

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 9 MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA

1.1 Concetti fondamentali

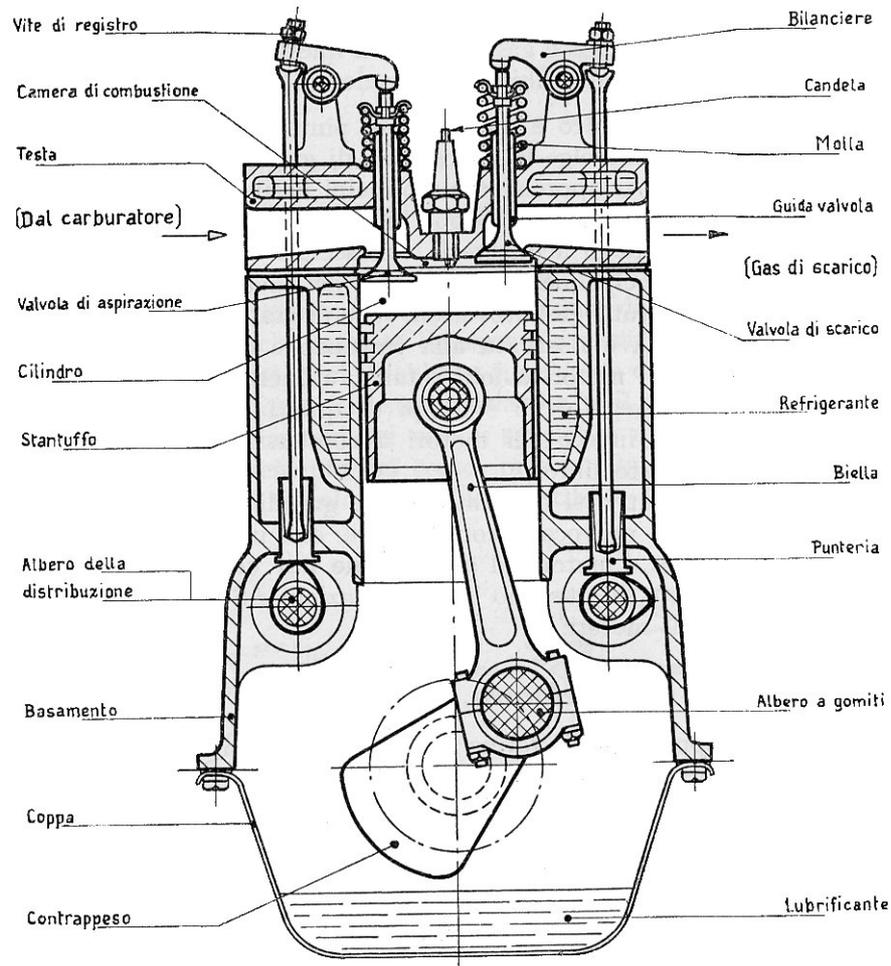


Fig. 3. - Schema motore alternativo.

Il motore alternativo è una “*macchina termica*” che ha lo scopo di trasformare l’energia in lavoro meccanico.

L’energia viene fornita alla macchina sotto forma di energia chimica posseduta da un combustibile e viene trasformata in energia termica (calore) mediante un processo di combustione.

Il lavoro utile meccanico, nel motore alternativo, è compiuto da organi in “*movimento alternato*” (pistoni o stantuffi) che scorrono all’interno di cilindri.

Nei motori alternativi “*endotermici*” o a “*combustione interna*” il fluido evolvente (fluido di lavoro) è aria o una miscela aria/idrocarburi.

In ogni caso l’aria (o la miscela) viene inizialmente compressa all’interno del cilindro, poi attraverso un processo di combustione le viene somministrato calore che provoca un aumento di temperatura e di pressione ed infine, mediante un processo di espansione, si raccoglie il lavoro meccanico utile.

In definitiva quindi, il “*ciclo di funzionamento*” del motore è costituito dalle tre fasi descritte (compressione-combustione-espansione), seguite dallo scarico dei gas combusti e dall’aspirazione di aria dall’ambiente esterno.

In campo aeronautico, il motore alternativo è stato, dall’inizio dell’aviazione nel 1903 fino al 1939, praticamente l’unico propulsore impiegato.

Anche attualmente è largamente utilizzato sia nel campo dell’aviazione leggera, sia come propulsore per elicotteri, rivestendo perciò una notevole importanza pratica e non solo dal punto di vista storico.

1.2 Classificazione

Non esiste un unico criterio di classificazione, anche se in linea di principio i motori a combustione interna (MCI) possono essere classificati in base a:

- 1 APPLICAZIONE: automobili, camion, 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 tipi di 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).

1.3 Ciclo a 4 tempi (Otto)

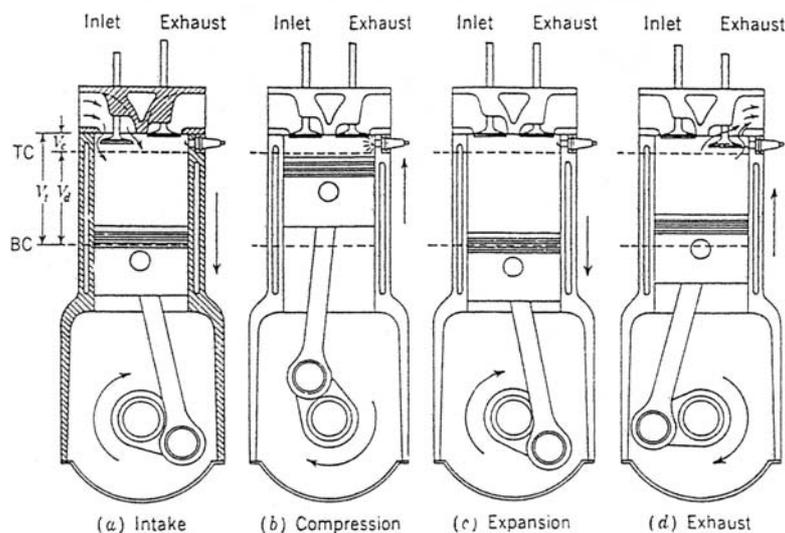
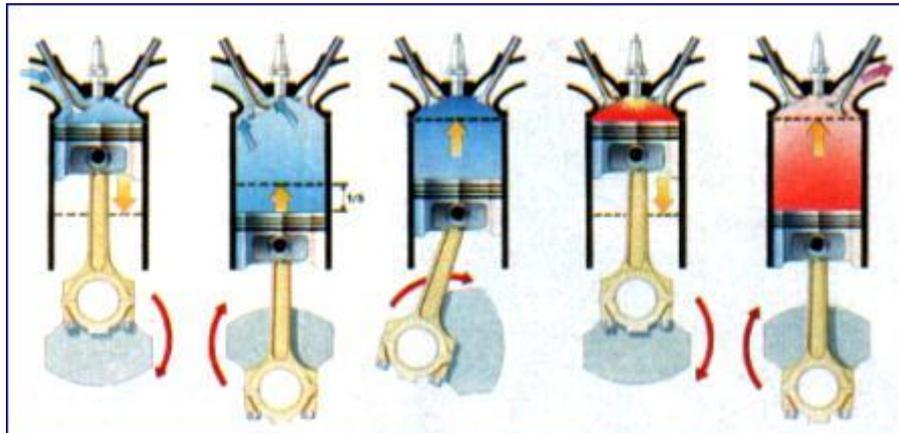


FIGURE 1-2
The four-stroke operating cycle.

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

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.

Delle suddette fasi o corse, che costituiscono il ciclo di funzionamento del motore, una sola è la fase utile (o motore) ed è quella di *espansione*, che utilizza la pressione generata dai gas di combustione. Le altre fasi sono dette *passive*.

1.4 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*).

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

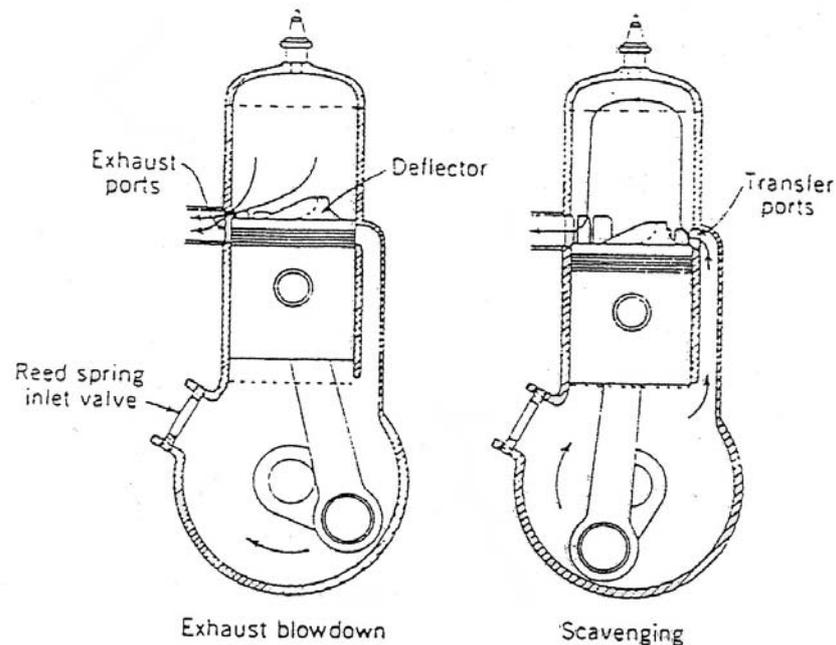


FIGURE 1-3
The two-stroke operating cycle. A crankcase-scavenged engine is shown.

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:

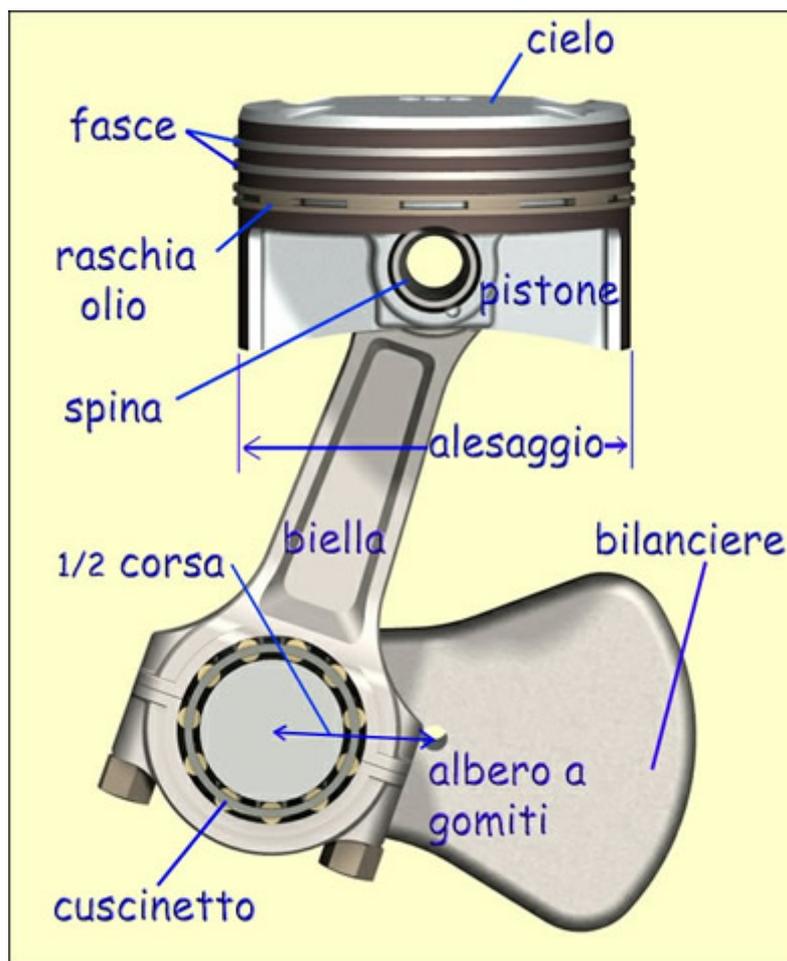
- a) una parte di carica fresca in arrivo dal carter esce direttamente dalle luci di scarico, causando una perdita di efficienza ed un aumento delle emissioni inquinanti.
- b) Non si riesce a riempire completamente la camera di combustione con miscela fresca.

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

Si differenzia dal ciclo 2T SI per due particolarità:

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

Parti essenziali di un motore alternativo



Come ampiamente noto, un motore è sostanzialmente costituito da uno o più cilindri, all'interno dei quali scorrono, a perfetta tenuta e con poco attrito, degli stantuffi (pistoni) collegati ad una o più manovelle per mezzo delle bielle.

Ogni cilindro è chiuso nella parte superiore (testa del cilindro o fondo del cilindro) ed è aperto nella parte inferiore.

I cilindri ed altri organi mobili del motore, vengono racchiusi e sostenuti da uno speciale basamento detto *carter*.

All'interno del cilindro si svolgono le varie fasi che costituiscono il ciclo del motore e che ne determinano il suo funzionamento.

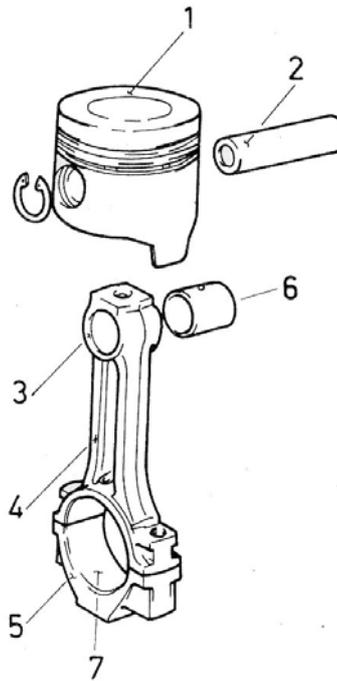
Ogni pistone che scorre all'interno di un cilindro, si sposta dal *punto morto superiore* (PMS, posizione del pistone più vicina alla testa del cilindro) al *punto morto inferiore* (PMI, posizione del pistone più lontana dalla testa del cilindro) (punti morti perché, in tali posizioni, la velocità del pistone è nulla).

La distanza tra il PMI ed il PMS rappresenta la *corsa* del pistone, che si compie in mezzo giro dell'albero motore. Generalmente è uguale al doppio del raggio di manovella dell'albero motore.

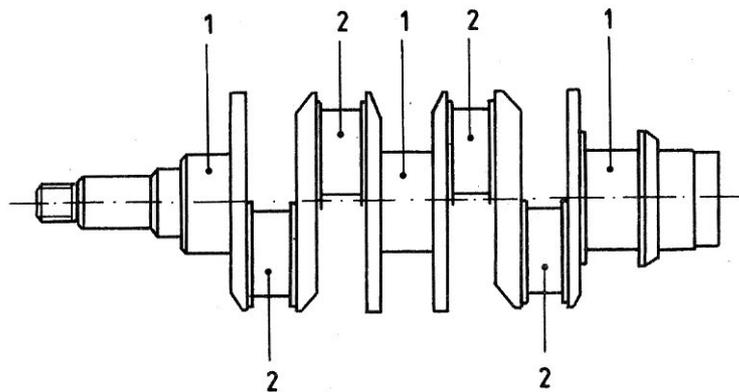
Sulla testa del cilindro sono posizionate solitamente due o quattro valvole: una o due di aspirazione ed una o due di scarico, che servono a regolare opportunamente l'alternarsi delle fasi di funzionamento del motore.

Le valvole sono azionate direttamente dal motore, mediante opportuni meccanismi che ne governano il funzionamento.

Ogni pistone è collegato, mediante uno spinotto, alla biella (piede di biella) e questa all'albero motore (o albero a gomiti) (testa di biella o di manovella) che riceve tutta l'energia del motore stesso e viene supportato da appositi cuscinetti.



1-Pistone; 2-Spinotto; 3-Piede di biella; 4-Biella; 5-Testa di biella; 6-Cuscinetto del piede di biella; 7-Cuscinetto della testa di biella.



1-Supporti di banco; 2-Perni di manovella

Oltre a tali organi fondamentali, altre parti o dispositivi indispensabili al funzionamento del motore possono essere:

- uno o più carburatori, allo scopo di formare la *miscela* (generalmente aria/benzina), secondo un opportuno rapporto aria/combustibile, determinato dalle condizioni di funzionamento del motore.

In alcuni motori il carburatore è sostituito da un impianto di iniezione che invia il carburante in pressione o direttamente in camera di combustione o lungo il condotto di alimentazione del motore;

- uno o due generatori di corrente (magneti o spinterogeni), azionati dal motore stesso, per distribuire l'accensione alle candele;

- un impianto per la lubrificazione del motore;

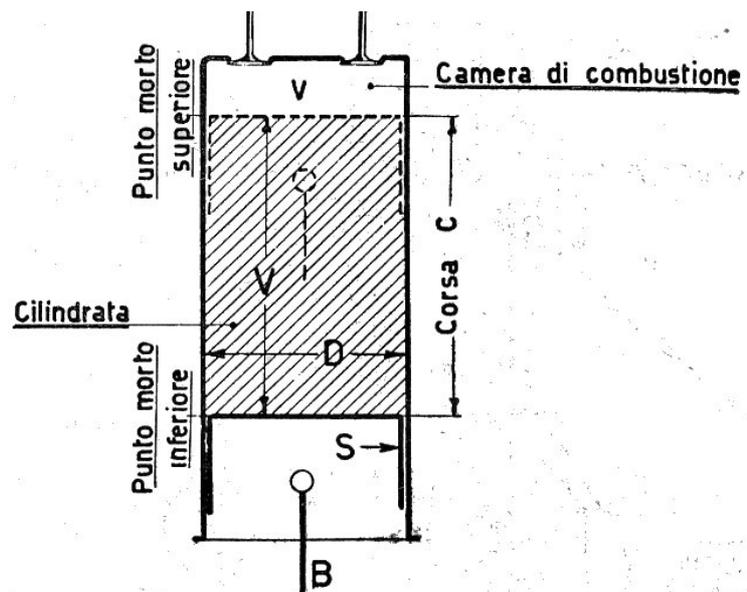
- un impianto per l'eventuale raffreddamento a liquido del motore (generalmente acqua);

- un eventuale compressore (generalmente centrifugo), per la sovralimentazione del motore;
- un eventuale riduttore per diminuire i giri dell'elica rispetto a quelli del motore;
- un dispositivo per l'avviamento del motore.

Volendo riassumere i componenti principali di un motore, si ha:

- | | |
|---|---|
| - Componenti fissi | basamento
cilindri |
| - Componenti in movimento | pistoni
bielle |
| - Componenti che ricevono e trasmettono energia | albero motore |
| - Componenti in movimento per la regolazione delle fasi | valvole di aspirazione e scarico
comandi delle valvole |
| - Componenti ulteriori indispensabili | magneti
pompe di lubrificazione
impianto di raffreddamento
carburettori |
| - Componenti speciali | compressore
riduttore di giri
dispositivi per l'avviamento
dispositivi ausiliari |

Cilindrata e rapporto di compressione



B-biella; S-stantuffo (pistone); C-corsa dello stantuffo; D-alesaggio; V-volume della cilindrata; v-volume della camera di combustione.

Il volume compreso tra il fondo del cilindro ed il cielo del pistone quando esso si trova al PMS, rappresenta il *volume della camera di combustione*.

Il volume che genera lo stantuffo lungo la corsa, cioè spostandosi tra i due punti morti, rappresenta la *cilindrata* del motore.

La *cilindrata totale* del motore è il prodotto della cilindrata unitaria per il numero dei cilindri di cui è costituito il motore.

L'*alesaggio* è il diametro interno dei cilindri.

Detti D l'alesaggio e C la corsa, la cilindrata V risulta essere:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} C$$

Se il motore ha Z cilindri identici, la cilindrata totale V_t è:

$$V_t = ZV = \frac{\pi D^2}{4} CZ$$

Esprimendo D e c in centimetri, la cilindrata risulta espressa in cm^3 .

Si definisce *rapporto di compressione* r (geometrico o volumetrico), il rapporto tra il volume dell'intero cilindro quando il pistone è al PMI (inizio compressione) ed il volume a fine compressione, cioè con il pistone al PMS.

Ricordando le precedenti definizioni di *cilindrata* e *camera di combustione*, si ha:

$$r = \frac{\text{vol.cilindrata} + \text{vol.cam.comb.}}{\text{vol.cam.comb.}}$$

Tale rapporto è anche uguale al rapporto dei volumi specifici del fluido rispettivamente nel PMI e nel PMS.

La determinazione pratica del rapporto di compressione volumetrico si può effettuare rilevando il volume della camera di combustione di uno dei cilindri del motore e viene di norma effettuata dal costruttore.

La *velocità di rotazione* dell'albero motore è misurata comunemente mediante il numero di giri al minuto n oppure in radianti al secondo ω , correlati dalla relazione:

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60}$$

La *frequenza di ciclo* f_c , tenendo conto che un ciclo per un motore a 4 tempi si compie in 2 giri dell'albero motore, è data da:

$$f_c = \frac{n}{2}$$

La *velocità lineare media del pistone* u , relativa ad un giro completo dell'albero motore, durante il quale lo stantuffo percorre uno spazio pari a 2 volte la corsa, si può esprimere come (considerando il moto come rettilineo uniforme):

$$u = \frac{2C}{60/n} = \frac{Cn}{30}$$

La *dosatura* α , o rapporto in massa *aria/combustibile*, è data dal rapporto tra la portata in massa di aria aspirata \dot{m}_a e quella di combustibile \dot{m}_c :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$$

Orientativamente può assumere valori tra 12 e 18 e dipende da vari fattori, tra i quali il tipo di combustibile, il sistema di alimentazione, le condizioni di funzionamento del motore, ecc...

Il *consumo specifico di combustibile* c_{sc} rappresenta la quantità di combustibile consumata dal motore nell'unità di tempo e per unità di potenza:

$$c_{sc} = \frac{\dot{m}_c}{P}$$

Esso solitamente si esprime in $\left[\frac{g/h}{kW} \right]$ e dipende anch'esso da vari fattori quali il tipo di motore (ciclo di funzionamento), tipo di combustibile, la potenza del motore, il tipo di impianto di alimentazione, ecc...

Il *rendimento volumetrico* λ_v (o *coefficiente di riempimento*) è il rapporto tra la massa di aria (o di miscela) m_a effettivamente introdotta nel cilindro per ogni ciclo e la massa m_t che teoricamente occupa un volume pari alla cilindrata, nelle condizioni ambiente.

Esso dà una misura delle perdite che si verificano sostanzialmente nei condotti di aspirazione sia per la loro geometria, sia per gli scambi termici che avvengono al loro interno.

Se il volume a disposizione della carica fresca fosse sempre la cilindrata V , potremmo scrivere, introducendo la densità ρ :

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_t} = \frac{\rho_a}{\rho_t}$$

dove ρ_a rappresenta la densità dell'aria (o della carica) all'interno del cilindro, all'inizio dell'aspirazione, e ρ_t rappresenta la densità dell'aria ambiente.

1.7 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”

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

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

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

E' 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 $\approx 2 \div 5 \frac{\text{g/h}}{\text{kW}}$

1.8 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.

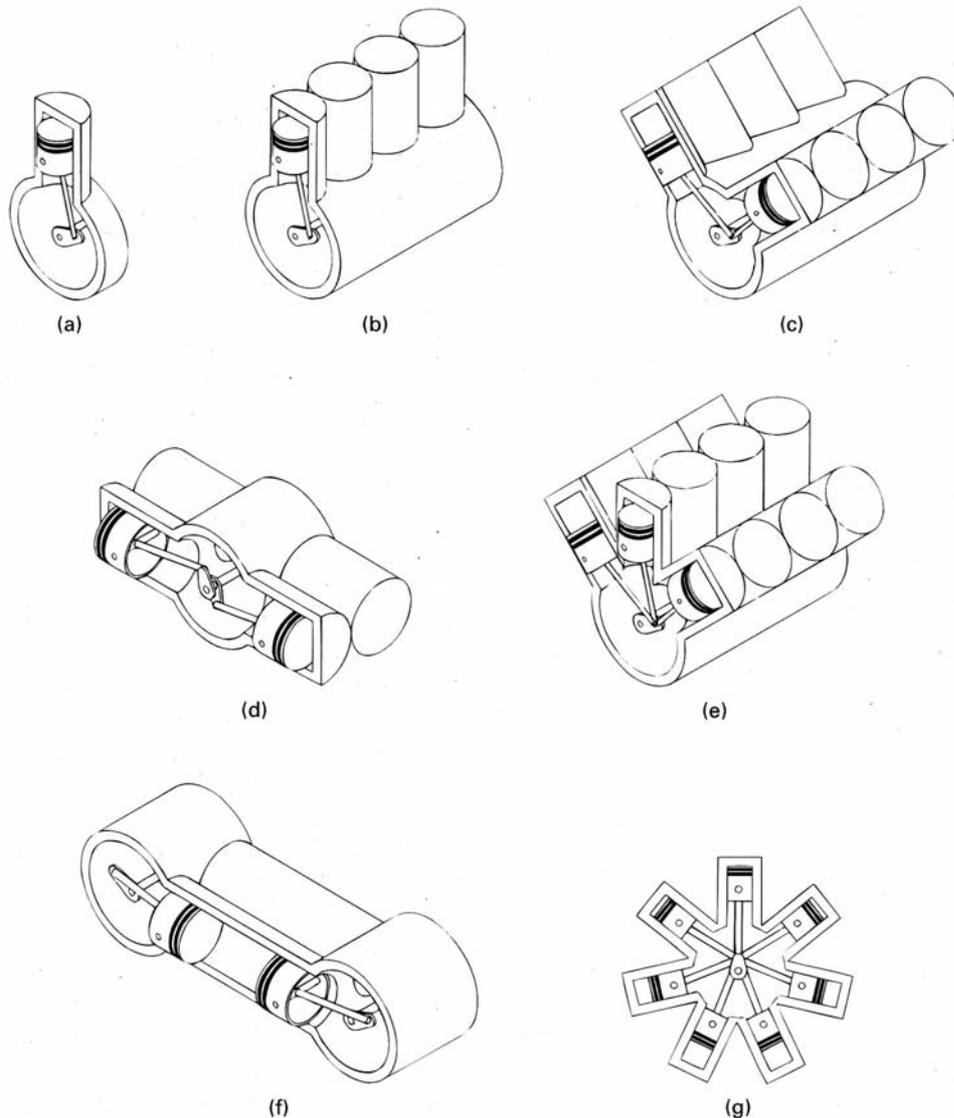


Figure 1-7 Engine Classification by Cylinder Arrangement. **(a)** Single cylinder. **(b)** In-line, or straight. **(c)** V engine. **(d)** Opposed cylinder. **(e)** W engine. **(f)** Opposed piston. **(g)** Radial.

- (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

IMPIANTO DI RAFFREDDAMENTO

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

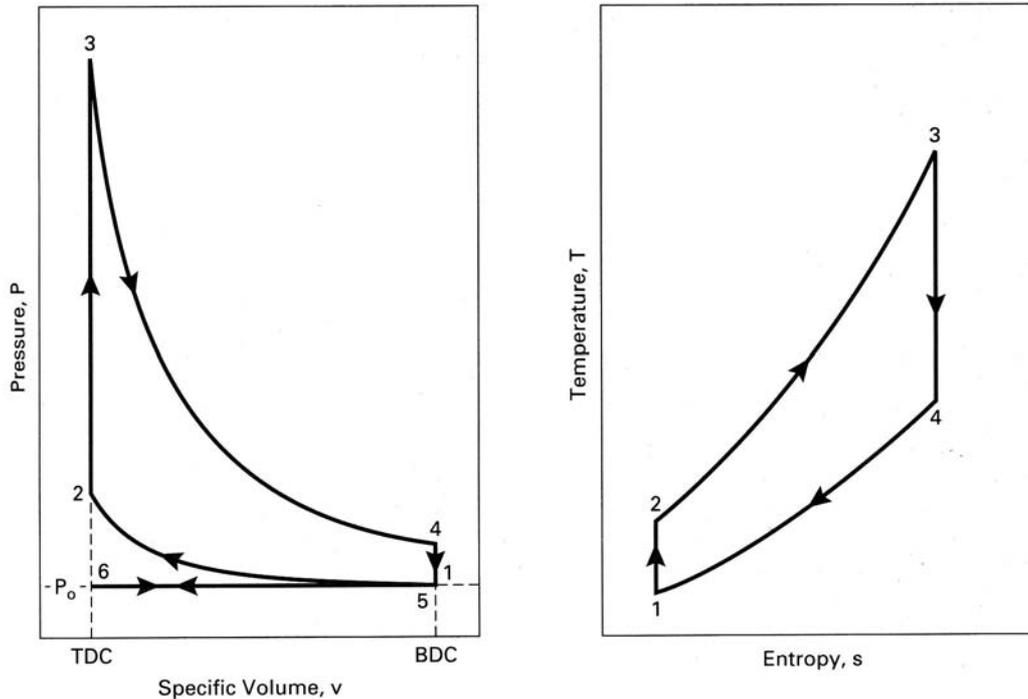
- A LIQUIDO raffreddamento più uniforme
 si possono usare rapporti di compressione maggiori
 si possono diminuire le sezioni frontali
 più complicato perché richiede un circuito chiuso con serbatoio, pompa e radiatore
 pericoli di congelamento del refrigerante
 richiede più manutenzione

1.9 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)
Durante tale fase, la pressione della miscela introdotta nel cilindro può essere uguale alla pressione dell'aria esterna, nel caso di piena ammissione (come rappresentato in figura dal tratto orizzontale ideale 6-1), superiore alla pressione dell'aria esterna, nel caso di motore sovralimentato e con sufficiente apertura della valvola a farfalla, oppure inferiore alla pressione dell'aria esterna, nel caso di ammissione ridotta (farfalla del carburatore aperta parzialmente).

1-2 compressione isentropica: il pistone va dal PMI al PMS (valvole chiuse)
I valori di pressione e temperatura della miscela a fine compressione dipendono essenzialmente dal rapporto di compressione e dalle condizioni iniziali.

Ad esempio, per valori di inizio compressione (PMI) $p_1 = 1.0133 \cdot 10^5 Pa$ e $T_1 = 288K(15^\circ C)$,

se il rapporto di compressione vale $r = \frac{V_1}{V_2} = 7$, si hanno i seguenti valori di fine

compressione:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = 1.0133 \cdot 10^5 \cdot (7)^{1.4} = 1544.81 kPa \approx 15.2 kg/cm^2 \quad (\text{pressione di fine}$$

compressione)

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{R} = \frac{p_2 V_1 / r}{R} = \frac{p_2 R T_1 / p_1 r}{R} = \frac{p_2 T_1}{p_1 r} = 627.2 K(354.2^\circ C) \quad (\text{temperatura di fine}$$

compressione)

2-3 combustione a volume costante: il pistone è teoricamente fermo al PMS (valvole chiuse)

Il calore sviluppato nella combustione della miscela compressa provoca un rapidissimo (teoricamente istantaneo) aumento della pressione e della temperatura.

3-4 espansione isentropica: il pistone va dal PMS al PMI (valvole chiuse)

Questa è l'unica fase motrice del ciclo, nella quale viene sfruttata, sia pure parzialmente, l'energia della combustione ed al termine dell'espansione la pressione e la temperatura sono sensibilmente diminuite.

4-5 scarico a volume costante: il pistone è teoricamente fermo al PMI (valvola di scarico aperta)

Teoricamente la pressione si porta istantaneamente al valore atmosferico.

5-6 scarico: il pistone ritorna al PMS (valvola di scarico aperta).

Durante questa fase la pressione rimane teoricamente al valore atmosferico ed al termine può iniziare un nuovo ciclo, identico al precedente.

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.

L'area del ciclo ideale rappresenta il lavoro che si può ottenere da un cilindro per ogni ciclo.

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:

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

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

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

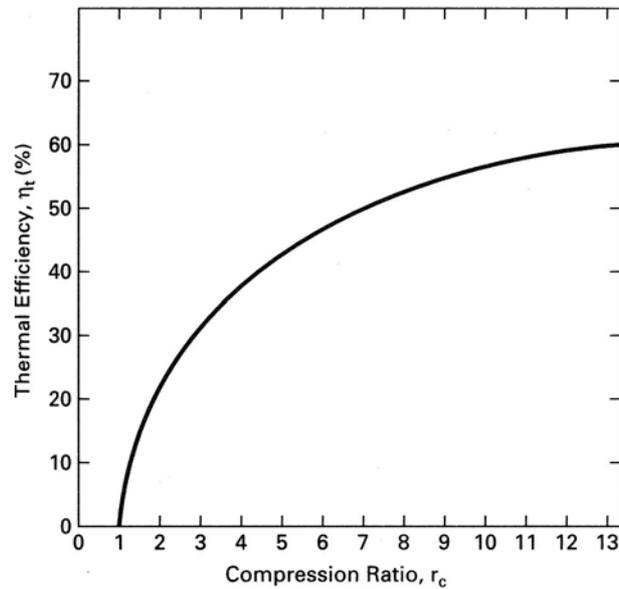
$$v_2 = v_3$$

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

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:

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

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

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

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:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad \text{densità dell'aria in ingresso [kg/m}^3]$$

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

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

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

Q_f potere calorifico inferiore del combustibile [J/kg]
 α rapporto aria/combustibile
 n numero di giri al minuto

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

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

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

dove:

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

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 $[N/m^2]$

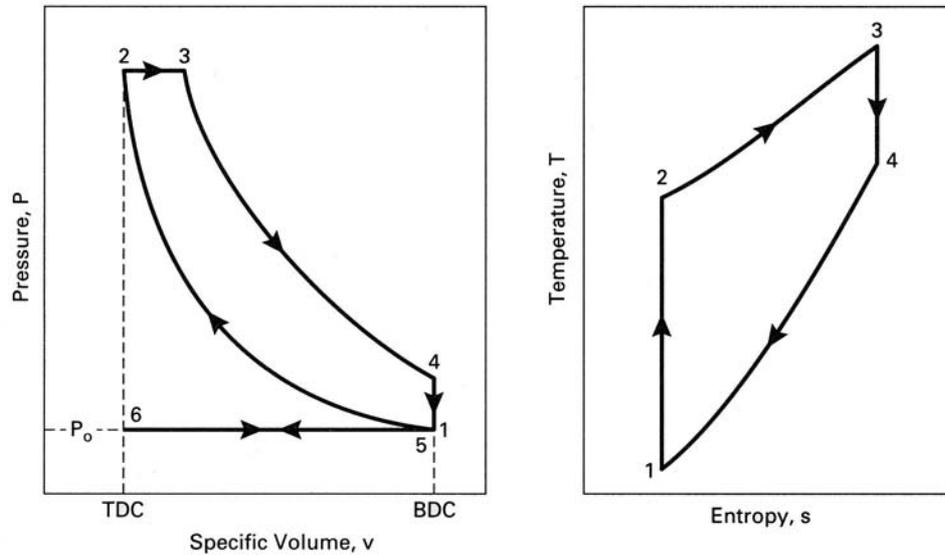
La pressione all'interno del cilindro durante un ciclo è continuamente variabile, per cui è conveniente definire una pressione media di riferimento come rapporto tra il lavoro totale di un ciclo e la cilindrata:

$$pme = \frac{L_{tot}}{V_c} = \rho_1 \eta_t \frac{Q_f}{\alpha + 1}$$

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.

1.10 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:

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

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

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

$$v_4 = v_1$$

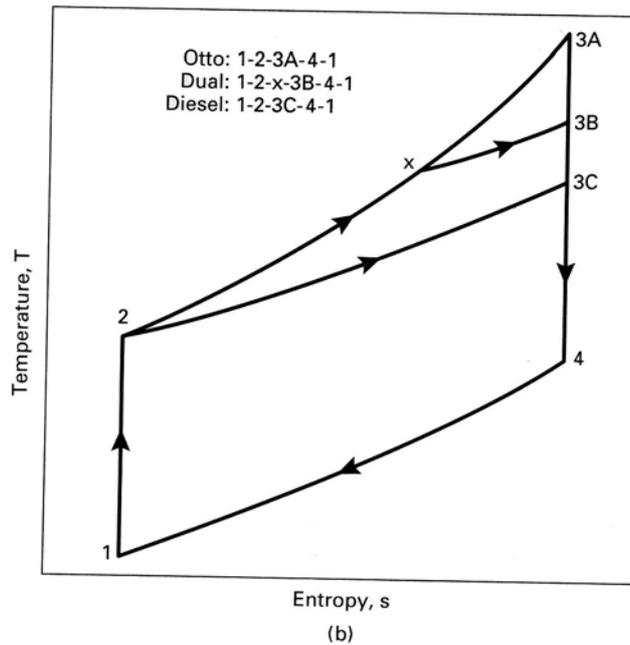
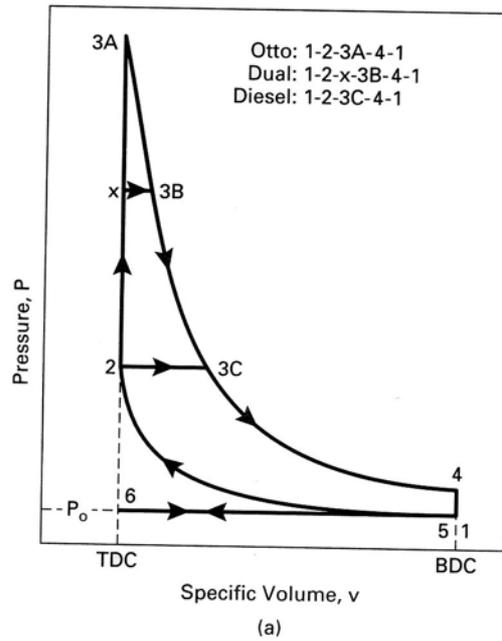
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$$

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

da cui si ottiene:

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

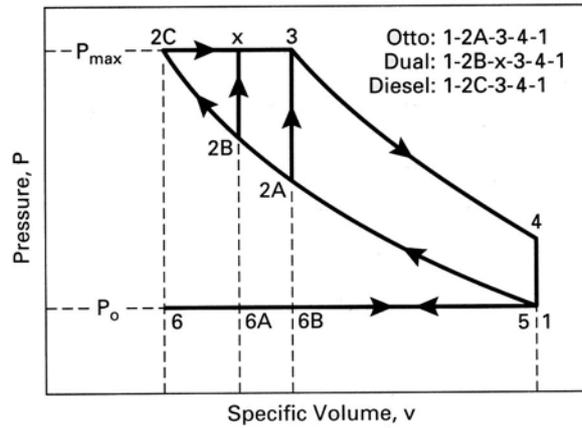
da cui si vede che, poiché il termine entro parentesi quadra è maggiore di uno, **a parità di rapporto di compressione r** , il ciclo Otto ha un rendimento termodinamico migliore del Diesel.



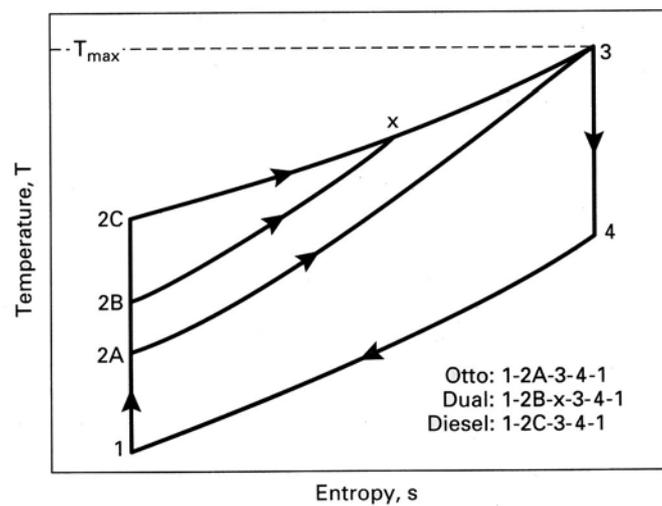
Comparison of air-standard Otto cycle, Dual cycle, and Diesel cycle.
All engines have the same cylinder input conditions and same compression ratio.

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)

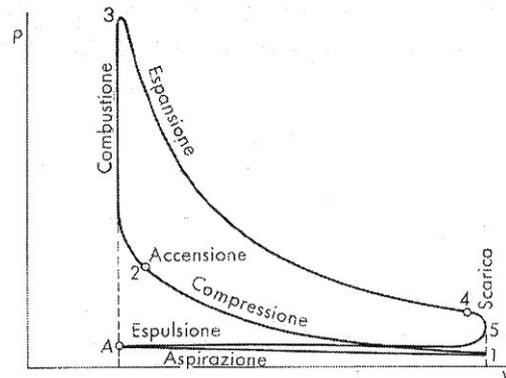


(b)

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.

1.11 Ciclo effettivo di funzionamento (ciclo indicato)



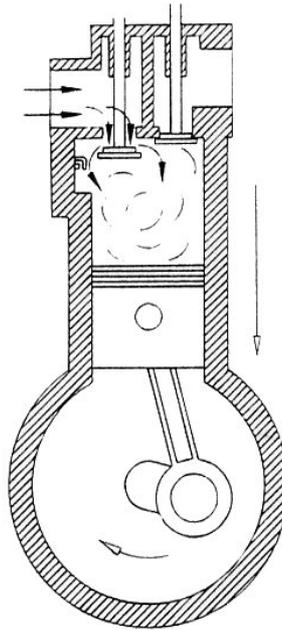
In pratica il ciclo del motore rilevato sperimentalmente (il ciclo indicato è il ciclo descritto da un fluido reale che evolve in un cilindro reale) presenta delle differenze rispetto al ciclo ideale che comportano una diminuzione delle prestazioni, sostanzialmente per i seguenti motivi:

1. il fluido di lavoro non è un gas perfetto; la compressione e l'espansione dei gas non seguono la stessa legge.
2. soprattutto durante le fasi di combustione ed espansione, vi è uno scambio (sottrazione) di calore attraverso le pareti del cilindro.
3. le variazioni di pressione ai punti morti non sono istantanee, cioè non avvengono a volume costante, per le seguenti ragioni:
 - le valvole si aprono con un certo anticipo e si chiudono con un certo ritardo rispetto ai punti morti, a causa dell'inerzia del fluido nel risentire le variazioni di pressione all'interno del cilindro.
 - A causa del tempo impiegato dalla miscela a completare la combustione (dovuto alla velocità di propagazione della fiamma), l'inizio della combustione (istante in cui scocca la scintilla) deve effettuarsi con un certo anticipo rispetto al PMS.

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.

Le varie fasi che si succedono nel cilindro praticamente, si possono così descrivere:

- Fase di ammissione



La miscela (o l'aria nel caso di motore ad iniezione) viene aspirata naturalmente (se il motore non è sovralimentato) in seguito alla depressione creata dallo spostamento del pistone.

La valvola (o le valvole) di aspirazione inizia la sua corsa di apertura con un certo anticipo rispetto al PMS (10° - 20° ed oltre).

Il numero e la dimensione delle valvole devono essere tali che la velocità della miscela attraverso le sezioni libere attorno alle valvole sia opportuna (orientativamente 50-60 m/s).

Infatti una velocità elevata da un lato migliora il *rendimento volumetrico* e dall'altro provoca forti perdite di carico ed attriti.

Una velocità troppo bassa invece non conviene perché non favorisce la turbolenza all'interno del cilindro.

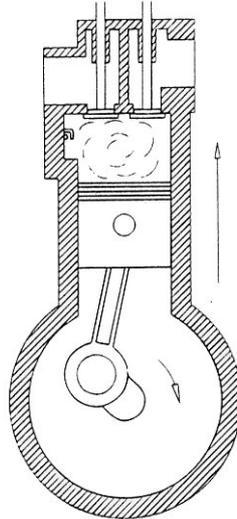
Quando il pistone giunge al PMI, la miscela entra nel cilindro alla sua massima velocità e, per favorire l'introduzione della maggior quantità possibile di miscela, la chiusura della valvola d'aspirazione avviene con un certo ritardo rispetto al PMI (50° - 65° ed oltre), comunque facendo in modo che al momento della chiusura la pressione nel cilindro sia di poco inferiore alla pressione nei condotti d'aspirazione per evitare che parte della miscela sia espulsa dal cilindro.

Il *rendimento volumetrico* è in pratica il rapporto tra la densità del fluido immesso nel cilindro e la densità atmosferica: esso migliora quanto più è fredda la miscela all'entrata nel cilindro e quanto è maggiore la pressione di alimentazione.

Nei motori aspirati (senza compressore) il *rendimento volumetrico* è circa 0.8-0.85, mentre nei motori sovralimentati può superare l'unità.

Infine, la miscela introdotta nel cilindro durante la fase di aspirazione si riscalda perché assorbe calore dalle pareti del cilindro stesso.

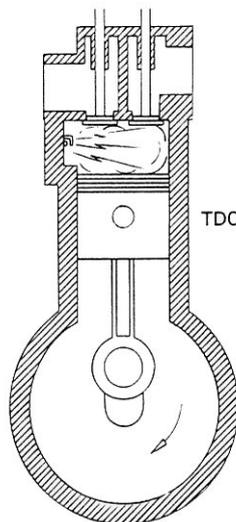
- Fase di compressione



Inizia subito dopo la chiusura delle valvole di aspirazione e termina quando inizia la fase di combustione della miscela.

Al termine della compressione la miscela raggiunge valori di pressione e temperatura notevolmente superiori a quelli atmosferici (anche $10-15 \text{ kg/cm}^2$ e $300-350^\circ\text{C}$).

- Combustione



Come accennato precedentemente, la combustione della miscela deve iniziare con un certo anticipo rispetto al PMS perché, dall'istante in cui scocca la scintilla agli elettrodi delle candele all'istante dell'accensione completa di tutta la miscela, trascorre un tempo che, pur piccolo (2-3 millesimi di secondo), non è trascurabile rispetto al tempo impiegato dallo stantuffo per una sua corsa.

Questo tempo, dipende dalla velocità di propagazione della fiamma, che a sua volta dipende da molti fattori, quali la natura del combustibile, il rapporto aria/combustibile (dosatura), pressione e temperatura della miscela, forma della camera di combustione, livello di turbolenza, ecc...

Esistono valori limite del rapporto aria/combustibile oltre i quali non si verifica alcuna combustione.

Con miscele povere di combustibile, la velocità di propagazione della fiamma è più bassa e pertanto sarebbe necessario avere un maggiore anticipo all'accensione.

Durante la combustione, ciascuna frazione di miscela che brucia tende ad espandersi, comprimendo la restante miscela ed i gas combusti mediante un'onda di compressione che si propaga all'interno del cilindro alla velocità del suono.

Poiché la velocità di propagazione della fiamma è molto minore della velocità del suono, l'onda di compressione precede l'onda di combustione, pertanto, se l'accensione è troppo anticipata, la combustione termina prima del PMS, determinando dei contraccolpi sul pistone che possono compromettere la durata del motore.

Viceversa, se l'accensione è troppo ritardata, la combustione si completa dopo il PMS causando una perdita di potenza dovuta alla diminuzione della pressione media del ciclo.

Per ogni motore e per ogni regime di rotazione si deve perciò stabilire l'istante in cui far scoccare la scintilla (generalmente 20° - 35° prima del PMS) e possibilmente variarlo in funzione del rapporto aria/combustibile.

All'aumentare del numero di giri, l'anticipo va aumentato per evitare che il pistone inizi la corsa di discesa (fase utile) prima che termini la combustione della miscela.

In definitiva, la regolazione dell'anticipo per un dato motore, va effettuata in funzione del numero di giri e del dosaggio della miscela mediante un dispositivo opportuno che regola il funzionamento del magnete o dello spinterogeno.

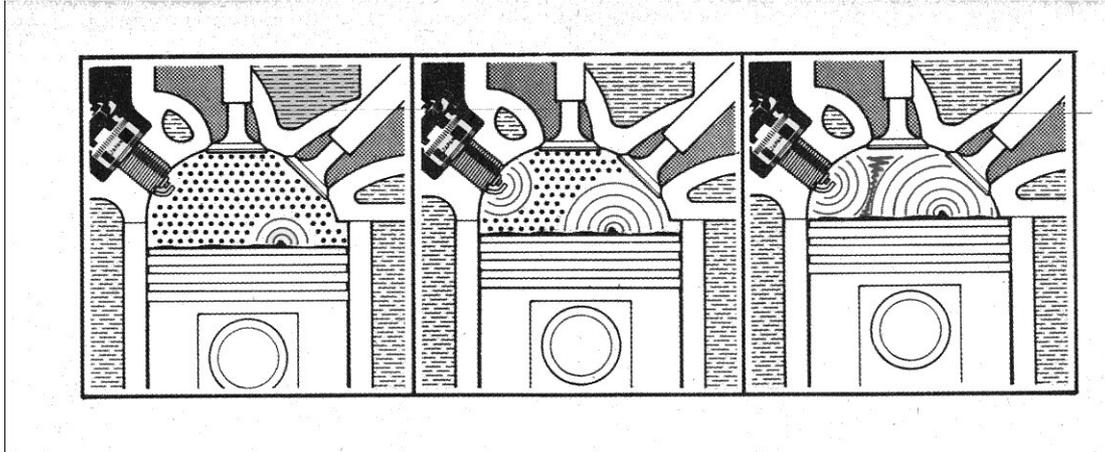
Nel caso di combustione normale, la pressione massima del ciclo può superare i $40\text{-}50\text{ kg/cm}^2$ e la temperatura può superare i 3000°C .

Durante la combustione possono verificarsi dei fenomeni anomali che, se si protraggono per un certo tempo, possono danneggiare il motore. Le due principali forme di combustione irregolare sono le seguenti:

- **Autoaccensione**

La miscela aria/benzina inizia a bruciare in tempi diversi da quelli corrispondenti allo scoccare della scintilla della candela.

Possono verificarsi fenomeni di **preaccensione** e di postaccensione (meno importanti).



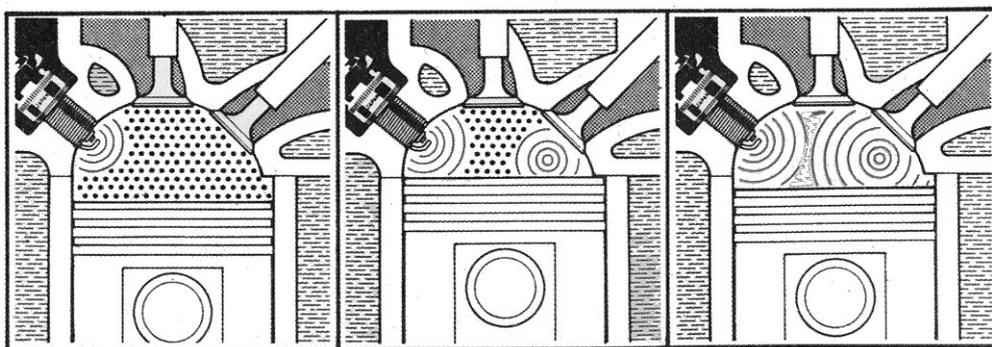
La **preaccensione** può essere causata da:

- Punti caldi localizzati, quali gli elettrodi delle candele, le valvole, depositi carboniosi, ecc...;
- Eccessivo anticipo all'accensione;
- Eccessivi valori della temperatura dei cilindri per difetti di raffreddamento o per impiego di miscele mal dosate o per rapporti di compressione troppo alti rispetto a quelli consentiti dal carburante impiegato (ad es. benzine a basso numero di ottano).

La completa accensione della miscela prima del PMS provoca surriscaldamenti ed aumenti di pressione che portano ad un'autoesaltazione del fenomeno, perdita di potenza, battiti anormali e vibrazioni che il motore non è in grado di sopportare se non per un breve periodo.

- **Detonazione**

Questo fenomeno costituisce una delle forme di combustione anomala più importanti perché, se si protrae nel tempo, limita le prestazioni ed il rendimento dei motori (limita il rapporto di compressione e l'anticipo all'accensione) e restringe l'impiego dei carburanti.



Si manifesta con l'insorgere di un tipico rumore metallico simile ad un martellamento (battito in testa), perdita di potenza, vibrazioni e riscaldamento eccessivo.

Il fenomeno è molto complesso e tuttora oggetto di studi, tuttavia si ritiene che, dopo un inizio regolare della combustione nell'istante in cui scocca la scintilla, il fronte di fiamma inizi a propagarsi regolarmente, riscaldando e comprimendo la miscela fresca circostante.

A causa di non perfetta omogeneità della carica fresca e dell'aumento di temperatura e pressione, questa può autoaccendersi prima di essere raggiunta dal fronte di fiamma

principale. Se la massa di miscela che si autoaccende è sufficientemente consistente, si verifica un brusco aumento di pressione che si propaga alla velocità locale del suono (anche maggiore di 1000 m/s), stimolando l'autoaccensione della restante miscela ed il surriscaldamento dei gas combusti.

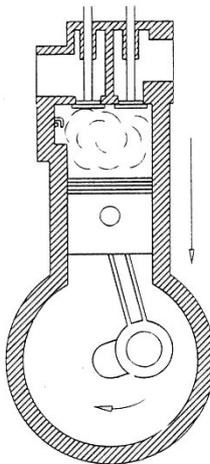
Le onde di pressione, rimbalzando ripetutamente sulle pareti del cilindro, provocano un fortissimo aumento di pressione e vibrazioni nelle parti metalliche che si trasmettono all'esterno sotto forma del caratteristico martellamento.

Sull'insorgere della detonazione possono influire i seguenti fattori:

- Potere antidetonante del carburante (numero di ottano);
- Grado di turbolenza della miscela in camera di combustione;
- Temperatura e pressione di alimentazione;
- Temperatura delle pareti del cilindro;
- Posizione delle candele e temperatura degli elettrodi;
- Dosatura della miscela
- Anticipo all'accensione.

Per un dato tipo di carburante, il motore non può funzionare oltre un determinato rapporto di compressione ed una determinata pressione di alimentazione, se si vuole evitare l'insorgere del fenomeno della detonazione.

- Fase di espansione

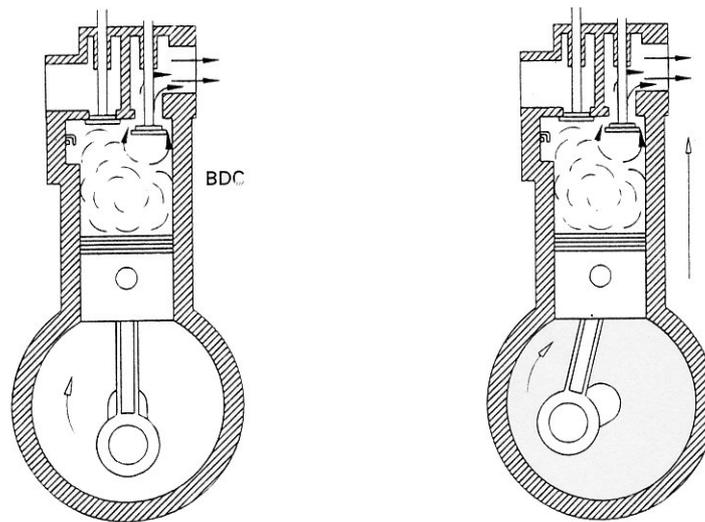


E' l'unica fase utile del ciclo.

La pressione e la temperatura dei gas combusti diminuiscono durante la corsa di ritorno del pistone verso il PMI (orientativamente $4-5 \text{ kg/cm}^2$ e circa 1000°C).

L'apertura della valvola di scarico, che teoricamente dovrebbe avvenire al PMI, in pratica viene anticipata di un angolo tanto più grande quanto più elevata è la velocità del motore e la pressione dei gas alla fine dell'espansione (tipicamente $55^\circ-70^\circ$ ed oltre).

- Fase di scarico



All'apertura della valvola di scarico, i gas combusti vengono espulsi spontaneamente ad alta velocità e la pressione residua diminuisce rapidamente fino a valori leggermente inferiori alla pressione esterna.

Nel frattempo il pistone continua a muoversi e salendo verso il PMS contribuisce ad espellere i gas combusti.

Per favorire lo scarico della maggiore quantità possibile di gas, la valvola di scarico viene chiusa con un certo ritardo rispetto al PMS (in generale attorno a 15° - 25° ed oltre).

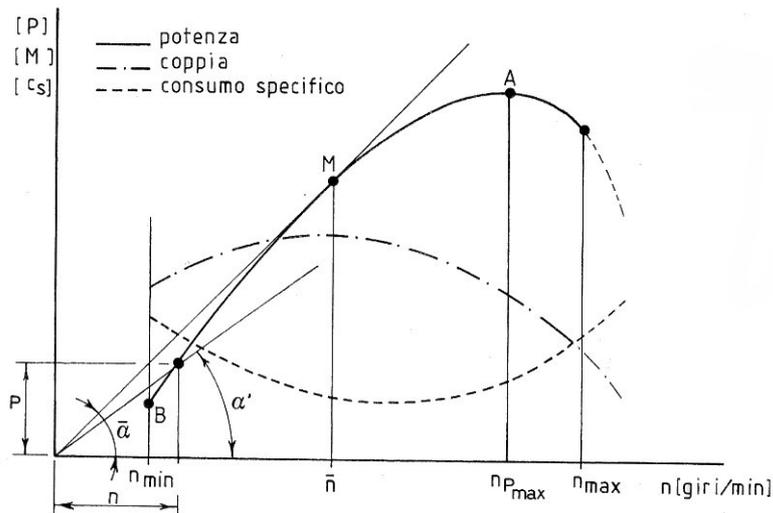
Il protrarsi dell'apertura della valvola di scarico oltre il PMS crea una depressione nel cilindro che favorisce l'introduzione della miscela fresca attraverso la valvola di aspirazione, che ricordiamo si è aperta in anticipo rispetto al PMS (incrocio delle valvole).

In ogni caso, non è possibile svuotare completamente il cilindro dai gas di scarico e la parte rimanente si mescola con la miscela fresca ed evolve nel ciclo successivo.

Le curve caratteristiche

Il comportamento di un motore è descritto dalle curve caratteristiche, cioè da diagrammi che riportano solitamente l'andamento della potenza, della coppia motrice ed eventualmente del consumo specifico, al variare del numero di giri del motore.

Tali curve vengono in genere rilevate al banco, in condizioni di piena ammissione e si devono riferire a quota zero in aria tipo.



Dall'esame della figura si nota come la curva della coppia sia piuttosto piatta al variare del numero di giri e come presenti un massimo in corrispondenza di un regime di rotazione relativamente basso, rispetto a quello di potenza massima ed al campo di impiego del motore.

Si nota poi come il valore della potenza aumenti con il numero di giri fino ad un certo limite, oltre il quale diminuisce fino ad annullarsi, nello stesso punto in cui si annulla la coppia.

Si nota anche che esiste un regime minimo di rotazione, al di sotto del quale il motore non è in grado di funzionare, a causa delle irregolarità di funzionamento dovute a difficoltà nella regolazione del motore e nella formazione della miscela da parte del carburatore (a basso numero di giri ed a piena ammissione).

L'andamento crescente-decrescente della coppia si spiega sostanzialmente con le variazioni del rendimento volumetrico all'aumentare del numero di giri.

Per passare dalla curva della coppia C a quella della potenza P , ricordando che la potenza è data dal prodotto della coppia per la velocità angolare ω $\left(P = C \cdot \omega = C \frac{2\pi n}{60} \right)$, basta moltiplicare il valore della coppia letto sulle ordinate, per il rispettivo numero di giri letto sulle ascisse.

Si ottiene perciò che la curva della potenza aumenta rapidamente nel primo tratto, perché aumentano sia la coppia che il numero di giri.

Superato il regime di coppia massima, la potenza aumenta meno rapidamente con n perché la coppia sta diminuendo.

Raggiunto il proprio massimo, la potenza diminuisce perché la diminuzione di coppia prevale sull'aumento del numero di giri.

La tangente alla curva della potenza uscente dall'origine, essendo proporzionale alla coppia $\left(\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{n} \propto C \right)$, individua nel punto di tangenza il numero di giri di coppia massima.

Alla destra di tale punto, la coppia diminuisce con l'aumentare dei giri, a causa, come già detto, dell'abbassamento del rendimento volumetrico.

La parte tratteggiata della curva, a destra della potenza massima, non viene rilevata in pratica, sia perché non ha alcun interesse, sia perché a tale regime di rotazione si pregiudicherebbe la resistenza del motore.

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:

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

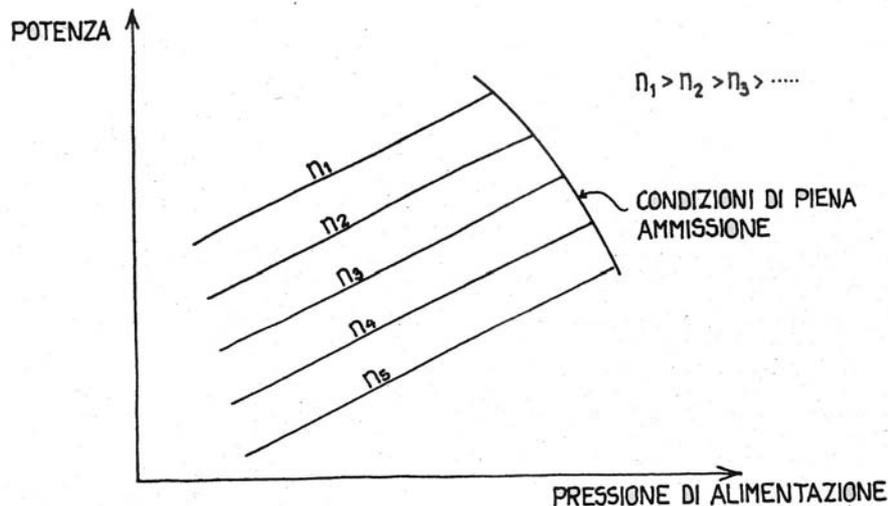
Introducendo la pressione media effettiva, si ha:

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

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:

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

le quali in quota sono date da:

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

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 $\mu < \delta$:

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

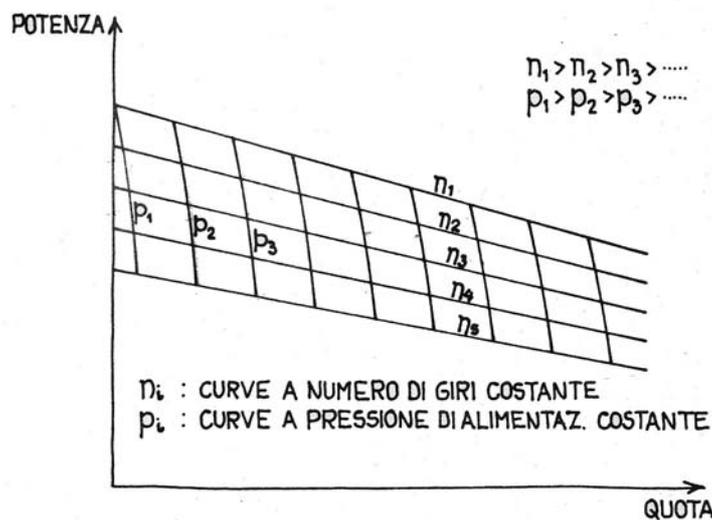
Per passare alle grandezze effettive è necessario considerare l'influenza della quota sul rendimento organico η_0 : si può vedere che anch'esso diminuisce con la quota, di un fattore $\psi < \mu$:

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

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

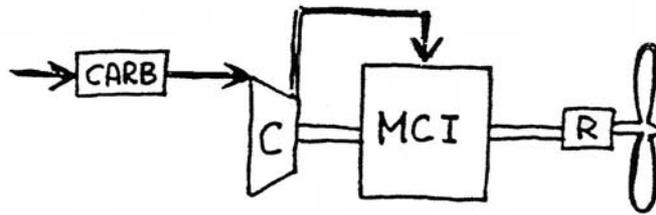
In cui si modifica r per riottenere la potenza che si aveva a terra. Ovviamente questo non si può fare con continuità, però stabilito il nuovo r si può parzializzare l'aspirazione come per i motori alleggeriti.

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*).

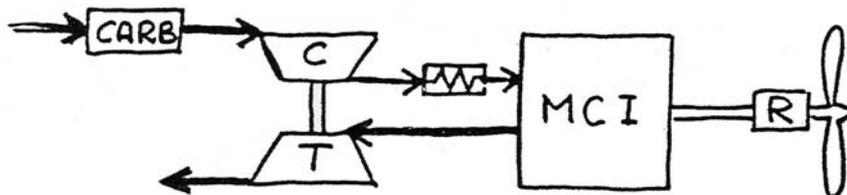


- Nella sovralimentazione meccanica la trasmissione può essere a più rapporti, in modo da individuare tante **quote di ristabilimento** della potenza a terra, quanti sono i rapporti al cambio.

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.

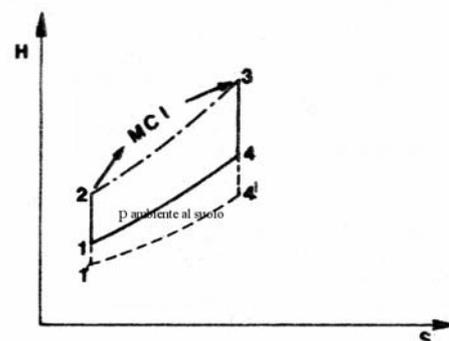
- Nella sovralimentazione con turbina a gas di scarico, il gruppo di sovralimentazione è meccanicamente indipendente dal motore, quindi non assorbe potenza.



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:

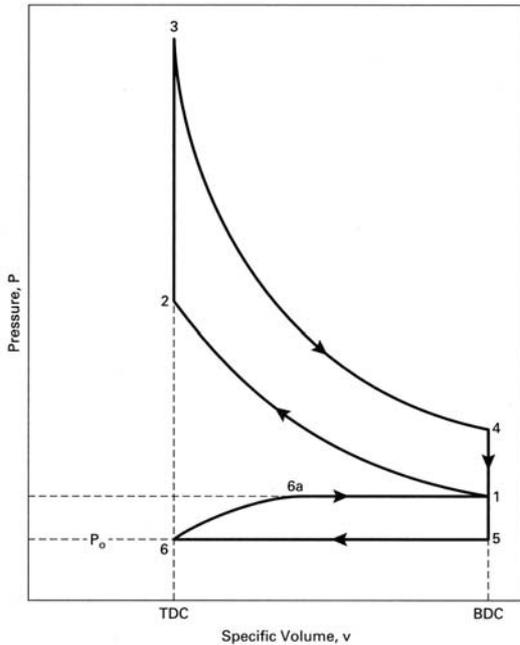
- $P_{ind_{c_z}}$:potenza indicata
- $P_{w_{c_z}}$:potenza perduta per attriti
- P_{comp_z} :potenza assorbita dal compressore

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:

$$aP_{w_0} \approx 0.65P_{n_0} \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right) \quad \text{dove } P_{n_0} \text{ è la potenza reale al suolo senza compressore e } \eta_0 \text{ è il rendimento organico } (\approx 0.85)$$

3) POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE P_{comp_z}

E' data da:

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

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

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

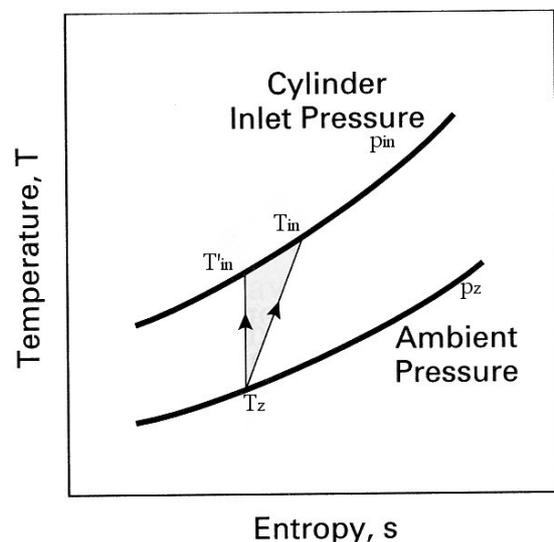
$$\lambda_{v_c} = \lambda_{v_z} \left[1 + \frac{1}{m(r-1)} \left(1 - \frac{p_0}{p_{in}} \right) \right]$$

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

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

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

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



❖ **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.

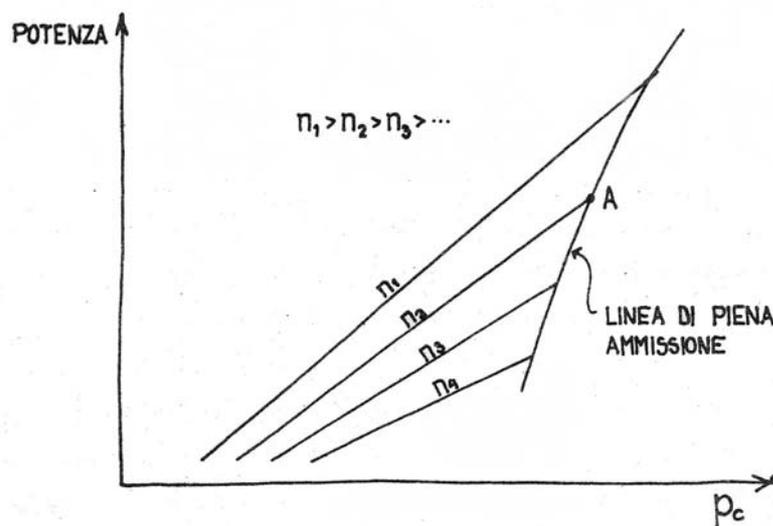
In questo caso si parla di **alimentazione forzata**.

❖ **QUOTA DI ADATTAMENTO**

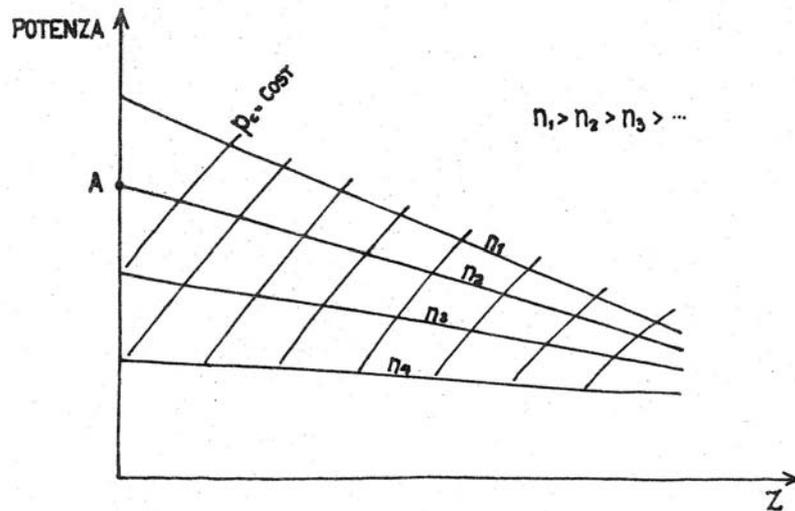
E' quella quota alla quale la pressione di alimentazione con compressore ha un valore prestabilito, solitamente maggiore della pressione di alimentazione del motore semplice al suolo.

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**.



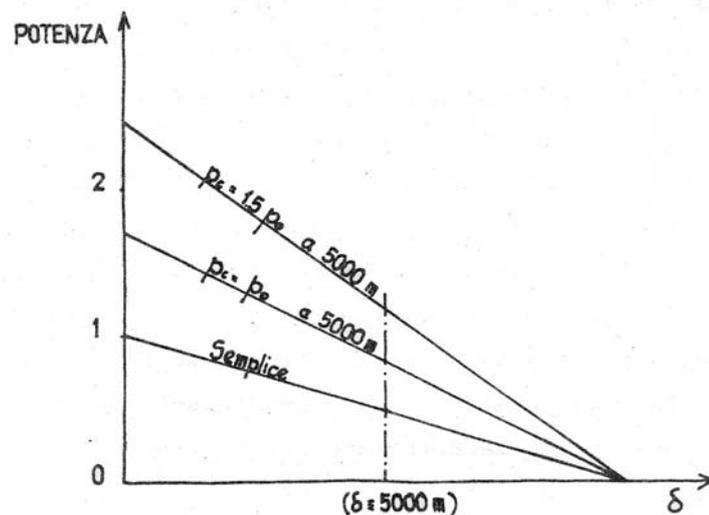
Motore con compressore - Curve di calibratura al suolo



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

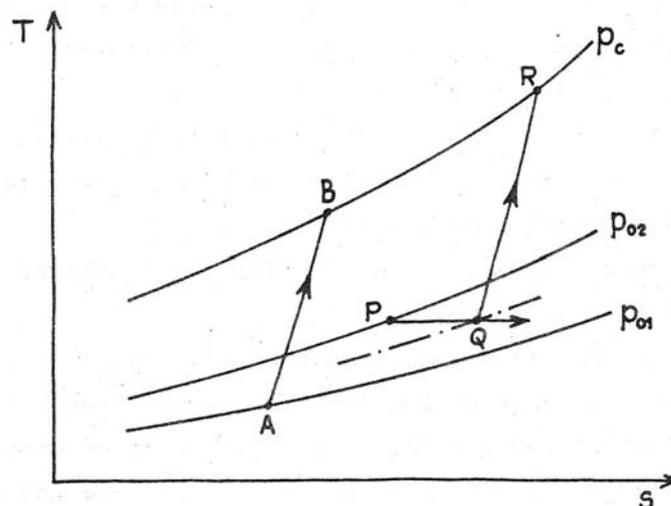
A quote inferiori a quella di adattamento (o ristabilimento), si otterrebbero col compressore potenze e pressioni nettamente superiori a quelle di progetto, in quanto le condizioni esterne sono più favorevoli.

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 $z < z_a$ ($p > p_a; T > T_a$)

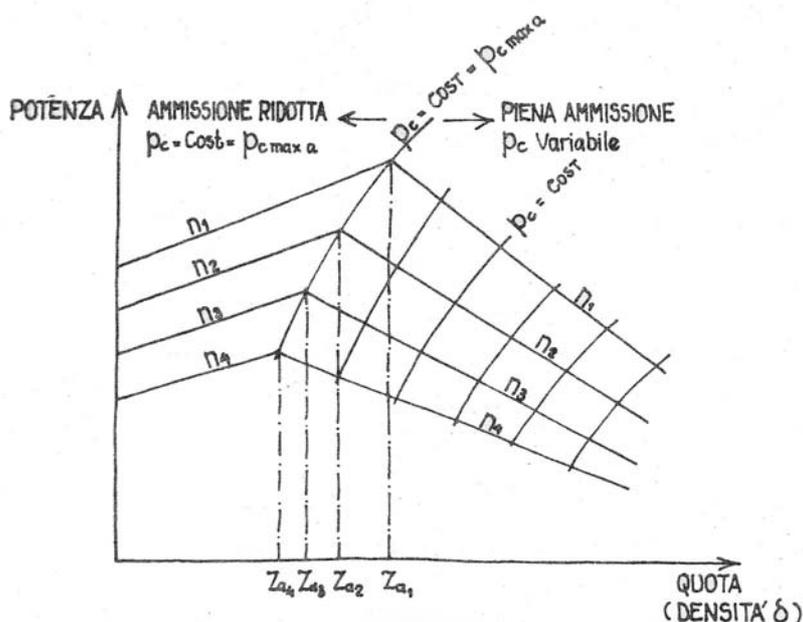
Q: condizioni dopo lo strozzamento isoentalpico

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).

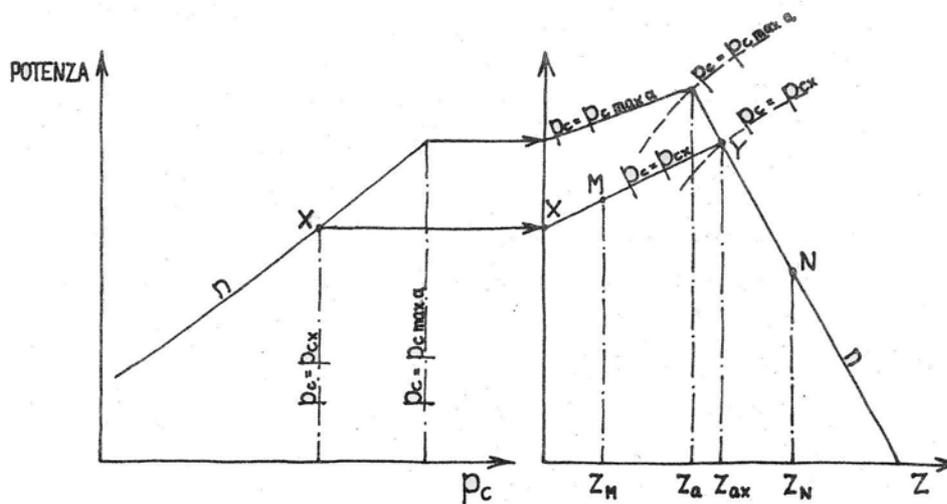


Alla sinistra della linea corrispondente alla massima pressione di alimentazione, la potenza diminuisce (a quote $z < z_a$) a causa dello strozzamento, mentre alla destra, pur essendo in condizioni di piena ammissione, la potenza diminuisce per effetto della quota ($z > z_a$).

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 la 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 .

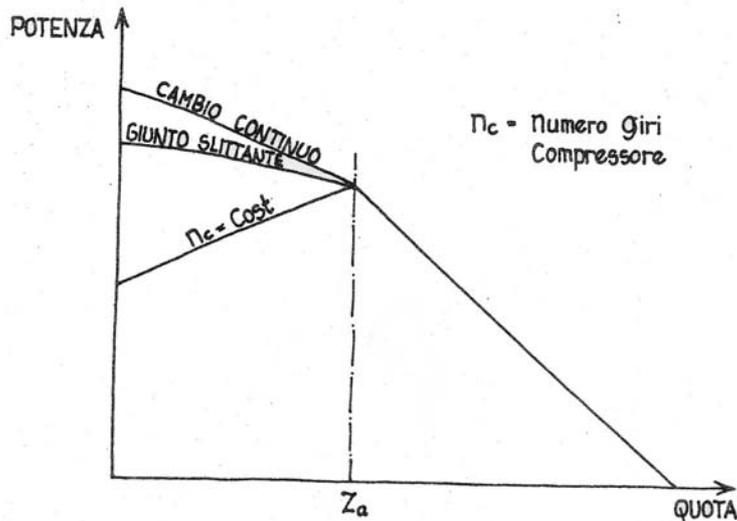
Con l'aiuto della figura successiva, per ottenere la potenza ad una quota $z_M < z_a$, si può procedere nel seguente modo:



- 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.

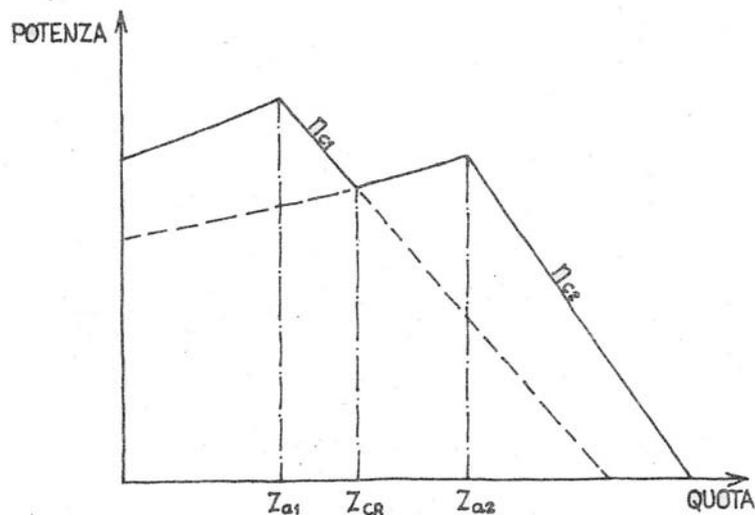
✚ RIMEDI PER LA PERDITA DI POTENZA A QUOTE $z < z_a$

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.



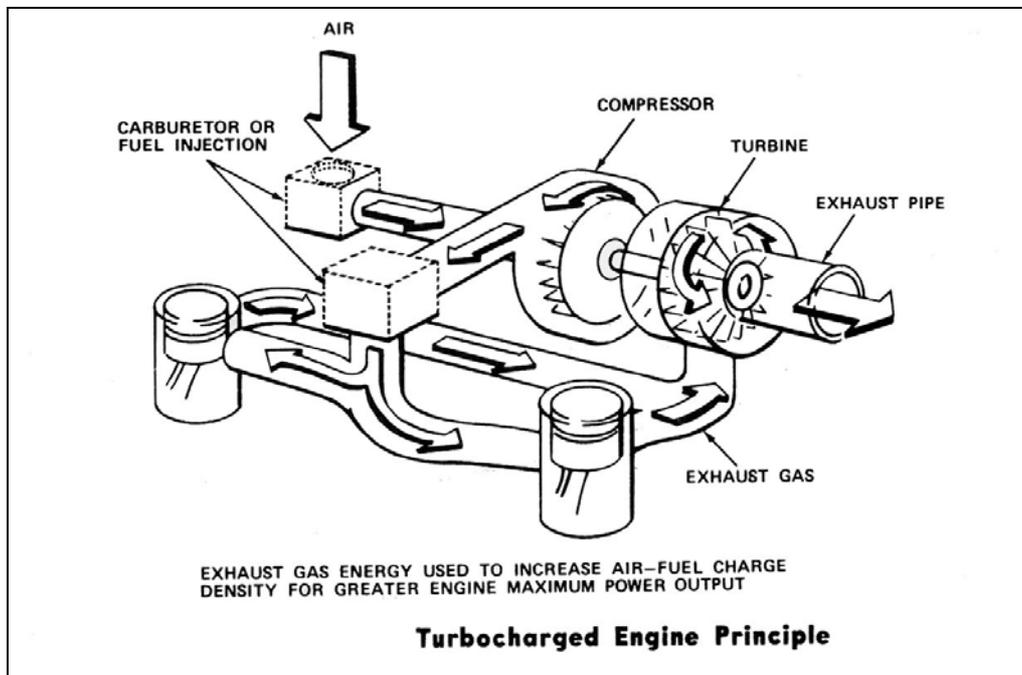
Questo si può fare ricorrendo ad esempio ad un cambio continuo che sia in grado di regolare i giri del compressore in funzione della quota (difficile da realizzare) o ad un giunto slittante di accoppiamento tra l'albero motore e l'albero del compressore.

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.



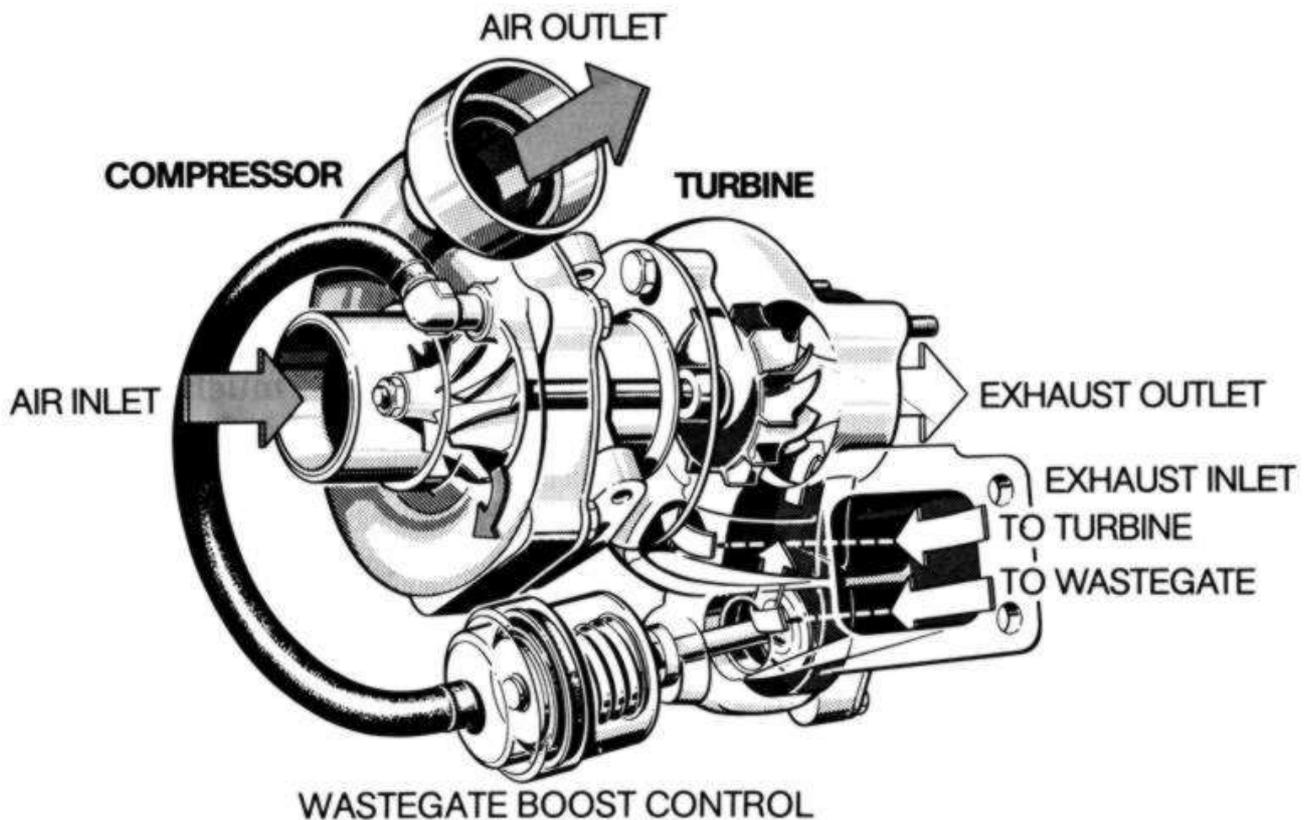
Ad esempio, se il cambio è a due velocità, si hanno due quote di adattamento corrispondenti a due numeri di giri diversi: in pratica è come disporre di due curve di potenza.

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)