



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

I motori ad accensione comandata

Corso di Macchine 1

Agenda

- ▶ Il Ciclo ideale Beau de Rochas - Otto
 - ▶ Ipotesi
 - ▶ Evoluzione del ciclo
 - ▶ Rendimento del ciclo ideale
 - ▶ Definizione della Potenza e sua regolazione
 - ▶ La pressione media
 - ▶ Le prestazioni
- ▶ La detonazione



Agenda

- ▶ Ciclo indicato
 - ▶ Ipotesi
 - ▶ La combustione
 - ▶ Il lavoro di pompaggio
 - ▶ Il coefficiente di riempimento
 - ▶ Il rendimento volumetrico
 - ▶ Il rendimento del ciclo indicato
- ▶ Curve caratteristiche – note integrative
- ▶ La combustione nel ciclo indicato – note integrative
- ▶ La regolazione – note integrative



Il Ciclo ideale Beau de Rochas - Otto

Il Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: ipotesi

Si comincia ad analizzare le prestazioni di un motore, considerandolo una **macchina ideale**

Ipotesi:

- il fluido operativo è **ideale e perfetto** (aviscoso, calore specifico indipendente dalla T)
- la fase di **combustione** è **esterna** al ciclo: il calore è trasmesso **senza perdite** al fluido attraverso un setto permeabile al calore. La fase di combustione avviene:
 - a volume costante: ciclo Otto
 - a pressione costante: ciclo Diesel
 - parte a volume e parte a pressione costante: ciclo misto
- la fase di compressione ed espansione sono **adiabatiche** ed **isoentropiche**
- durante la fase di aspirazione e scarico il fluido è **in perfetto equilibrio termodinamico** con l'ambiente esterno (pressione e temperatura dell'ambiente esterno)



Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto:

evoluzione

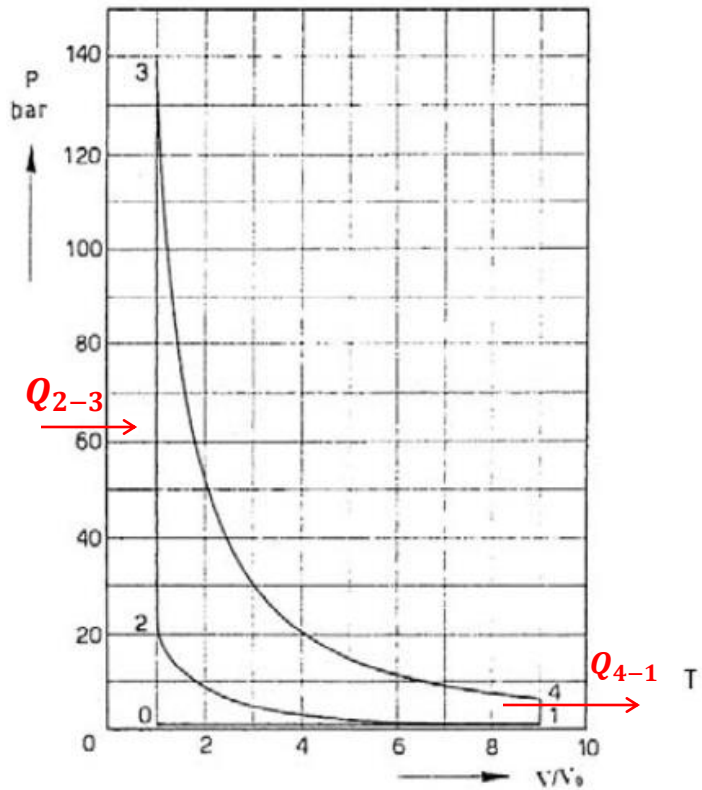


Fig. - Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto in coordinate p-v e T-S.

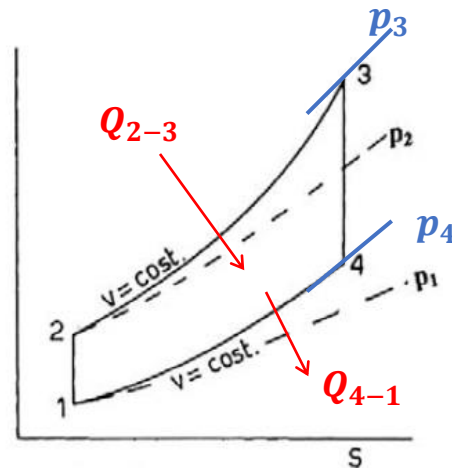
0-1: fase di ASPIRAZIONE (aria)

1-2: fase di COMPRESSIONE

2-3: fase di COMBUSTIONE a V cost

3-4: fase di ESPANSIONE

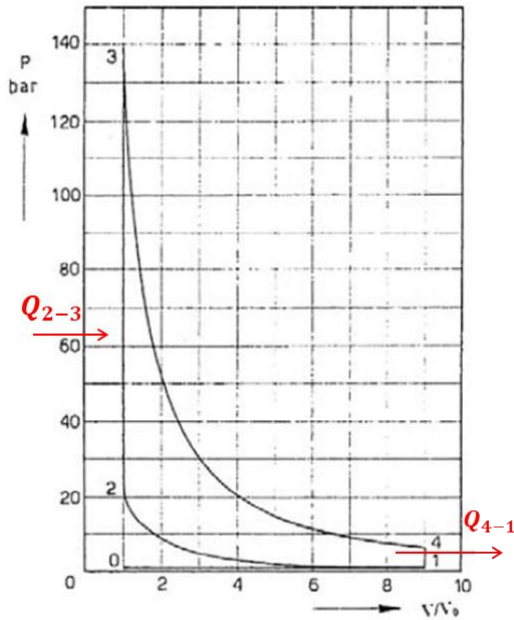
4-0: fase di SCARICO



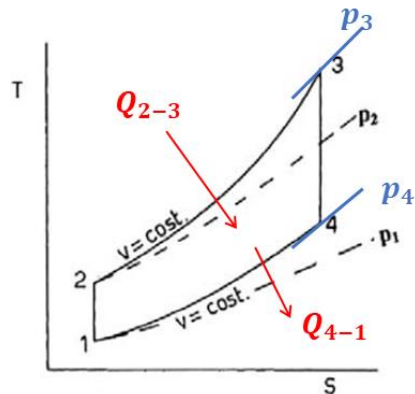
- $p_1 = 1 \text{ bar}$
- $V_0 = \text{volume della camera di combustione}$
- $r_V = \frac{V_1}{V_2} = \text{rapporto volumetrico di compressione}$

Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto:

evoluzione

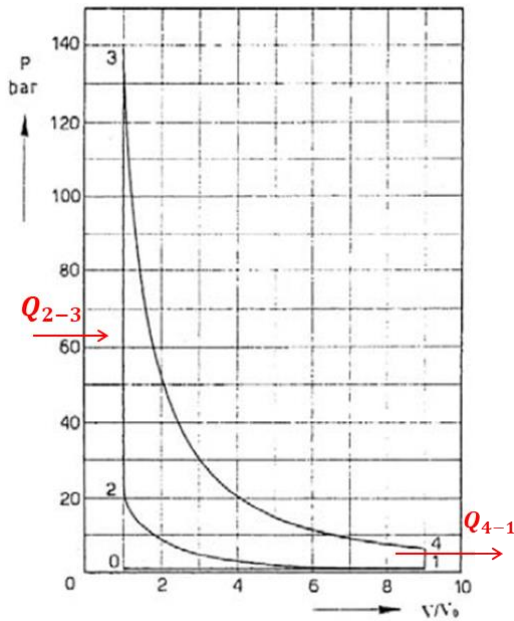


- Durante la fase di **combustione**, che si svolge all'**esterno** del cilindro, viene ceduto al fluido istantaneamente, cioè a volume costante nel piano $p - V$, la quantità di calore Q_{2-3}
- Nel piano $T - S$ il calore Q_{2-3} viene ceduto al fluido lungo la isocora $v_2 = V_2/m$, dove m è la massa d'aria contenuta nel volume V_1 quando il pistone si trova nel **PMI**
- In maniera analoga la temperatura sale istantaneamente (a volume costante) fino alla temperatura T_3 nel piano $p - V$, e lungo l'isocora $v_2 = v_3 = V_2/m = \text{cost}$ nel piano $T - S$

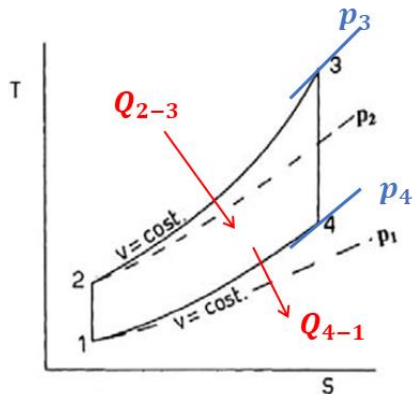


Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto:

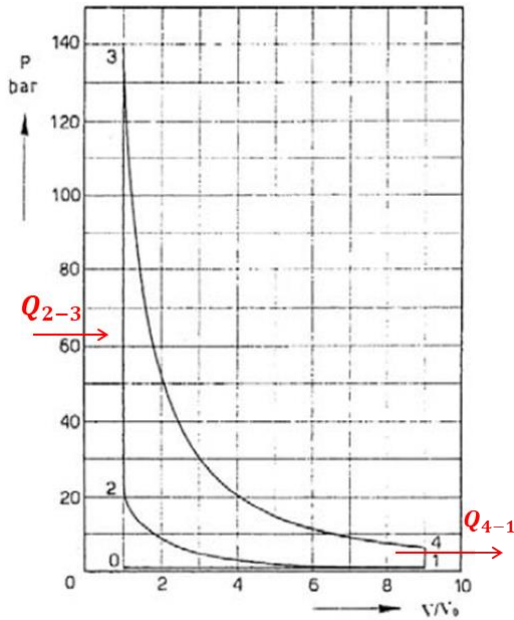
evoluzione



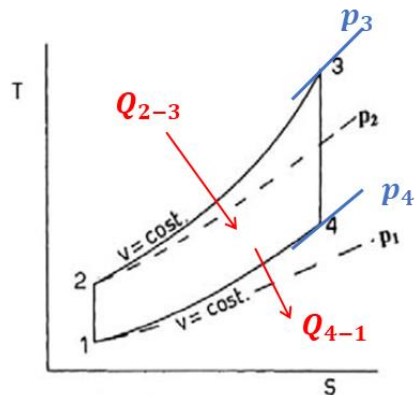
- Al termine dell'espansione, quando il pistone si trova nel **PMI**, avviene istantaneamente la cessione della quantità di calore Q_{4-1} all'ambiente esterno, a volume costante e pari a $V_4 = V_1$ nel diagramma $p - V$ e a volume specifico $v_4 = v_1 = V_4/m = \text{cost}$ nel piano $T - S$
- In maniera analoga la temperatura diminuisce istantaneamente (a volume costante) fino alla temperatura T_1 nel piano $p - V$, e lungo l'isocora $v_4 = v_1 = V_4/m = \text{cost}$ nel piano $T - S$
- La cessione del calore Q_{4-1} all'ambiente esterno è resa evidente nel piano $T - S$ dalla diminuzione della temperatura del fluido da T_4 a T_1



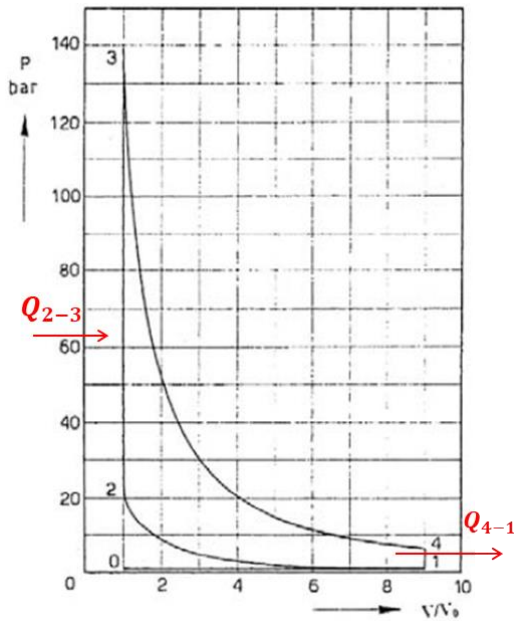
Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: evoluzione



- Sotto l'aspetto teorico il ciclo ideale ad aria proposto da Beau de Rochas **non necessiterebbe del rinnovo della carica**, essendo la combustione esterna al cilindro
- Nella realtà lo scambio termico con l'ambiente avviene con lo **scarico** all'esterno dei gas combusti. Lo scarico dei gas combusti e il rinnovo della carica comporta una **spesa di lavoro** da parte del motore
- Con le fasi di aspirazione **0-1** e di scarico **1-0** si vuole ricordare il **reale** funzionamento del motore, ma il rinnovo della carica non prevede alcuna spesa di lavoro: le fasi **0-1** e **1-0** sono sovrapposte nel piano $p - V \rightarrow \oint p dV = 0$



Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: evoluzione



- Il ciclo ideale assume che il fluido operativo sia **aria** supposta **ideale**



Non si considera l'influenza della variazione dei calori specifici con la temperatura e l'influenza della viscosità

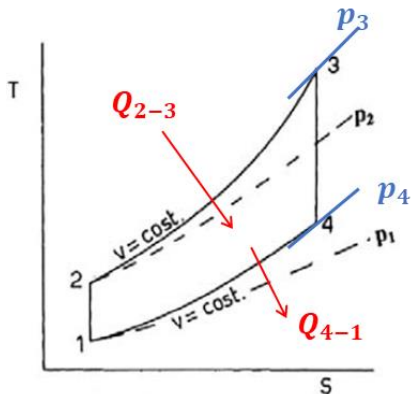


Tutti i parametri termodinamici del ciclo dipendono dal **rapporto volumetrico di compressione**:

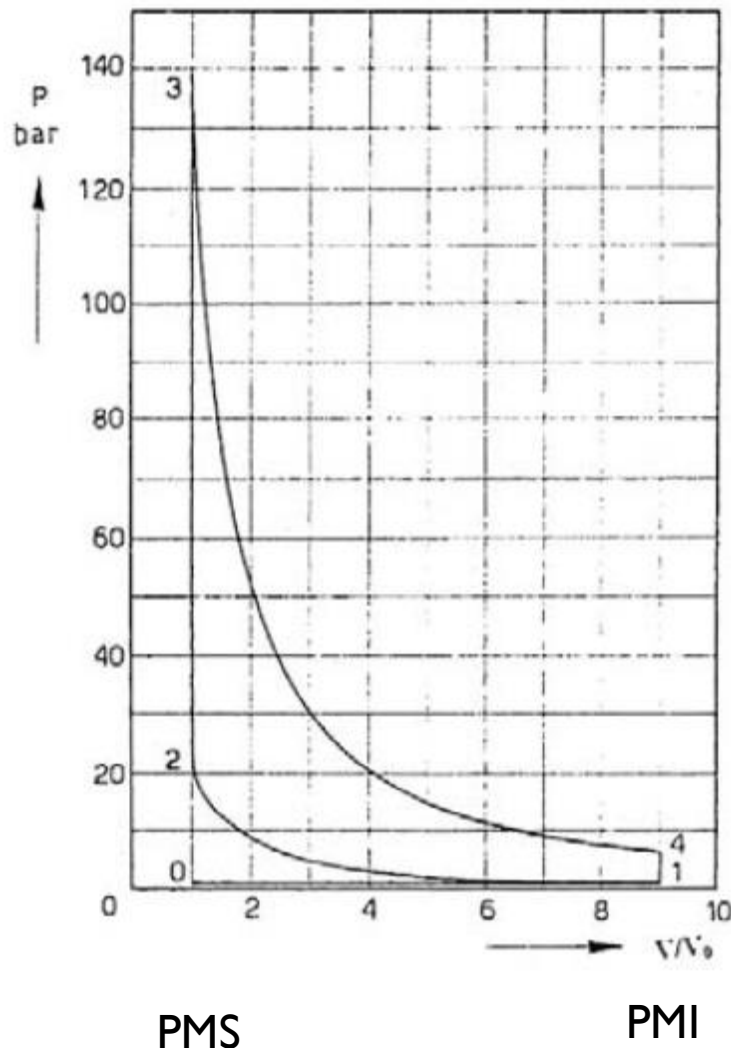
$$r_V = \frac{V_1}{V_0} = \frac{V_1}{V_2}$$



rapporto tra il volume V_1 interno del cilindro quando il pistone si trova al punto morto inferiore **PMI** e tra il volume $V_0 = V_{cc}$ quando il pistone si trova al punto morto superiore **PMS**



Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: il rendimento



Rendimento del ciclo ideale

$$(\eta_t)_{id} = \frac{c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)}$$



$$(\eta_t)_{id} = 1 - \left(\frac{1}{r_v}\right)^{k-1}$$

- Il rendimento dipende **solo** da r_v
- Il rapporto di dosatura Δ non conta perché la combustione viene ipotizzata esterna al ciclo



$$r_v = 9$$

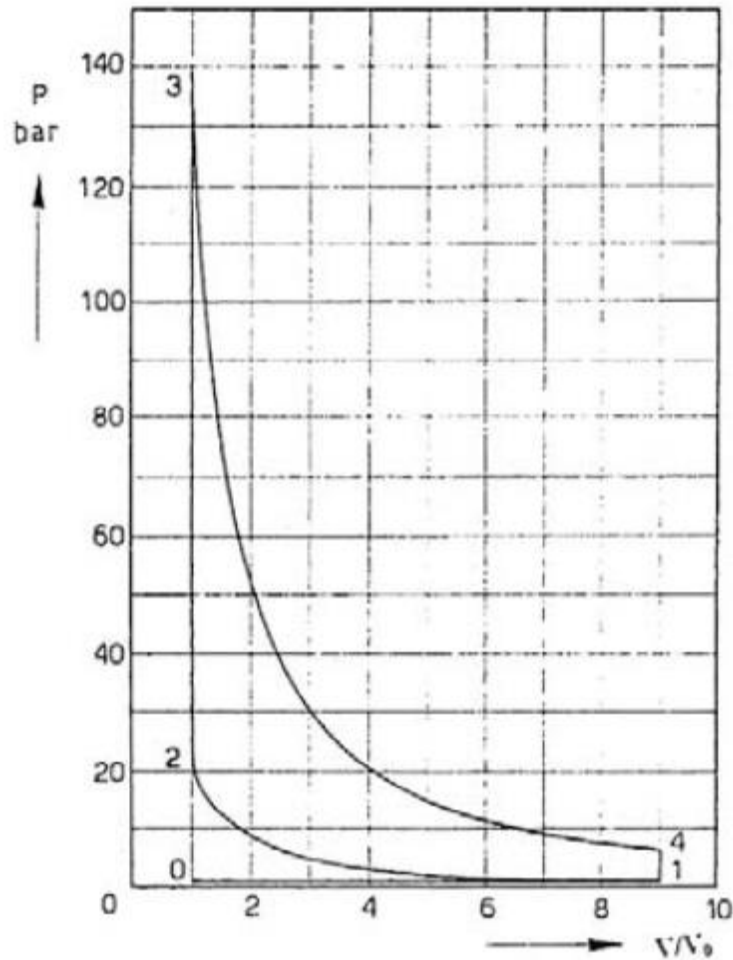


$$(\eta_t)_{id} = 0.585$$



rendimenti **sovrastimati** di circa **60÷70%**

Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: la potenza



PMS

PMI

La potenza

$$P_{id} = Q_{m,c} H_u (\eta_t)_{id}$$

$$P_{id} = \frac{Q_{m,a}}{\Delta} H_u (\eta_t)_{id}$$

$$P_{id} = \overset{Q_{m,a}}{\rho_a \frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2 H_u}{\Delta} (\eta_t)_{id}}$$

numero di tempi

(Z = numero di cilindri)

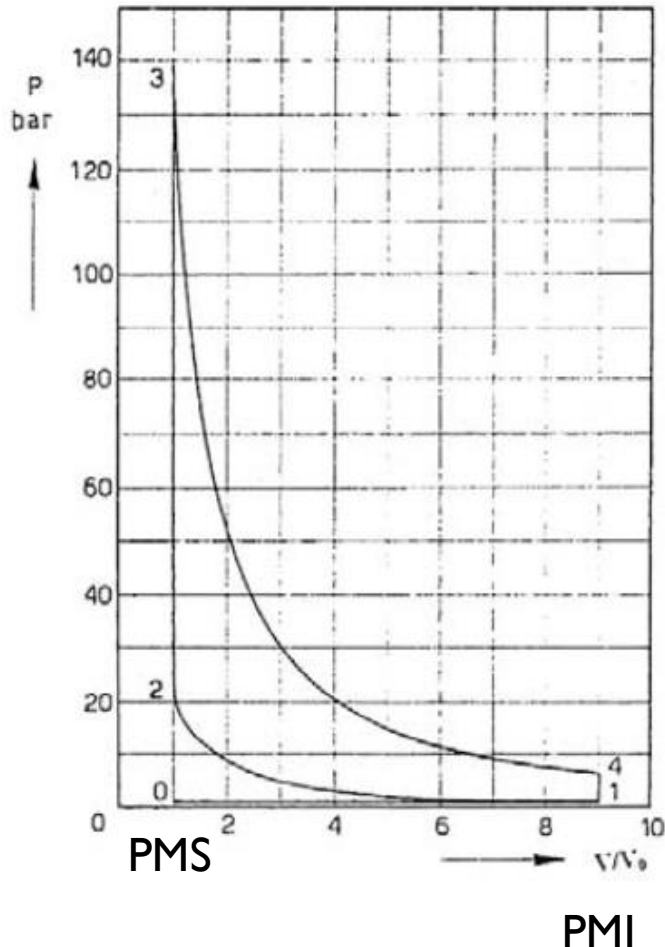
La regolazione della potenza nei motori ad accensione comandata

- Nei motori ad accensione comandata la regolazione della potenza avviene tramite valvola a farfalla posta nel condotto di aspirazione
- La sua apertura o chiusura regola la portata di miscela aria-combustibile che viene ad essere immessa nel cilindro



Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: la pressione media

La pressione media

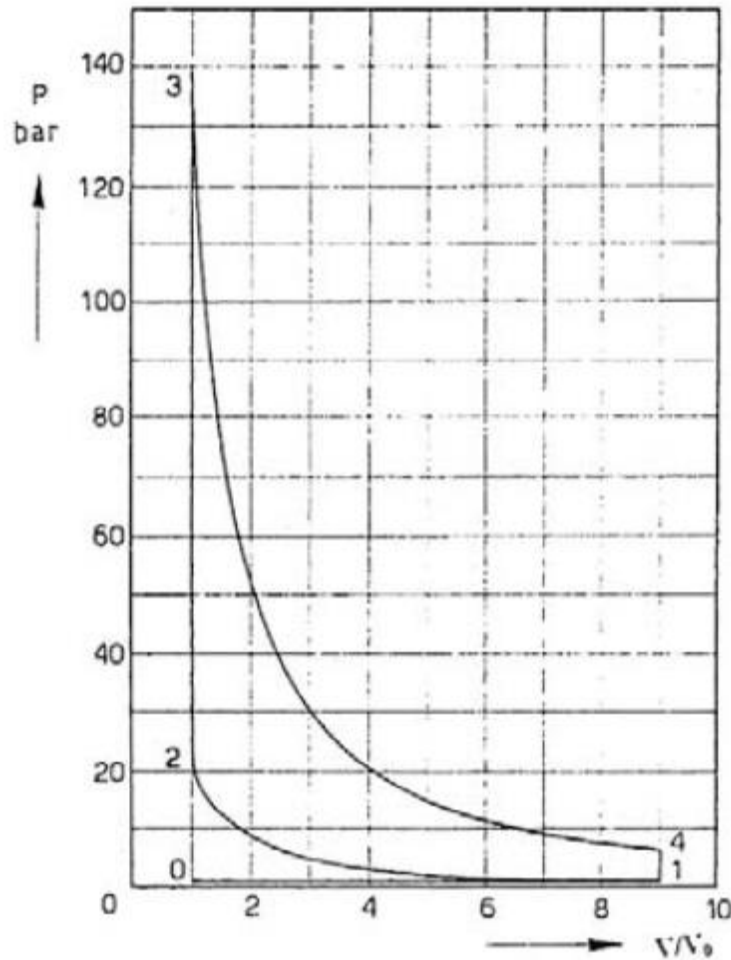


- E' definita come il lavoro del ciclo ideale per unità di cilindrata:

$$p_m = \frac{\oint p dV}{V_g} = \frac{L}{V_g}$$

- E' quella pressione che, se agisse in modo costante sul pistone per tutta la corsa di espansione, produrrebbe tutto il lavoro del ciclo
- La pressione media è un **indice** della **qualità** funzionale di un motore, poiché è legata all'**efficienza** con cui il calore generato dal processo di combustione viene trasformato in lavoro

Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: la pressione media



PMS

PMI

La pressione media

$$p_m = \frac{L}{V_g Z} = \frac{m_c H_u (\eta_t)_{id}}{V_g Z} = \frac{m_a H_u (\eta_t)_{id}}{\Delta V_g Z} = \frac{\rho_a}{\Delta} H_u (\eta_t)_{id}$$

$$p_m = \frac{p_1}{RT_1} \frac{H_u (\eta_t)_{id}}{\Delta}$$

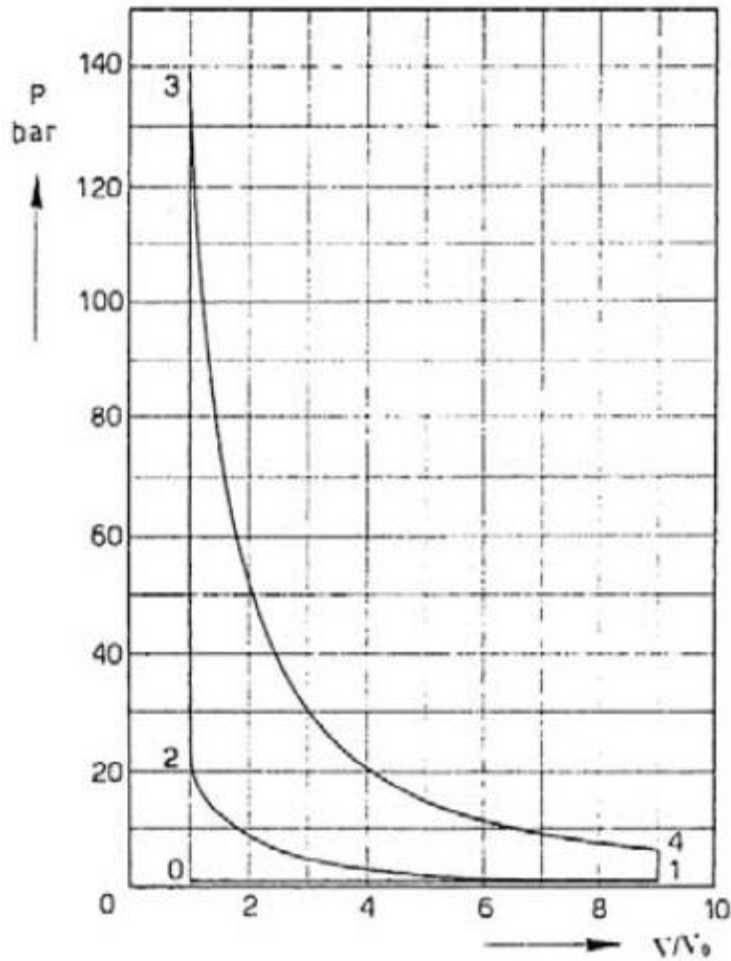
$$m_a = \rho_a V_g Z$$

⇒ Motori geometricamente simili nelle medesime condizioni operative hanno la stessa pressione media

$$P_{id} = \underbrace{p_m V_g Z}_L \frac{n}{60} \frac{2}{\tau}$$



Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: le prestazioni



PMS

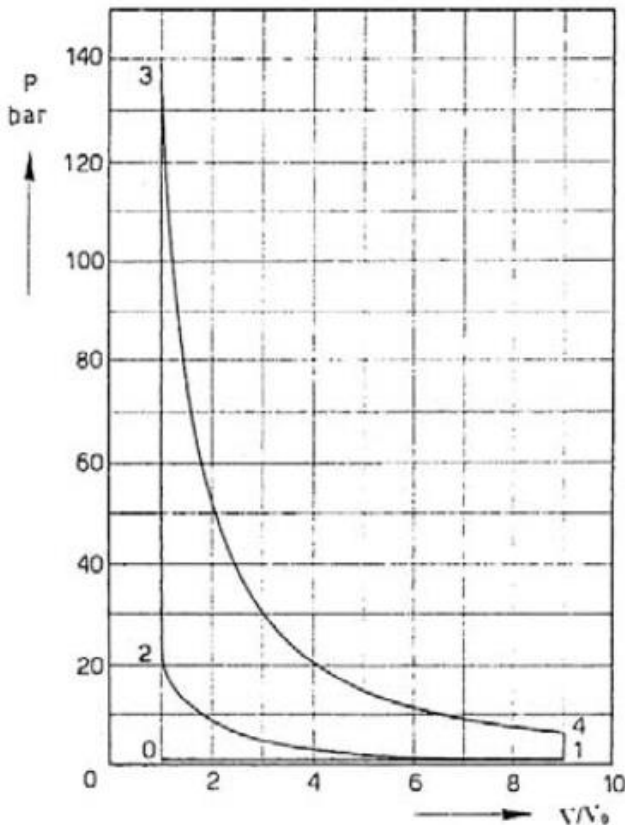
PMI

$$p_m = \frac{p_1}{RT_1} \frac{H_u \eta_{tid}}{\Delta} \quad P_{id} = p_m V_g Z \frac{n}{60} \frac{2}{\tau}$$

- **Aumentare** la pressione media p_m equivale ad aumentare la **potenza** P di un motore a parità di cilindrata $V_t = V_g Z$ e regime di rotazione n
- Per aumentare la pressione media p_m si può intervenire sui parametri che influenzano il rendimento η_{tid} , ossia il **rapporto volumetrico di compressione** r_v , oppure sulla **pressione** p_1 con cui l'aria viene immessa nel cilindro, cioè con la sovralimentazione del motore

Ci sono limiti e/o controindicazioni???

Ciclo ideale Beau de Rochas – Otto: le prestazioni



- Se si aumenta r_v , si ottiene un aumento di η_{tid} , p_m e P_{id} :

$$\eta_{tid} = 1 - \left(\frac{1}{r_v} \right)^{k-1}$$

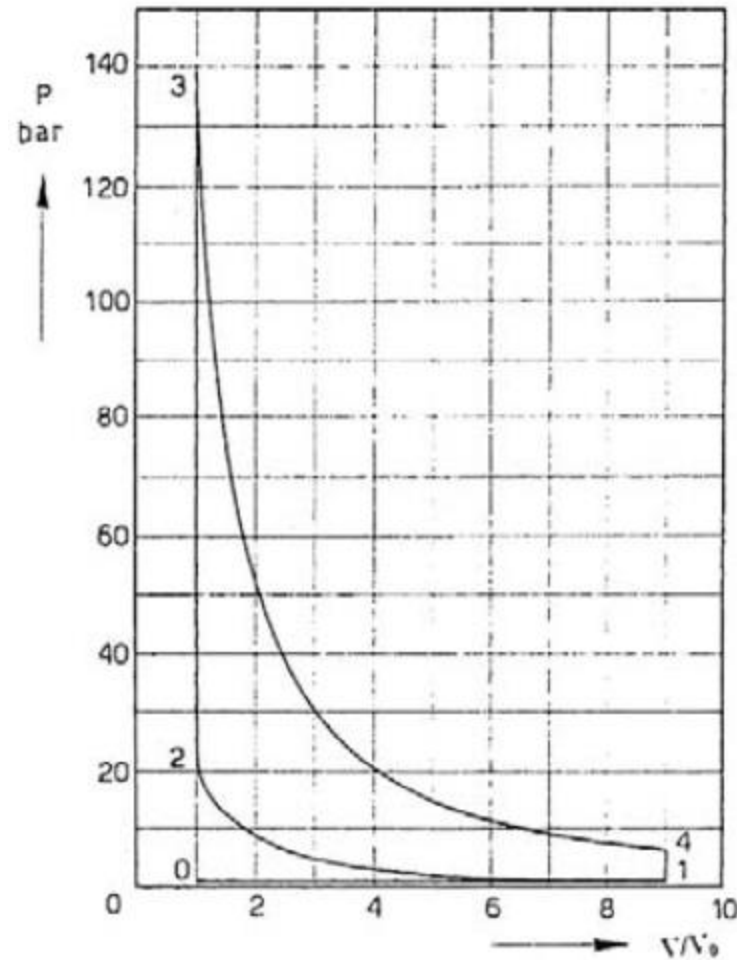
- L'aumento di r_v fa innalzare la pressione e la temperatura massima del ciclo

Ad es. un aumento del 18% del r_v comporta un aumento di p_3 del 84%

- Si possono avere i seguenti inconvenienti:
 - Problemi strutturali
 - Detonazione
- I problemi strutturali derivano da un aumento delle sollecitazioni su tutta la struttura a cui si associa una lubrificazione più critica

La detonazione

La detonazione

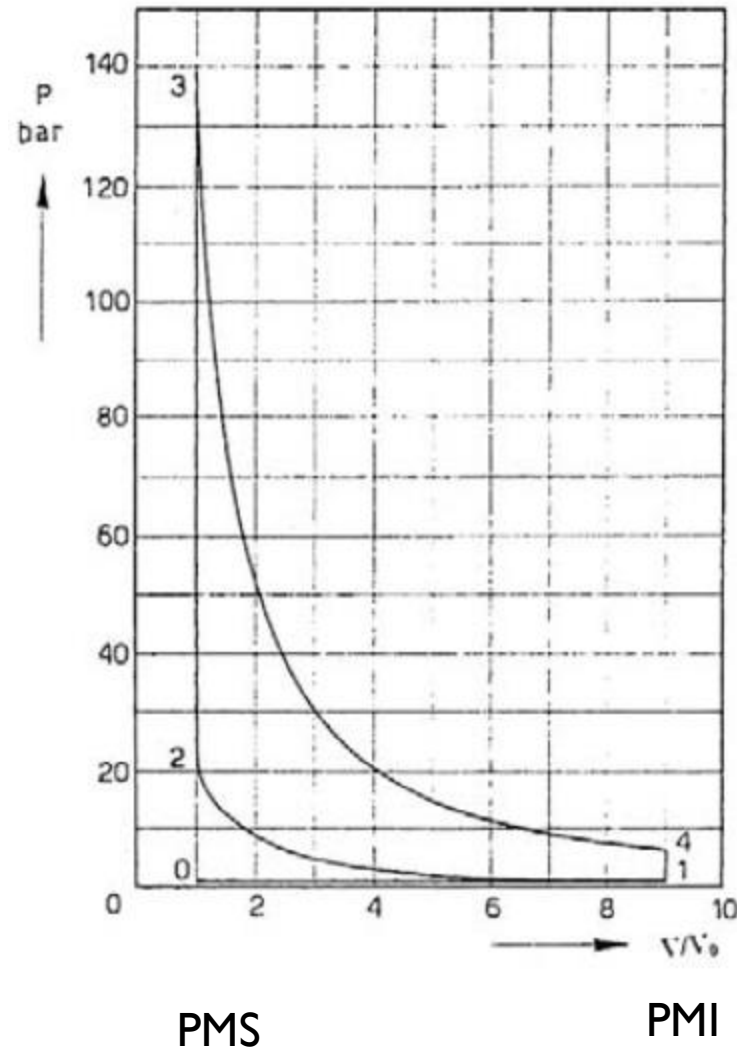


PMS

PMI

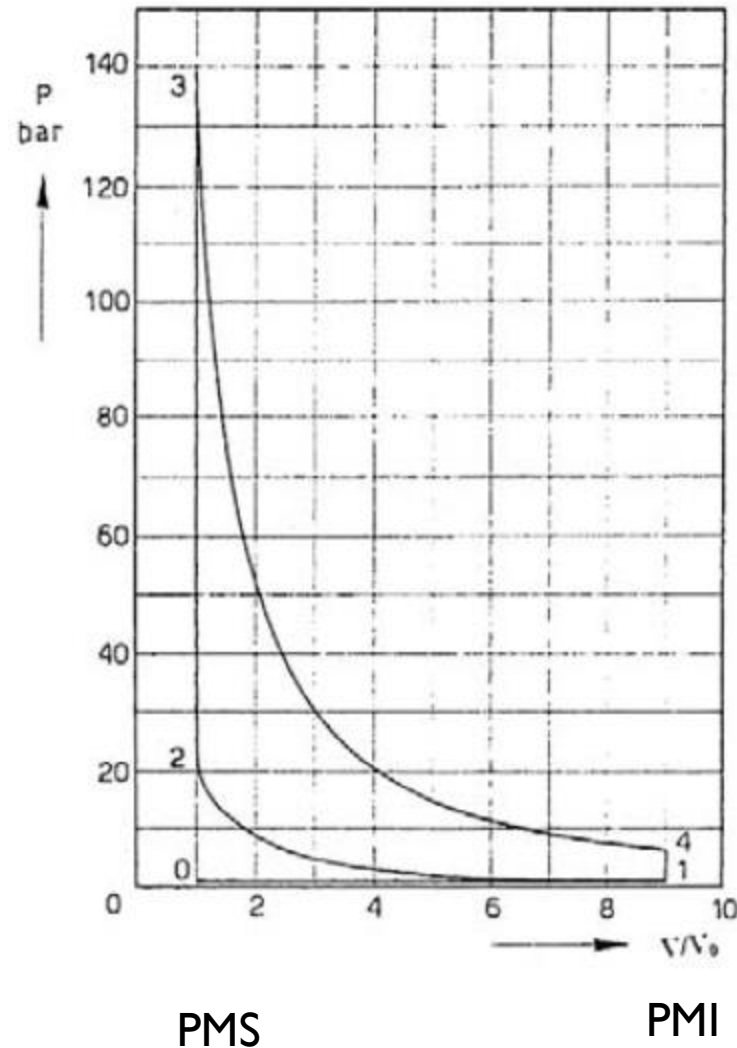
- La **detonazione** è un fenomeno tipico dei motori ad accensione comandata
- Solitamente il processo di combustione nei motori ad accensione comandata prevede le seguenti fasi:
 - scocca la scintilla
 - la miscela aria-combustibile comincia a bruciare
 - la fiamma si propaga con una certa velocità
 - l'energia viene liberata in modo uniforme
 - la miscela che non è ancora bruciata subisce un aumento di p e T

La detonazione



- La detonazione si sviluppa quando la miscela aria-combustibile raggiunge valori di p e T tali da **auto-accendersi**
- Raggiunti questi valori, dopo un certo **ritardo**, la miscela si **auto-accende** quasi istantaneamente con aumenti significativi della pressione (anche > 200 bar)
- Si generano **onde** che si riflettono sulle pareti della camera di combustione (**battito di testa**)
- Al raggiungimento delle condizioni di auto-accensione, **per evitare la detonazione**, il fronte di fiamma deve bruciare tutta la miscela durante il ritardo all'auto-accensione

Prestazioni di un motore - Ciclo ideale



$$p_m = \frac{p_1}{RT_1} \frac{H_u(\eta_t)_{id}}{\Delta}$$

- La p_m è influenzata anche da:
 - T_1 : in inverno si rischiano T_1 troppo basse che possono creare problemi
 - Δ : ci sono dei limiti legati al processo di combustione ($\Delta = 10 \div 22$)
 - p_1 : sovralimentazione
- L'aumento della p_1 comporta un aumento della p_3 ma meno significativo rispetto all'aumento del r_v
- Un aumento del 18% di p_1 comporta +18% di p_3 , contro l'84% provocato da un analogo incremento di r_v



Il Ciclo indicato

Il ciclo indicato

Nella realtà:

- la **miscela** aria-combustibile **non** è **perfetta**
- la fase di **combustione non** avviene **istantaneamente** a volume costante ma richiede un certo intervallo di tempo che dipende dalle caratteristiche della fiamma
- le fasi di **compressione ed espansione non** sono **adiabatiche ed isoentropiche**
- durante la fase di aspirazione e scarico il fluido **non** è in perfetto **equilibrio termodinamico** con l'ambiente esterno



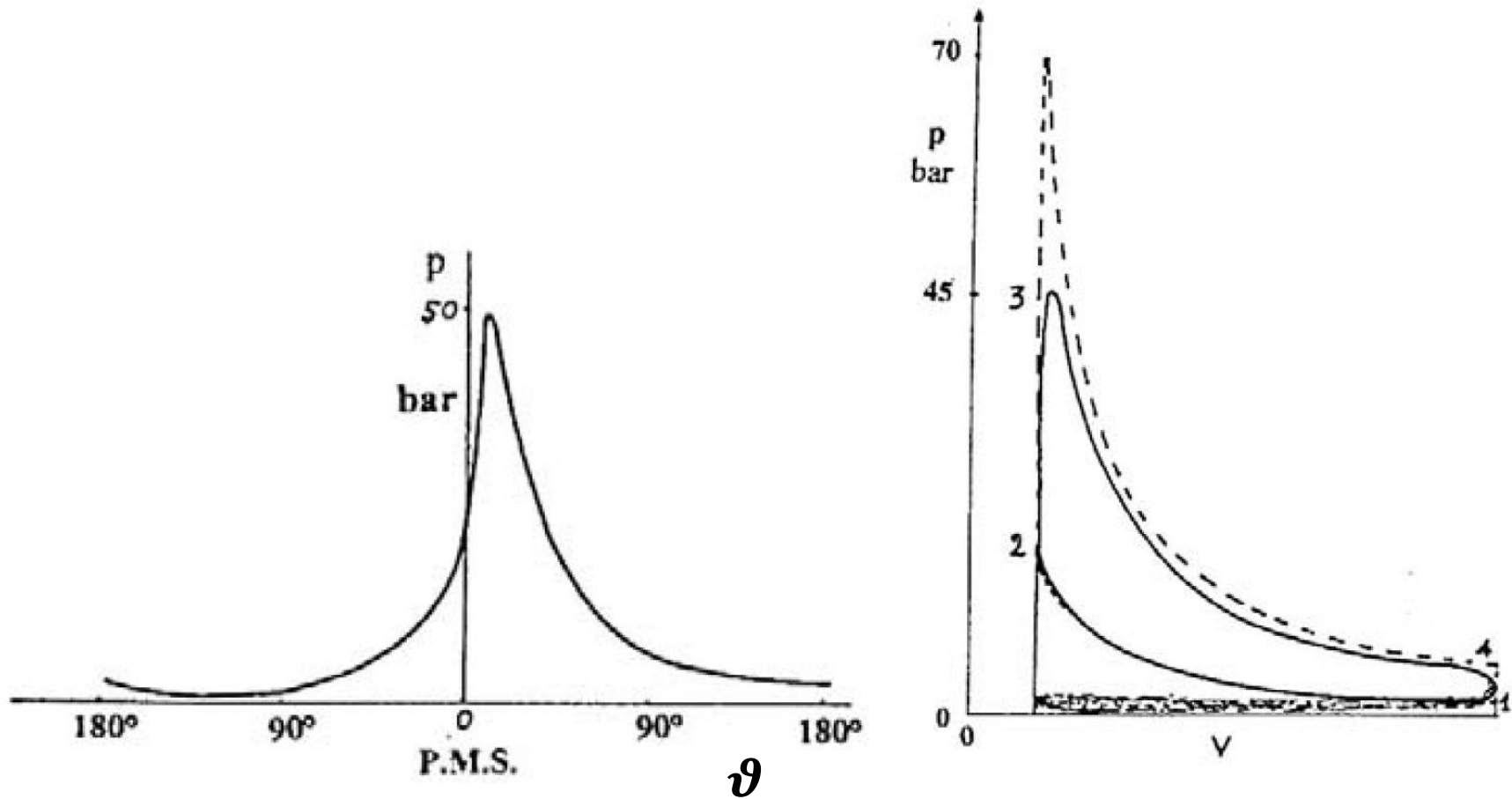
Per valutare il ciclo reale l'unico modo è rilevare per via sperimentale l'andamento della pressione durante le varie fasi di funzionamento



ciclo INDICATO



Diagramma e ciclo indicato



La combustione

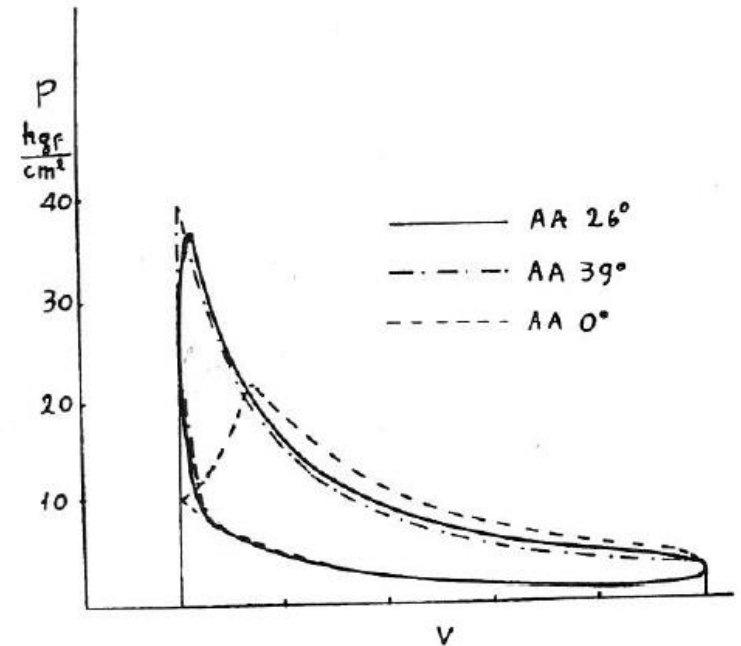
- La **combustione** si sviluppa in un certo intervallo di tempo a cui corrisponde un tempo di manovella generalmente compreso tra i **38° e i 44°**
- La fiamma innescata dallo scoccare della scintilla si propaga con una certa **velocità**, intorno ai **40-45 m/s**
- Se la **scintilla** fosse fatta scoccare al punto morto superiore (**PMS**), tutta la combustione si svolgerebbe durante la **corsa di espansione** con una notevole perdita di **area utile** del ciclo perché l'aumento del volume all'interno del cilindro attenua sensibilmente l'aumento di pressione conseguente al processo di combustione.



E' necessario far scoccare la scintilla **prima** che il pistone abbia raggiunto il **PMS** per massimizzare l'area utile del ciclo

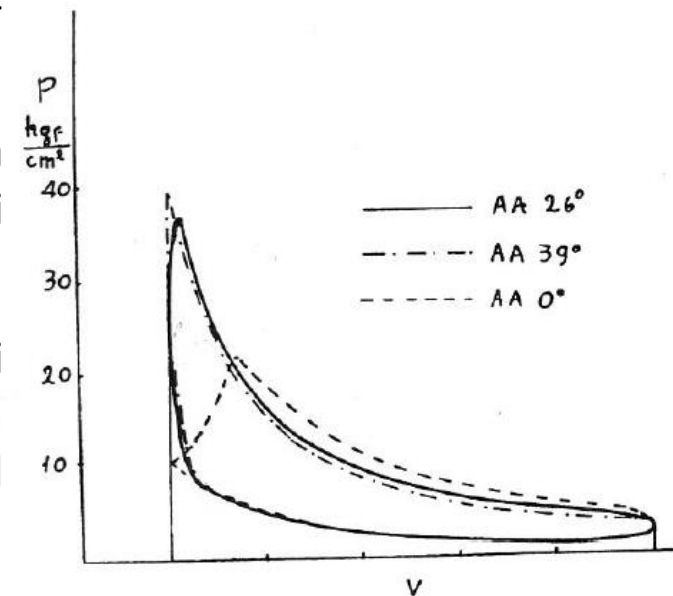


ANTICIPO dell'ACCENSIONE!



La combustione

- Si deve **anticipare** lo scoccare della **scintilla** (accensione) rispetto al **PMS** di un angolo tale da far avvenire la combustione **parte** durante la compressione e **parte** durante l'espansione (caso con **AA** - Anticipo Accensione - pari a **39°** in figura)
- Se si **anticipa troppo** rispetto al valore ottimale si rischia di aumentare troppo la p_{max} del ciclo: rischio di **detonazione**
- L'**anticipo ottimale** è ovviamente quello che consente di ricavare il maggior lavoro utile per ciclo, e si determina empiricamente, per ogni condizione di esercizio del motore, tramite sperimentazione al **banco prova**
- Tanto più lento è il motore, tanto maggiore dovrà essere l'anticipo per ripartire la durata del processo di combustione nell'intorno del **PMS**



Il lavoro di pompaggio

Nei cicli ideale e limite si ipotizzava un **perfetto equilibrio** tra il fluido operativo e l'ambiente esterno nelle fasi di aspirazione e scarico:

$$p_i = p_s = p_{atm}$$

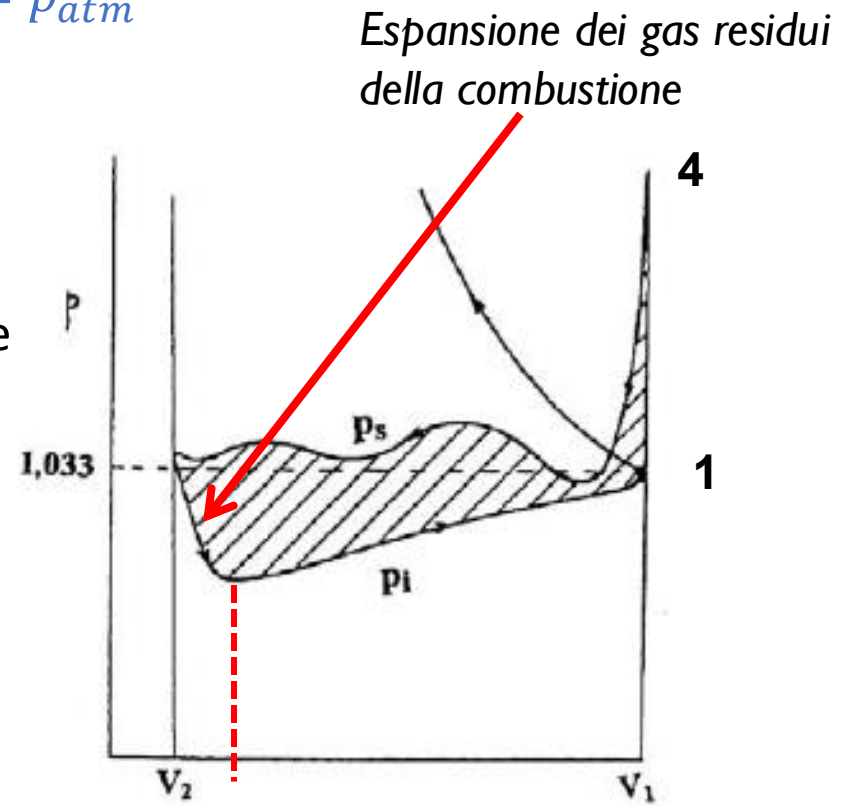


In realtà non si ha un adeguamento istantaneo per effetto dell'azione del pistone sui gas residui

$$p_s > p_{atm}$$

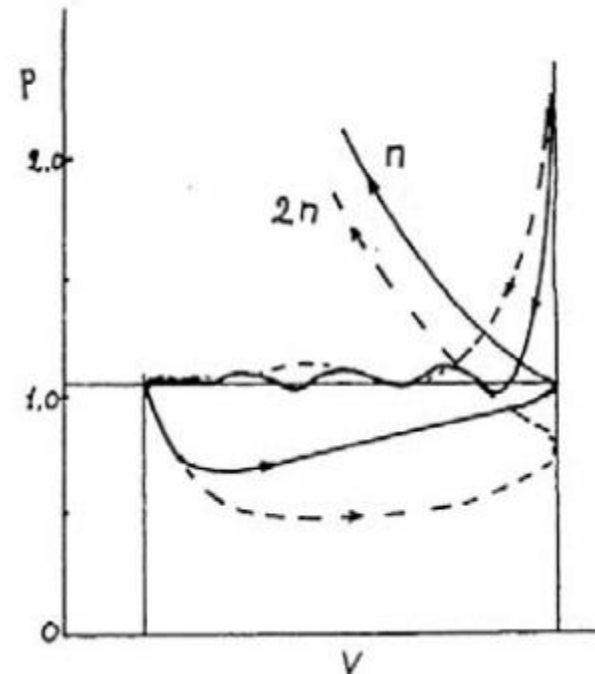
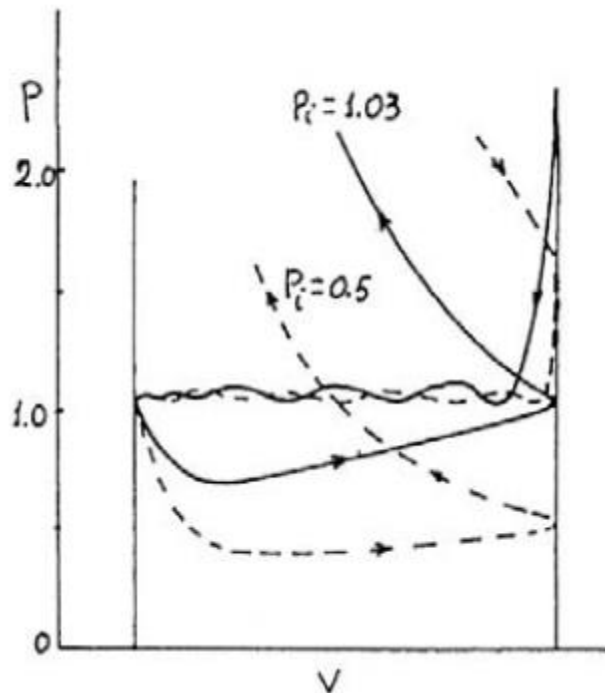
$$p_i < p_{atm}$$

Il lavoro durante l'aspirazione e lo scarico è detto "**lavoro di pompaggio**"



Il lavoro di pompaggio

- Il **lavoro di pompaggio** va a sottrarsi al lavoro utile del ciclo e rappresenta quindi una **perdita**
- Il lavoro di pompaggio **aumenta** al diminuire della pressione di aspirazione (**parzializzazione** della valvola a farfalla per regolazione della potenza)
...e all'aumentare del **regime di rotazione**



Coefficiente di riempimento

- A causa della minore pressione di aspirazione p_i e della maggiore temperatura T_i all'interno del cilindro per il calore sottratto alle pareti del cilindro, si ha che:

$$\rho_i = \frac{p_i}{R T_i} < \rho_{amb}$$

- La portata di massa Q_{m_a} che effettivamente entra nel cilindro è quindi inferiore a quella teorica $Q_{m_{a_t}}$:

$$Q_{m_a} < Q_{m_{a_t}} = \rho_{amb} V_g Z \frac{n}{60} \frac{2}{\tau}$$

- Si definisce **coefficiente** di riempimento λ_v il, rapporto:

$$\lambda_v = \frac{Q_{m_a}}{Q_{m_{a_t}}}$$

Rendimento volumetrico

$$\rho_i = \frac{p_i}{R T_i} < \rho_{amb}$$

$$\lambda_v = \frac{Q_{m_a}}{Q_{m_{a_t}}}$$

- Il coefficiente di riempimento λ_v tiene conto del grado di efficienza con cui è avvenuto il **riempimento** del cilindro
- Dipende dagli stessi fattori che influenzano il lavoro di pompaggio e quindi:
 - dalla **pressione di aspirazione**, che diminuisce per effetto della parzializzazione della valvola a farfalla (regolazione della potenza)
 - dal **regime di rotazione**, per effetto dell'aumento delle **perdite** di carico nelle **condotte** di alimentazione e attraverso le **valvole** di aspirazione



Rendimento del ciclo indicato

- Si definisce rendimento **indicato** il rapporto:

$$\eta_i = \frac{P_i}{Q_{m_c} H_u} = \frac{P_i}{\frac{Q_{m_a}}{\Delta} H_u}$$

- La potenza effettiva P_e all'albero è legata al rendimento **meccanico**, così definito in queste note:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_{aus} + P_p + P_m}{P_i}$$

dove:

- P_{aus} è la potenza richiesta dagli **ausiliari** (ventilatori, pompe di circolazione, ecc..)
- P_p è il lavoro di **pompaggio**
- P_m sono le **perdite meccaniche**
- Per misurare le perdite complessive $P_p + P_m$ si porta il motore al regime di rotazione n , lo si spegne e si misura la potenza P che deve essere fornita da un motore elettrico per mantenere $n = cost$



Rendimento del ciclo indicato

- Il rendimento complessivo η del motore è dunque:

$$\eta = \frac{P_e}{Q_{m_c} H_u}$$

- La potenza effettiva P_e si può inoltre esprimere tramite i rendimenti in quest'altra forma:

$$P_e = Q_{m_c} H_u \eta_i \eta_m = \lambda_v \rho_{amb} V_g Z \frac{n}{60} \frac{2}{\tau} \frac{H_u}{\Delta} \eta_i \eta_m$$

- La coppia effettiva M_e all'albero motore è data da:

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = \lambda_v \rho_{amb} \frac{V_g Z}{\pi \tau} \frac{H_u}{\Delta} \eta_i \eta_m$$

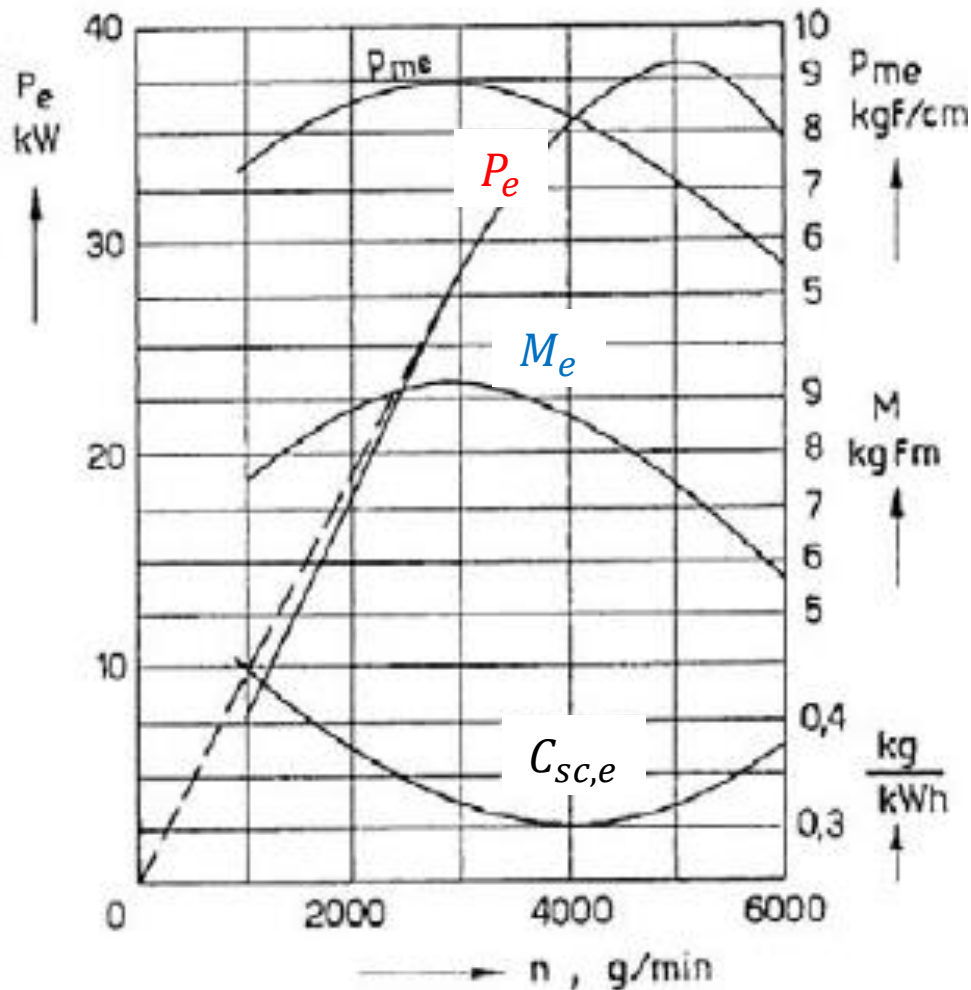
- Il consumo specifico C_{sc} , posto $\eta = \eta_i \eta_m$, risulta:

$$C_{sc} = \frac{Q_{m_c}}{P_e} = \frac{1}{\eta H_u} \quad [kg/kWs] \qquad C_{sc} = \frac{Q_{m_c(g/h)}}{P_e} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta H_u} \quad [g/kWh]$$

Curve caratteristiche e comportamento su strada

Note Integrative

Curve caratteristiche di un motore



$$P_e = \frac{Q_{m_a} H_u}{\Delta} \eta \quad [kW]$$

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} = \rho_{amb} V_g Z \frac{2}{\tau} \frac{H_u}{\Delta} \eta$$

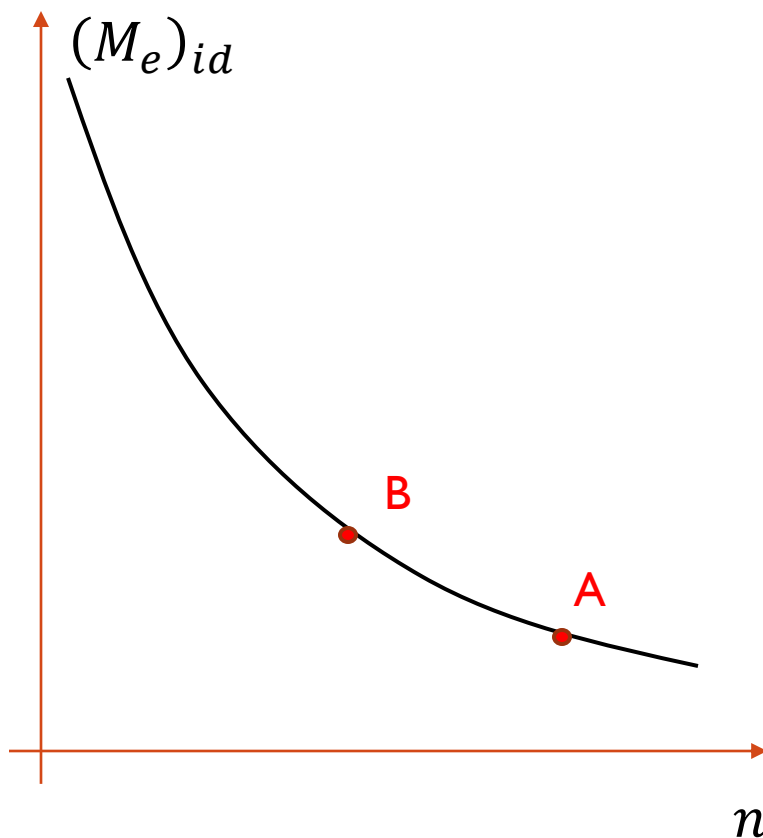
$$C_{sc,e} = \frac{Q_{m_c}}{P_e} = \frac{1}{\eta H_u} \left[\frac{kg}{s \cdot kW} \right]$$

Accoppiamento motore-vettura

- La trazione automobilistica richiederebbe un andamento della coppia M simile a quella indicata in figura, di tipo cioè iperbolico:

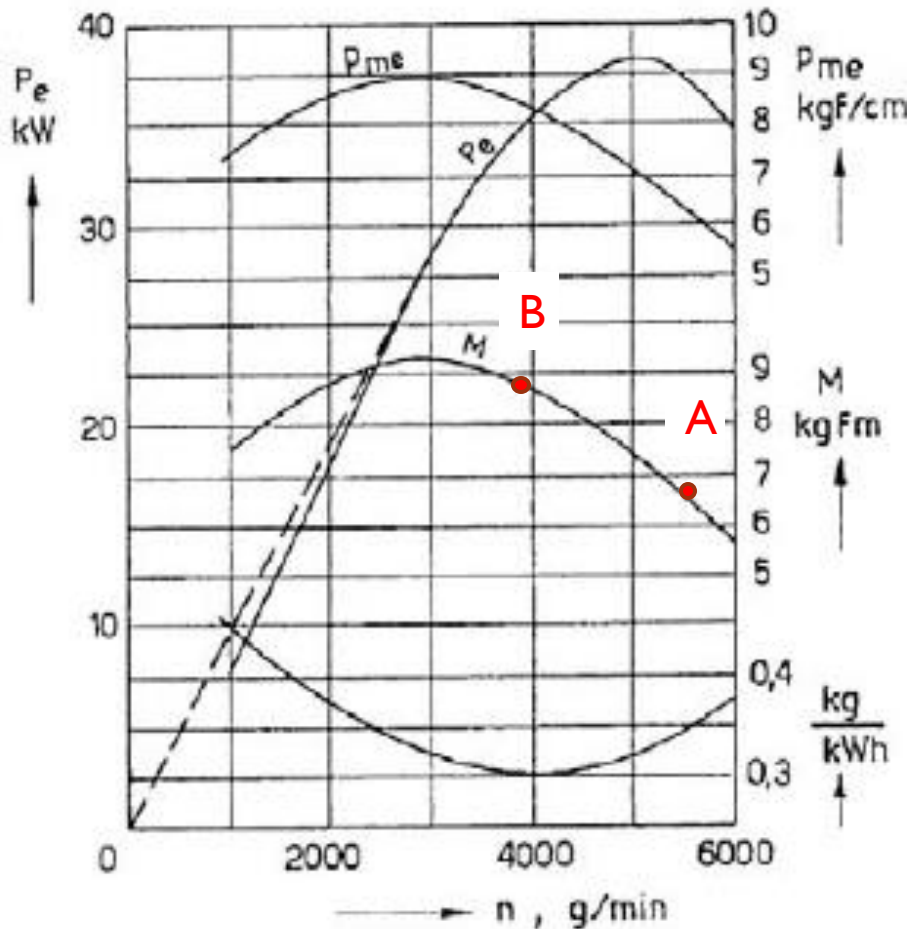
$$M = \frac{cost}{n}$$

- Si supponga che l'auto sia nella condizione di equilibrio A
- All'aumentare della coppia resistente M_r alle ruote, il motore rallenta fino a che non viene raggiunta una nuova condizione di equilibrio B



Accoppiamento motore-vettura

- Il motore a combustione interna ha caratteristiche che **male si adattano** alle esigenze della trazione automobilistica



- Si supponga che l'auto sia nella condizione di equilibrio **A**
- L'aumento della coppia resistente M_r può determinare:
 - il raggiungimento di una **nuova condizione di equilibrio** (B) se $M_r \leq M_{max}$
 - una progressiva riduzione di n fino allo **spegnimento del motore** se $M_r > M_{max}$



Necessità di inserire il **CAMBIO** di velocità



Il cambio

- Nelle applicazioni automobilistiche il momento M viene trasmesso alle ruote tramite gli ingranaggi del **cambio** di velocità e del **differenziale**
- Il cambio meccanico, **a parità di velocità del motore**, fornisce alle ruote una **coppia crescente** al diminuire della velocità di rotazione delle ruote

$$M, n \longrightarrow \boxed{\text{CAMBIO}} \longrightarrow M_r, n_r$$

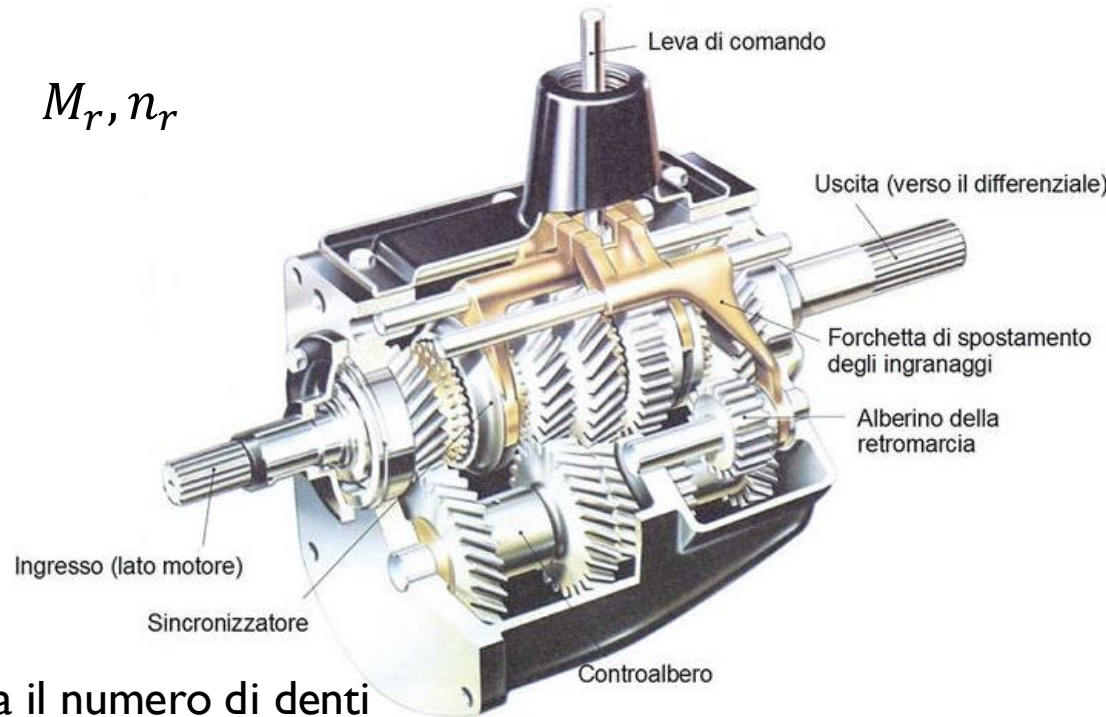
$$M n \eta_{tr} = M_r n_r$$

dove

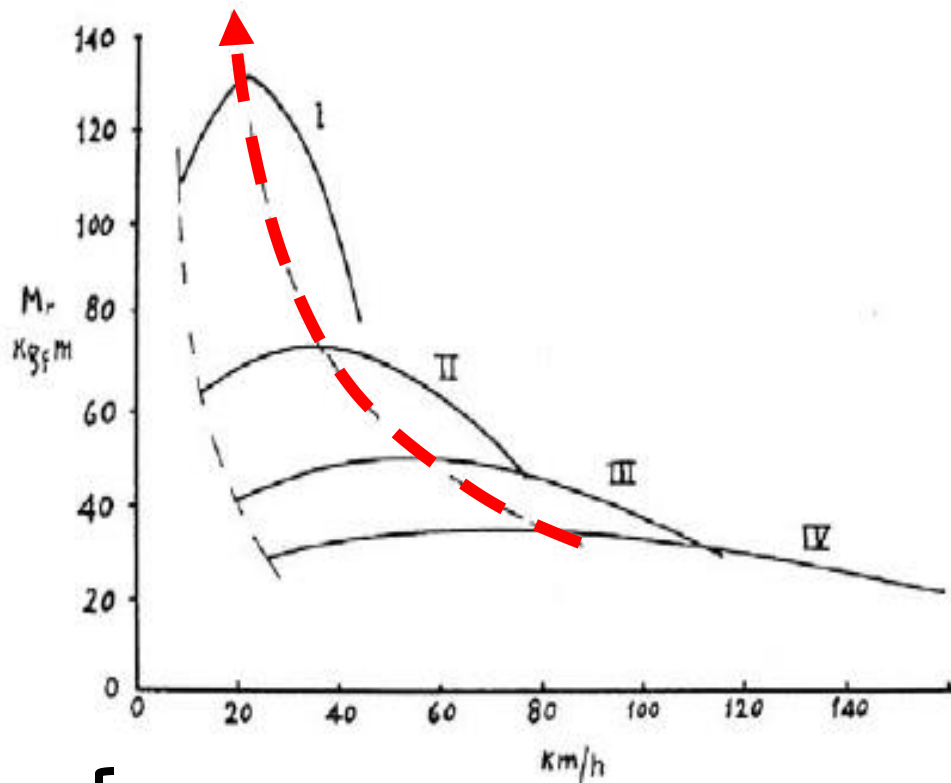
$$n_r = \frac{n}{r_c \cdot r_p}$$

Rapporto di
trasmissione al cambio

Rapporto al ponte: rapporto tra il numero di denti
del differenziale e del pignone



Comportamento su strada



- Cambiando marcia, si cambia curva di riferimento del momento motore M_r trasferito alle ruote, ed è come se ci si muovesse sull'**iperbole** evidenziata in figura

r_c {
 I: 3.612
 II: 2.045
 III: 1.375

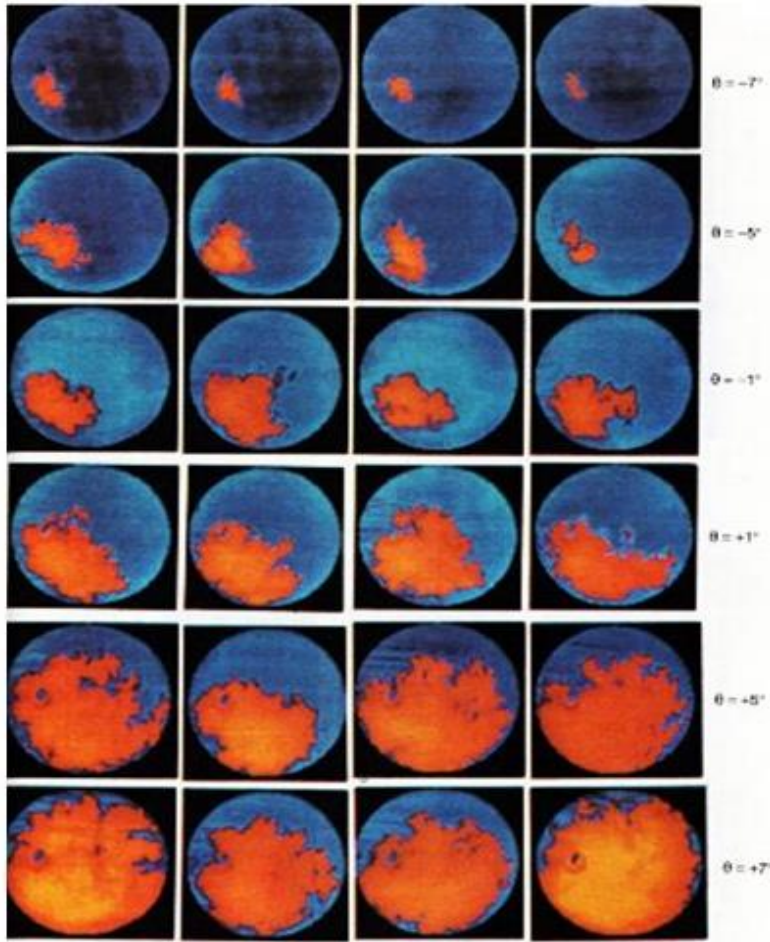
$$n_r = \frac{n}{r_c \cdot r_p}$$

$$M \cdot n \cdot \eta_{tr} = M_r \cdot n_r$$

La combustione nel ciclo indicato

Note integrative

Fattori di influenza: 1. la velocità di fiamma

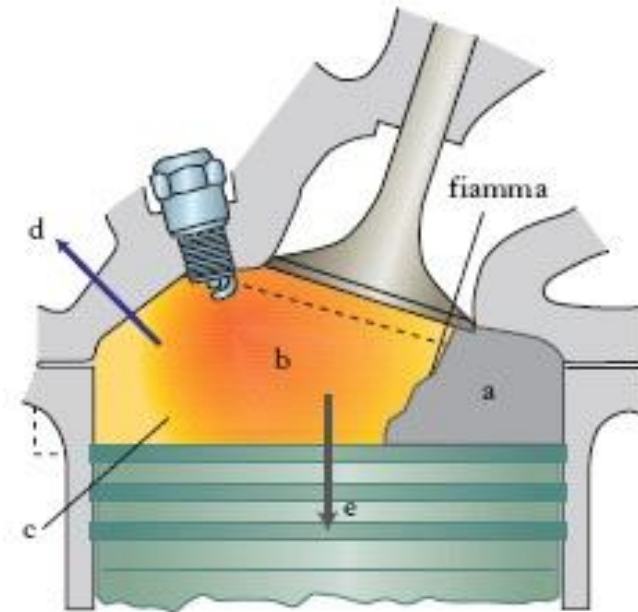


Confronto tra quattro diversi cicli
[G. Ferrari – Motori a combustione interna]

- Dalle immagini della figura a lato si possono apprezzare la propagazione del fronte di **fiamma** e lo sviluppo del processo di **combustione** osservati per via sperimentale, ovvero:
 - la **graduale ossidazione** del nucleo vicino alla candela
 - la **propagazione** del fronte di fiamma (velocità di fiamma)
 - Il **completamento** della combustione nelle regioni più lontane
- Si possono osservare anche le **variazioni casuali cicliche** che accompagnano le rilevazioni sperimentali del medesimo fenomeno nel tempo

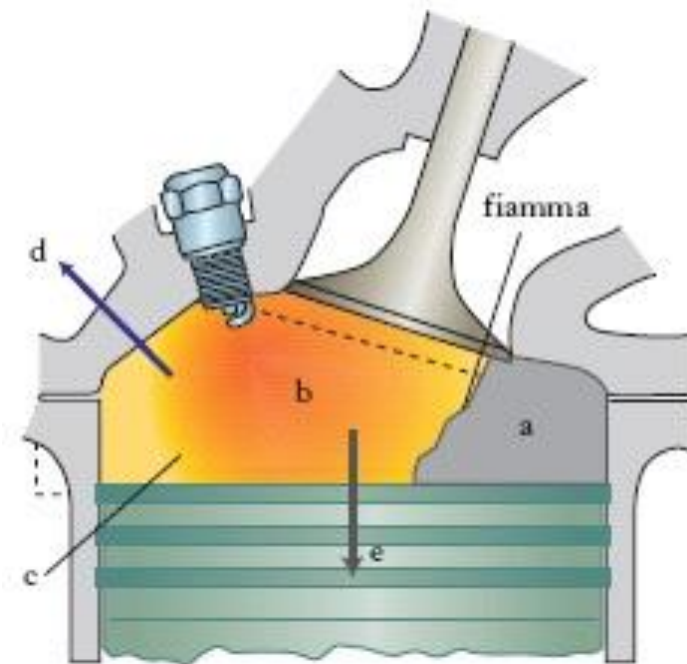
Fattori di influenza: 1. la velocità di fiamma

- L'aumento della velocità di fiamma consente di aumentare l'area utile del ciclo e quindi la potenza del motore
- Per aumentare la velocità di fiamma si può:
 - ridurre il **rapporto di dosatura**, aumentando Q_{m_c} ($\Delta = 12.5$)
 - aumentare r_v perché aumenta la ρ
 - aumentare la pressione di alimentazione (p_1) perché aumenta la ρ (aumentano le probabilità di collisione dei reagenti)
 - aumentare la **turbolenza** del fluido nella camera di combustione così da favorire la miscelazione e l'avvicinarsi delle particelle di fluido:
 - aumentando **velocità** di rotazione del motore
 - con **la forma** della camera di combustione



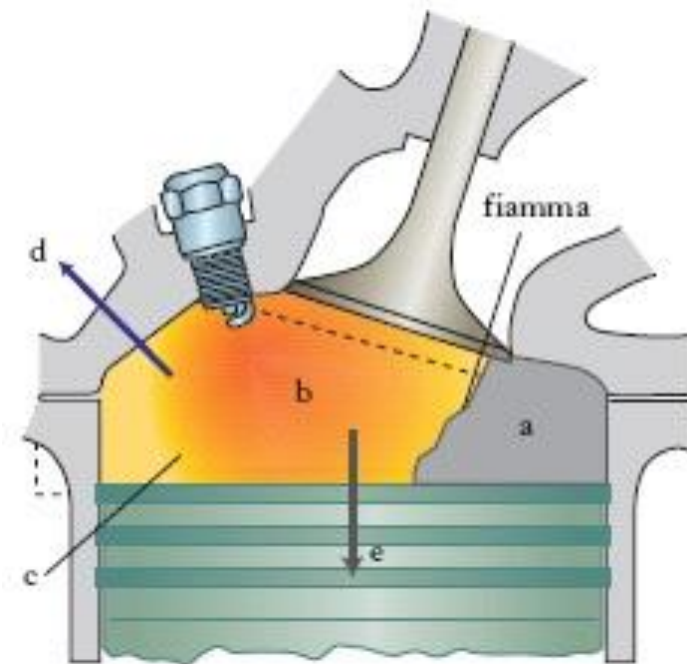
Fattori di influenza: 2. miscele non perfette

- La **combustione** è sensibilmente influenzata dalla **dosatura** della miscela aria-combustibile perché può determinare **irregolarità** nello sviluppo del processo:
 - se la **miscela è troppo ricca**, anche se la velocità di fiamma mediamente aumenta, ci saranno zone con troppo carburante in cui la velocità di propagazione della fiamma si riduce
 - se la **miscela è troppo magra**, ci saranno zone non ben miscelate troppo povere di carburante in cui il processo di combustione potrebbe non espletarsi correttamente



La combustione

- La miscelazione non perfetta rende anche più **difficile** il **controllo** delle **emissioni** allo scarico a causa delle miscele che localmente possono diventare troppo magre con conseguenti incombusti allo scarico
- Oltre ai problemi legati ad un processo di combustione non istantaneo, si deve tenere conto anche di **perdite di calore** tra il fluido ad alta T e le pareti del cilindro a temperatura inferiore durante la compressione e l'espansione

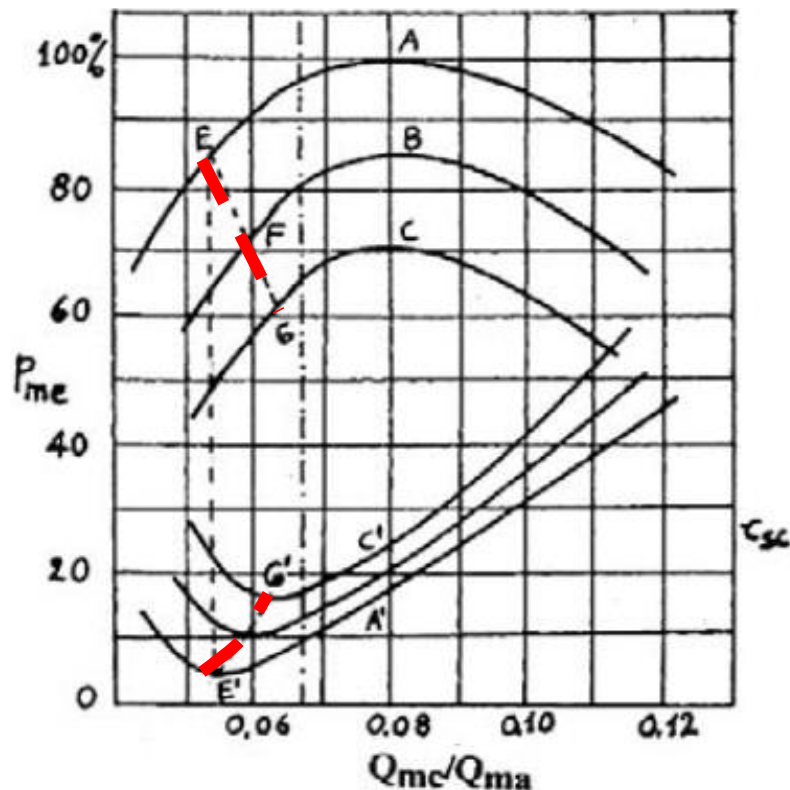


La regolazione nei motori ad a.c.

Note Integrative

La regolazione nei motori ad a.c.

A-B-C: diversi gradi di apertura della valvola a farfalla



- La potenza P_e :

$$P_e = \frac{Q_{ma} H_u}{\Delta} \eta$$

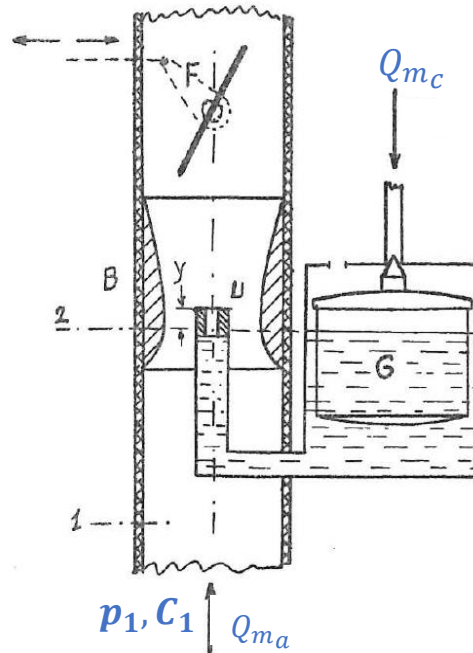
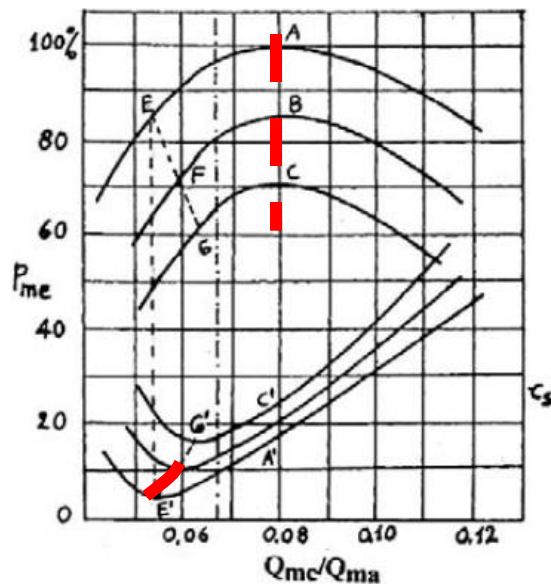
sviluppata del motore dipende da:

- Q_{ma} che viene regolata tramite laminazione della valvola a farfalla
- Δ che deve consentire l'avvio del processo di combustione: $\Delta = 10 \div 22$
- La **regolazione** della portata Q_{ma} per **laminazione** è dissipativa e comporta ai carichi parziali:
 - aumento del lavoro di pompaggio
 - diminuzione del coefficiente di riempimento λ_v



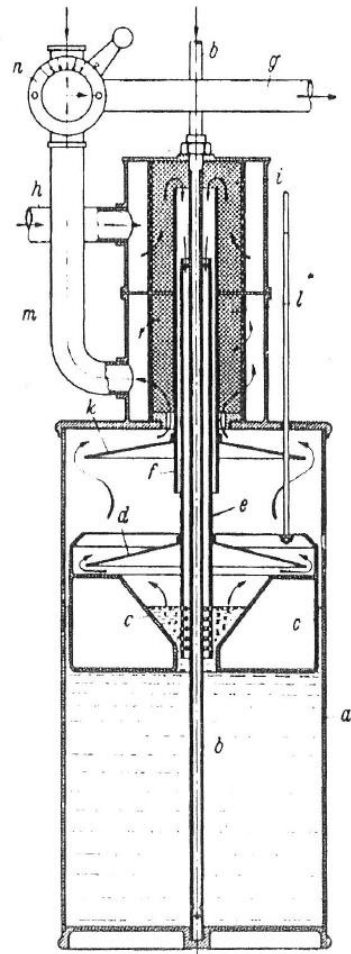
La regolazione nei motori ad a.c.

A-B-C: diversi gradi di apertura della valvola a farfalla

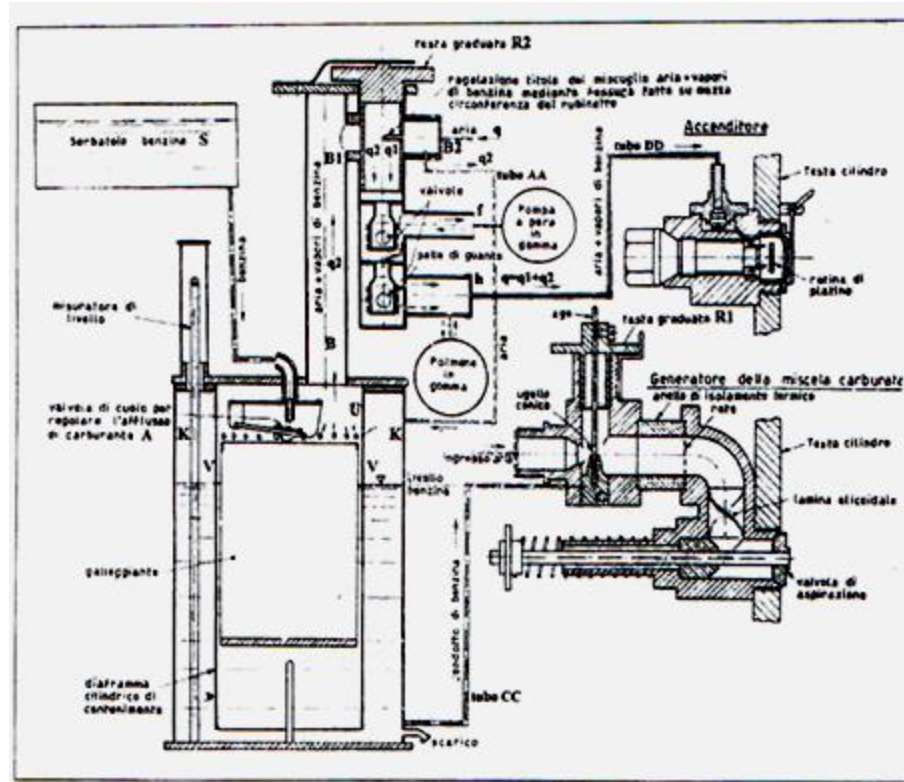


- Diverse strategie di dosatura e, tra queste, quelle di massima potenza P_e (p_{me}) e di minimo consumo di combustibile C_{sc} segnalate in figura
- La regolazione della dosatura della miscela fino a pochi decenni era gestita dal **carburatore**, i cui elementi essenziali: **vaschetta** del benzina a **livello costante**, **ugello** nebulizzatore collocato nella sezione ristretta del **venturi** (Enrico Bernardi, 1889), sono rappresentati in figura

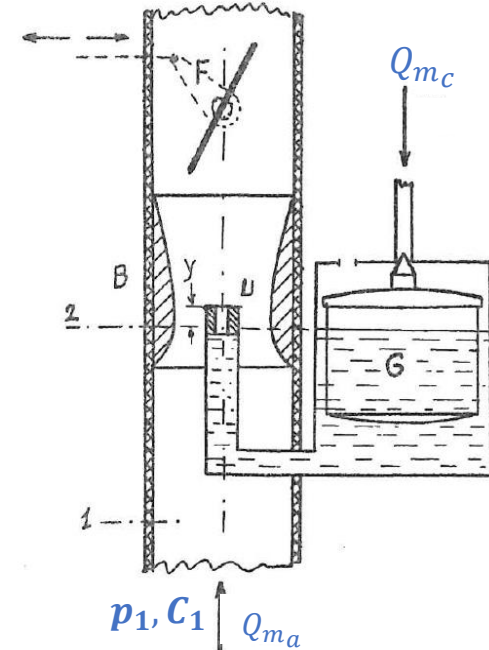
La regolazione nei motori ad a.c.



Carburatore Maybach a gorgogliamento - 1885



Carburatore Bernadi – 1889



Carburatore elementare

La regolazione nei motori ad a.c.

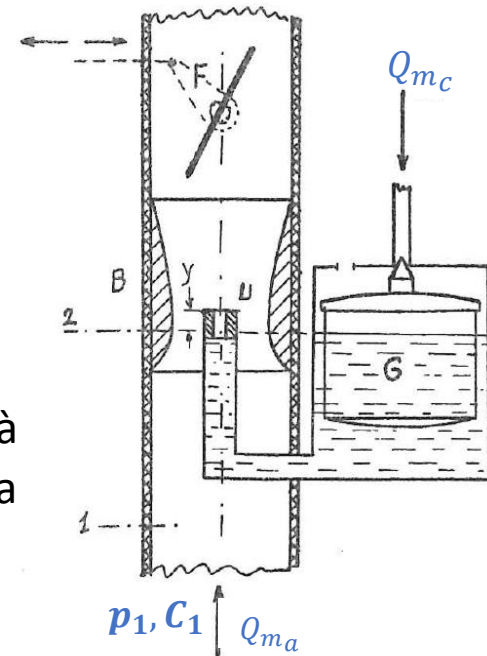
- Il funzionamento del carburatore elementare può essere descritto con le semplici relazioni che regolano il deflusso dell'aria tra la sezione 1, a monte del venturi, e la sezione ristretta 2:

$$\frac{p_1}{\rho_a} + \frac{C_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_a} + \frac{C_2^2}{2} \quad \rho \approx \text{cost} = \rho_a \rightarrow C_1 A_1 = C_2 A_2$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_a} = \frac{C_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

- La depressione nel venturi aumenta con l'aumentare della velocità C_2 e quindi della portata d'aria Q_{ma} , a sua volta regolata dall'apertura della valvola a farfalla
- Ne consegue:

$$C_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2 \frac{p_1 - p_2}{\rho_a}}$$



Carburatore elementare

La regolazione nei motori ad a.c.

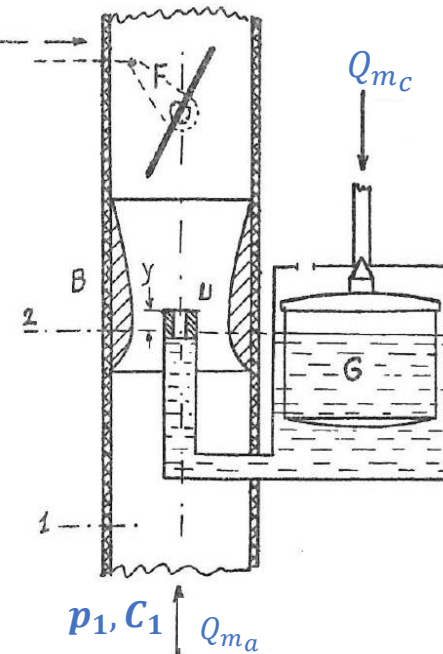
- Per tener conto delle perdite e della strizione della sezione ristretta operata dallo strato limite (che ne provoca anche uno spostamento a valle rispetto alla posizione geometrica) si introduce il coefficiente di efflusso μ_a :

$$Q_{m_a} = \frac{\mu_a A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2\rho_a(p_1 - p_2)}$$

- La depressione nella sezione ristretta del venturi richiama anche una portata di combustibile Q_{m_c} che può essere calcolata nel modo che segue:

$$p_1 = p_2 + \rho_c g y + \rho_c \frac{C_c^2}{2}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2 - \rho_c g y)}{\rho_c}}$$



Carburatore elementare

La regolazione nei motori ad a.c.

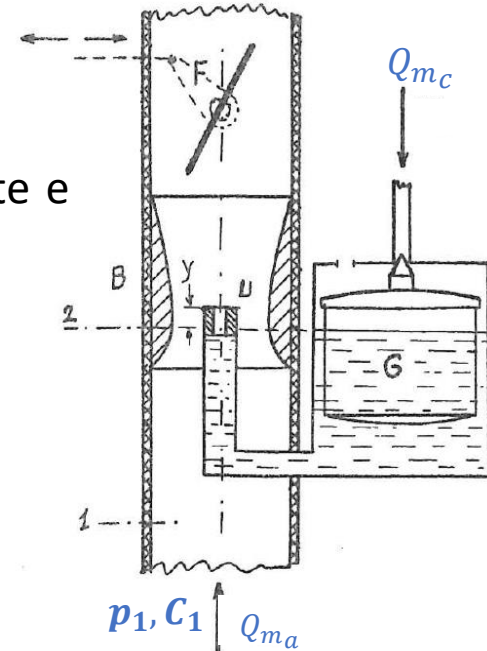
$$Q_{m_a} = \frac{\mu_a A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2\rho_a(p_1 - p_2)} \quad C_c = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2 - \rho_c g y)}{\rho_c}}$$

- Pertanto, indicando con μ_c il coefficiente di efflusso del carburante e con A_c la sezione di efflusso dell'ugello, si ottiene:

$$Q_{m_c} = \mu_c A_c \sqrt{2\rho_c(p_1 - p_2 - \rho_c g y)}$$

e, infine, il rapporto di dosatura Δ :

$$\Delta = \frac{Q_{m_a}}{Q_{m_c}} = \frac{\mu_a A_2}{\mu_c A_c} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_2 - \rho_c g y}}$$



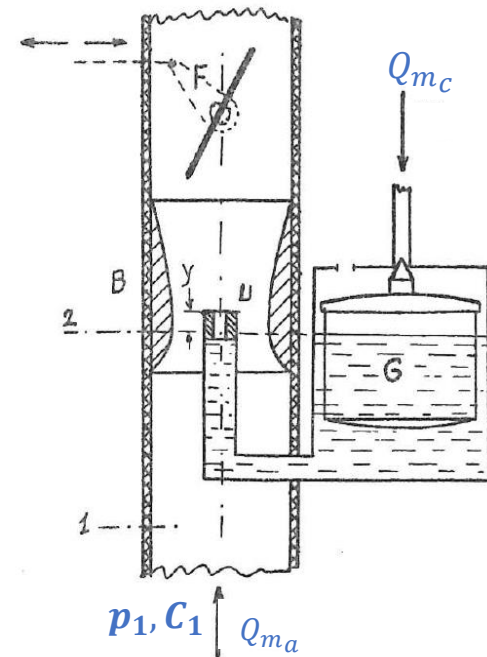
Carburatore elementare

- Il rapporto di dosatura rimarrebbe costante se rimanessero costanti i coefficienti di efflusso μ_a e μ_c al variare della depressione $\Delta p = p_1 - p_2$.

La regolazione nei motori ad a.c.

$$Q_{m_a} = \frac{\mu_a A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2\rho_a(p_1 - p_2)} \quad Q_{m_c} = \mu_c A_c \sqrt{2\rho_c(p_1 - p_2 - \rho_c g y)}$$

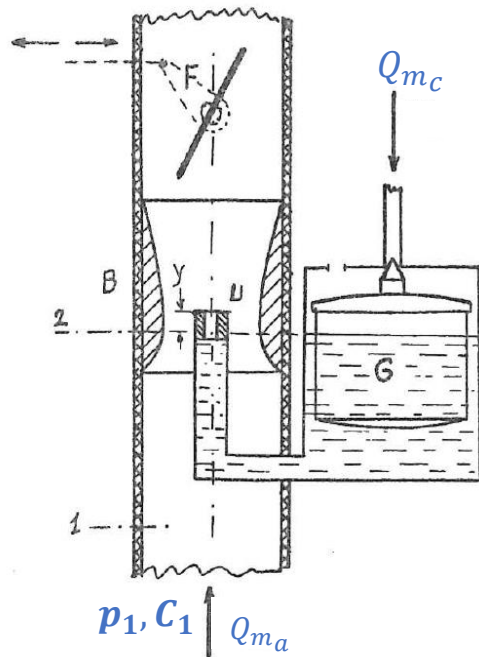
$$\Delta = \frac{Q_{m_a}}{Q_{m_c}} = \frac{\mu_a A_2}{\mu_c A_c} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_2 - \rho_c g y}}$$



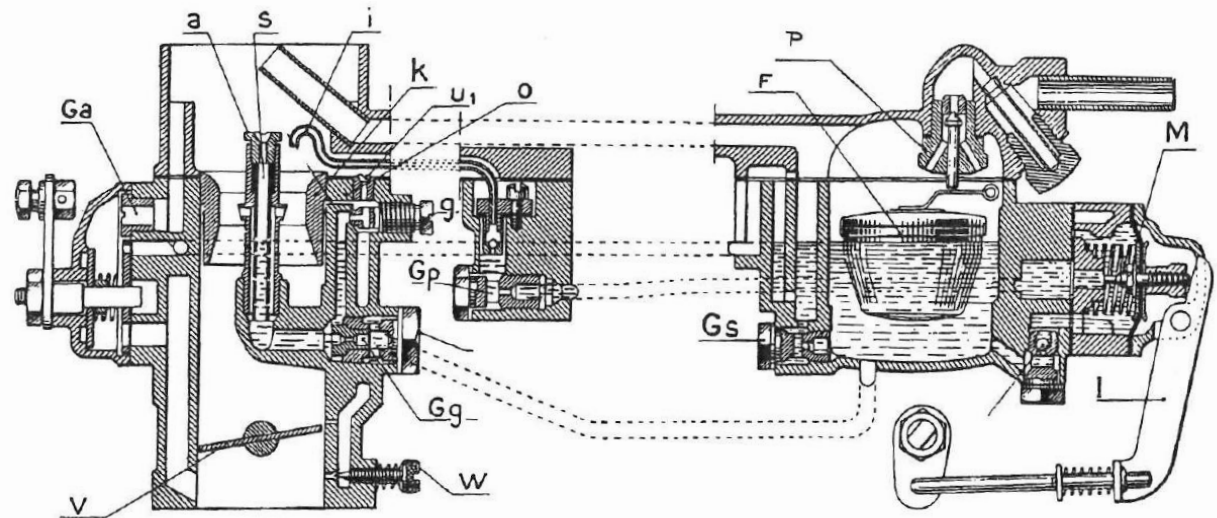
Carburatore elementare

- In realtà, all'aumentare della depressione $\Delta p = p_1 - p_2$, la miscela tende ad arricchirsi perché il moto del combustibile è in regime laminare e il coefficiente di efflusso μ_c aumenta con la velocità C indotta dalla depressione Δp ; mentre per l'aria, superata una data velocità C , il moto diventa turbolento e il coefficiente di efflusso μ_a rimane costante
- Per garantire un rapporto di dosatura costante o variabile secondo necessità la geometria del carburatore è divenuta, nel tempo, davvero molto complessa

La regolazione nei motori ad a.c.

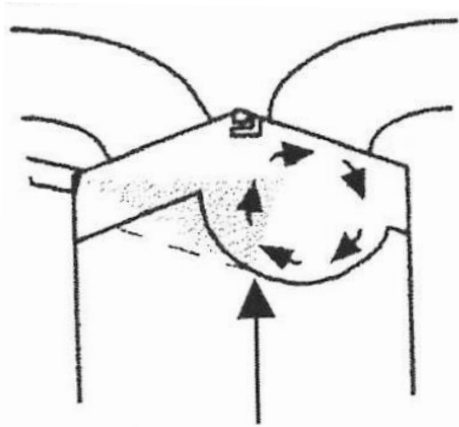


Carburatore elementare

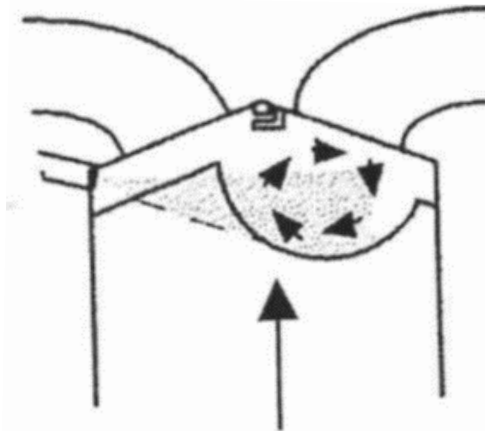


Carburatore Solex. A, calibratore dell'aria; F, galleggiante; G_a , getto ari dello starter; G_g , getto principale; G_p , getto pompa di ripresa; G_s , getto dello starter; g, getto del minimo; i, iniettore di ripresa; k, venturi; l, comando della ripresa; M, membrana pompa di ripresa; P, sede valvola a spillo; s, tubo emulsionatore; u, calibratore del minimo; V, farfalla.

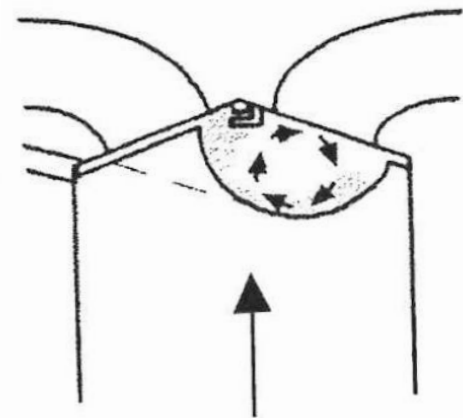
Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



a) 50° prima del PMS



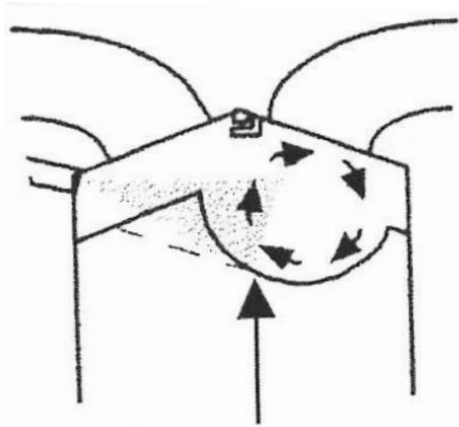
b) 40° prima del PMS



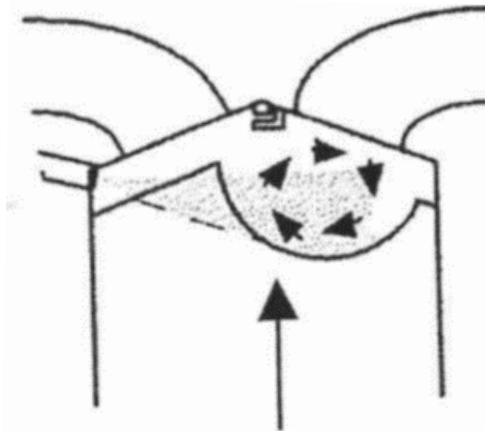
c) 20° prima del PMS

- E' un esempio di **miscelazione non omogenea** creata appositamente mediante un'iniezione diretta del combustibile e un'opportuna configurazione della camera di combustione
- Le strategie per ottenere la combustione stratificata sono diverse
- Ad esempio, durante la fase di **aspirazione** si aspira **solo aria** per ottenere durante la fase di compressione, grazie alla geometria del pistone, delle pareti della camera di combustione e dell'inclinazione dell'iniettore, un intenso **moto turbolento di 'tumble'**

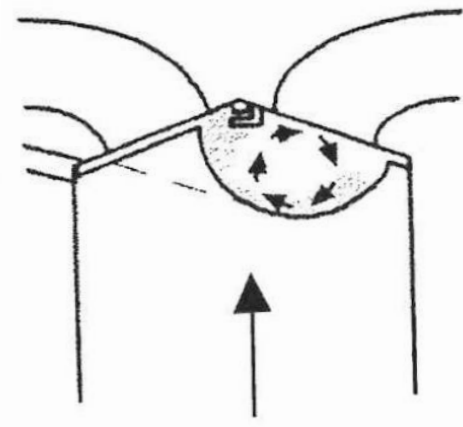
Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



a) 50° prima del PMS



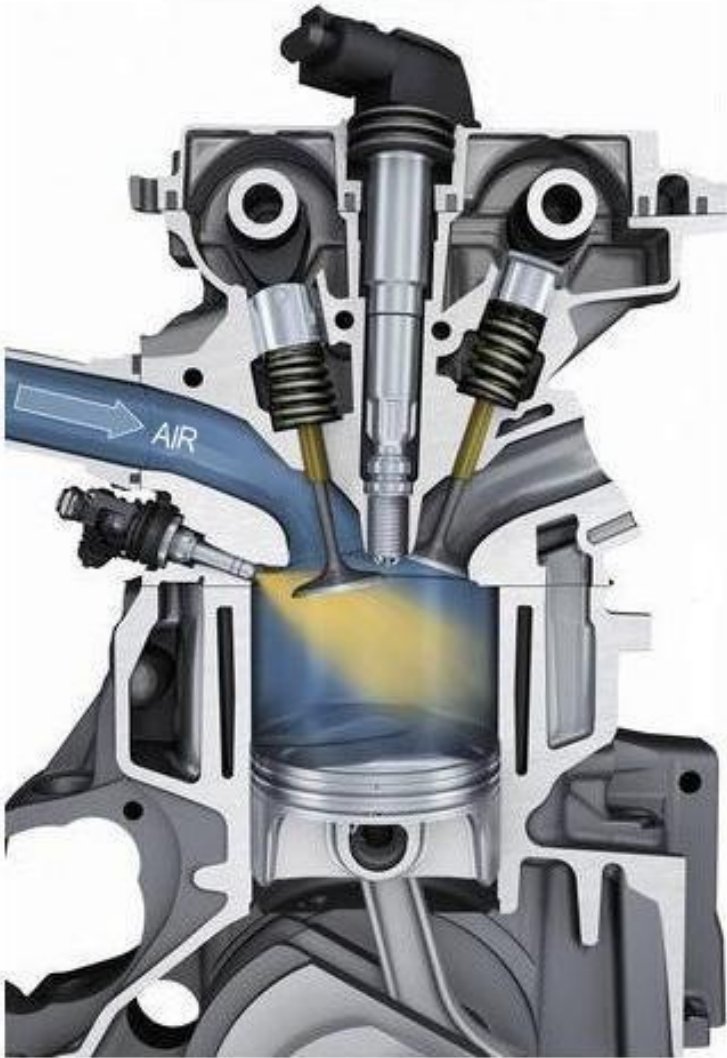
b) 40° prima del PMS



c) 20° prima del PMS

- L'iniezione del combustibile con un anticipo di 50° rispetto al PMS dà origine a una miscela ricca nella zona di accensione della candela e via via più magra nella parte restante della camera di combustione
- Si attiva un **processo di combustione misto**, che abbina i vantaggi del ciclo Otto di un'alta velocità di propagazione della fiamma negli strati più ricchi vicini alla candela, con i vantaggi del Diesel di bruciare, in fase diffusiva, in modo efficiente e completo miscele mediamente molto magre ma con una composizione locale ottimale

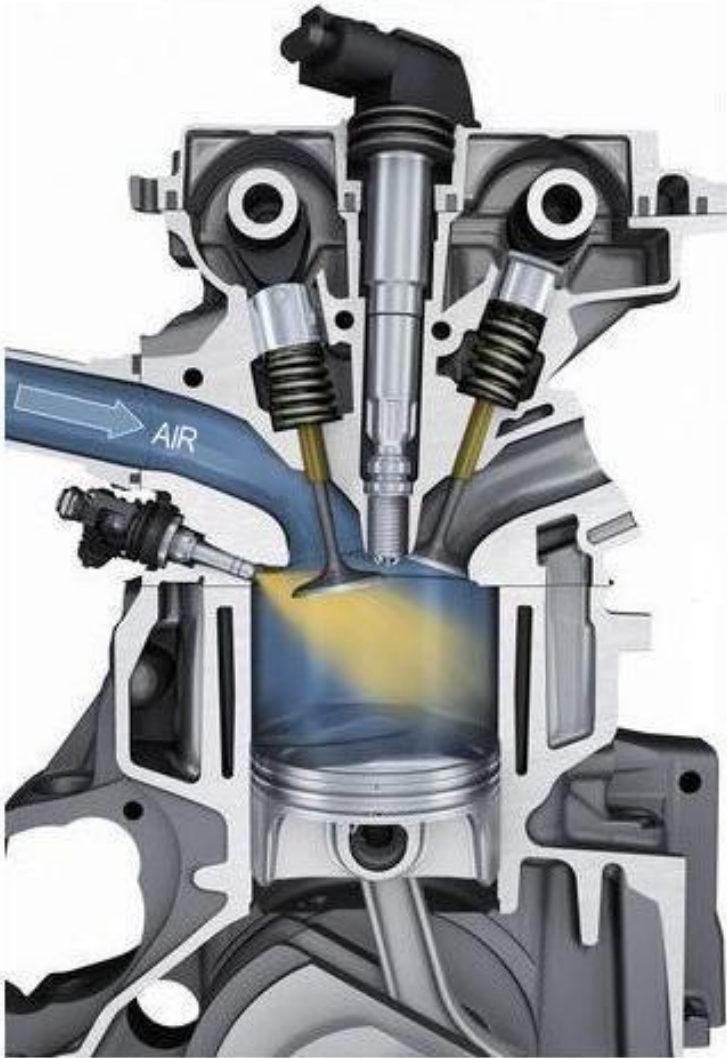
Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



Vantaggi della carica stratificata sul rendimento:

- Non si regola più con **la valvola a farfalla** ma si fa variare la quantità di **combustibile iniettato** con conseguente riduzione delle perdite di pressione
- **Temperature** di combustione **più basse** per l'eccesso d'aria con diminuzione della dissociazione molecolare ed aumento del calore trasformabile in lavoro
- **Minori dispersioni termiche** con le pareti del cilindro per le basse temperature degli incombusti e per l'effetto di schermo dell'aria

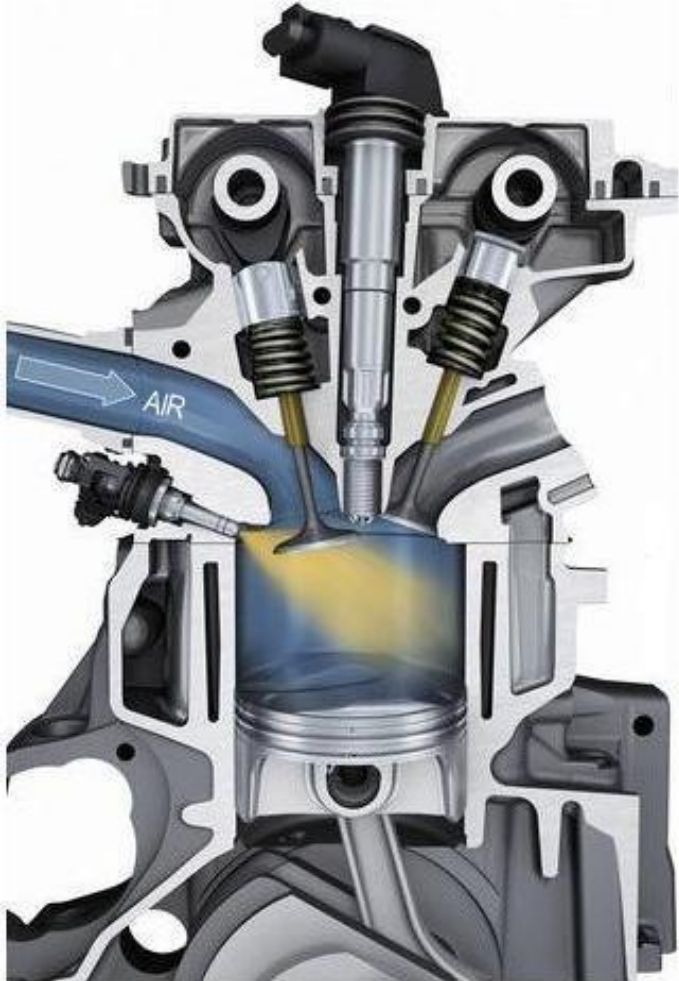
Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



Inconvenienti della carica stratificata:

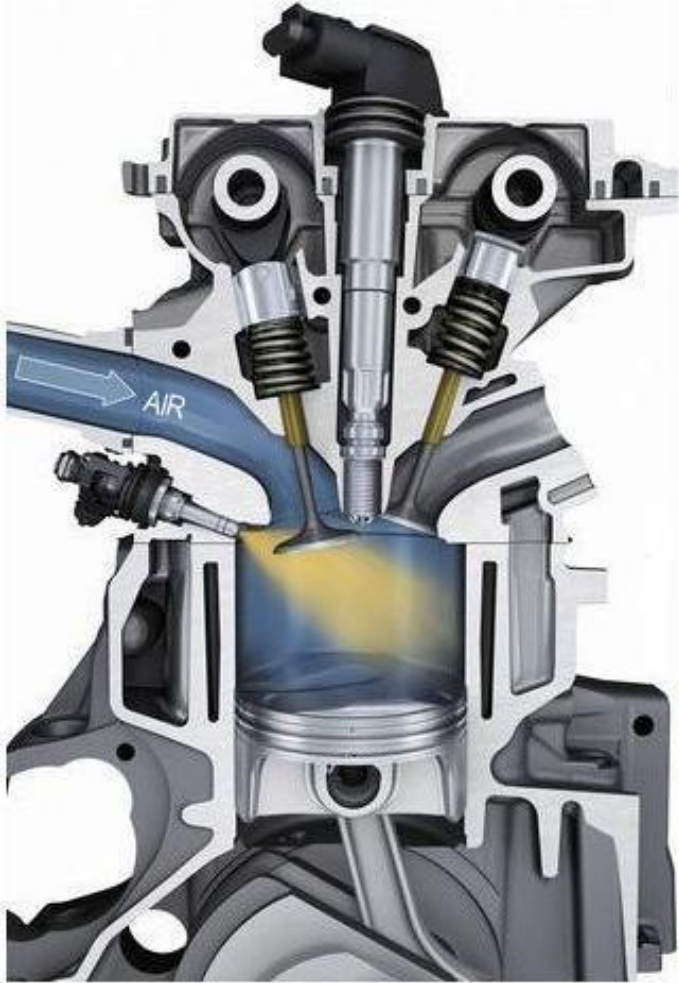
- Sistema di iniezione complesso e costoso perché sono necessarie p di iniezione elevate
- Difficoltà tecnologiche nella realizzazione della pompa ad iniezione data la bassa viscosità della benzina che non lubrifica le parti in movimento
- Difficoltà di posizionamento dell'iniettore rispetto alla posizione della candela e alla necessità di non distruggere il velo di lubrificante del cilindro
- maggiore tendenza alla formazione di NO_x a causa della notevole ossigenazione

Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



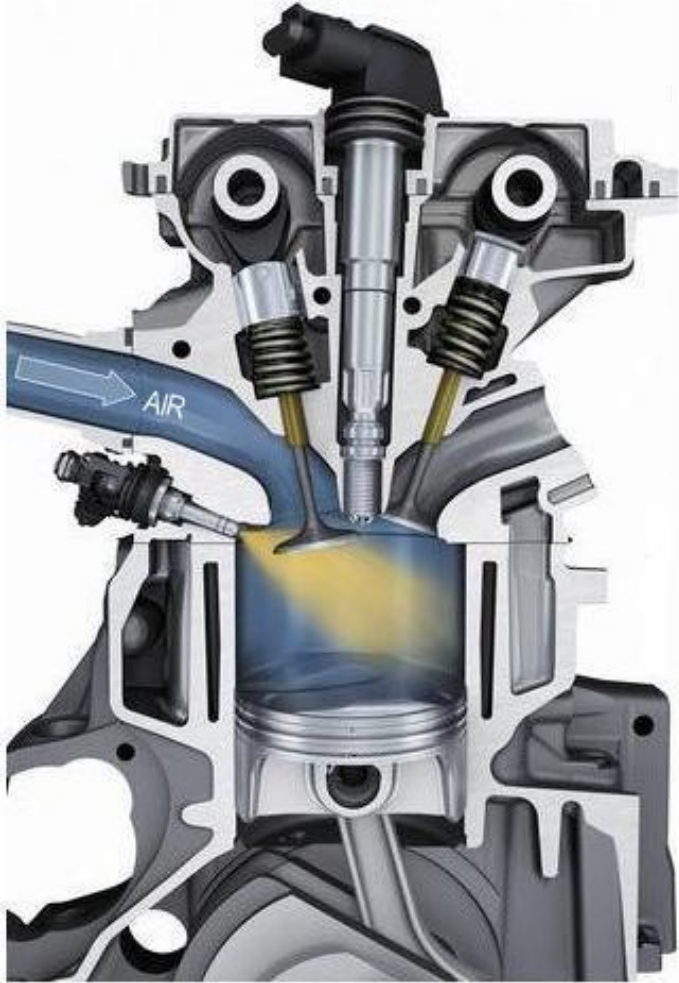
- I motori ad iniezione diretta possono lavorare sia con **carica omogenea**, sia con carica stratificata
- Si distinguono tre modalità di funzionamento a seconda del **carico**:
 - **Pieno carico**: aumenta la quantità di benzina iniettata, la nube di miscela stratificata è sempre più ricca; ne consegue un aumento delle emissioni, soprattutto del particolato
 - Conviene far funzionare il motore con **miscela omogenea**: si anticipa l'iniezione, che si fa avvenire durante la fase di aspirazione
 - Si introduce la **farfalla** che regola la portata agli alti carichi; le perdite per pompaggio sono minime per queste condizioni di esercizio

Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



- **Carichi molto bassi:** conviene introdurre un parziale controllo dell'aria aspirata con la valvola a farfalla per mantenere la temperatura minima dei gas combusti superiore ai **250°C** affinché i reattori catalitici allo scarico funzionino bene
- **Carichi bassi e medi:** solo in queste condizioni di esercizio il motore funziona **a carica stratificata** ($\Delta \approx 20 \div 60$), ossia con un'iniezione ritardata del combustibile durante la fase compressione (circa **50°** prima del **PMS**) e regolazione del carico basata sulla variazione della quantità di combustibile iniettato
- Per contenere le **emissioni allo scarico** il motore, oltre all'uso di reattori catalitici per l'ossidazione degli **HC** e **CO**, fa uso di una ricircolazione dei gas di scarico per ridurre la produzione degli **NO_x**

Motori ad iniezione diretta: la carica stratificata



- La caratteristica più interessante di questi motori è costituita dalla loro possibilità di conseguire forti **riduzioni** del consumo specifico di combustibile C_{sc} :

$$C_{sc} = \frac{Q_{m_c}}{P_e} = \frac{Q_{m_c}}{Q_{m_c} H_u \eta_i \eta_m} = \frac{1}{H_u \eta_i \eta_m}$$

quando funzionano a carica stratificata, a causa del più elevato rendimento complessivo $\eta = \eta_i \eta_m$ di conversione dell'energia termica in energia meccanica

- La sfida odierna consiste nell'amplificare continuamente tale modalità di funzionamento del motore

Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

