperatura e pressione di ingresso, rapporto di compressione, temperatura massima, numero di giri, ecc... sulle prestazioni, rimangono attendibili.

Potenza reale P_r [kW]

Analogamente al caso ideale, si ha:

$$P_r = \eta_0 \frac{L_{rtot}}{t_{ciclo}} \quad \text{con } \eta_0 \approx 0.85 \text{ rendimento organico (dipende dagli attriti di tutti i cinematismi)}$$

$$L_{rtot} = m_m L_r$$

$$L_r = \eta_{tr} L_i = \eta_{tr} \eta_{ti} Q_{in} = \eta_{tr} \eta_{ti} \frac{Q_f}{\alpha + 1}$$

$$m_m = \lambda_v \rho_a V_c$$

con $\lambda_v = \rho_1 / \rho_a < 1$ rendimento volumetrico: dipende dalle perdite di carico e dal riscaldamento della miscela nei condotti di aspirazione

$$t_{ciclo} = \frac{60}{n} \times 2$$

Si ottiene infine:

$$P_r = \lambda_v \eta_{tr} \eta_0 \rho_a V_c \eta_{ti} \frac{Q_f}{\alpha + 1} \frac{n}{2 \times 60} = \lambda_v \eta_{tr} \eta_0 P_i$$

Generalmente si è trovato che vale la seguente correlazione tra le efficienze termodinamiche reali ed ideali:

$$\eta_{tr} \approx 0.85 \eta_{ti} \quad \text{per un ciclo Otto 4T}$$

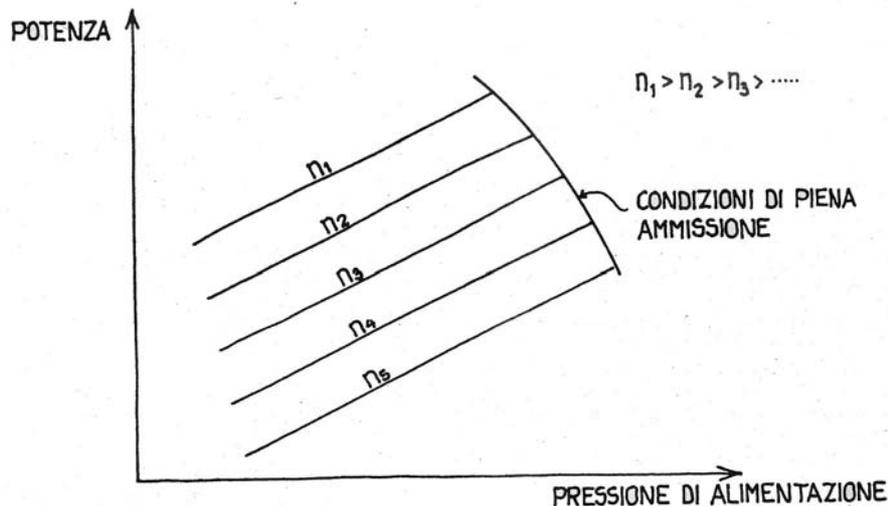
Introducendo la pressione media effettiva, si ha:

$$P_r = pme V_c \frac{n}{2 \times 60}$$

CURVE DI CALIBRATURA AL SUOLO

Sono curve che esprimono la variazione della potenza in funzione della pressione di alimentazione, al variare del numero di giri del motore.

La variazione della pressione di alimentazione p_c è ottenuta agendo sulla valvola a farfalla del condotto di aspirazione.



Motore semplice - Curve di calibratura al suolo

MOTORE SEMPLICE IN QUOTA

Al variare della quota, variano le condizioni di pressione, temperatura e densità dell'aria ambiente.

Come riferimento standard, esiste un'Atmosfera Tipo Internazionale che fornisce una legge di variazione delle proprietà dell'atmosfera con la quota z .

Viene definito motore semplice quello che non è provvisto di mezzi per contrastare la diminuzione di potenza dovuta all'aumento della quota.

Le variazioni di quota si ripercuotono sulle prestazioni e in particolare sulle pressioni medie e sulle potenze.

Per studiare questi effetti si fa riferimento alle grandezze indicate, cioè alla *pressione media indicata* p_{mi} ed alla *potenza indicata* P_{ind} , definite come:

$$p_{mi} = p_{me} / \eta_0 \quad P_{ind} = P_r / \eta_0$$

le quali in quota sono date da:

$$(p_{mi})_z = (\lambda_v \rho_a)_z \eta_r \eta_{ii} \frac{Q_f}{\alpha + 1} \quad (P_{ind})_z = (p_{mi})_z V_c \frac{n}{2 \times 60}$$

La densità varia con la quota di un fattore $\delta = \frac{\rho_z}{\rho_0} = \frac{p_z}{p_0} \times \frac{T_0}{T_z}$

Se tutti i rendimenti rimanessero costanti con la quota, la p_{mi} e la P_{ind} varierebbero secondo un fattore δ ma, mentre η_r e η_{ii} si possono ritenere costanti, il rendimento volumetrico λ_v diminuisce con la quota sostanzialmente perché aumenta lo scambio termico tra carica fresca e pareti dei condotti di alimentazione e perché diminuisce la densità.

In definitiva le grandezze indicate diminuiscono di un fattore $\mu < \delta$:

$$(p_{mi})_z = \mu(p_{mi})_0 \qquad (P_{ind})_z = \mu(P_i)_0$$

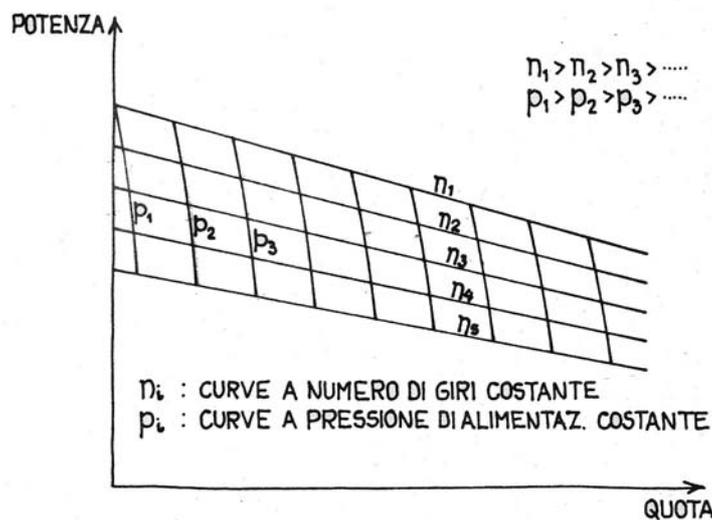
Per passare alle grandezze effettive è necessario considerare l'influenza della quota sul rendimento organico η_0 : si può vedere che anch'esso diminuisce con la quota, di un fattore $\psi < \mu$:

$$(p_{me})_z = \psi(p_{me})_0 \qquad (P)_z = \psi(P)_0$$

Una formula empirica per valutare ψ è la seguente:

$$\psi = 1.1325\delta - 0.1325$$

Ad ogni modo le curve che esprimono convenzionalmente le prestazioni di un motore semplice al variare della quota sono le **CURVE DI POTENZA IN QUOTA**, che danno la potenza in funzione della quota, al variare del numero di giri, in condizioni di piena ammissione (farfalla completamente aperta).



Motore semplice - Curve di potenza in quota

RIMEDI ALLA DIMINUZIONE DI POTENZA CON LA QUOTA

Per fronteggiare la perdita di potenza con la quota, sono stati progettati i **motori adattati**, cioè motori che funzionano in condizioni di progetto quando sono ad una certa quota z_a che viene detta **quota di adattamento** o di **ristabilimento**.

In questi motori, la pressione di alimentazione massima viene raggiunta alla quota di adattamento, ricorrendo a diverse soluzioni tecniche.

MOTORI ALLEGGERITI

Sono basati sul fatto che all'aumentare della quota diminuiscono le sollecitazioni sul motore e quindi si progetta il motore stesso per resistere alle sollecitazioni della quota di adattamento.

A quote inferiori il motore va parzializzato, limitando la pressione di alimentazione con valvole di strozzatura, altrimenti la pressione massima nel cilindro raggiungerebbe valori non tollerabili dalle strutture.

Nonostante questa tecnica, non si riesce a conservare il rapporto *peso/potenza*, che va aumentando al crescere di z .

MOTORI SOVRALESATI

In cui si aumenta la cilindrata tramite l'aumento dell'alesaggio e si parzializza a quote inferiori a quella di progetto.

MOTORI SURCOMPRESSI

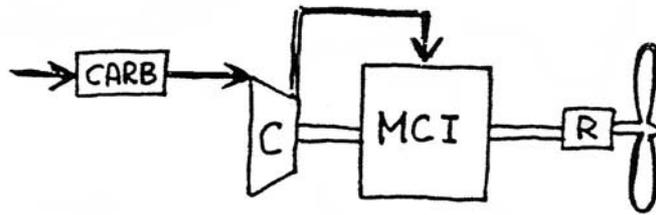
In cui si modifica r per riottenere la potenza che si aveva a terra. Ovviamente questo non si può fare con continuità, però stabilito il nuovo r si può parzializzare l'aspirazione come per i motori alleggeriti.

MOTORI SOVRALIMENTATI

I motori sovralimentati sono forniti invece di un compressore nel circuito di alimentazione.

L'aria, prima di entrare nel cilindro, passa attraverso un compressore (quasi sempre centrifugo) che può essere calettato all'albero motore oppure mosso

autonomamente da una turbina a gas di scarico: nel primo caso si parla di motore sovralimentato meccanicamente (*supercharger*), nel secondo di motore con turbocompressore (*turbocharger*).

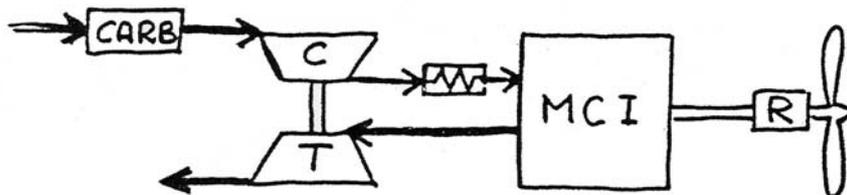


- Nella sovralimentazione meccanica la trasmissione può essere a più rapporti, in modo da individuare tante **quote di ristabilimento** della potenza a terra, quanti sono i rapporti al cambio.

Questa tecnica, oltre a servire per il mantenimento in quota della potenza a terra, è anche un mezzo per aumentare la potenza per unità di cilindrata (ved. applicazioni terrestri).

L'inconveniente principale è che assorbe potenza dal motore.

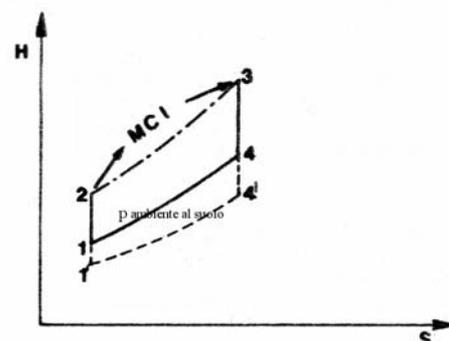
- Nella sovralimentazione con turbina a gas di scarico, il gruppo di sovralimentazione è meccanicamente indipendente dal motore, quindi non assorbe potenza.



Esso si autosostenta, in quanto il salto entalpico di espansione è maggiore del salto entalpico di compressione.

Inoltre praticamente si autoregola, perché all'aumento della quota di volo corrisponde una diminuzione della pressione ambiente che, a parità di pressione di alimentazione, comporta un aumento del lavoro di compressione, compensato però dal lavoro prodotto dalla turbina.

In pratica, ogni quota di volo può essere Vista come una *quota di ristabilimento*.



Anzi, all'aumentare di z , il MCI migliora, seppur di poco, le sue prestazioni perché:

- Diminuisce la temperatura dell'aria
- Aumenta il β del gruppo T-C
- Migliora il rendimento del gruppo T-C

Si esamina adesso brevemente il comportamento del motore con compressore meccanico.

MOTORE CON COMPRESSORE MECCANICO IN QUOTA

CALCOLO DELLA POTENZA EFFETTIVA ALLA QUOTA DI ADATTAMENTO

La potenza effettiva alla quota di adattamento $P_{r_{c_z}}$ è data da:

$$P_{r_{c_z}} = P_{ind_{c_z}} - P_{w_{c_z}} - P_{comp_z}$$

dove:

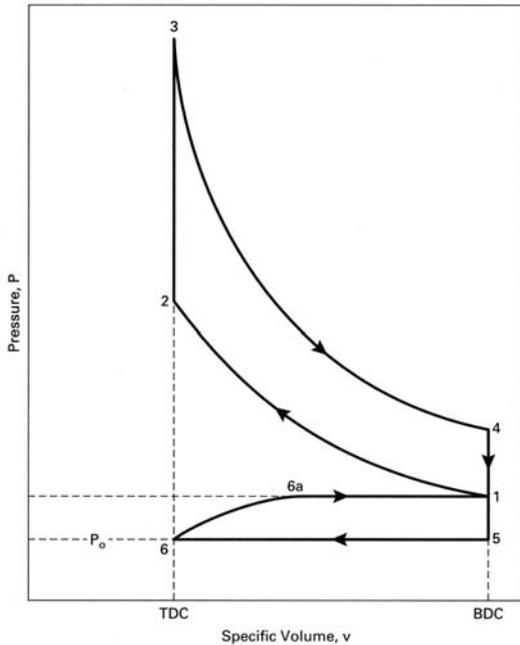
- $P_{ind_{c_z}}$:potenza indicata
- $P_{w_{c_z}}$:potenza perduta per attriti
- P_{comp_z} :potenza assorbita dal compressore

Introducendo il compressore si verifica sostanzialmente che:

- Le condizioni all'aspirazione passano da quelle ambiente (o inferiori nel caso aspirato, considerando le perdite) a quelle all'uscita del compressore (6-6a nel grafico seguente) e portano ad un aumento della pressione del ciclo e della massa di aria introdotta (e quindi un aumento del combustibile).
- Il "ciclo di pompaggio", che nel caso senza compressore forniva un contributo negativo al lavoro del ciclo, adesso dà un contributo positivo.

Infatti, riferendosi alla figura, il lavoro del *ciclo di pompaggio* vale:

$$L_p = L_{6-1} + L_{5-6} = p_{in} (V_5 - V_6) + p_{out} (V_6 - V_5) = (V_5 - V_6)(p_{in} - p_{out}) > 0$$



essendo $p_{in} > p_{out}$ nel caso di compressore.

(Nel motore semplice, essendo $p_{in} < p_{out}$, il lavoro del ciclo di pompaggio è negativo).

In pratica, per tenere in considerazione lo scostamento del ciclo di pompaggio effettivo da quello rappresentato in figura, si introduce un coefficiente $\beta \approx 0.6 \div 0.8$:

$$L_p = \beta V_c (p_{in} - p_{out})$$

Si prendono ora brevemente in esame i vari termini presenti nell'espressione della potenza con compressore.

1) POTENZA INDICATA $P_{ind_{c_z}}$

$$P_{ind_{c_z}} = (pmi)_{c_z} V_c \frac{n}{2 \times 60}$$

dove:

$(pmi)_{c_z}$ = pressione media indicata con compressore a quota z;
cambia, rispetto al caso di motore semplice, nel seguente modo:

$$(pmi)_{c_z} = \mu_c (pmi)_0 \left(\frac{\lambda_{v_c}}{\lambda_v} \right)_z + \beta (p_{in} - p_{out})$$

dove:

- $\mu_c = \frac{p_{in}}{p_0} \times \frac{T_0 + 256}{T_{in} + 256}$ con p_{in} e T_{in} condizioni di uscita dal compressore
- $(pmi)_0$ pressione media indicata senza compressore al suolo
- $\left(\frac{\lambda_{v_c}}{\lambda_v} \right)_z = 1 + \frac{1}{m(r-1)} \left(1 - \frac{p_0}{p_{in}} \right)$ con $m \approx 1.2 \div 1.4$ tiene conto dell'influenza del compressore sul rendimento volumetrico
- $\beta (p_{in} - p_{out})$ è il contributo del ciclo di pompaggio

- $T_{in} = T_z + \frac{T'_{in} - T_z}{\eta_c}$ è la temperatura di uscita dal compressore

2) POTENZA PERDUTA PER ATTRITI $P_{w_{c_z}}$

Può essere espressa da una relazione del tipo:

$$P_{w_{c_z}} = aP_{w_0} + \mu_c \left(\frac{\lambda_{v_c}}{\lambda_v} \right)_z (1-a)P_{w_0}$$

dove il primo termine rappresenta quella parte di potenza perduta sostanzialmente per gli attriti (forze di inerzia) che non dipende dalla quota, mentre il secondo termine dipende dalle condizioni di aspirazione attraverso il fattore $\mu_c \lambda_{v_c} / \lambda_v$ precedentemente visto.

Si ha quindi:

$$aP_{w_0} \approx 0.65P_{r_0} \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right) \quad \text{dove } P_{r_0} \text{ è la potenza reale al suolo senza compressore e } \eta_0 \text{ è il rendimento organico } (\approx 0.85)$$

3) POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE P_{comp_z}

E' data da:

$$P_{comp_z} = \dot{m} C_p (T_{in} - T_z) \quad \text{dove:}$$

$$\dot{m} = \frac{\lambda_{v_c} \rho_{in} V_c}{\frac{2 \times 60}{n}} \quad \text{portata massica del compressore}$$

$$\rho_{in} = \frac{p_{in}}{RT_{in}}$$

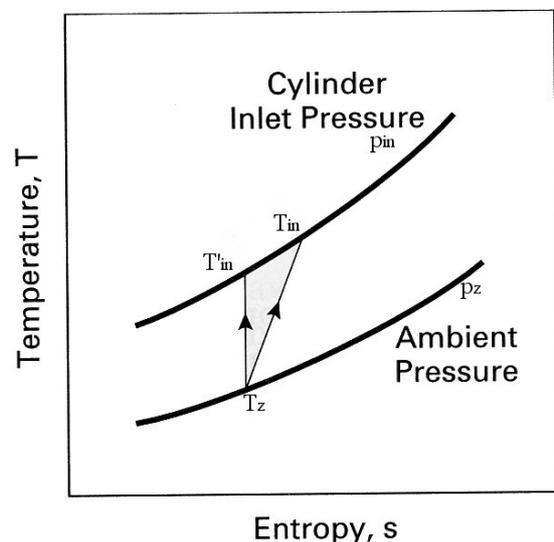
$$\lambda_{v_c} = \lambda_{v_z} \left[1 + \frac{1}{m(r-1)} \left(1 - \frac{p_0}{p_{in}} \right) \right]$$

$$\lambda_{v_z} = \lambda_{v_0} \frac{\mu_c}{\delta}$$

$$\lambda_{v_0} = \frac{\rho_1}{\rho_a}$$

$$\mu_c = \frac{p_{in}}{p_0} \times \frac{T_0 + 256}{T_{in} + 256}$$

$$\delta = \frac{\rho_z}{\rho_0}$$



❖ QUOTA DI RISTABILIMENTO

E' quella quota alla quale la pressione di alimentazione con compressore è uguale alla pressione di alimentazione del motore semplice al suolo.

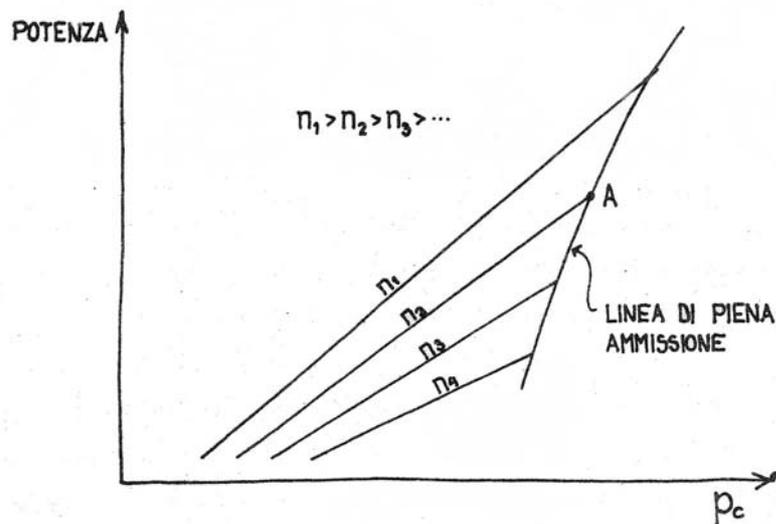
In questo caso si parla di **alimentazione forzata**.

❖ QUOTA DI ADATTAMENTO

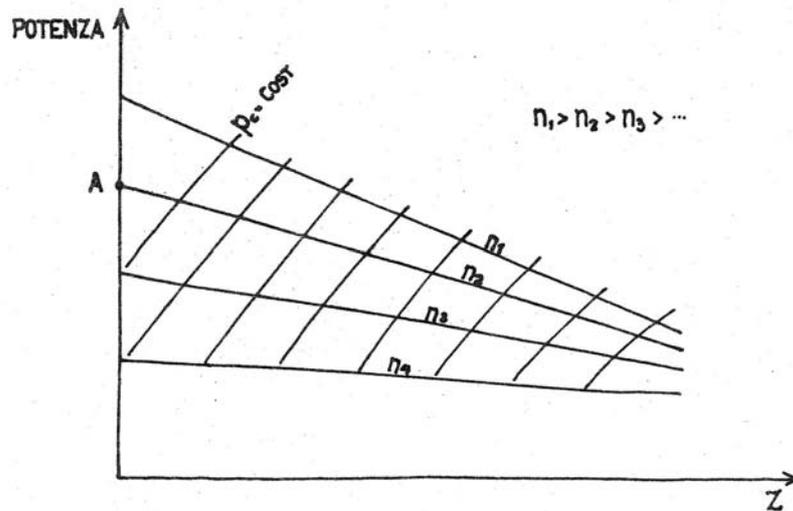
E' quella quota alla quale la pressione di alimentazione con compressore ha un valore prestabilito, solitamente maggiore della pressione di alimentazione del motore semplice al suolo.

In questo caso si è in presenza della vera **sovralimentazione**.

Nel caso di motore con compressore, le prestazioni vengono descritte, come nel caso di motore semplice, dalle **curve di calibratura al suolo** e dalle **curve di potenza in quota**.



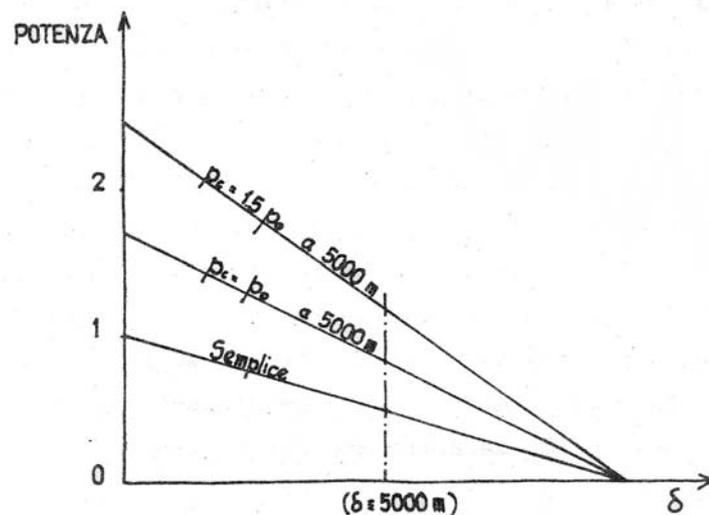
Motore con compressore - Curve di calibratura al suolo



Motore con compressore – Curve di potenza in quota

Le curve di calibratura sono ottenute a giri costanti, agendo sulla valvola a farfalla, mentre le curve di potenza sono ottenute a giri costanti, in condizioni di piena ammissione.

✚ POTENZA A QUOTE DIVERSE DALLA QUOTA DI ADATTAMENTO



In figura sono riportati a titolo di esempio gli andamenti, in funzione della quota, delle potenze di un motore semplice, di un motore con compressore con quota di ristabilimento di 5000 m (alla quale la pressione di alimentazione è uguale a quella al suolo del motore semplice) e di un motore con compressore con quota di adattamento di 5000 m (alla quale la pressione di alimentazione è 1.5 volte la pressione al suolo).

Si può vedere che con il ristabilimento si mantiene a 5000 m circa la potenza di quota zero, mentre mediante l'adattamento la si aumenta.

Inoltre a **quote inferiori** ai 5000 m, la potenza aumenta notevolmente con grave pericolo di eccessive sollecitazioni, mentre a **quote superiori** la potenza del motore sovralimentato diminuisce comunque, con una legge di variazione analoga a quella del motore semplice.

✚ POTENZA A QUOTE INFERIORI A QUELLA DI ADATTAMENTO

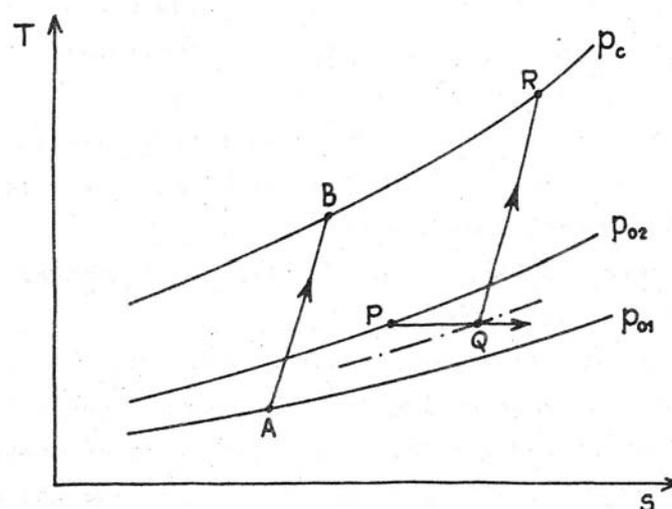
A quote inferiori a quella di adattamento (o ristabilimento), si otterrebbero col compressore potenze e pressioni nettamente superiori a quelle di progetto, in quanto le condizioni esterne sono più favorevoli.

Per non superare i valori di progetto, con pericoli di sovrasollecitazioni, surriscaldamenti ed eventuale detonazione, si cerca di mantenere costante la pressione di alimentazione.

Ciò si ottiene, a giri costanti, mediante **strozzatura** dell'aspirazione, agendo sulla valvola a farfalla.

In questo modo però la potenza, per quote inferiori a quella di adattamento (o di ristabilimento) non si mantiene costante ma diminuisce, sostanzialmente per due ragioni:

1. come si può vedere dal grafico che segue, a parità di pressione di alimentazione, con lo strozzamento si ha una temperatura finale maggiore e quindi diminuisce il peso della carica introdotta (si noti che il lavoro del compressore, a giri costanti, si mantiene circa costante al variare della quota, perché dipende sostanzialmente dal quadrato del numero di giri).



Effetto dello strozzamento

A: condizioni iniziali alla quota di adattamento (o di ristabilimento) $z = z_a$

B: condizioni di uscita dal compressore, partendo da $z = z_a$

A-B = Q-R: lavoro del compressore

P: condizioni iniziali ad una quota $z < z_a$ ($p > p_a; T > T_a$)

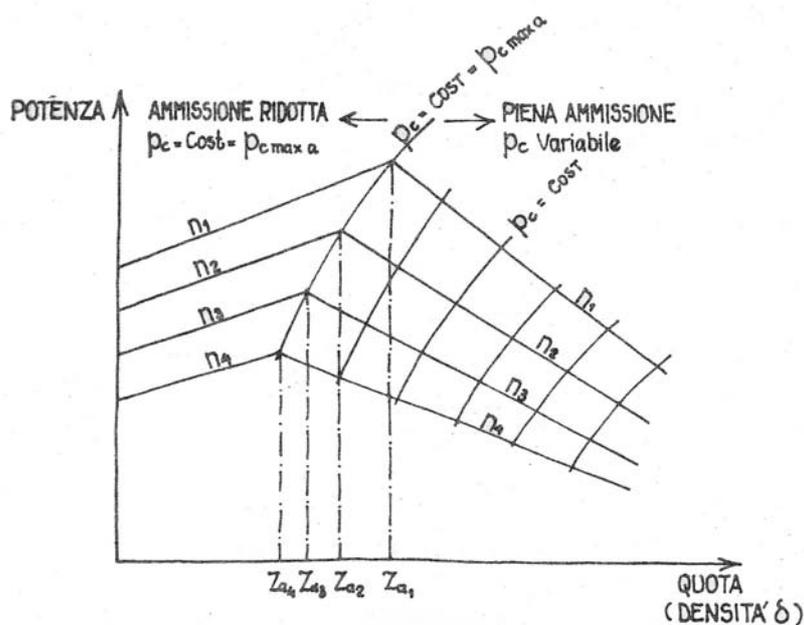
Q: condizioni dopo lo strozzamento isoentalpico

R: condizioni di uscita dal compressore, partendo da $z < z_a$

Nel punto **R** il fluido uscente dal compressore, pur essendo alla stessa pressione del punto **B**, si trova ad una temperatura superiore e quindi ad una densità inferiore.

2. diminuisce il contributo del ciclo di pompaggio, in quanto la pressione ambiente si avvicina alla pressione di alimentazione.

Le curve che danno l'andamento della potenza in quota, al variare del numero di giri (a piena ammissione e con pressione di alimentazione che diminuisce oltre la quota di adattamento) sono quindi costituite da un ramo crescente ed uno decrescente, separati dalla linea a pressione di alimentazione massima (ved. figura seguente).

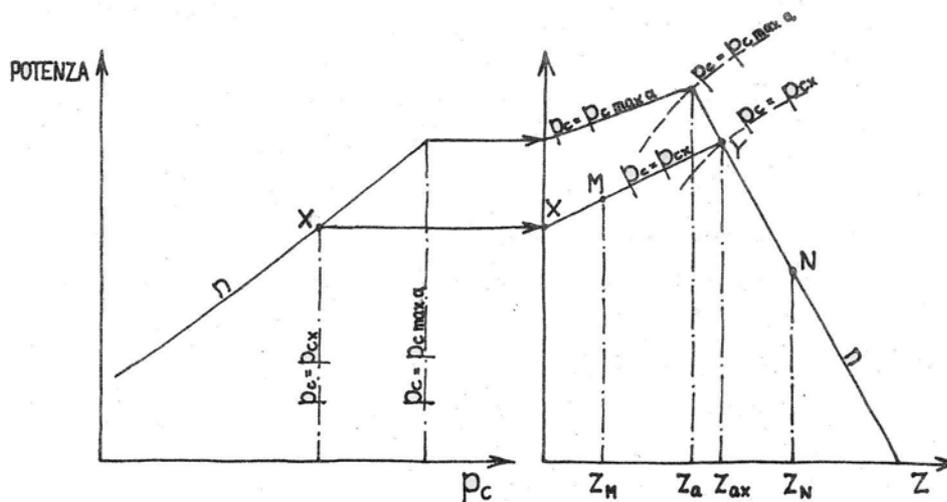


Alla sinistra della linea corrispondente alla massima pressione di alimentazione, la potenza diminuisce (a quote $z < z_a$) a causa dello strozzamento, mentre alla destra, pur essendo in condizioni di piena ammissione, la potenza diminuisce per effetto della quota ($z > z_a$).

Si noti infine che l'andamento cosiddetto **a ginocchio** si ripete al variare del numero di giri e che se per $z < z_a$ si riduce o si annulla lo strozzamento, si possono ottenere potenze anche notevolmente superiori a quelle di progetto (situazioni utili se limitate nel tempo, pericolose se protratte).

In base a quanto visto, è possibile calcolare la potenza a qualunque quota, notando che l'andamento della potenza con δ (densità relativa, da cui si risale immediatamente alla quota) è praticamente rettilineo, per cui una volta determinata la potenza a quota zero e la potenza alla quota di adattamento, la congiungente i due punti fornisce l'andamento della potenza a quote inferiori a z_a .

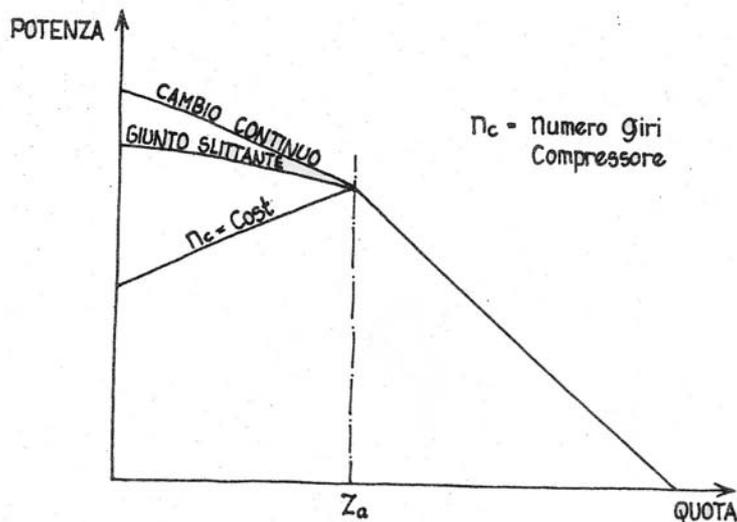
Con l'aiuto della figura successiva, per ottenere la potenza ad una quota $z < z_a$, si può procedere nel seguente modo:



- Sul grafico a destra, per un dato numero di giri ed una data pressione di alimentazione, si determina ad esempio il punto **Y**, che rappresenta la potenza alla quota z_{ax} .
- Sul grafico di sinistra, per lo stesso numero di giri e la stessa pressione di alimentazione, si determina il punto **X**, che rappresenta la potenza al suolo.
- Si riporta il punto **X** orizzontalmente fino ad intersecare l'ordinata del grafico di destra.
- Si congiungono i punti **X-Y** con una linea retta che rappresenta la diminuzione di potenza, a quote inferiori alla z_{ax} , causata dallo strozzamento.
- Sulla linea **X-Y**, si legge la potenza corrispondente ad una data altezza, per esempio z_M , punto **M**, nelle stesse condizioni di numero di giri e di pressione di alimentazione.

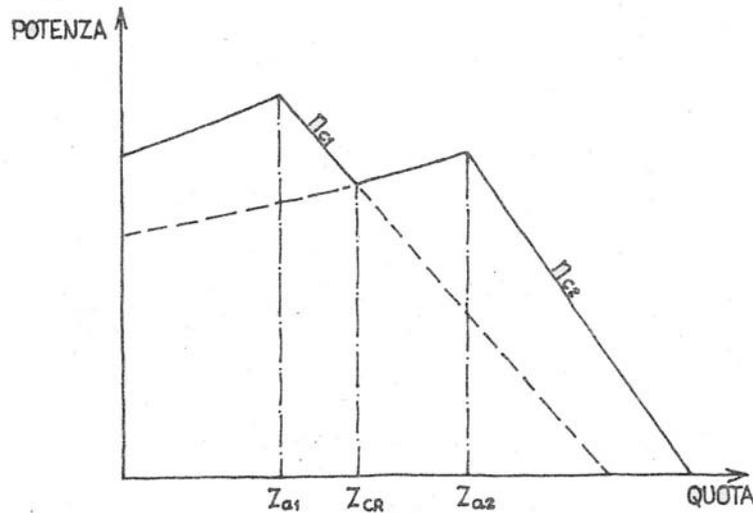
RIMEDI PER LA PERDITA DI POTENZA A QUOTE $Z < Z_a$

Per cercare di contenere la perdita di potenza a quote inferiori a quella di adattamento (o di ristabilimento) occorre eliminare lo strozzamento e, per evitare che si raggiungano pressioni di alimentazione troppo elevate, ridurre il lavoro del compressore diminuendo, ad esempio, il suo numero di giri, senza ridurre i giri del motore.



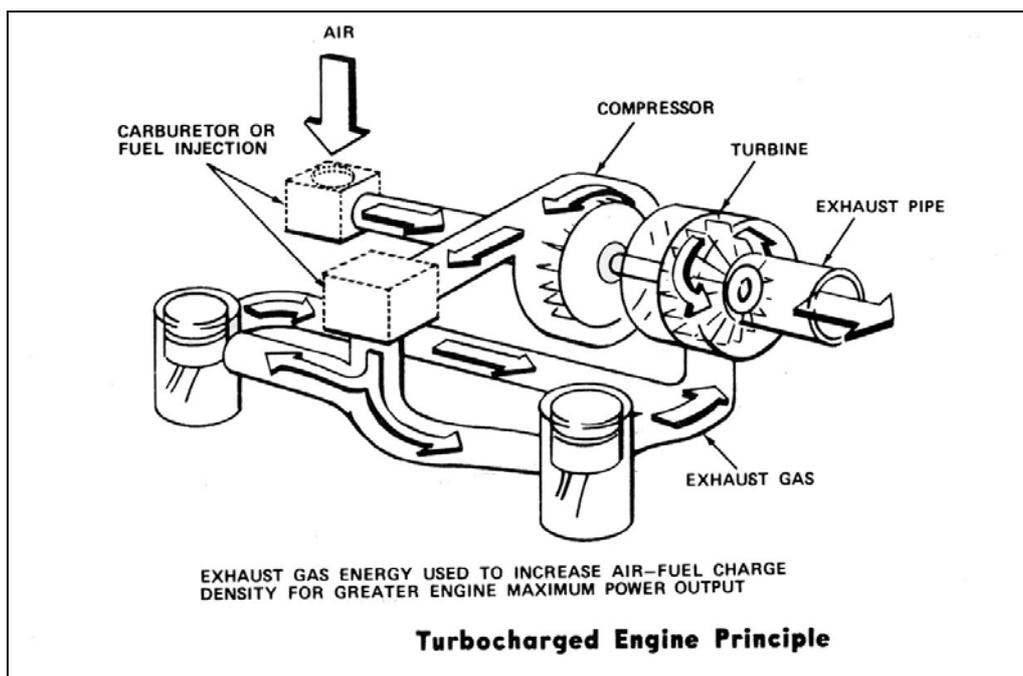
Questo si può fare ricorrendo ad esempio ad un cambio continuo che sia in grado di regolare i giri del compressore in funzione della quota (difficile da realizzare) o ad un giunto slittante di accoppiamento tra l'albero motore e l'albero del compressore.

Un'altra soluzione è quella di utilizzare un cambio di velocità che consenta al compressore di operare a numero di giri diversi, a seconda delle condizioni.



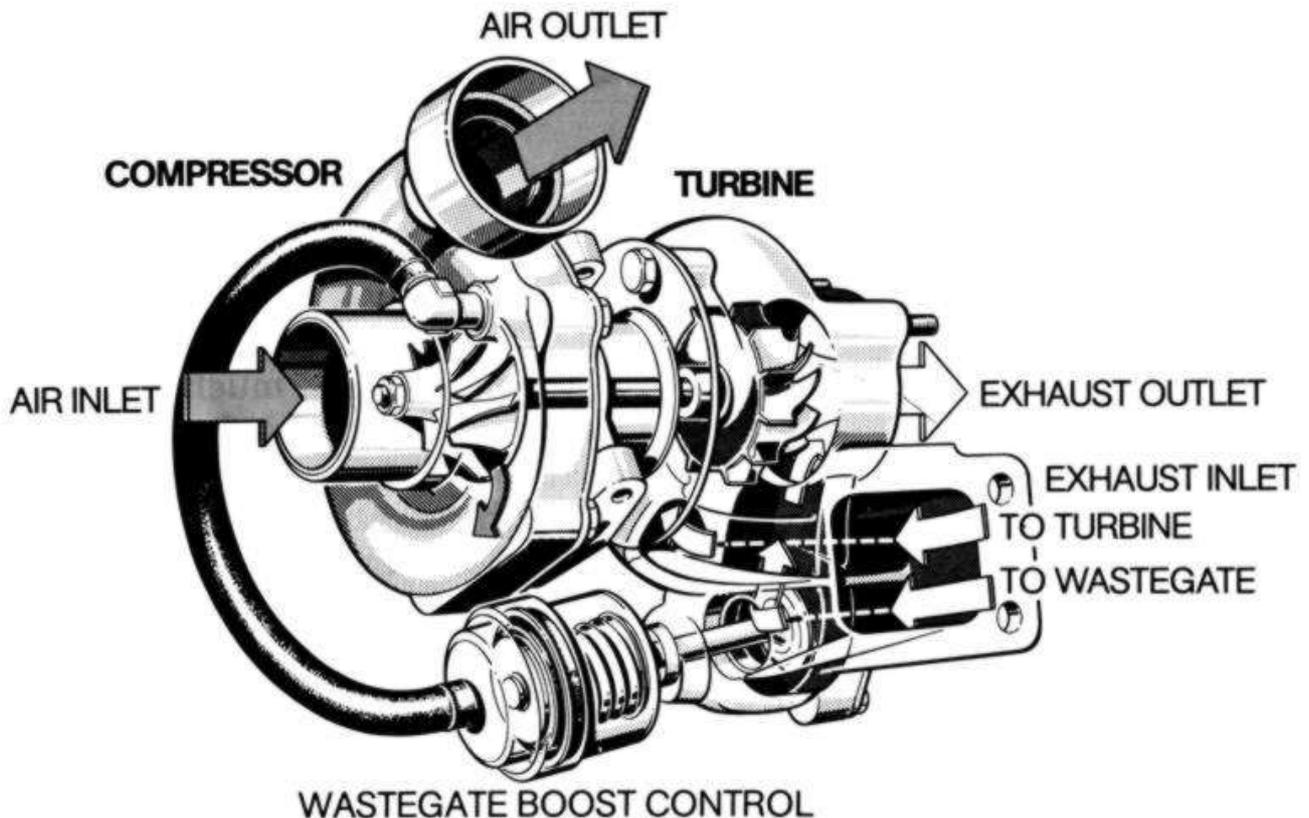
Ad esempio, se il cambio è a due velocità, si hanno due quote di adattamento corrispondenti a due numeri di giri diversi: in pratica è come disporre di due curve di potenza.

MOTORE CON TURBOCOMPRESSORE



Come già accennato, in questo caso il compressore è mosso da una turbina installata allo scarico del motore.

Il vantaggio è che questo dispositivo non sottrae potenza al motore e viene utilizzata solo energia contenuta nei gas di scarico.



In realtà anche in questo caso si ha una perdita di potenza, dovuta alla leggera contropressione allo scarico causata dalla presenza della turbina.

Il salto di pressione a disposizione della turbina generalmente non è molto alto ed a causa di ciò le velocità di rotazione sono molto alte (anche superiori ai 100000 giri/min).

Queste velocità e le elevate temperature richiedono materiali speciali e possono causare problemi di affidabilità.

Spesso a valle del compressore viene installato uno scambiatore di calore per abbassare la temperatura dell'aria compressa.

Poiché il gruppo T-C è autonomo, il **lavoro massico** estratto dalla turbina, deve equilibrare il lavoro richiesto dal compressore (alla quota di adattamento):

$$L_c = L_t = C_p \eta_t (T_{in} - T_{out}) = C_p \eta_t T_{in} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

dove:

- η_t :rendimento adiabatico della turbina
- T_{in} :temperatura di ingresso in turbina alla quota z_a
- p_a :pressione ambiente alla quota z_a
- p_s :pressione di ingresso in turbina alla quota z_a (si ricava dal bilancio T-C)