

**ACCADEMIA NAVALE**  
**1° ANNO CORSO APPLICATIVO GENIO NAVALE**

**CORSO DI**  
**IMPIANTI DI PROPULSIONE NAVALE**

Lezione 03

**Motori a combustione interna**

A.A. 2011 /2012

Prof. Flavio Balsamo

## Motori a combustione interna 02

Il motore a combustione interna è una macchina volumetrica alternativa, costituita da un elemento dotato di moto alternativo e da un cinematismo in grado di trasformarlo in moto di rotazione.

Esistono due tipologie di motori che si individuano per la differente modalità di innesco della combustione.

Motori ad accensione comandata – sono utilizzati nel campo dell'autotrazione relativamente a piccole taglie. Nel cilindro si trova una miscela di aria e combustibile che viene innescata da una scintilla elettrica (spark ignition engine)

Motori ad accensione per compressione – è il tipo di motore utilizzato nella quasi totalità delle applicazioni di motori a combustione interna in campo navale.

Il combustibile viene iniettato in aria compressa fino a realizzare la temperatura necessaria alla combustione (Diesel engine).

## Motori a combustione interna

### Definizioni

Il pistone è l'elemento dotato di moto alternativo che viene trasformato in rotazione dalla biella e la manovella ad esso collegato.

Si definisce **cilindrata** il volume  $V$  spazzato dal pistone nel suo moto tra le posizioni estreme, dette **punto morto superiore (PMS)** e **punto morto inferiore (PMI)**

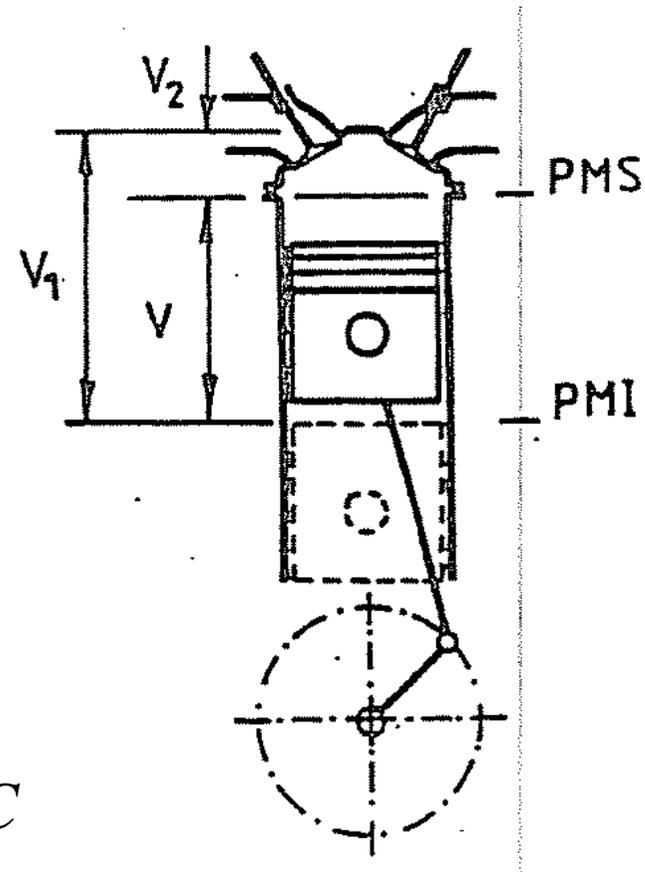
Si definisce **alesaggio** il diametro  $D$  del cilindro che alloggia il pistone, **corsa** la distanza  $C$  tra il punto morto inferiore e quello superiore, pari a due volte il raggio della manovella.

La cilindrata è pari a

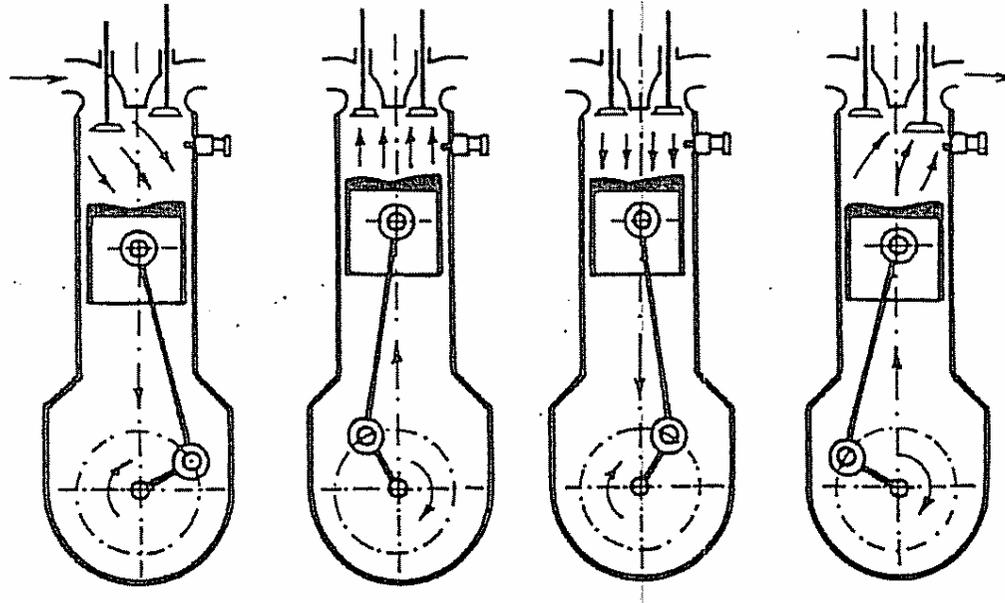
$$V = \frac{\pi}{4} D^2 C$$

Il rapporto volumetrico di compressione è il rapporto tra il volume totale del cilindro  $V_1$  e il volume della cosiddetta camera di combustione  $V_2$ .

$$\rho = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V + V_2}{V_2}$$



## Motori a combustione interna



Le fasi che caratterizzano il funzionamento di un motore ad accensione per compressione sono:

- ingresso dell'aria all'interno del cilindro
- compressione
- iniezione, combustione ed espansione
- scarico

Si noti come questo tipo di funzionamento preveda due rivoluzioni dell'albero per portare a termine il ciclo, per cui il motore viene detto a quattro tempi.

## Motori a combustione interna

### Ciclo ideale di riferimento per i motori ad accensione per compressione

Il ciclo di riferimento per i motori ad accensione per compressione è il ciclo Sabathé

Tale ciclo ideale è costituito da una compressione adiabatica, seguita da una adduzione di calore prima a volume costante e poi a pressione costante, quindi da una espansione adiabatica ed infine da una sottrazione di calore a volume costante.

Determinare il rendimento di questo ciclo permette di stabilire un valore di riferimento in funzione di alcuni parametri termodinamici, principalmente il rapporto di compressione volumetrico.

Per definizione il rendimento è

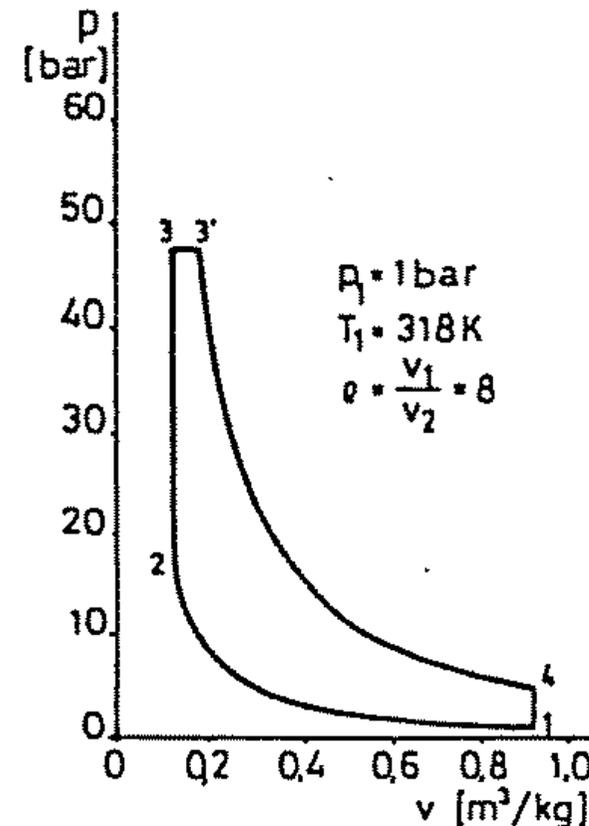
$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Il calore fornito è pari a

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_{3'} - T_3)$$

Il calore sottratto a

$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$



## Motori a combustione interna

### Ciclo ideale di riferimento per i motori ad accensione per compressione

$$\eta = \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_{3'} - T_3)}$$

Si introduce un termine indicativo della quantità di calore introdotta a volume costante

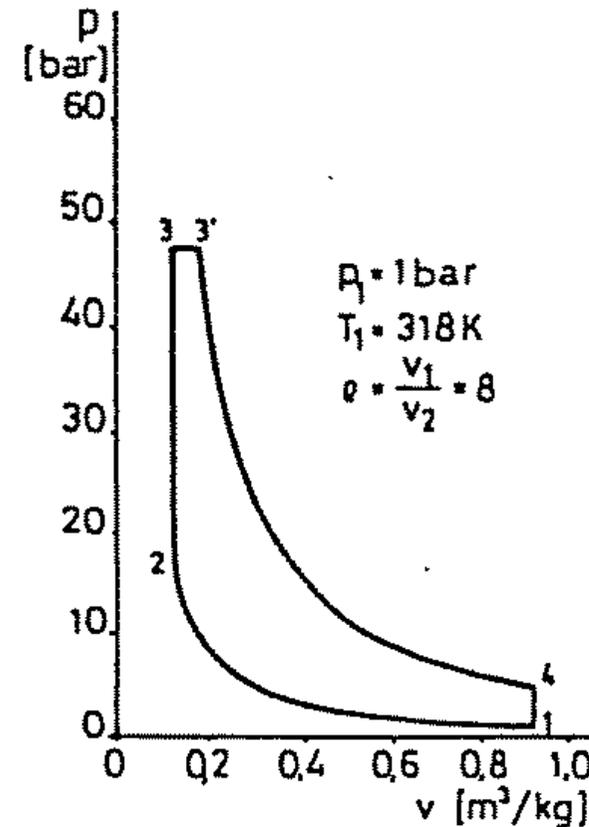
$$\tau = \frac{T_3}{T_2}$$

e un termine indicativo della quantità di calore introdotta a pressione costante

$$b = \frac{T_{3'}}{T_3}$$

si fa riferimento inoltre alle relazioni delle trasformazioni adiabatiche reversibili

$$T_1 v_1^{k-1} = \text{const}$$



## Motori a combustione interna

### Ciclo ideale di riferimento per i motori ad accensione per compressione

Si ottiene per la compressione adiabatica reversibile

$$T_2 = T_1 \rho^{k-1}$$

per la fornitura di calore a volume costante

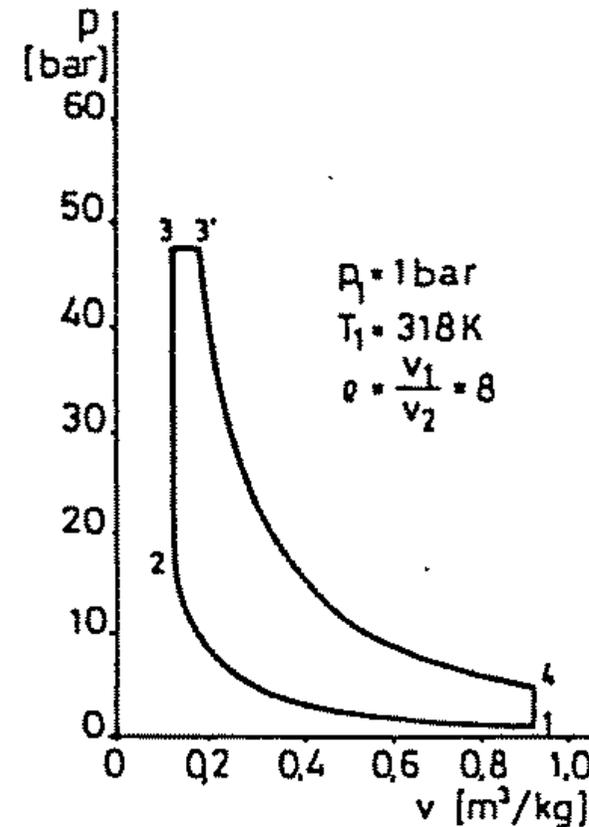
$$T_3 = T_2 \tau = T_1 \rho^{k-1} \tau$$

per la fornitura di calore a pressione costante

$$T_{3'} = T_3 b = T_1 \rho^{k-1} \tau b$$

per l'espansione adiabatica reversibile

$$T_4 = T_{3'} \left( \frac{V_{3'}}{V_4} \right)^{k-1} = T_1 \tau b^k$$



## Motori a combustione interna

### Ciclo ideale di riferimento per i motori ad accensione per compressione

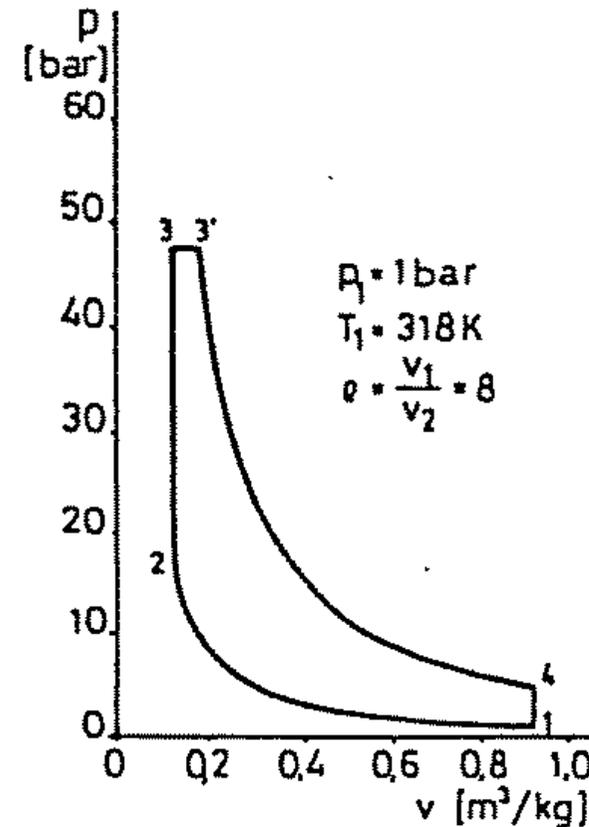
Il rendimento del ciclo Sabathé è dunque

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{\tau b^k - 1}{(\tau - 1) + \tau k(b - 1)}$$

variando i valori di  $\tau$  e  $b$  si possono ottenere cicli con diverse percentuali di adduzione di calore a volume e pressione costante, tra cui i cicli Diesel ( $\tau = 1$ ) e Otto ( $b = 1$ )

il rendimento aumenta all'aumentare del rapporto di compressione volumetrico

ciò deriva dal fatto che un maggior rapporto di compressione implica una temperatura finale di compressione più alta che, a parità di altri parametri, implica una temperatura media del ciclo più grande.



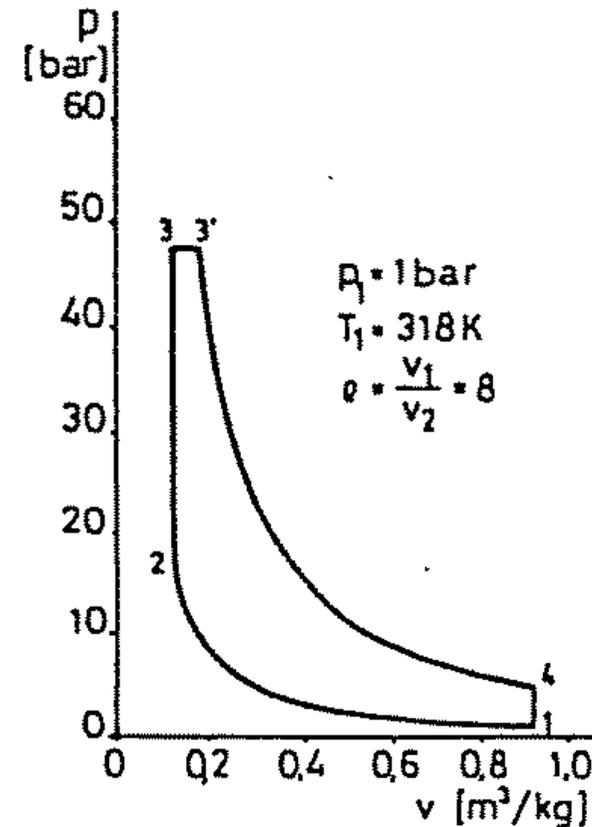
## Motori a combustione interna

### Ciclo ideale di riferimento per i motori ad accensione per compressione

Utilizzando un diagramma polare per il motore a quattro tempi si ottiene il seguente grafico ideale



In realtà il ciclo reale si svolgerà in maniera sostanzialmente differente.



## Motori a combustione interna

### Espressione della potenza di un motore a combustione interna

Per la valutazione della potenza erogata da un motore si fa riferimento inizialmente all'espressione del rendimento globale, da cui si ottiene

$$P = \dot{m}_c H_i \eta_g$$

per bruciare una determinata quantità di combustibile il motore deve essere alimentato con la quantità di aria necessaria a portare a termine la reazione chimica.

in particolare la portata di aria viene generalmente sovradimensionata rispetto a quella strettamente necessaria, soprattutto nei motori ad accensione comandata.

definito  $\alpha$  il rapporto tra la portata di aria e quella di combustibile, discende

$$P = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} H_i \eta_g$$

## Motori a combustione interna

### Espressione della potenza di un motore a combustione interna

la quantità di aria che evolve nel motore dipende dalla cilindrata  $V$ , dalla densità dell'aria e dal numero di volte in cui il cilindro viene riempito rispetto alla velocità di rotazione.

in termini di portate, la quantità teorica che può essere trattata dal motore è il prodotto della portata volumetrica per la densità dell'aria

$$\dot{m}_{at} = \dot{V} \delta_a = \frac{\pi D^2}{4} C z \frac{n}{60 \varepsilon} \delta_a$$

ove  $D$  è l'alesaggio,  $C$  la corsa,  $z$  il numero di cilindri che compongono il motore,  $n$  la velocità di rotazione usualmente espressa in giri al minuto (rpm),  $\varepsilon$  è un termine che vale 2 per i motore a quattro tempi,  $\delta_a$  è la densità dell'aria

ove  $D$  è l'alesaggio,  $C$  la corsa,  $z$  il numero di cilindri che compongono il motore,  $n$  la velocità di rotazione usualmente espressa in giri al minuto (rpm),  $\varepsilon$  è un termine che vale 2 per i motore a quattro tempi,  $\delta_a$  è la densità dell'aria

## Motori a combustione interna

### Espressione della potenza di un motore a combustione interna

nella realtà la quantità di aria che si trova all'interno del cilindro nell'istante in cui si chiudono le valvole di aspirazione e comincia la fase di compressione è minore di quella teorica  $m_{at}$

i motivi sono

- non tutti i gas esausti riescono ad essere espulsi dal cilindro, nonostante le valvole di scarico vengano lasciate aperte per un certo periodo dopo il punto morto superiore; una certa quantità di gas residui della combustione rimangono nella camera di combustione, zona che il pistone non raggiunge.

- la densità dell'aria all'interno del cilindro al termine della aspirazione è minore della densità dell'aria esterna sia perché nel cilindro si viene a creare una depressione e sia perché l'aria si riscalda attraversando i condotti del motore e a contatto con il cilindro stesso

- si deve tener conto inoltre del fatto che i fenomeni che avvengono sono dinamici e quindi vanno considerate anche le costanti di tempo dei processi riempimento e svuotamento del cilindro

si introduce quindi un coefficiente di riempimento per correlare la quantità reale di aria in ingresso a quella teorica

$$\lambda_v = \frac{m_a}{V \delta_a}$$

## Motori a combustione interna

### Espressione della potenza di un motore a combustione interna

La portata di combustibile sarà quindi pari a

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} = V \frac{n}{60 \varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha}$$

da cui la potenza utile all'asse

$$P = V \frac{n}{60 \varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} H_i \eta_g$$

## Motori a combustione interna

### Espressione della potenza di un motore a combustione interna

Generalmente nel mondo motoristico si fa uso del consumo specifico per esprimere l'efficienza del motore, espresso in kg/kWh

$$c_s = \frac{\dot{m}_c}{P} 3600$$

poiché il rendimento è  $\eta_g = \frac{P}{\dot{m}_c H_i}$  risulta  $\eta_g = \frac{3600}{c_s H_i}$

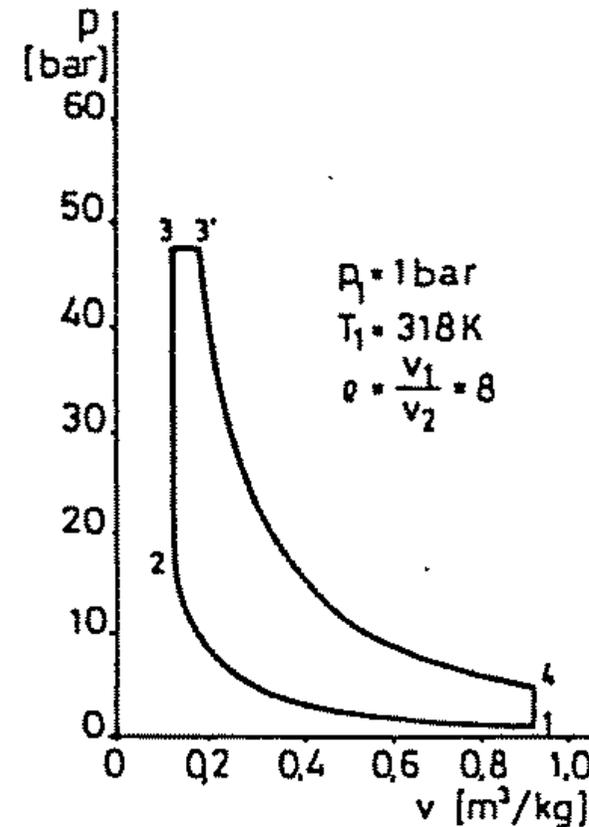
$$P = V \frac{n 60}{\varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \frac{1}{c_s}$$

## Motori a combustione interna

### Ciclo reale per i motori ad accensione per compressione

I fattori che allontanano un ciclo reale da un ciclo ideale sono molteplici

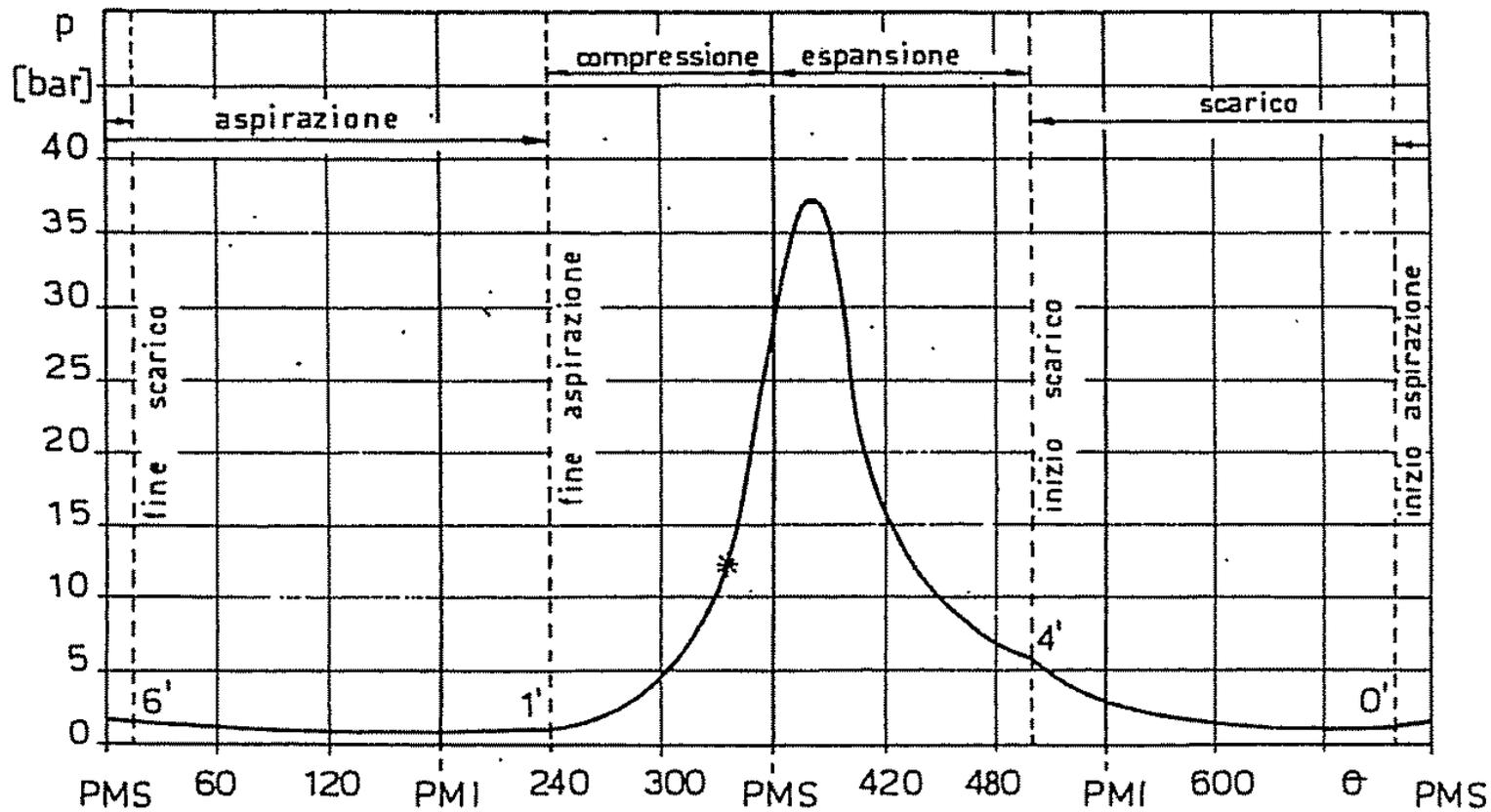
- il fluido che evolve nel cilindro cambia sia composizione che massa durante il ciclo
- le pareti del cilindro non sono perfettamente adiabatiche, si verificano scambi di energia tra fluido e pareti
- si verificano perdite di pressione per la resistenza incontrata dal fluido nel suo moto nel cilindro
- una parte del lavoro serve a consentire l'ingresso e l'uscita del fluido dal cilindro
- la velocità di apertura delle valvole ha un valore finito per cui le fasi di ammissione e scarico si possono protrarre anche dopo l'angolo previsto dal ciclo teorico
- la combustione non è istantanea e viene iniziata con un certo anticipo sul PMS



## Motori a combustione interna

### Ciclo reale per i motori ad accensione per compressione

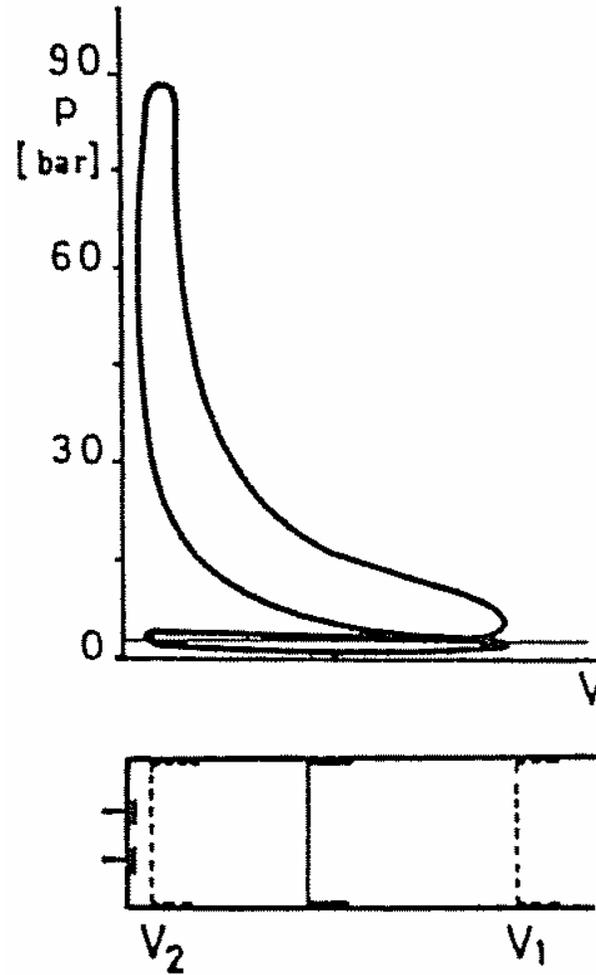
Il grafico mostrato è l'andamento delle pressioni in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella. Tale diagramma si rileva per mezzo di uno strumento detto indicatore ed è definito appunto **diagramma indicato**



## Motori a combustione interna

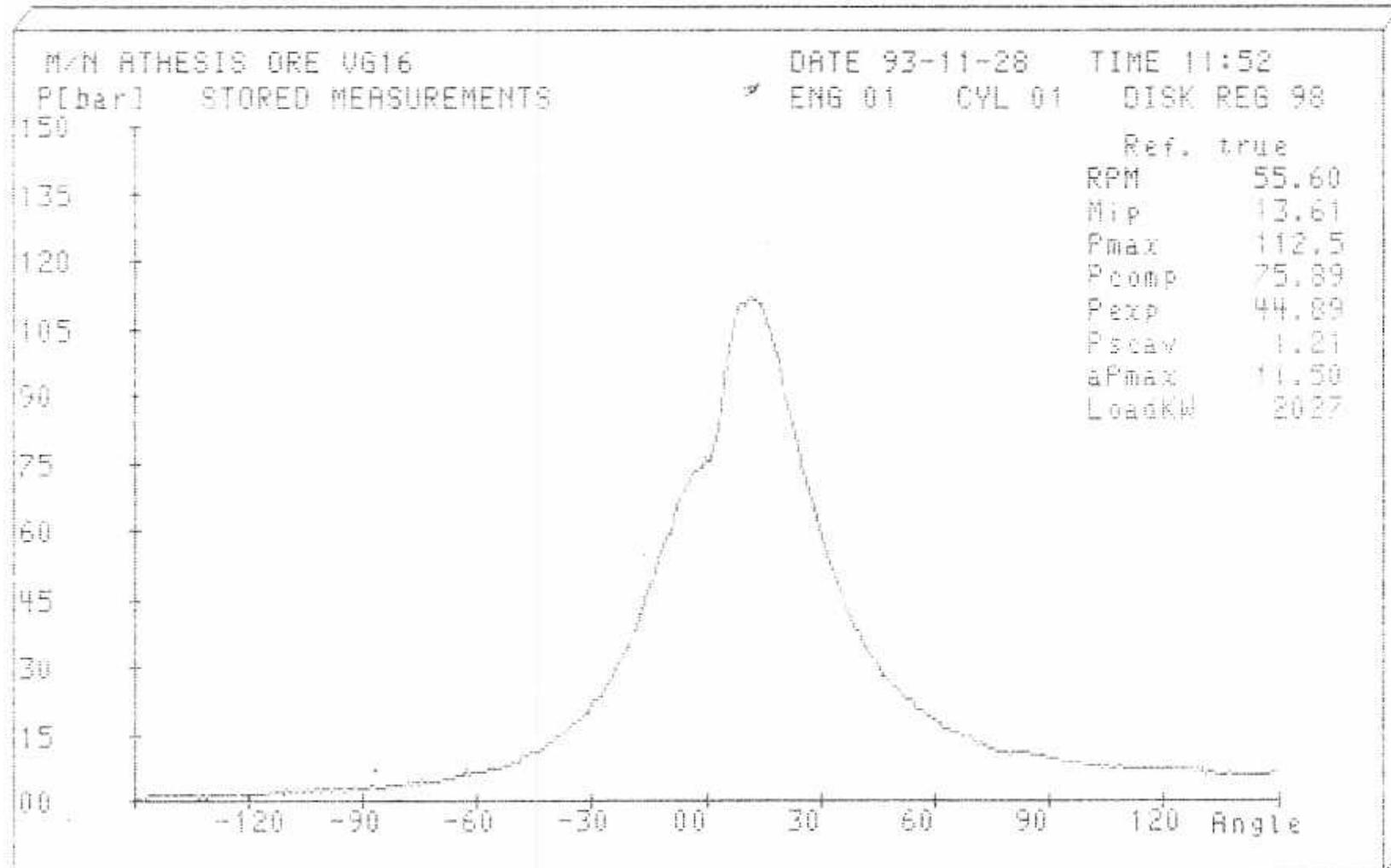
### Ciclo reale per i motori ad accensione per compressione

Lo stesso diagramma riportato in coordinate p-V assume il seguente aspetto



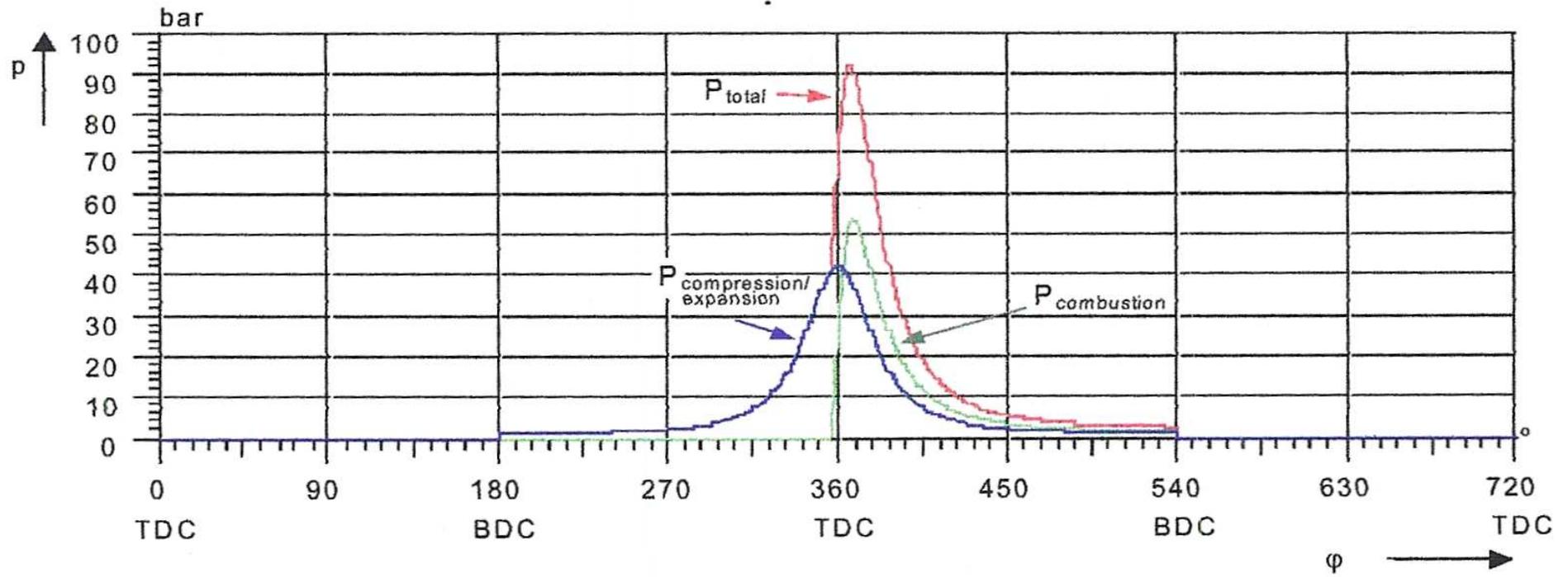
## Motori a combustione interna

### Ciclo reale per i motori ad accensione per compressione



# Motori a combustione interna

## Ciclo reale per i motori ad accensione per compressione



## Motori a combustione interna

### Ulteriori espressioni della potenza di un motore a combustione interna

Facendo riferimento al diagramma indicato è quindi possibile misurare la pressione istantanea nel cilindro. L'integrale di tale valore è proporzionale al lavoro (detto lavoro indicato) che il motore compie. Il valore medio della pressione lungo tutto il ciclo è detto pressione media indicata p.m.i.

Si può calcolare la potenza indicata considerando il contributo del lavoro indicato rilevato per ciascun cilindro (n in rpm)

$$P_i = pmi \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon} \quad \text{in kW}$$

La potenza erogata dal motore (potenza al freno) potrà ottenersi considerando il rendimento meccanico, ovvero le perdite dovute all'attrito nei cuscinetti e in tutte le parti in movimento relativo.

$$pme = pmi \cdot \eta_m$$

$$P = pme \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon}$$

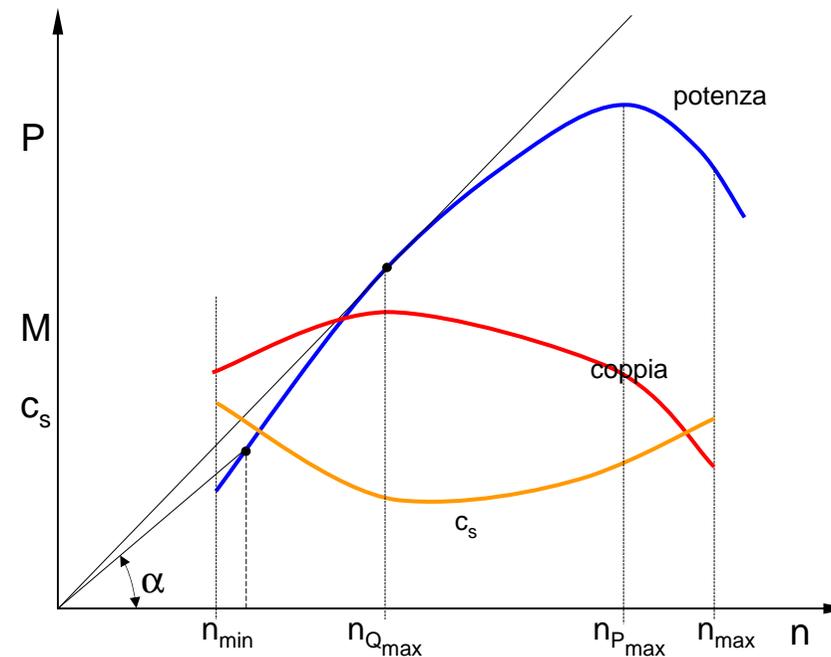
## Motori a combustione interna

### Curve caratteristiche

Normalmente una delle prove che viene realizzata sul motore al banco consiste nel farlo funzionare alimentandolo con la massima portata di combustibile e facendo variare la coppia resistente per ottenere regimi di funzionamento differenti (prova a massima ammissione)

Si ottengono quindi delle curve che esprimono potenza, coppia e consumo specifico a piena ammissione

Poiché la potenza è il prodotto della coppia per il numero di giri, risulta che la coppia è pari all'angolo sotteso alla retta che collega l'origine con il valore di potenza considerato



## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

Dalla espressione della potenza erogabile dal motore si individuano i parametri che ne influenzano maggiormente il valore

$$P = V \frac{n 60}{\varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \frac{1}{c_s} \quad P = pme \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon}$$

**cilindrata** – dalla espressione della potenza si evince che esiste una dipendenza lineare, sebbene si incontrino motori di pari cilindrata ma con prestazioni anche molto differenti, segno che assumono grande importanza anche ulteriori parametri.

Il limite all'aumento di questo parametro è essenzialmente legato alle dimensioni ed al peso del motore

**velocità di rotazione** – anche rispetto a questo parametro esiste una dipendenza lineare della potenza.

I limiti all'aumento della velocità di rotazione sono legati alle sollecitazioni inerziali che velocità più alte generano sugli organi meccanici e al valore delle perdite meccaniche, che hanno un andamento quadratico e che da un certo punto in poi diventano non trascurabili

cilindrata e numero di giri non possono essere aumentati contemporaneamente perché masse maggiori provocano effetti dinamici maggiori

## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

Dalla espressione della potenza erogabile dal motore si individuano i parametri che ne influenzano maggiormente il valore

$$P = V \frac{n 60}{\varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \frac{1}{c_s} \quad P = pme \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon}$$

**numero cilindri** – per aumentare la cilindrata del motore senza incorrere negli effetti dinamici sfavorevoli è possibile aumentare il numero di cilindri.

Accanto ai vantaggi legati alla maggiore velocità di rotazione consentita (a parità di cilindrata) e alla migliore possibilità di raffreddamento si ha anche il vantaggio di una maggiore uniformità della coppia motrice e quindi minori sollecitazioni sugli elementi meccanici a valle del motore

Per contro si riscontra: un aumento della lunghezza del motore, del peso e dell'ingombro  
un peggioramento del rendimento meccanico legato al maggior numero di parti in movimento

un peggioramento del coefficiente di riempimento a causa delle limitate dimensioni della testata del cilindro che potrà alloggiare valvole di limitate dimensioni

una maggiore difficoltà nel bilanciamento della potenza erogata dai diversi cilindri e nella configurazione del motore

costi di produzione e di manutenzione maggiori

## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

Dalla espressione della potenza erogabile dal motore si individuano i parametri che ne influenzano maggiormente il valore

$$P = V \frac{n 60}{\varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \frac{1}{c_s} \quad P = pme \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon}$$

**rapporto corsa alesaggio  $C/D$**  – in riferimento a questo parametro si individuano tre categorie di motori, motori a corsa lunga, motori quadri e motori superquadri, a seconda che il rapporto corsa alesaggio sia rispettivamente minore, uguale o maggiore di 1  
Per i motori a quattro tempi recentemente costruiti tale parametro è leggermente superiore all'unità (1.1÷1.3)

i vantaggi che si conseguono sono una migliore sistemazione dei dispositivi che vanno sulla testata, comprese le luci di aspirazione le quali influenzano il coefficiente di riempimento

parti in movimento di dimensioni minori, con la nascita di minori sollecitazioni inerziali, che consentono di raggiungere velocità di rotazione più elevate

**velocità media del pistone** – la velocità media del pistone è legata alla corsa ed al numero di giri del motore; alte velocità implicano grandi sollecitazioni inerziali

$$v_m = 2 C n$$

## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

Dalla espressione della potenza erogabile dal motore si individuano i parametri che ne influenzano maggiormente il valore

$$P = V \frac{n 60}{\varepsilon} \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \frac{1}{c_s} \quad P = pme \frac{V n}{60 \cdot 1000 \varepsilon}$$

**pressione media effettiva** – la pme influenza linearmente il valore della potenza

si nota come la pme sia funzione del rapporto tra il coefficiente di riempimento e il consumo specifico nonché il rapporto aria-combustibile

in particolare per incrementare la potenza occorre aumentare il coefficiente di riempimento e ridurre il rapporto aria combustibile (non oltre il limite rappresentato da una combustione non completa)

## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

Ulteriori considerazioni sulla potenza che un motore può fornire in dipendenza di alcuni parametri di progetto si ottiene considerando che

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4 \left(\frac{C}{D}\right)^2} C^2 = \frac{\pi}{\left(\frac{C}{D}\right)^2} \frac{v_m^2}{n^2} \quad \text{essendo} \quad v_m = 2 C n$$

ove  $n$  è espresso in giri al secondo

l'espressione della potenza diventa

$$P = pme \frac{\pi}{\left(\frac{C}{D}\right)^2} \frac{v_m^2}{n^2} \frac{C z n}{1000 \varepsilon} = \frac{\pi z}{1000 \varepsilon} \frac{pme}{\left(\frac{C}{D}\right)^2} \frac{v_m^3}{n^2}$$

analizzando questa espressione si può notare come l'aumento, a parità di velocità di rotazione, della velocità media del pistone comporta un incremento della potenza in ragione del cubo. Ovviamente l'invariabilità del numero di giri e del rapporto corsa-diametro comportano sia l'aumento della corsa che del diametro, i quali compaiono però al quadrato.

## Motori a combustione interna

### Parametri tipici di un motore

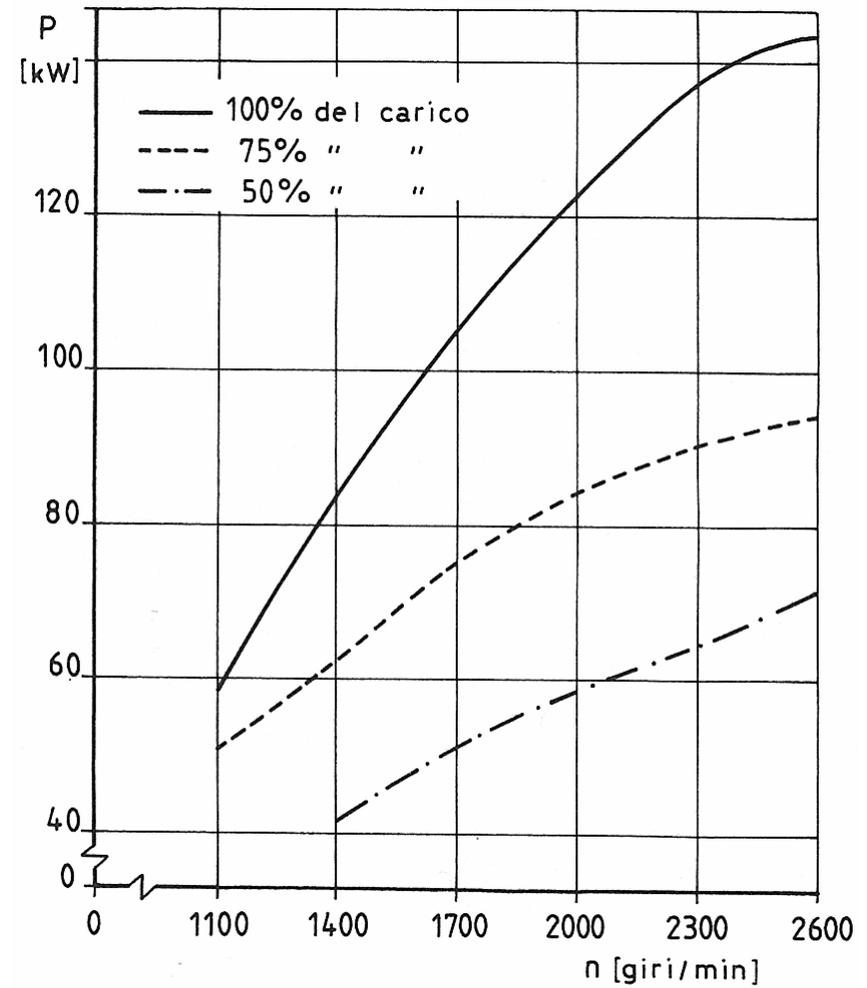
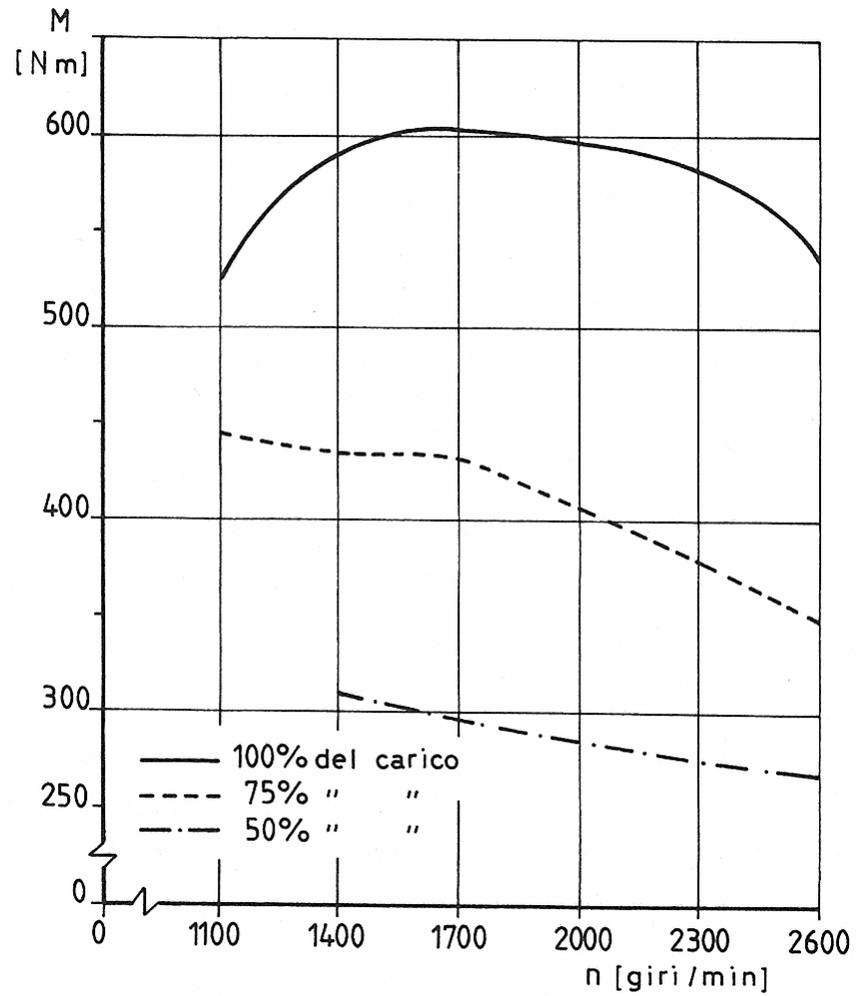
Applicando la formula della potenza espressa ai parametri caratteristici dei motori diesel attuali è possibile trovare la dipendenza della potenza dal numero di giri

$$P = \frac{\pi z}{1000 \varepsilon} \frac{pme}{\left(\frac{C}{D}\right)^2} \frac{v_m^3}{n^2}$$

Motore	Numero tempi	Numero cilindri	pme [bar]	v <sub>m</sub> [m/s]	C/D
Low speed	2	12	18	8	3.5
Medium speed	4	16	24	10	1.3
High speed	4	20	30	12	1.1

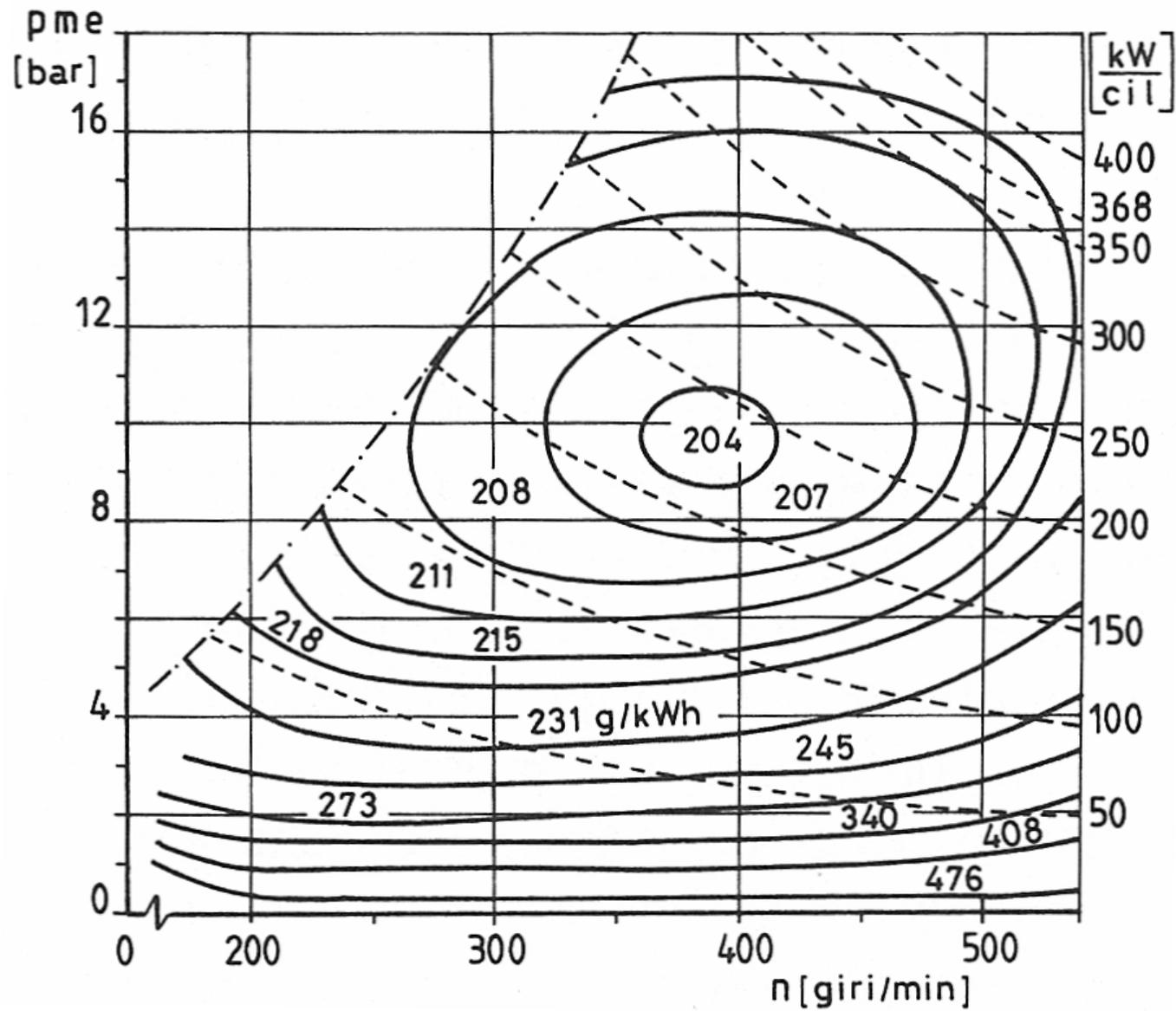
# Motori a combustione interna

## Coppia – Potenza vs numero di giri



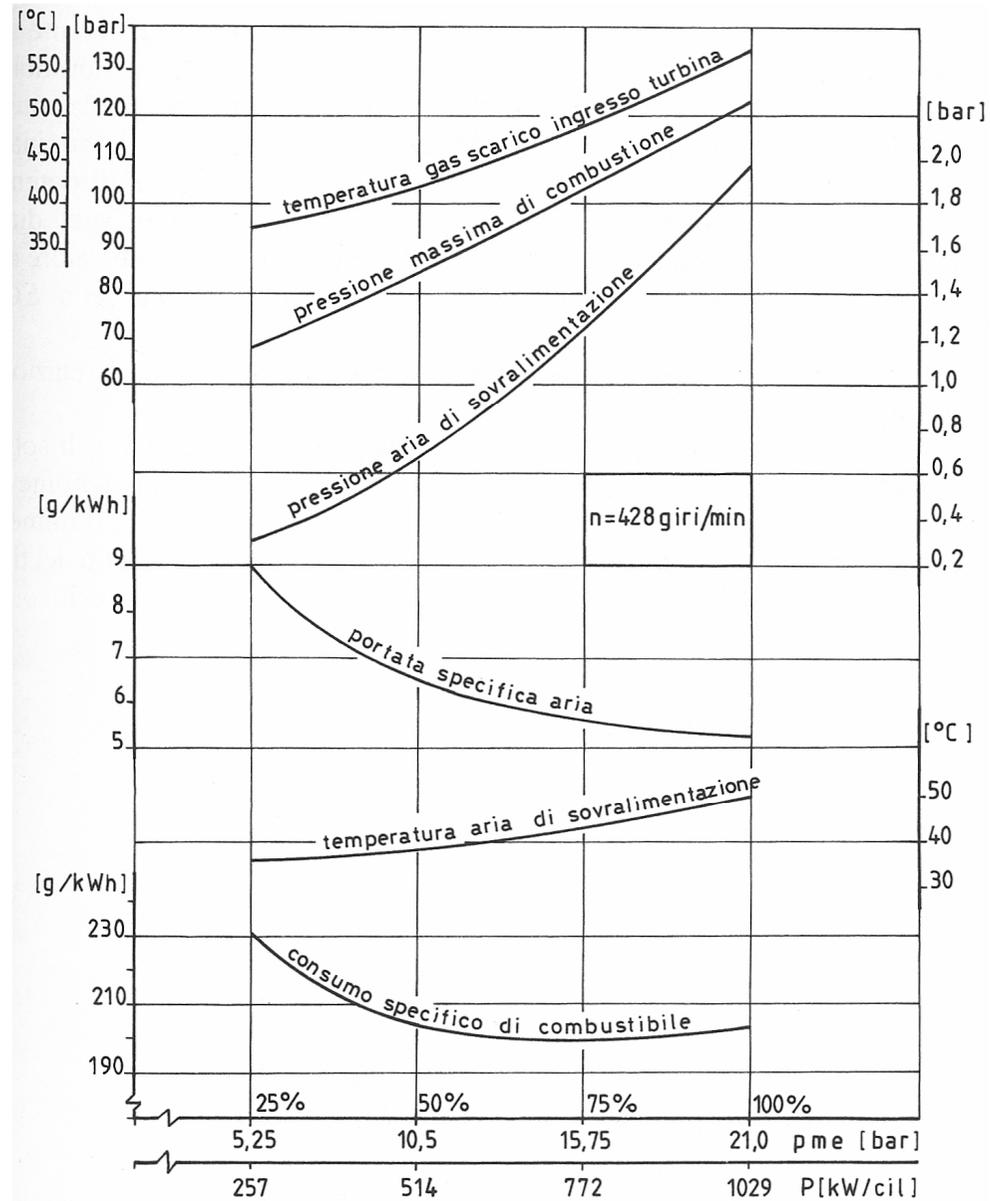
# Motori a combustione interna

## Piano quotato



# Motori a combustione interna

## Caratteristiche di funzionamento al banco



## Motori a combustione interna

### Diagramma polare della distribuzione

La sequenza delle fasi del funzionamento del motore ad accensione per compressione in relazione all'apertura delle valvole di aspirazione e scarico ed inoltre della combustione avviene secondo il seguente diagramma polare.

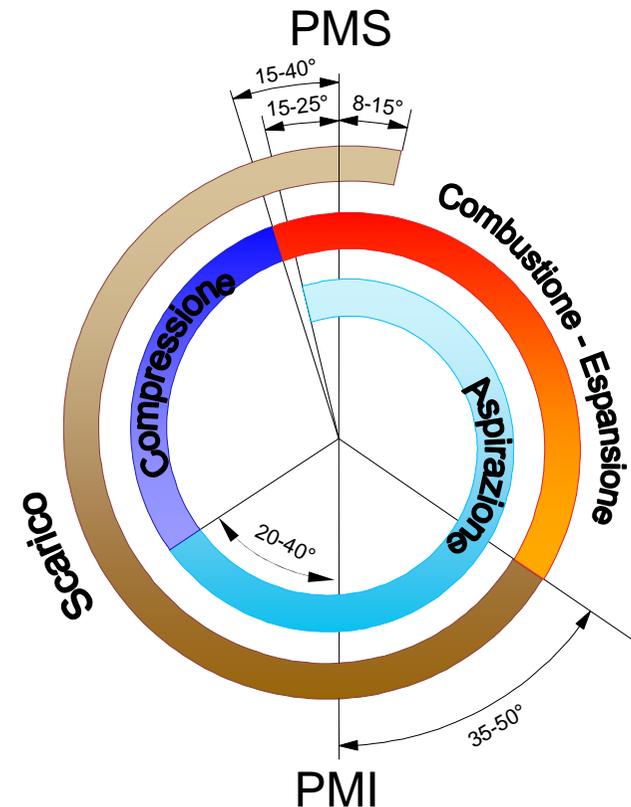
Si possono notare le seguenti differenze con il diagramma teorico:

le valvole di aspirazione vengono aperte  $15\div 25^\circ$  prima che il pistone abbia raggiunto il punto morto superiore; le stesse vengono richiuse  $20\div 40^\circ$  dopo che il pistone ha superato il punto morto inferiore di conseguenza la fase di compressione comincia con un certo ritardo

l'iniezione del combustibile che da luogo alla combustione viene effettuata con un certo anticipo rispetto al PMS

le valvole di scarico vengono aperte ben prima che il pistone abbia raggiunto il punto morto inferiore, e vengono chiuse oltre il PMS

si nota quindi che vi è un certo intervallo in cui sono contemporaneamente aperte la valvola di aspirazione e quella di scarico.



## Motori a combustione interna

### Aspirazione

Nel funzionamento reale va tenuto presente che i fenomeni di riempimento (e di svuotamento) del cilindro coinvolgono masse di fluido dotate di una certa inerzia

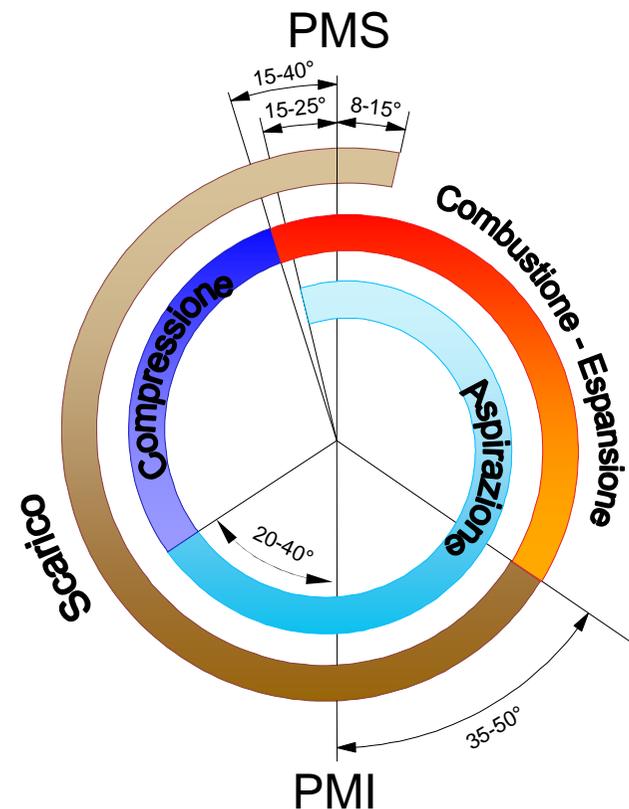
L'ingresso dell'aria nel cilindro è reso possibile dal moto verso il basso del pistone, che crea una depressione tra il cilindro e l'ambiente esterno.

Il valore della depressione è legato quindi alla velocità del pistone che è ovviamente variabile al variare dell'angolo di manovella. Se ne considera perciò il valore medio, funzione del numero di giri del motore e della corsa.

$$v_m = 2 C n \quad C \text{ in metri e } n \text{ in giri al secondo}$$

La depressione è quindi linearmente variabile con la lunghezza della corsa e con la velocità di rotazione del motore.

La portata di aria in ingresso non dipende solo dalla depressione ma anche dalla sezione di passaggio, che viene determinata dalla valvola la quale è a sua volta dotata di una velocità di attuazione finita.

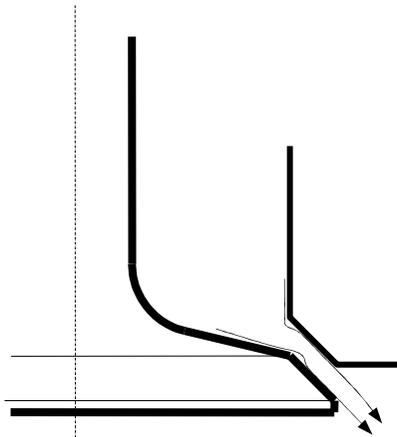


## Motori a combustione interna

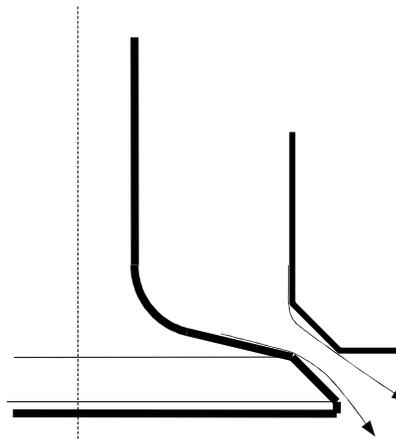
### Aspirazione

È chiaramente auspicabile che la resistenza offerta dalla luce di passaggio sia la minore possibile e ciò può essere ottenuto sia con uno studio accurato della forma della valvola che con l'aumento della sezione.

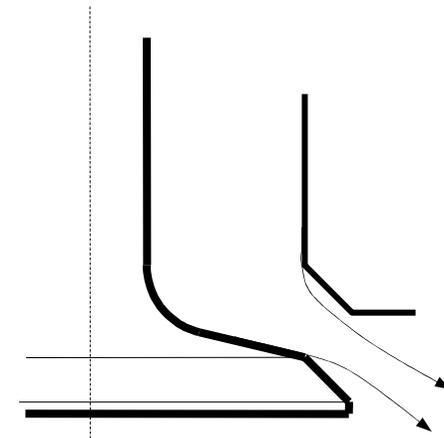
Il coefficiente di efflusso  $C_D$ , ovvero il termine che tiene conto della portata effettiva rispetto a quella teorica, varia notevolmente durante le varie fasi di apertura della valvola, dipende dal numero di Reynolds e dal numero di Mach. Va ovviamente considerata anche la sezione contratta



Alzata valvola bassa – il flusso aderisce alle pareti



Alzata valvola intermedia – il flusso si stacca dalla valvola

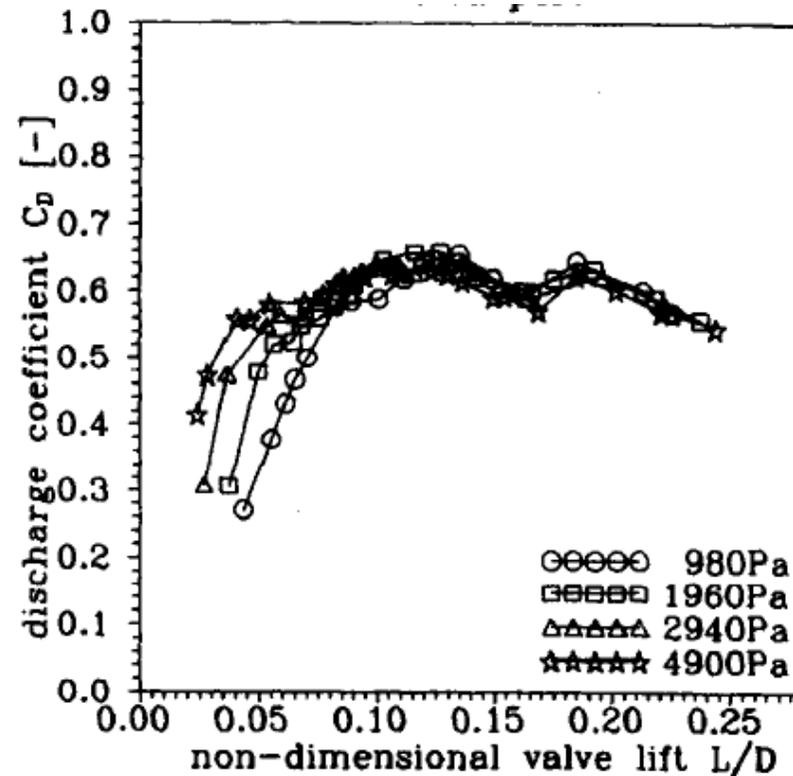
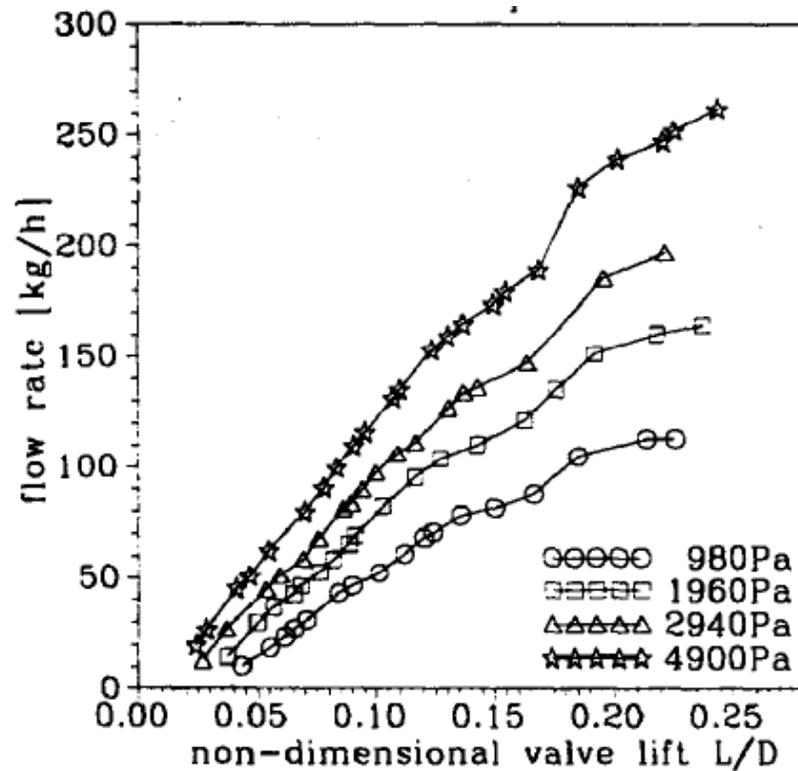


Alzata valvola massima – il flusso si stacca da entrambe le facce della valvola e del seggio

## Motori a combustione interna

### Aspirazione

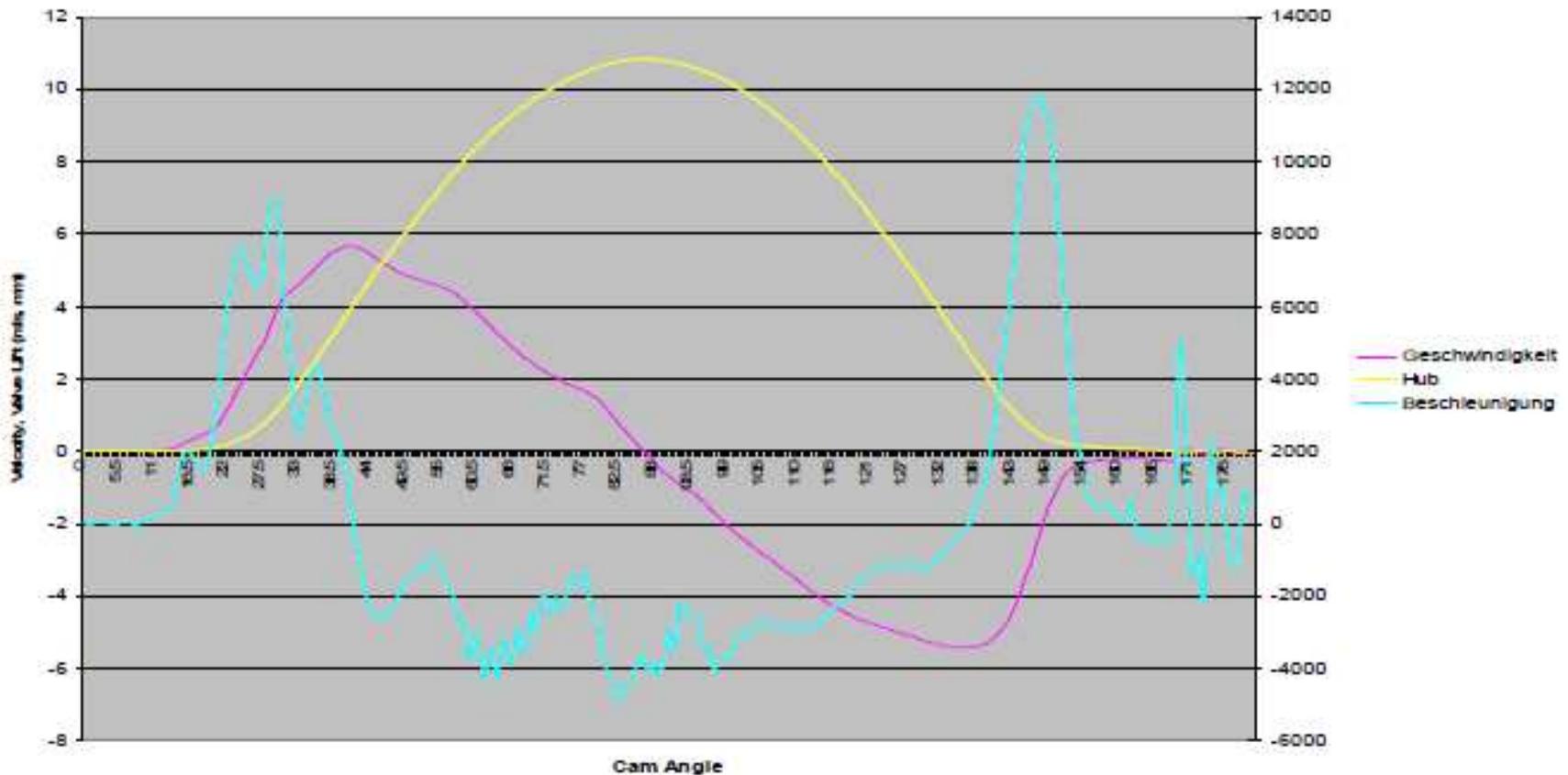
Nelle figure si mostrano l'andamento tipico della portata e del coefficiente di efflusso attraverso la valvola in funzione della alzata adimensionalizzata, al variare della pressione. Si noti l'andamento del coefficiente di efflusso al variare delle modalità di efflusso attraverso la valvola



# Motori a combustione interna

## Cinematica Valvola

In questo grafico sono mostrate rispettivamente l'alzata (curva gialla), la velocità (ciano) e l'accelerazione (magenta) di una valvola in funzione dell'angolo di camma.



## Motori a combustione interna

### Aspirazione

È chiaramente auspicabile che la resistenza offerta dalla luce di passaggio sia la minore possibile e ciò può essere ottenuto sia con uno studio accurato della forma della valvola che con l'aumento della sezione.

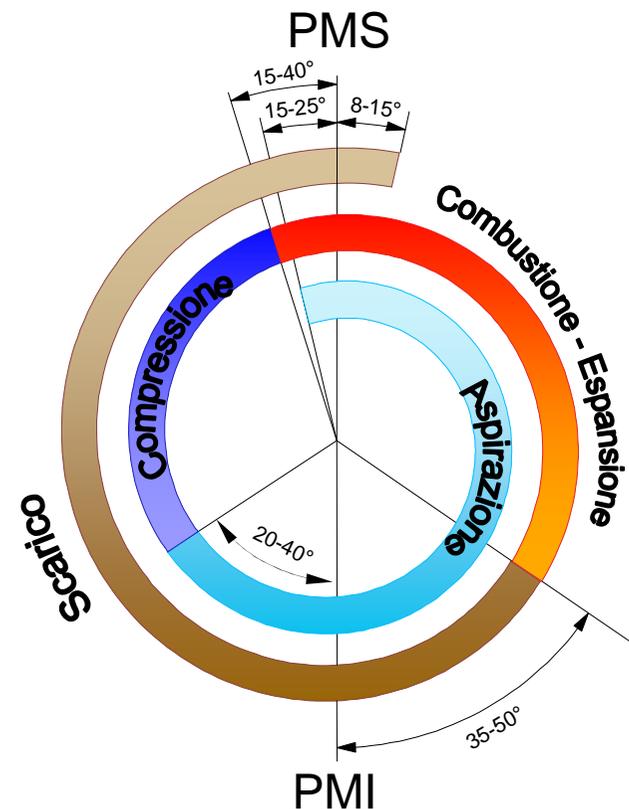
In particolare l'aumento della sezione è possibile nel caso l'alesaggio del cilindro lo consenta, tenendo presente che la testata deve alloggiare anche le luci di scarico. Si può quindi affermare che anche il diametro  $D$  del cilindro ha influenza sulla fase di aspirazione.

In definitiva la depressione che si ottiene nel cilindro dipende da un rapporto molto importante nello studio dei motori a combustione interna, ovvero il rapporto corsa/diametro

A parità di cilindrata totale è possibile migliorare l'afflusso di aria all'interno del cilindro riducendo il rapporto  $C/D$ , per poter realizzare luci di passaggio più grandi.

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

$$D = \frac{4V}{\pi \left( \frac{C}{D} \right)}$$



## Motori a combustione interna

### Aspirazione

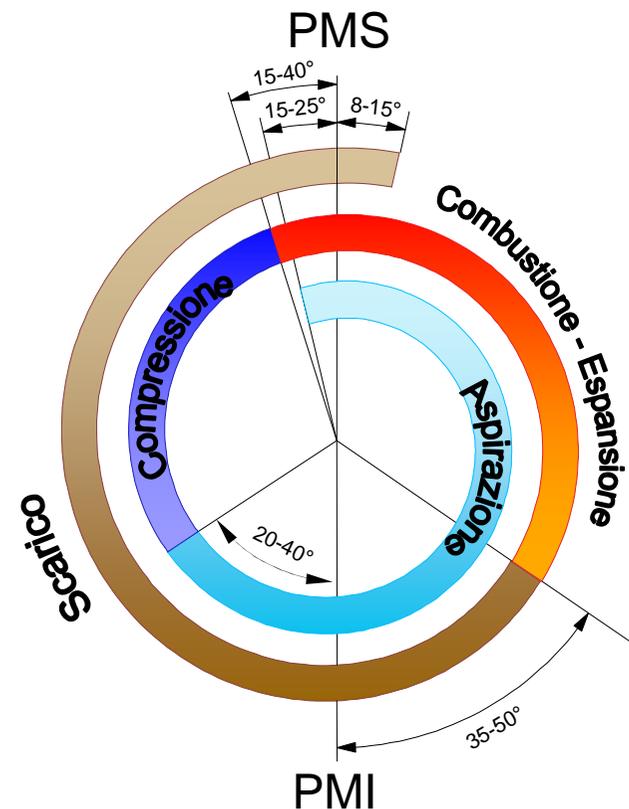
Considerando il fenomeno come dinamico, l'ingresso dell'aria nel cilindro è possibile solo se in esso esiste una depressione e ciò fa sì che alla fine della fase di aspirazione la densità sia comunque minore di quella prevista teoricamente in base alla pressione esterna.

Inoltre, anche nel caso ideale, l'azione del pistone non riesce ad espellere completamente i gas esausti dal cilindro, non potendo intervenire su quelli che si trovano nella camera di combustione e quindi l'aria fresca incontra il cilindro parzialmente occupato da gas caldi e poveri di ossigeno.

Si definisce la frazione di gas residui  $f$  il rapporto tra la quantità dei gas intrappolati nella camera di combustione e la massa totale

$$f = \frac{m_f}{m}$$

Tale valore diminuisce al crescere del rapporto volumetrico di compressione



# Motori a combustione interna

## Aspirazione

Infine l'aria che fa ingresso nel cilindro subisce un riscaldamento entrando in contatto con le sue pareti che sono a temperatura più alta e ciò provoca una ulteriore diminuzione della densità

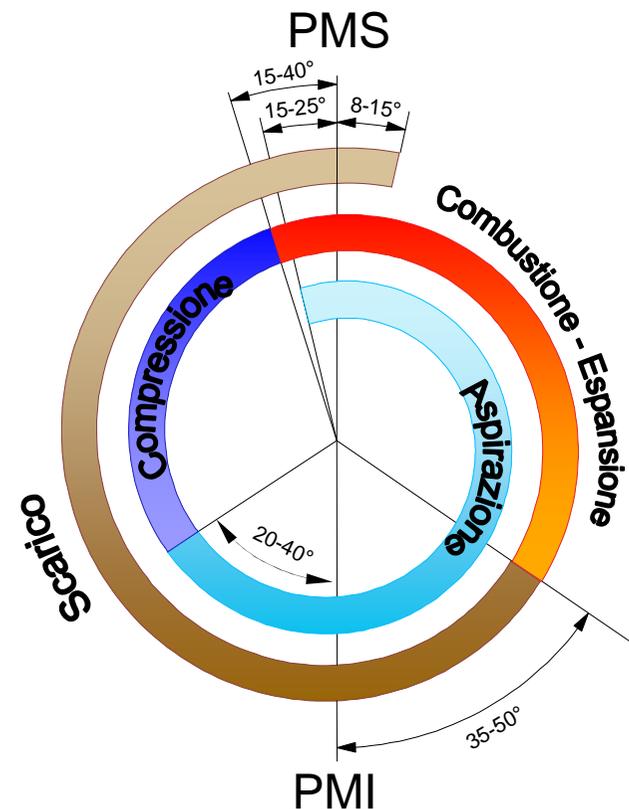
L'aumento di temperatura che subisce l'aria entrando nel cilindro dipende da diversi fattori:

inizialmente lo scambio di calore è con le pareti del circuito di aspirazione;

successivamente l'aria incontra e si miscela con i gas residui presenti nel cilindro

infine l'aria entra progressivamente in contatto progressivo con le pareti del cilindro, anche se queste generalmente sono a temperatura decrescente man mano che ci si allontana dalla camera di combustione

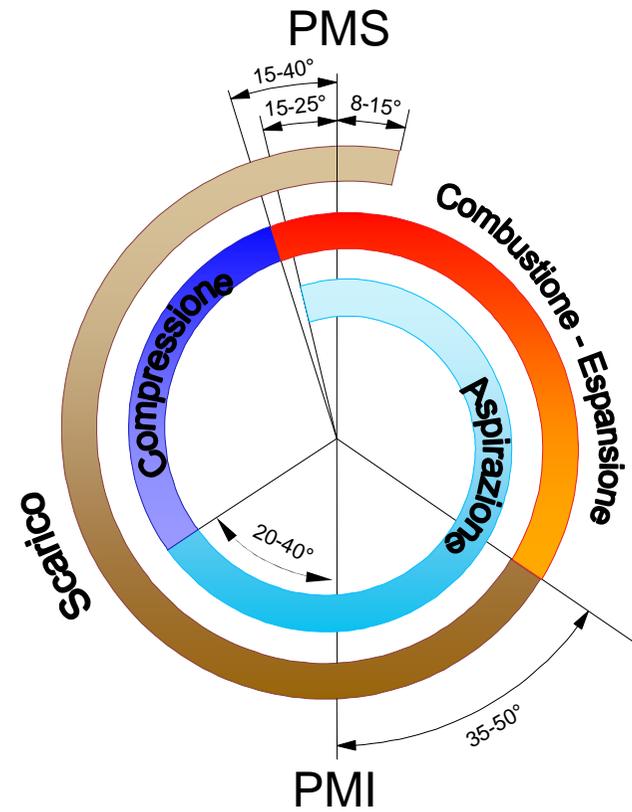
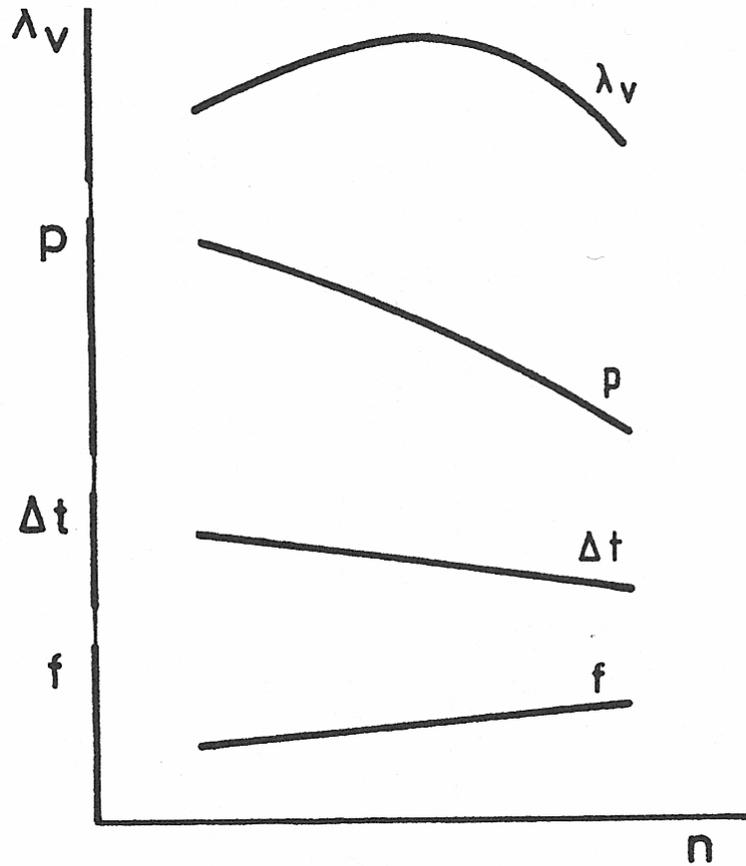
assume grande importanza ai fini dello scambio termico la velocità dell'aria e la turbolenza di cui è dotata, nonché la durata temporale della fase di aspirazione che dipende dal regime di moto del motore



# Motori a combustione interna

## Aspirazione

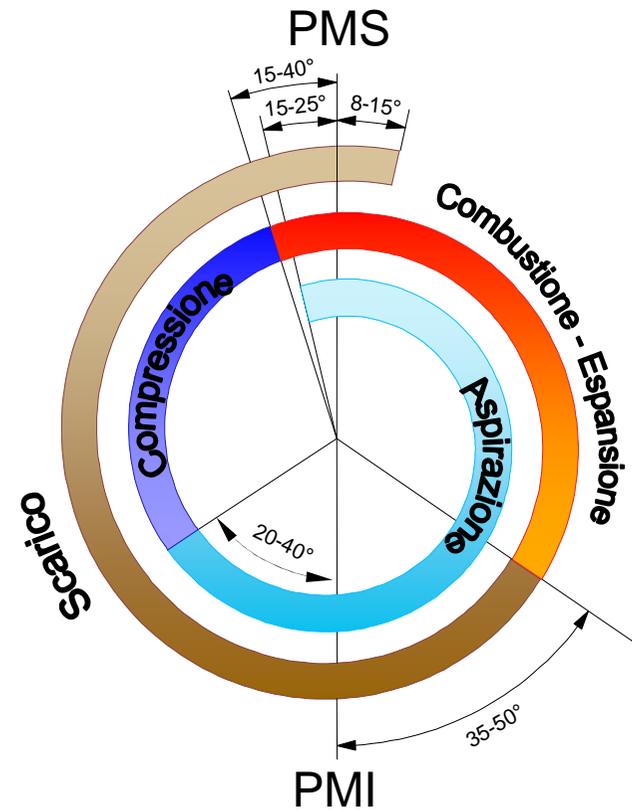
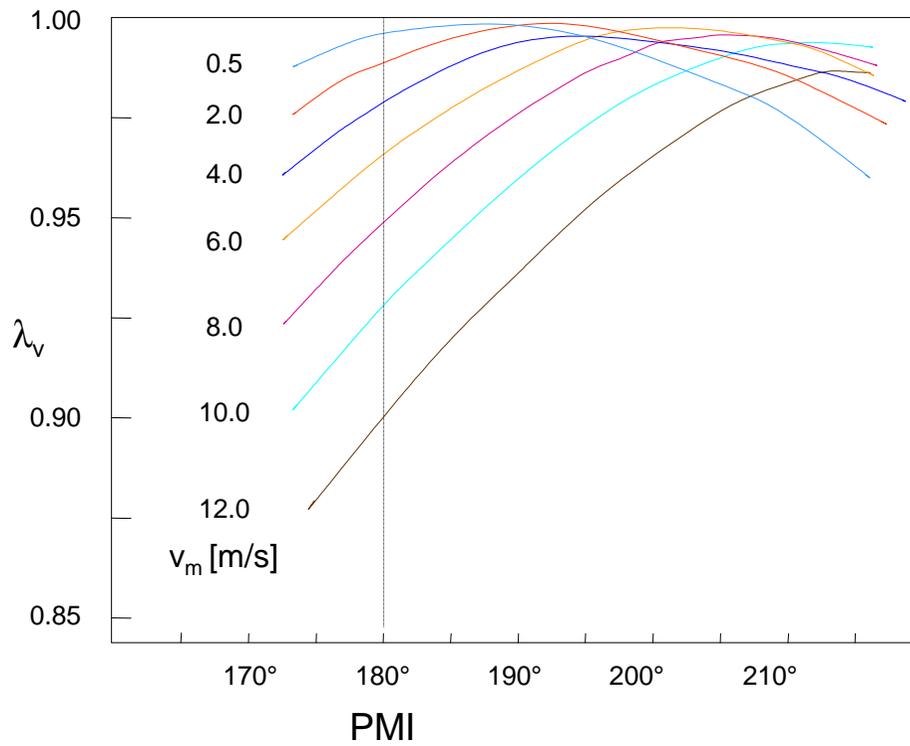
Il grafico mostra la dipendenza del coefficiente di riempimento,  $\lambda_v$ , della pressione  $p$ , del riscaldamento della carica  $\Delta T$  e della frazione di gas residui  $f$ .



# Motori a combustione interna

## Aspirazione

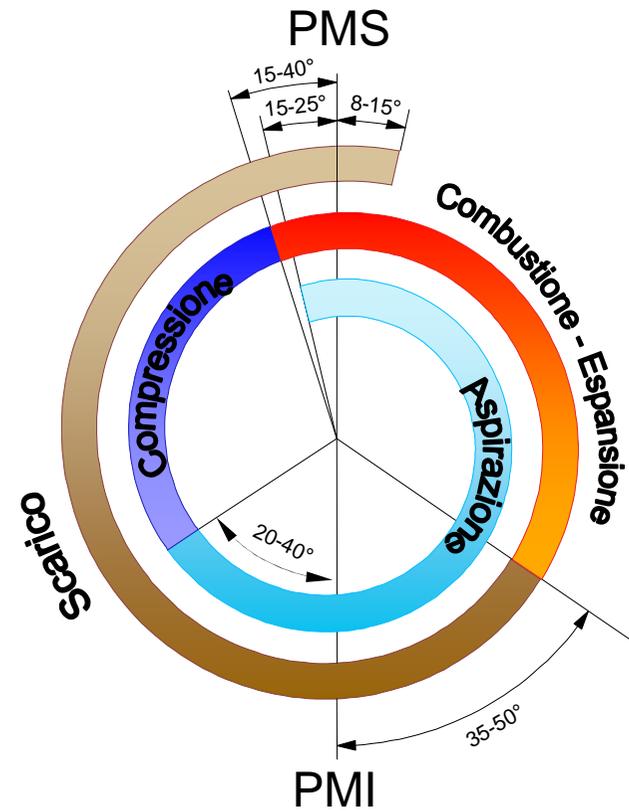
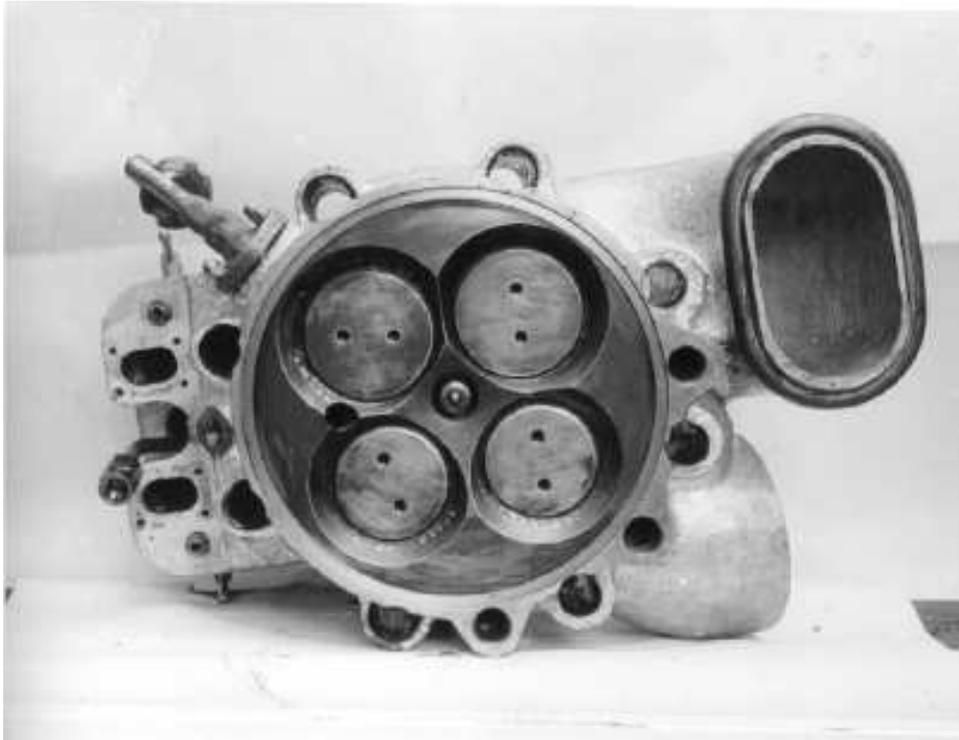
Infine si rappresenta la variazione del coefficiente di riempimento con l'angolo di chiusura della valvola di aspirazione e la velocità media del pistone in  $m/s$ .



## Motori a combustione interna

### Aspirazione

Nella foto è mostrata la vista di una testata, ove è possibile apprezzare come le valvole, due per l'aspirazione e due per lo scarico, unitamente all'iniettore posto al centro, occupino la maggior parte della superficie utile.



# Motori a combustione interna

## Compressione

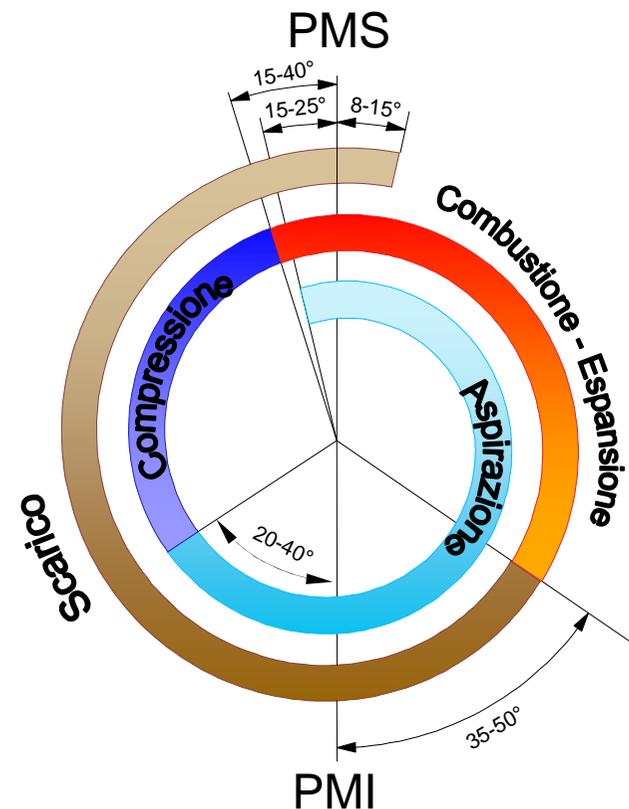
Una volta chiusa la valvola di aspirazione, generalmente oltre il PMI, comincia la fase di compressione, durante la quale il fluido aumenta pressione e temperatura.

Il parametro principale è il rapporto di compressione, ma il fenomeno nella realtà è influenzato anche dallo scambio termico con le pareti del cilindro.

Lo scambio termico dipende dalla turbolenza posseduta dal fluido e quindi dalla velocità con cui il fluido è entrato nel cilindro.

Se dal punto di vista del coefficiente di riempimento si faceva affidamento sull'inerzia del fluido per richiamare un maggior quantitativo di aria, dal punto di vista dello scambio termico invece tale inerzia aumenta lo scambio termico; nel seguito del processo si vedrà che ci sarà un effetto positivo anche sulla combustione.

Il flusso di calore è diretto dapprima dal cilindro, che si trova a temperatura più alta, verso il fluido, ma man mano che quest'ultimo si riscalda a seguito della compressione il calore sarà ceduto al cilindro.



# Motori a combustione interna

## Compressione

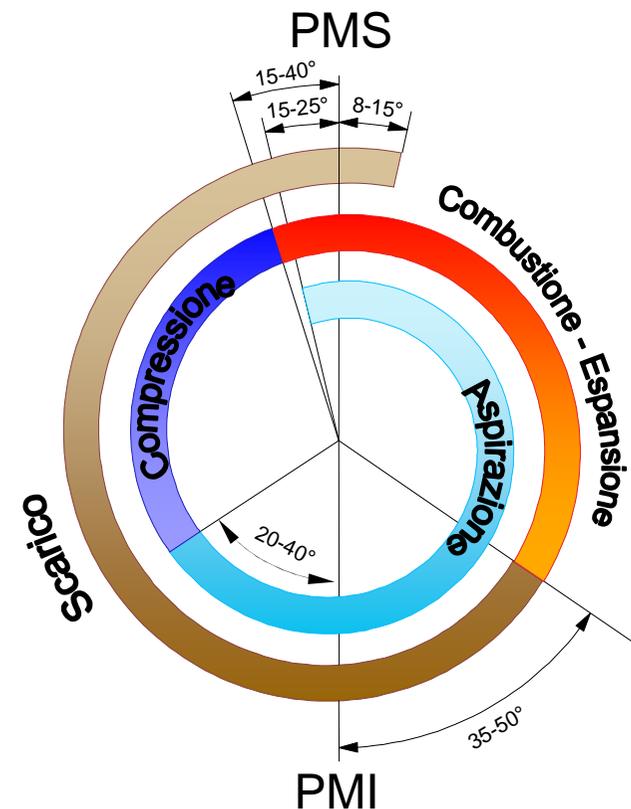
Nel motore ad accensione per compressione obiettivo della compressione è il raggiungimento di una temperatura sufficiente a realizzare la combustione del combustibile che sarà inviato al cilindro.

Oltre che dalla turbolenza del fluido, e dalla differenza di temperatura tra fluido e cilindro, lo scambio di calore con le pareti del cilindro è influenzato dai coefficienti di scambio termico che dipendono dalle tipologie di materiali utilizzati.

Lo scambio termico è funzione del rapporto tra superficie di scambio/volume occupato dal fluido, che chiaramente varia durante il movimento del pistone.

Tale rapporto è dipendente dalla cilindrata, da C/D e dalla forma della camera di combustione.

Il numero di giri influisce sulla trasmissione del calore tra fluido e pareti perché il suo aumento riduce il tempo di scambio.



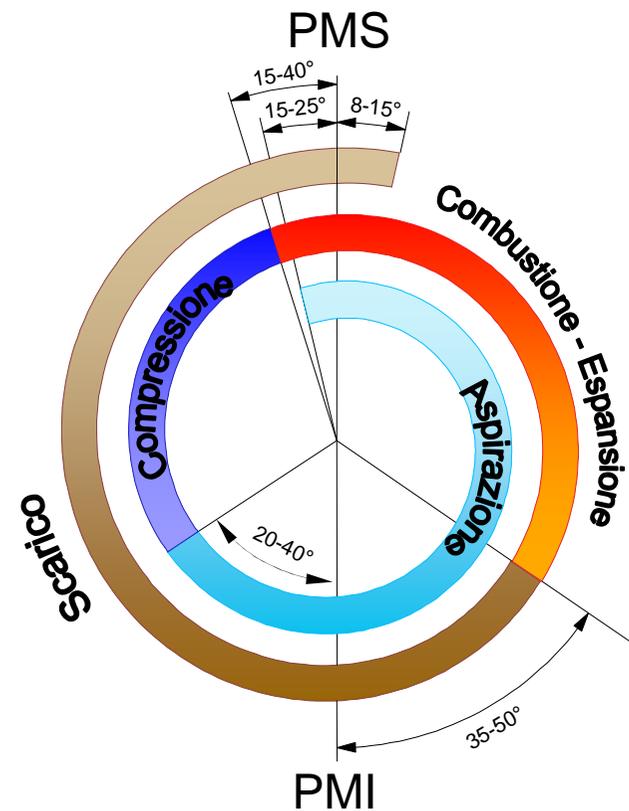
# Motori a combustione interna

## Compressione

Infine anche le perdite che possono aversi in corrispondenza delle tenute del pistone (fasce elastiche) contribuiscono a limitare la pressione e la temperatura a fine compressione.

Questo fenomeno è particolarmente presente quando il cilindro non ha ancora raggiunto un equilibrio termico, cosa che avviene negli istanti successivi all'avviamento.

Il motivo per cui l'avviamento, in particolare dei motori ad accensione per compressione, risulta spesso difficoltoso è proprio legato a tali problematiche



## Motori a combustione interna

### Combustione

Sotto la dicitura combustione vanno intese reazioni chimiche generalmente molto complesse che conducono alla produzione di calore

Le principali reazioni che si verificano nei motori a combustione interna coinvolgono l'ossigeno e composti organici complessi detti idrocarburi

Il combustibile è in generale una miscela di tali idrocarburi che possono appartenere alle seguenti famiglie:

paraffine	$C_nH_{2n+2}$	(metano, propano, ottano, ...)
cicloparaffine	$C_nH_{2n}$	
olefine	$C_nH_{2n}$	(differiscono dai precedenti per la struttura)
acetileni	$C_nH_{n-2}$	(toluene, xilene, ...)
aromatici	$C_nH_{2n-6}$	

Il risultato di tali reazioni è la produzione di anidride carbonica ed acqua

Oltre a tali composti vi sono innumerevoli reazioni, alcune delle quali indesiderate, che avvengono tra i composti che si trovano sia nell'aria che nel combustibile stesso

Oltre a tali composti vi sono innumerevoli reazioni, alcune delle quali indesiderate, che avvengono tra ulteriori composti che si trovano sia nell'aria che nel combustibile stesso.

## Motori a combustione interna

### **Combustione**

Affinché la reazione abbia luogo è necessario che si verifichino alcune condizioni:

che ci sia una miscela gassosa tra molecole del combustibile e ossigeno secondo certi rapporti;

che la temperatura sia pari ad un opportuno valore, dipendente dalle specie chimiche coinvolte

Se la miscela è già disponibile in fase gassosa e nelle opportune proporzioni, l'innesco della reazione chimica provocato da un aumento della temperatura locale comporta la nascita di un fronte di fiamma che si propaga nel volume occupato dalla miscela.

Nei motori ad accensione per compressione si parla di **combustione per diffusione**, ovvero la miscela di combustibile ed ossigeno non è predeterminata prima dell'innesco della reazione chimica ma viene realizzata inviando il combustibile, non in forma gassosa, a contatto con l'aria.

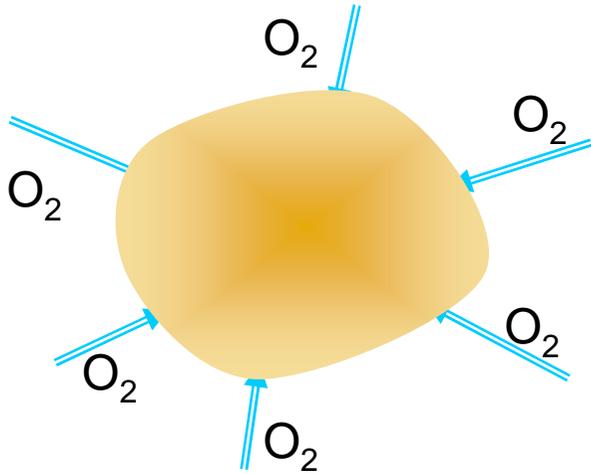
Se le condizioni in cui si viene a trovare l'elemento di combustibile consentono il suo passaggio, anche parziale, alla fase aeriforme, allora si crea la miscela con l'ossigeno e la reazione può essere innescata

La condizione che consente l'innesco spontaneo della combustione è l'elevata temperatura conseguente alla compressione dell'aria

## Motori a combustione interna

### Combustione

Per effetto della temperatura il combustibile sulla superficie esterna della goccia evapora, si miscela con l'ossigeno e reagisce



La combustione della gocciolina di combustibile non è istantanea ma avviene secondo diverse fasi.

Nella prima fase la gocciolina, che viaggia nell'aria ad alta temperatura, assorbe calore e comincia a vaporizzare sulla superficie esterna.

Si vengono quindi a creare le condizioni per la combustione dato che l'ossigeno si diffonde.

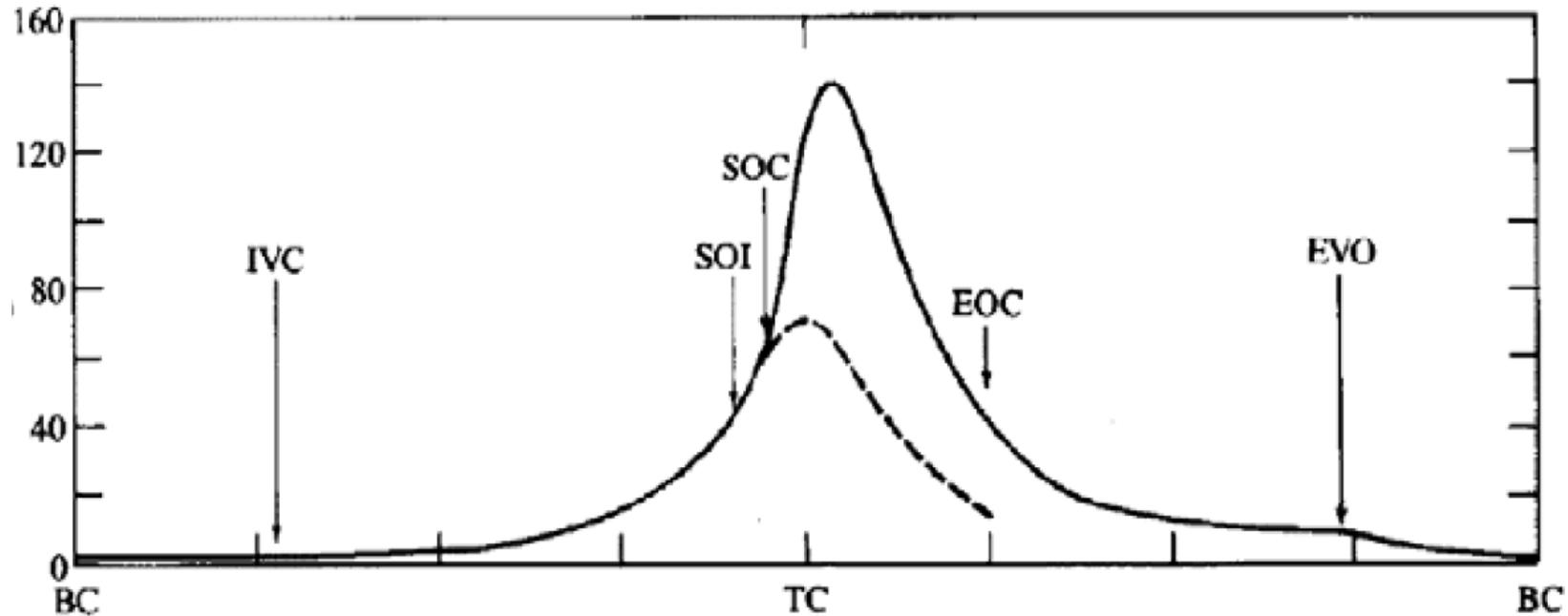
Una volta che la reazione avviene, la temperatura aumenta e favorisce il processo di ulteriore vaporizzazione del combustibile dalla gocciolina. Va tenuta presente anche la necessità che i prodotti della combustione non intralcino il processo di diffusione dell'ossigeno.

È necessario che il rapporto aria-combustibile sia sufficientemente elevato, che l'aria abbia sufficiente turbolenza per favorire il processo ed infine che la gocciolina abbia sufficiente energia per penetrare nella massa d'aria

## Motori a combustione interna

### Combustione

La dinamica della combustione descritta in precedenza trova riscontro nell'andamento della pressione indicata, espressa in termini di angolo di manovella.



Negli istanti successivi all'iniezione del combustibile (SOI) non si verifica alcun aumento né di pressione né di temperatura, anzi potrebbe aversi addirittura una diminuzione di temperatura legata al calore sottratto dal combustibile per vaporizzare.

Si definisce ritardo all'accensione il tempo tra l'iniezione del combustibile in camera di combustione e l'effettivo inizio della combustione (SOC).

## Motori a combustione interna

### Combustione

Come appare nel grafico, durante il ritardo all'accensione una certa quantità di combustibile viene inviata al cilindro, per cui, cominciata la fase di combustione, essa avviene con grande rapidità, provocando un brusco aumento della pressione

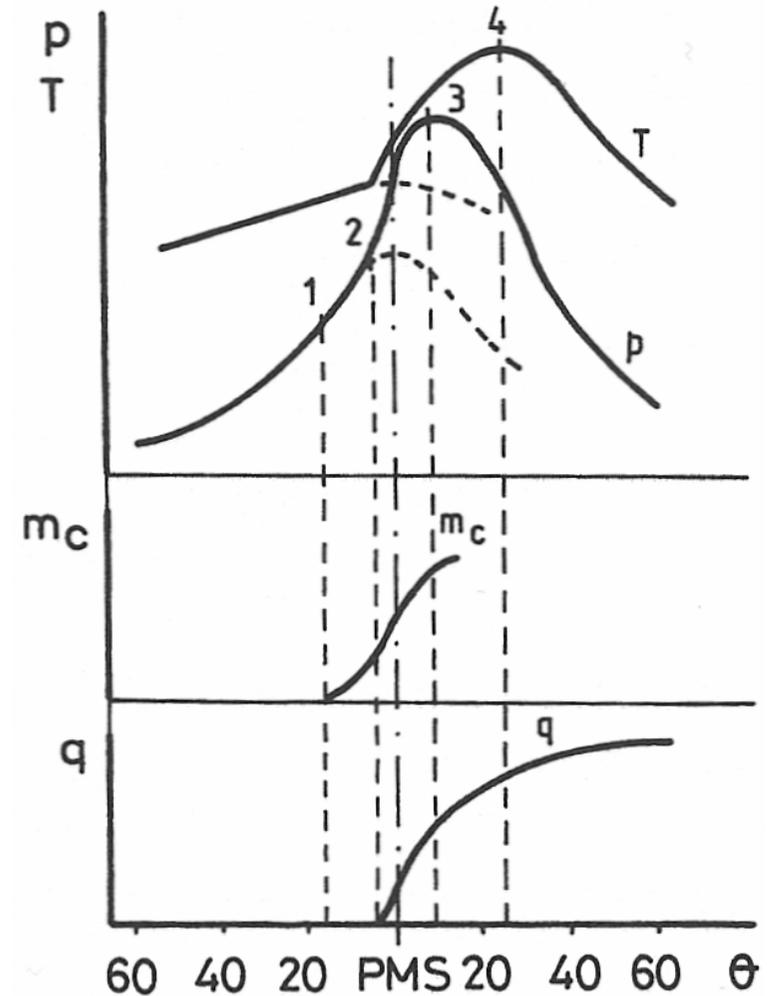
Tale aumento di pressione non è desiderato perché induce forti sollecitazioni al motore e genera rumore.

Esso è dovuto principalmente a tre aspetti:

il tempo di ritardo all'accensione;

la quantità di combustibile iniettata nel tempo;

le condizioni della massa d'aria all'istante di iniezione.



## Motori a combustione interna

### Combustione – ritardo all'accensione

il ritardo all'accensione è legato alle caratteristiche fisico-chimiche del combustibile ed in particolare al tempo per realizzare la sua vaporizzazione e quello per realizzare la reazione di combustione.

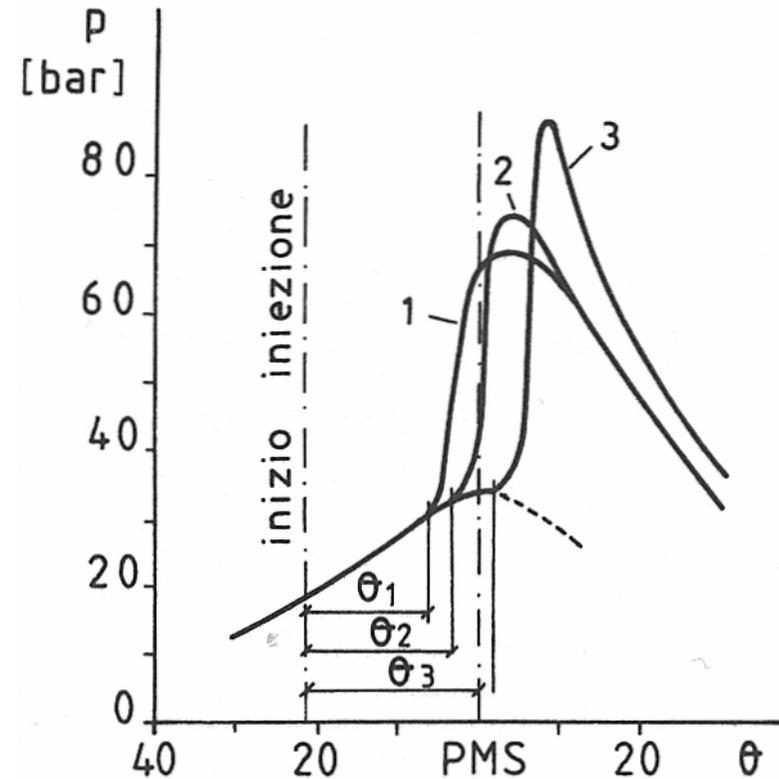
Il parametro che quantifica le caratteristiche di ritardo all'accensione di un combustibile è il numero di cetano

Nella figura è mostrato l'incremento di pressione che si realizza con tre combustibili con differente numero di cetano.

Il ritardo all'accensione è influenzato anche da altre caratteristiche fisiche, quali la viscosità e la tensione di vapore;

il loro effetto si manifesta sulla dimensione delle goccioline di combustibile, dato che dimensioni minori implicano una superficie maggiore.

la volatilità invece influenza negativamente il fenomeno dato che l'aumento di temperatura determina una maggiore quantità di combustibile pronta a bruciare e quindi maggiore incremento di pressione



## Motori a combustione interna

### Combustione – ritardo all'accensione

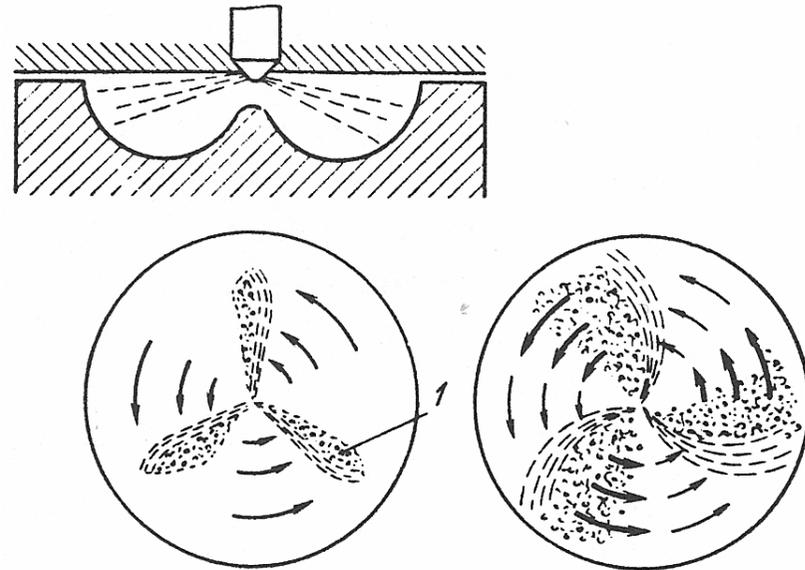
La suddivisione del combustibile in goccioline piccole quanto possibile ha l'effetto di ridurre il tempo di ritardo all'accensione.

Tale suddivisione è oltre che dipendente dalla qualità del combustibile, dipende anche dalla pressione con cui il combustibile viene iniettato e dalla modalità con cui ciò avviene

Le pressioni di iniezione sono altissime (fino a oltre 1000 bar per certi motori) perché minore è la dimensione della gocciolina, minore la sua capacità di viaggiare all'interno della camera di combustione

La turbolenza in camera di combustione migliora il ritardo all'accensione perché facilita il contatto ossigeno combustibile anche quando questo non ha la capacità di penetrare profondamente nella camera

La turbolenza ha però l'effetto negativo di aumentare lo scambio termico con le pareti del cilindro e quindi di diminuire la temperatura, attenuando o annullando l'effetto positivo.



## Motori a combustione interna

### Combustione – ritardo all'accensione

Altri parametri che influiscono sul ritardo all'accensione sono:

**rapporto di compressione** – maggiore è il suo valore minore è il ritardo, dato che la temperatura di fine compressione sarà più alta.

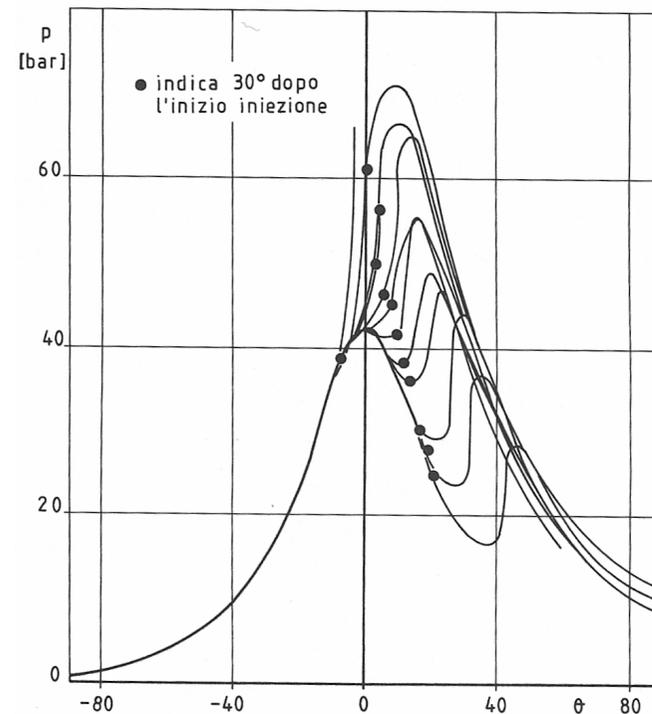
**temperatura dell'aria in ingresso** – la temperatura più alta dell'aria in ingresso determina ancora una temperatura di fine compressione più alta, anche se tale parametro ha un effetto negativo sul coefficiente di riempimento

**pressione dell'aria in ingresso** – la pressione dell'aria in ingresso determina una diminuzione del ritardo all'accensione

**anticipo dell'iniezione** – sperimentalmente si trova che il miglior valore dell'anticipo dell'iniezione per ottenere la massima pme è quello che determina un picco di pressione di poco oltre il PMS

**regime di rotazione** – una maggiore velocità del pistone se da un lato migliora la turbolenza, con effetti positivi, dall'altro provoca un aumento della durata del ritardo espressa in termini di angolo di manovella.

all'aumentare della velocità di aumenta l'anticipo

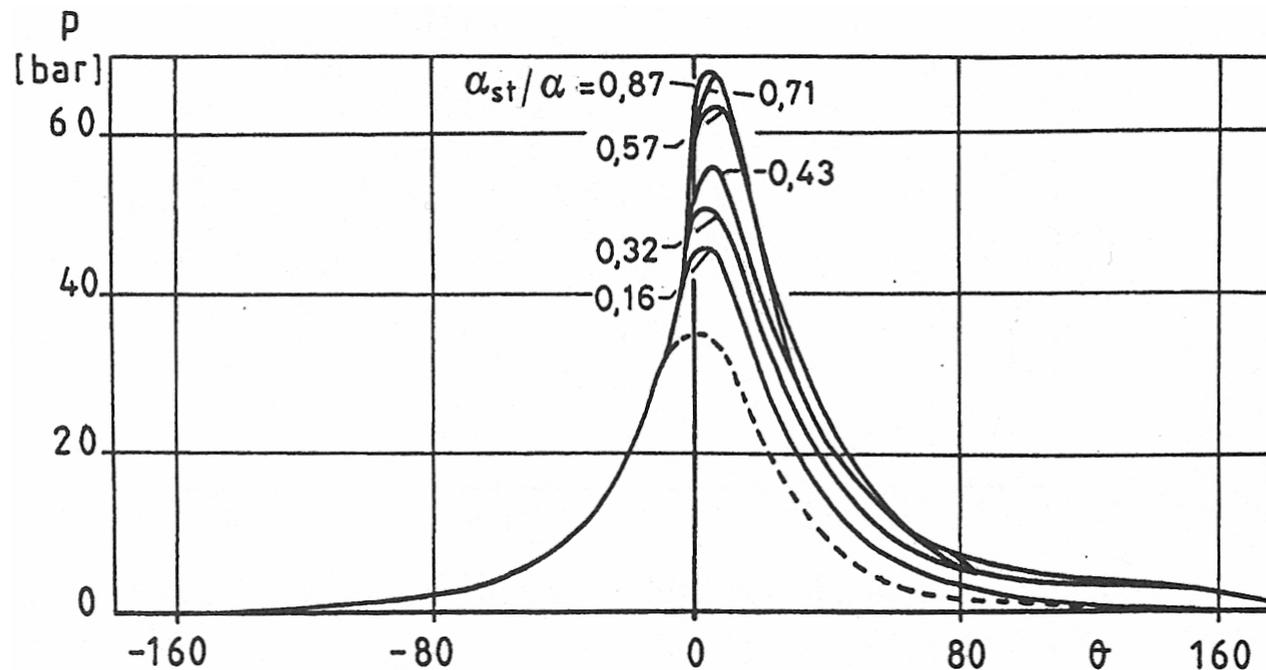


## Motori a combustione interna

### Combustione – ritardo all'accensione

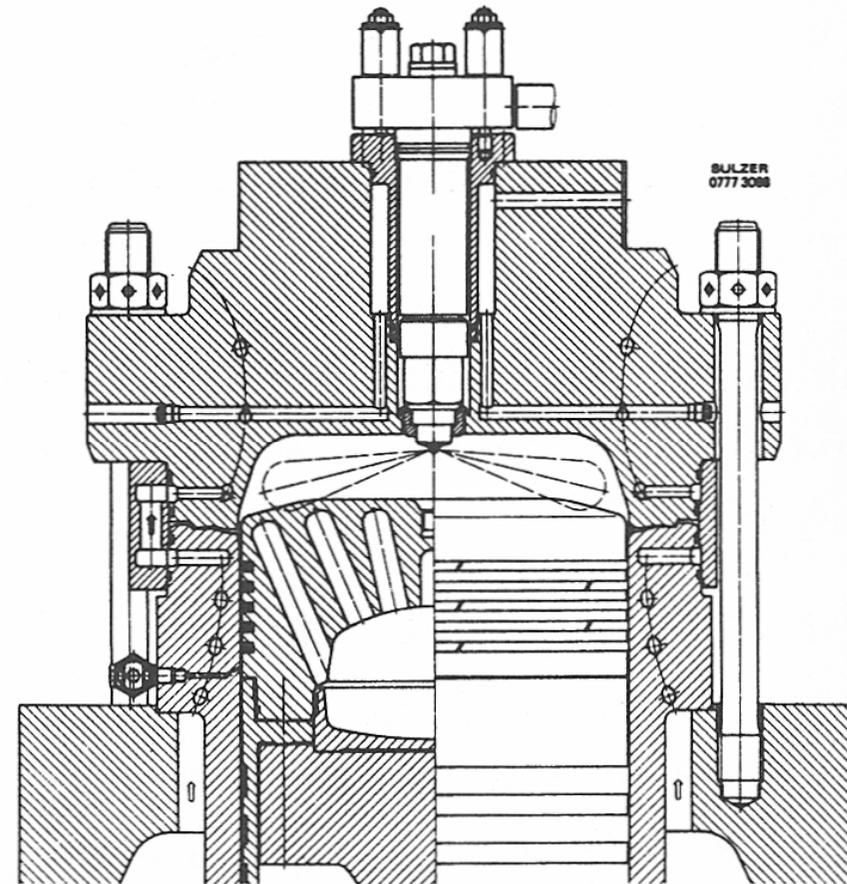
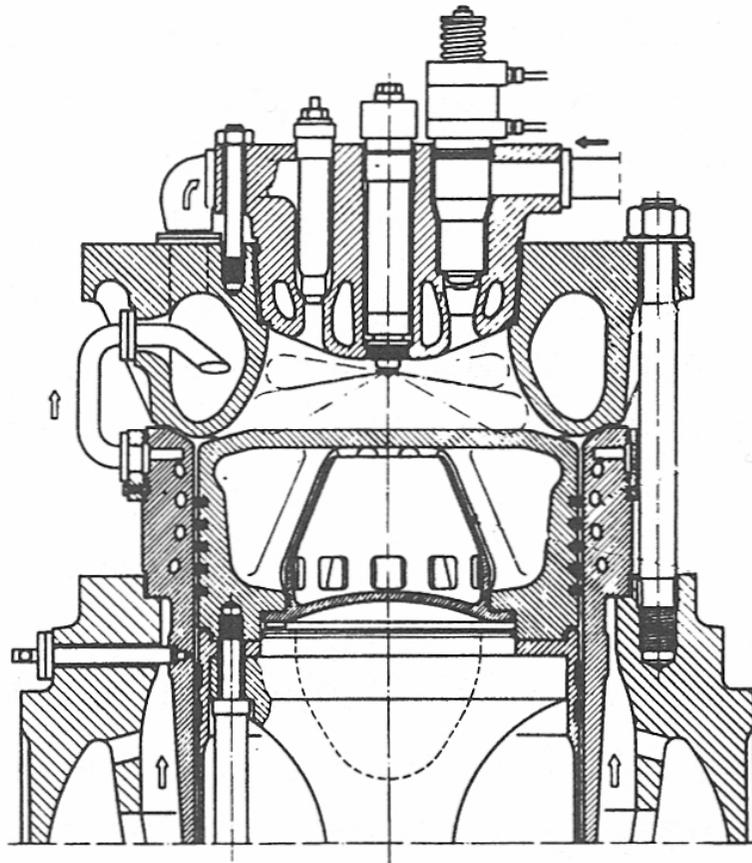
Altri parametri che influiscono sul ritardo all'accensione sono:

**rapporto aria-combustibile** – fissato il regime di rotazione la regolazione della potenza viene effettuata variando la quantità di combustibile immesso nel cilindro e questo valore, nel motore diesel, è sempre abbastanza superiore a quello stechiometrico.

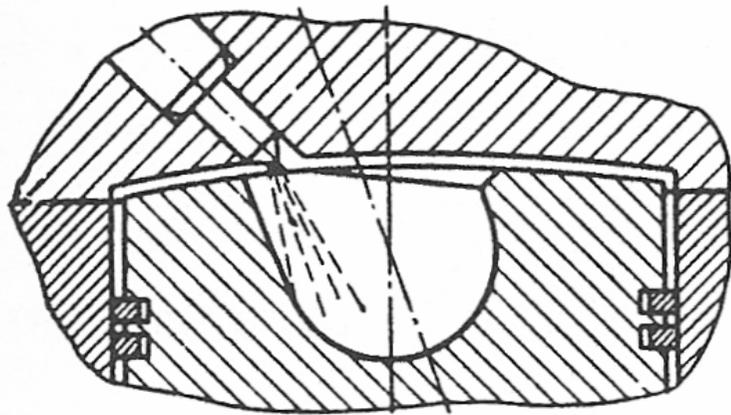
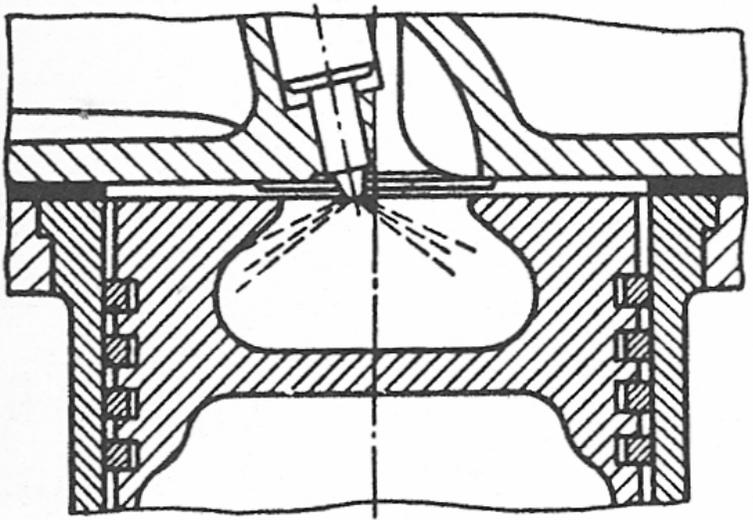


il limite per la diminuzione di  $\alpha$  (ossia l'aumento di  $\alpha_{st}/\alpha$ ) è rappresentato dall'insorgere di combustione imperfetta che genera fumosità allo scarico

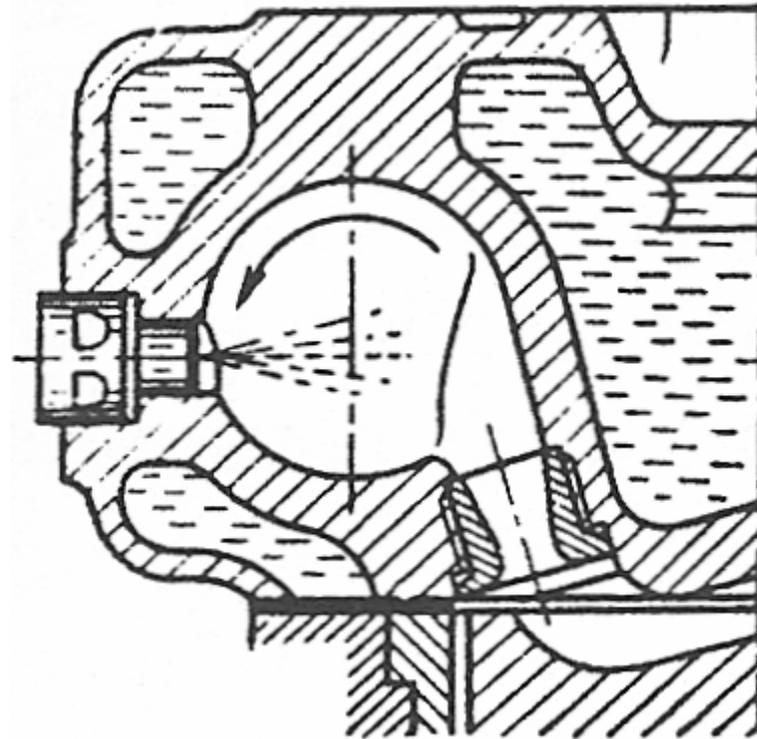
# Motori a combustione interna



## Motori a combustione interna



Iniezione diretta



Iniezione con precamera

## Motori a combustione interna

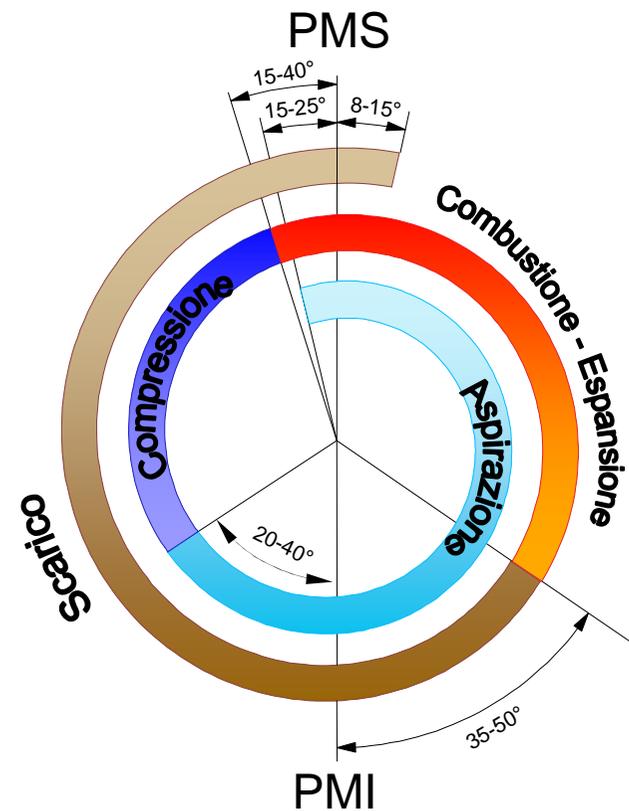
### Espansione

La fase di espansione è caratterizzata dallo stesso fenomeno di scambio termico tra fluido e pareti del cilindro che interessava la fase di compressione

La differenza è che il fluido si trova, dopo la combustione, ad una temperatura abbastanza più alta delle pareti del cilindro, per cui una parte dell'energia da esso posseduta non viene ceduta al pistone ma viene trasferita al cilindro sotto forma di calore.

In realtà la combustione si protrae ben oltre il PMS, quindi per un certo periodo la espansione avviene con il fluido interessato anche dalla combustione.

La temperatura massima viene raggiunta durante la fase di espansione



## Motori a combustione interna

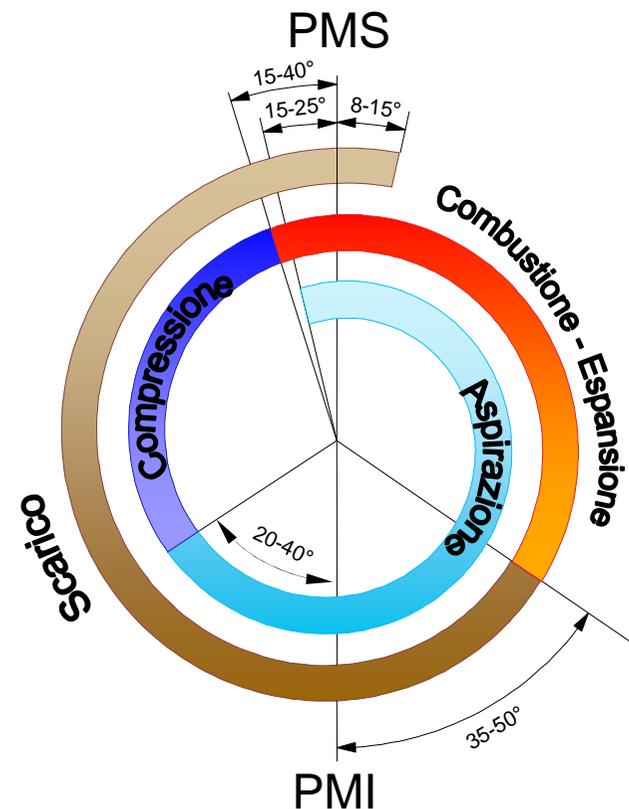
### Scarico

Osservando il diagramma polare della distribuzione si nota che la fase di espansione viene interrotta ben prima che il pistone raggiunga il PMI, per cui non tutta l'energia posseduta dal fluido viene trasformata in lavoro sul pistone.

In realtà l'anticipo dell'apertura della fase di scarico si rende necessario per ridurre il lavoro che il pistone deve compiere per espellere i gas esausti.

In definitiva si utilizza l'energia posseduta dal fluido nella fase finale dell'espansione per espellere i gas di scarico e sgravare il pistone da una parte di questo compito.

Inoltre il lavoro a cui si rinuncia non è molto significativo, mentre circa il 60% dei gas è fuoriuscita dal cilindro ad alta velocità quando il pistone raggiunge il PMI.



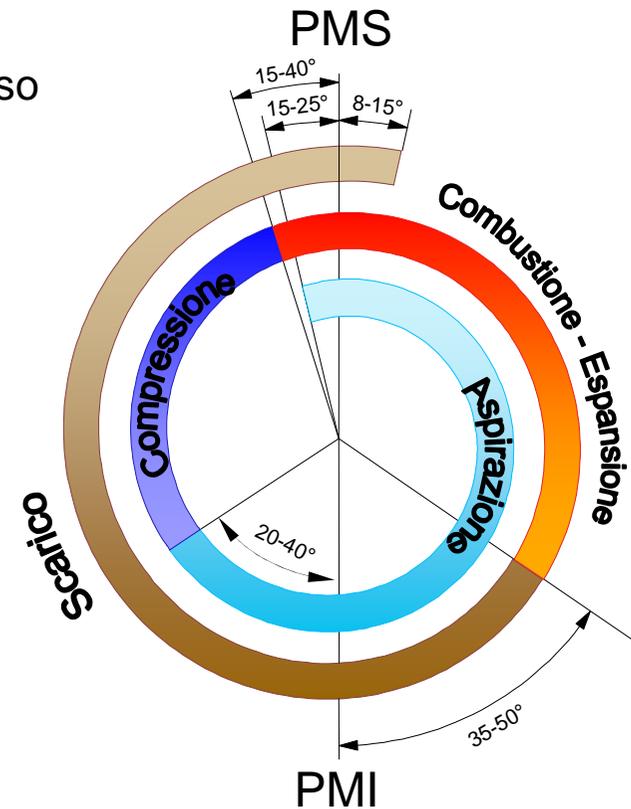
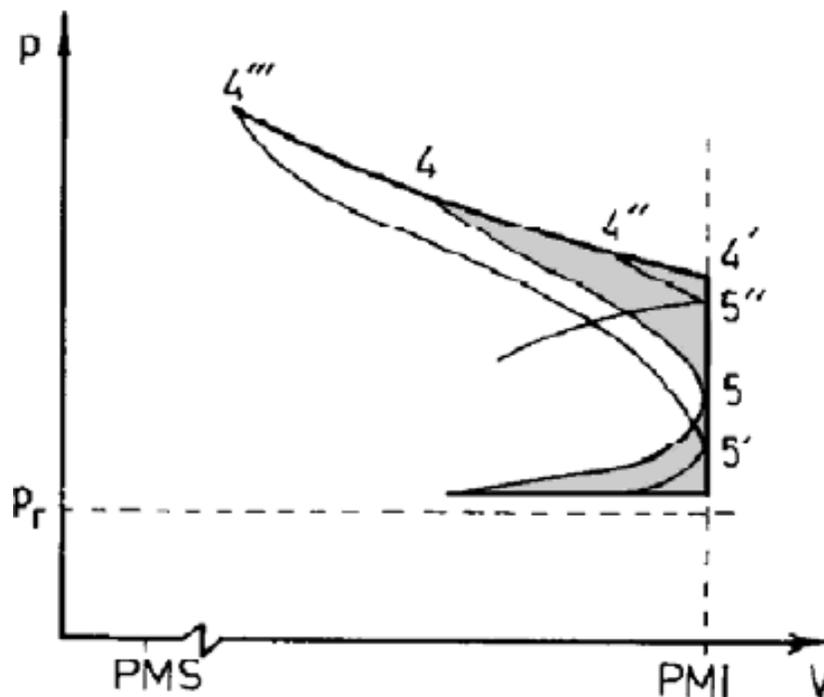
## Motori a combustione interna

### Scarico

La figura presenta la parte finale di un ciclo con tre differenti angoli di anticipo dell'apertura della valvola di scarico.

Nel primo caso l'apertura della valvola di scarico avviene troppo tardi e quindi se è vero che l'aliquota di lavoro di espansione perso è molto piccola, sarà però grande il lavoro necessario per l'espulsione dei gas.

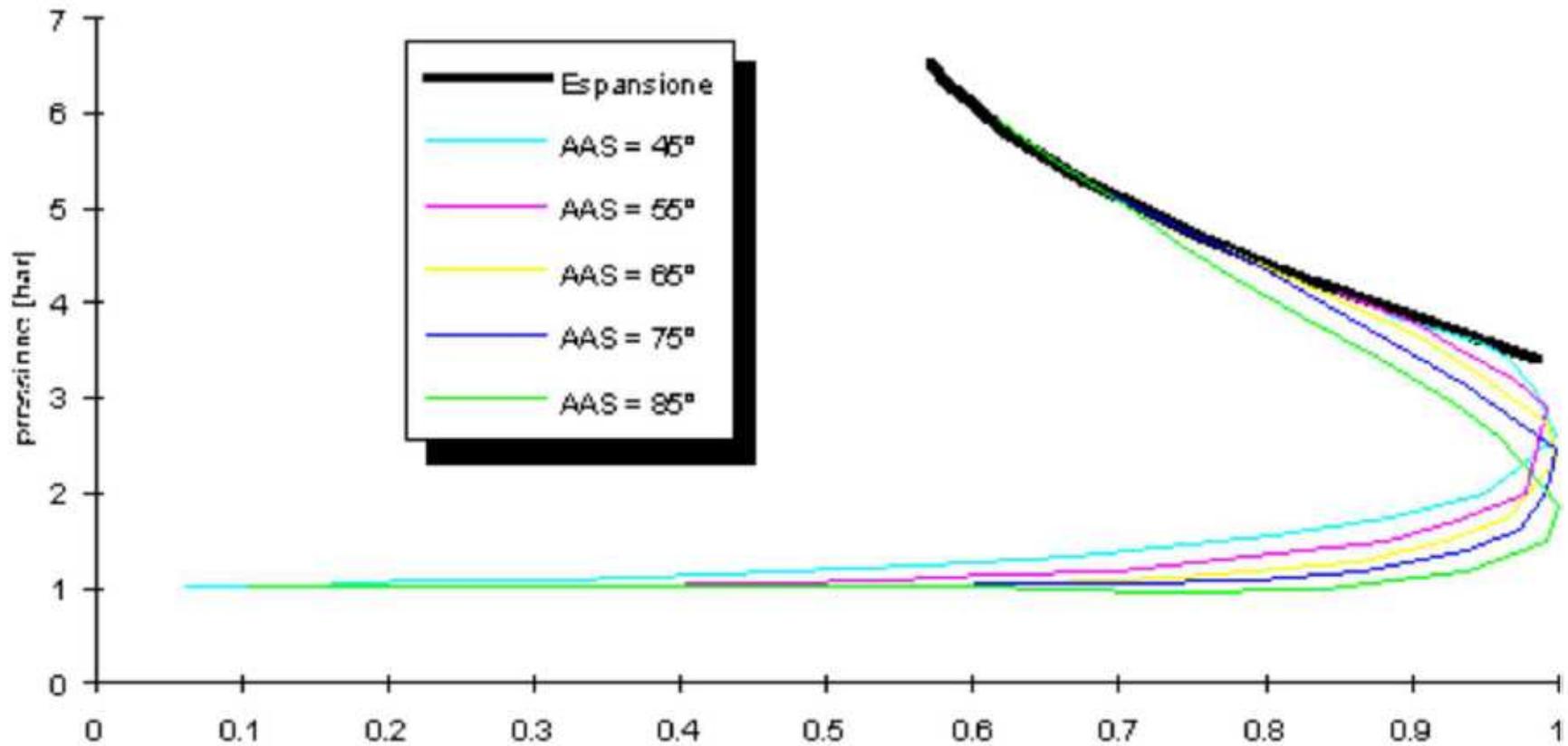
Nel terzo caso si verifica la situazione opposta, solo nel secondo caso si realizza una condizione di compromesso accettabile



## Motori a combustione interna

### Scarico

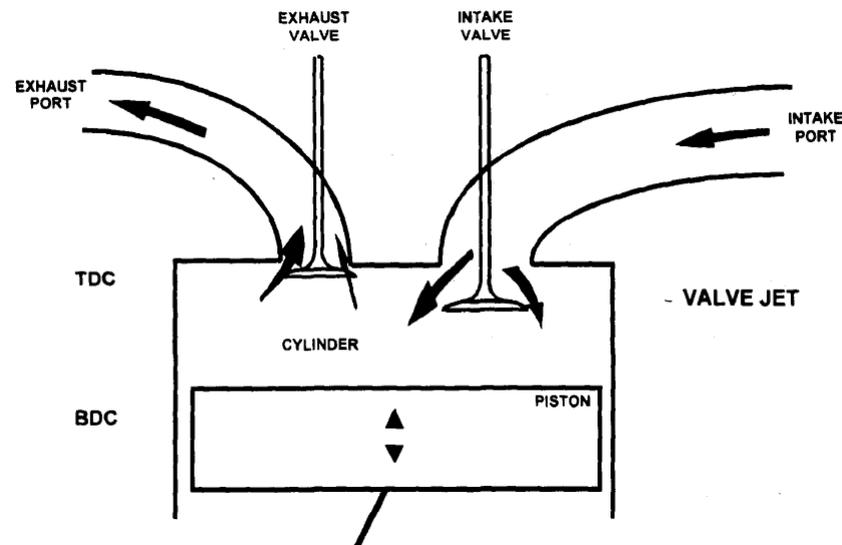
La figura presenta la parte finale di un ciclo con differenti angoli di anticipo dell'apertura della valvola di scarico.



# Motori a combustione interna

## Scarico

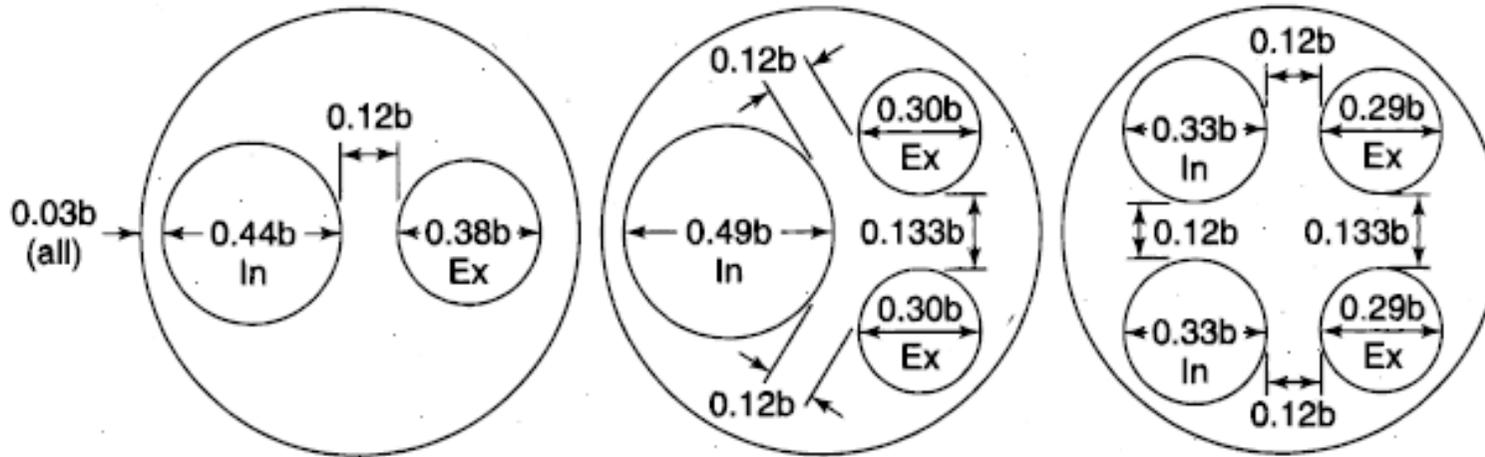
Anche allo scarico avvengono fenomeni fluidodinamici complessi. La scelta finale degli angoli di inizio aspirazione e fine scarico viene fatta sperimentalmente al banco per trovare le migliori condizioni di risonanza dei due flussi. Tale condizione è variabile con il regime di rotazione per cui in alcuni casi si ricorre alla fasatura variabile



## Motori a combustione interna

### Scarico

Si noti come le valvole di aspirazione siano generalmente più grandi di quelle di scarico, soprattutto in motori di taglia medio piccola; infatti il disegno delle valvole di scarico deve tener conto anche della diversa temperatura a cui sono sottoposte e del fatto che il fluido che le attraversano può contenere composti che danno luogo a depositi.



## Motori a combustione interna

### **Bibliografia**

Renato Della Volpe – Impianti motore per la propulsione navale – Liguori Editore – Napoli, 2007

Renato Della Volpe – Macchine – Liguori Editore – Napoli, 2011

John B. Heywood – Internal Combustion Engine Fundamentals – McGraw Hill – Singapore, 1988