

Se l'albero a camme è installato nella testata, il collegamento con l'albero motore è realizzato raramente con un treno di ingranaggi, molto più frequentemente con una cinghia dentata (la cinghia della distribuzione) oppure con una catena, mentre la punteria è a contatto diretto dello stelo della valvola. Si parla in questo caso di distribuzione con albero a camme in testa.

Entrambi i sistemi, ad aste e bilancieri o ad albero/i a camme in testa, sono efficaci ma il secondo, oggi largamente più diffuso nei motori per trazione stradale, permette di raggiungere velocità di rotazione più elevate, data la riduzione delle forze inerziali e delle deformazioni elastiche.

Il contatto camma-punteria è solitamente mantenuto per l'azione elastica di una molla di rigidità opportuna, montata coassialmente allo stelo della valvola e mantenuta in sede da un piattello.

Il tempo di reazione elastica della molla, cioè il tempo impiegato per passare dalla condizione di massima compressione a quella di massima elongazione, deve essere compatibile con la massima velocità di rotazione prevista per il motore. Se tale velocità viene superata (condizione di fuori giri) la continuità del movimento tra camma e valvola non è assicurata, e la valvola potrebbe rimanere aperta con lo stantuffo in prossimità del PMS, con possibile rottura della valvola stessa e danneggiamento dello stantuffo.

In caso di velocità di rotazione particolarmente elevate bisogna adottare sistemi diversi, come ad esempio la famosa distribuzione desmodromica, con chiusura della valvola per azione di un particolare arpionismo, brevettata e adottata dalla Ducati per i suoi motori motociclistici. Altri soluzioni possono essere di natura pneumatica o oleodinamica.

Sono da tempo allo studio, ma non ancora giunti a una sufficiente maturazione tecnica, sistemi di distribuzione elettromeccanici a controllo elettronico, che permetterebbero una grande flessibilità nelle strategie di regolazione dei motori.

### Ciclo indicato a due tempi

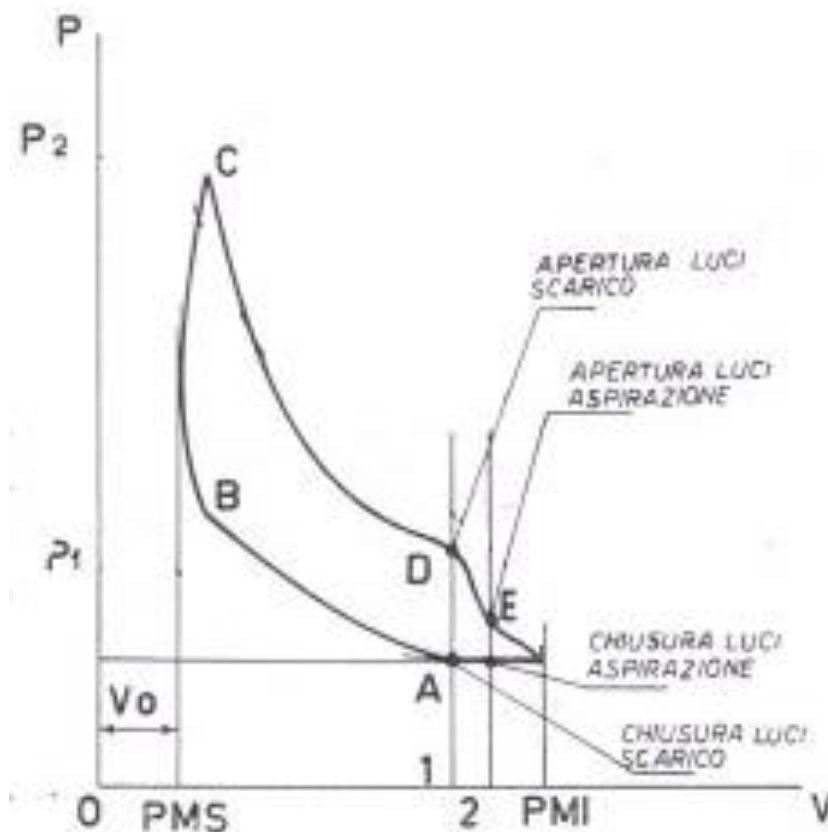
Le differenze principali tra ciclo ideale e indicato a due tempi sono quelle già elencate per il motore a quattro tempi, esclusa ovviamente l'osservazione relativa alla apertura e chiusura delle valvole nel caso di motore dotato di luci sia di lavaggio che di scarico.

In figura è riportato il ciclo indicato per un motore di questo tipo.

Si osserva la mancanza della fase di ricambio della carica a bassa pressione che caratterizzava il ciclo indicato dei motori a quattro tempi. Il lavaggio avviene in un arco di gradi di manovella molto ristretto a cavallo del PMI, dove risultano aperte sia le luci di lavaggio che quelle di scarico.

Nel breve intervallo di tempo che intercorre, prima dell'inizio della compressione, tra la chiusura della luce di lavaggio e la chiusura della luce di scarico può accadere che parte della carica fresca venga espulsa nell'ambiente: nel caso del motore a ciclo Otto questo comporta non solo uno spreco energetico ma anche l'emissione di combustibile non bruciato e di lubrificante, nel caso di lubrificazione a miscela. Il problema può essere risolto con l'adozione di una valvola rotativa nel condotto di scarico.

Per quanto riguarda l'innesco della combustione, valgono le osservazioni fatte nel caso del motore a quattro tempi.



Il motore a due tempi può funzionare solamente se esiste una lieve sovrappressione nell'ambiente di alimentazione rispetto all'ambiente di scarico. Un motore a due tempi, quindi, non sarà mai aspirato in senso stretto, ma avrà sempre bisogno di una leggera sovralimentazione creata nel carter oppure realizzata mediante una soffiante di lavaggio.

### Modalità di alimentazione dell'aria: la sovralimentazione

Occupiamoci ora del terzo criterio di classificazione dei motori, relativo alla modalità di alimentazione dell'aria. Gli esempi prima illustrati di cicli indicati si riferivano a motori aspirati, nei quali l'aria viene introdotta nel motore ad una pressione prossima a quella atmosferica.

La sovralimentazione consiste nell'introdurre nel motore aria a pressione maggiore di quella ambientale. L'obiettivo è aumentarne la densità, incrementando così la massa di ossigeno introdotta nel cilindro e quindi anche la quantità di combustibile introdotta per ciclo.

In questo modo, a parità di dimensioni e di velocità di rotazione del motore, si incrementa la potenza. Scopo della sovralimentazione è quindi aumentare la potenza migliorando il riempimento del cilindro.

La sovralimentazione può essere realizzata con due diverse tecniche:

- mediante un compressore volumetrico azionato dall'albero motore, che quindi assorbe parte dell'energia meccanica sviluppata dal motore;
- con un turbocompressore a gas di scarico, nel quale un compressore centrifugo è azionato da una turbina, solitamente centripeta, che sfrutta l'energia disponibile nei gas di scarico del motore. Questa soluzione non è necessariamente più conveniente della precedente dal punto di vista del

rendimento, perché la presenza della turbina nel condotto di scarico provoca una contropressione che deve essere vinta dallo stantuffo durante la fase di scarico.

Con il compressore volumetrico il sistema motore-compressore è autoregolato, perché si accoppiano due macchine volumetriche che seguono la stessa legge di variazione lineare della portata in funzione della velocità di rotazione.

Con il turbocompressore, invece, le leggi che regolano la portata risultano molto diverse tra motore alternativo e sovralimentatore, e le due macchine non sono connesse meccanicamente ma fluidodinamicamente, con tutte le non linearità che ne conseguono. In sintesi, il turbocompressore a gas di scarico offre prestazioni superiori rispetto al compressore volumetrico, ma presenta maggiori difficoltà di regolazione.

Entrambe le soluzioni sono state adottate nel corso della evoluzione dei motori. Il sistema oggi più utilizzato è il turbocompressore a gas di scarico.

La sovralimentazione mediante turbocompressore a gas di scarico può essere poi realizzata con i due approcci seguenti:

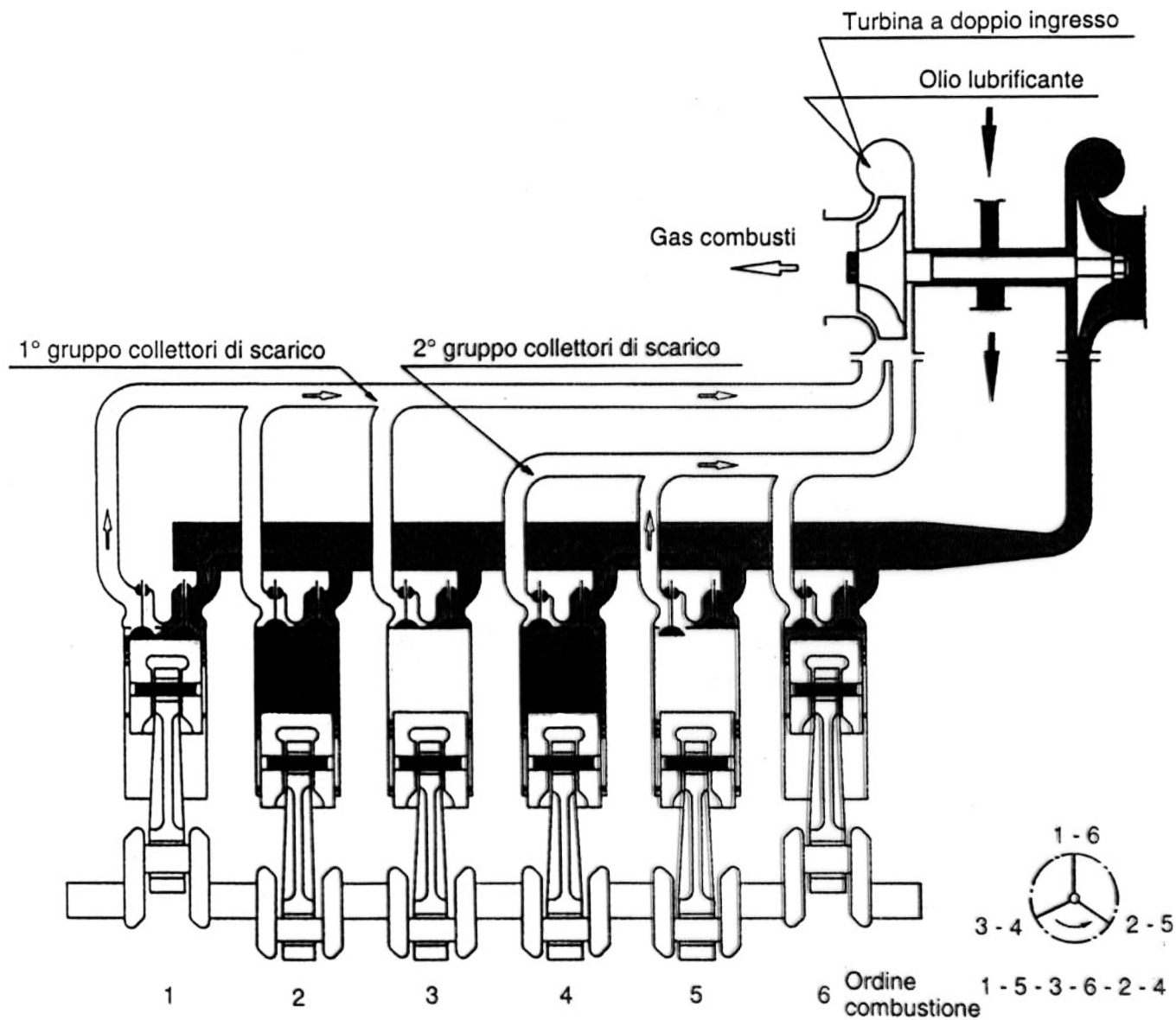
- a pressione costante;
- ad impulsi di pressione.

Nel caso a pressione costante, tutti i cilindri hanno lo scarico connesso con dei condotti relativamente corti e di grande diametro ad una capacità, dove l'energia cinetica dei gas si annulla con un processo dissipativo, parzialmente recuperato in incremento di energia di pressione. La capacità alimenta la turbina, che ha un'unica sezione di ingresso. Con questo sistema si degrada l'energia al momento dell'ingresso dei gas nella capacità, ma c'è poi una buona efficienza nel trasferimento di energia dalla capacità alla turbina, perché quest'ultima lavora in condizioni pressoché stazionarie con buon rendimento.

Nel sistema ad impulsi di pressione si cerca invece di trasferire in turbina direttamente tutta l'energia impulsiva dei gas di scarico, compresa la frazione cinetica. Gli scarichi dei cilindri devono essere raccolti in gruppi di due o tre, in modo che non interferiscano tra di loro con onde di pressione che potrebbero contrastare il deflusso. Ogni gruppo di cilindri è connesso alla turbina con un proprio condotto, per cui la voluta a spirale ha più sezioni di ingresso. Anche in questo caso i condotti di scarico saranno quanto più corti possibile, ma di egual lunghezza e di piccolo diametro. Con questo sistema l'energia dei gas di scarico viene degradata poco, ma la turbina funziona con un flusso pulsante a scapito del suo rendimento.

Entrambi i sistemi hanno quindi punti di forza e di debolezza. La scelta dipende dall'uso prevalente della macchina: un sistema a pressione costante si utilizzerà per grandi impianti fissi e, in generale, per motori che devono funzionare a carico pressoché costante. Questo è dovuto al fatto che la capacità ha un'elevata inerzia termodinamica, per cui il sistema risponde con ritardo alle variazioni di carico. Il sistema ad impulsi di pressione ha invece una risposta più rapida, quindi viene adottato preferibilmente nei motori stradali e, in generale, in tutte quelle applicazioni dove sono previste continue variazioni di carico.

Nei motori con un numero di cilindri ridotto (quattro o sei) si adotta un sistema detto "a convertitore di impulsi", che combina i pregi delle due soluzioni precedentemente descritte.



Rappresentazione schematica del sistema di scarico di un motore a sei cilindri turbosovralimentato con sistema ad impulsi di pressione. Gli scarichi dei cilindri sfasati di 120° nello svolgimento del ciclo motore (ordine di accensione: 1-5-3-6-2-4) sono raggruppati in due distinti collettori che trasferiscono l'energia posseduta dai gas ad una turbina a doppio ingresso, sotto forma di energia cinetica ed onde di pressione.



Lo scopo della sovralimentazione è aumentare la densità dell'aria introdotta nel cilindro, ma la compressione porta anche ad un innalzamento della temperatura: per incrementare l'efficacia della sovralimentazione è necessario raffreddare l'aria in uscita dal compressore con uno scambiatore di calore aria/aria o aria/acqua detto intercooler.

In un motore a quattro tempi sovralimentato la pressione dell'aria compressa può essere superiore a quella interna al cilindro durante la fase di scarico. In questo modo si ottiene un ciclo indicato in cui sia la parte di alta pressione sia quella di bassa pressione hanno area positiva. Questo però costituisce solamente il recupero di una parte dell'energia spesa per comprimere l'aria.

Nei motori a due tempi sovralimentati, il turbocompressore non è in grado di fornire ai bassi carichi una differenza di pressione sufficiente a garantire il lavaggio, quindi devono essere dotati di soffianti ausiliari volumetriche.

## Potenza e regolazione dei motori alternativi a combustione interna

Si definisce pressione media indicata,  $p_{mi}$ , il rapporto tra l'area del ciclo indicato (calcolata sommando algebricamente contributi positivi e negativi) e la cilindrata del motore:

$$p_{mi} = \frac{\text{Area del ciclo indicato}}{V}$$

La cilindrata (unitaria) è data dalla relazione:

$$V = V_{PMI} - V_{PMS} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

dove  $D$  è il diametro dello stantuffo (alesaggio) e  $C$  è la corsa.

L'area del ciclo indicato può invece essere espressa come:

$$\text{Area del ciclo indicato} = \oint p(V) dV = \text{Lavoro sviluppato in un ciclo}$$

La pressione media indicata è quindi quel valore della pressione che, se fosse costante durante una corsa d'espansione, darebbe lo stesso lavoro fornito dal ciclo indicato (lavoro indicato).

La potenza indicata  $P_i$  si ottiene moltiplicando la  $p_{mi}$  per la cilindrata unitaria e per la frequenza con la quale è eseguito il ciclo:

$$P_i = (p_{mi} \cdot V) \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \cdot z$$

dove  $z$  è il numero di cilindri e  $\tau$  è il numero di tempi in cui si realizza il ciclo del motore. Come si è già osservato, a parità di condizioni un motore a due tempi svilupperebbe una potenza doppia rispetto ad uno a quattro tempi.

La potenza effettiva misurabile all'albero motore si ottiene moltiplicando la potenza indicata per il rendimento meccanico:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i$$

Le perdite meccaniche sono, infatti, le uniche non considerate nell'espressione della potenza indicata: il valore della pressione media indicata tiene già conto delle dissipazioni di energia di natura sia fluidodinamica che termodinamica.

Si ha così

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \cdot z$$

I singoli valori di  $\eta_m$  e di  $p_{mi}$  sono di difficile determinazione, richiedendo apparati sperimentali complessi e procedure di prova normalizzate.

Il loro prodotto è invece facilmente ottenibile con una (relativamente) semplice misura della potenza effettiva al banco prova motori. Si definisce allora la pressione media effettiva,  $p_{me}$ , come:

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} = \frac{P_e}{V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \cdot z}$$

La pressione media effettiva è un indicatore del grado di sfruttamento termomeccanico del motore, e viene utilizzata per analizzare e classificare tutte le tipologie di motori alternativi a combustione interna.

Complessivamente, dall'analisi dei cicli ideali e indicati dei motori alternativi a combustione interna e dalla conoscenza della potenza effettivamente ottenuta, si può definire la seguente serie di rendimenti, solo in parte già introdotti:

- rendimento termico ideale,  $\eta_{t,id}$ : rapporto tra l'area del ciclo ideale, corrispondente al lavoro ideale, e il calore introdotto con il combustibile  $Q_1$ ;
- rendimento indicato,  $\eta_{ind}$ : rapporto tra l'area del ciclo indicato e l'area del ciclo ideale, ossia tra il lavoro indicato e il lavoro ideale;
- rendimento termico indicato,  $\eta_{t,ind}$ : prodotto di  $\eta_{t,id}$  per  $\eta_{ind}$  ovvero rapporto tra il lavoro indicato e il calore introdotto con il combustibile  $Q_1$ ;
- rendimento meccanico,  $\eta_m$ : frazione di lavoro indicato perduto per attriti e per l'azionamento degli organi accessori necessari per il funzionamento del motore;
- rendimento effettivo,  $\eta_e$ : prodotto di  $\eta_{t,ind}$  per  $\eta_m$ .

Il calore introdotto con il combustibile in un ciclo è  $Q_1 = m_c H_i$ , dove  $m_c$  è la massa di combustibile introdotta ad ogni ciclo in un cilindro e  $H_i$  è il potere calorifico inferiore del combustibile.

La potenza effettiva del motore in funzione del rendimento effettivo è quindi:

$$P_e = \dot{m}_c H_i \eta_e$$

Questa relazione vale ovviamente anche per qualsiasi macchina motrice termica.

Può essere però esplicitata in una forma significativa per i motori alternativi a combustione interna definendo un parametro tipico di queste macchine, cioè il coefficiente di riempimento del cilindro, o rendimento volumetrico.

L'effetto del coefficiente di riempimento sulle prestazioni del motore è intrinseco nel valore della pressione media indicata, ma è interessante analizzare le grandezze e le variabili operative che ne determinano il valore ed esplicitare l'importanza che esso ha nella definizione della potenza effettiva del motore.

## Riempimento del cilindro: coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico

Definizione:

$$\lambda_v = \frac{m_{fr}}{V \cdot \rho_a} = \frac{m_{fr} \cdot R_a \cdot T_a}{V \cdot P_a}$$

dove  $m_{fr}$  è la massa della carica fresca introdotta nel cilindro con la fase di aspirazione, e presente quindi nel momento in cui si chiude la valvola di aspirazione,  $V$  è la cilindrata (unitaria) e il pedice  $a$  si riferisce alle condizioni ambientali di riferimento nell'ambiente di aspirazione. La massa contenuta nel cilindro è la somma delle masse di aria, combustibile, acqua dovuta all'umidità e gas combusti, o fumi, residui:

$$m = m_{ar} + m_c + m_{H_2O} + m_f = m_{fr} + m_f$$

e se indichiamo con  $f$  la frazione dei gas combusti, cioè  $f = m_f/m$ , si ha:

$$m_{fr} = m - m_f = m - f \cdot m = m \cdot (1 - f)$$

per cui si può scrivere:

$$\lambda_v = (1 - f) \cdot \frac{m \cdot R_a \cdot T_a}{V \cdot P_a}$$

La massa  $m$  può essere espressa come  $m = V'_1 \cdot \rho'_1$ , con riferimento alle condizioni di fine aspirazione – inizio compressione, e ricorrendo alla equazione di stato:

$$m = V'_1 \cdot \rho'_1 = V'_1 \cdot \frac{P'_1}{R'_1 \cdot T'_1}$$

per cui, sostituendo nell'espressione di  $\lambda_v$  si ha:

$$\lambda_v = (1 - f) \cdot \frac{V'_1}{V} \cdot \frac{R_a}{R'_1} \cdot \frac{T_a}{T'_1} \cdot \frac{P'_1}{P_a}$$

Esprimendo poi  $V'_1$  in funzione della frazione di corsa di compressione “perduta” a causa del ritardo di chiusura della valvola o della luce di aspirazione,  $\varepsilon_{ca}$ , si ha:

$$V'_1 = V_1 - \varepsilon_{ca} \cdot (V_1 - V_2)$$

e quindi:

$$\frac{V'_1}{V} = \frac{V_1 - \varepsilon_{ca} \cdot (V_1 - V_2)}{V_1 - V_2} = \frac{V_1}{V_1 - V_2} - \varepsilon_{ca}$$

ed essendo ancora il rapporto di compressione volumetrico  $\rho_v = V_1/V_2$  si ha:

$$\frac{V'_1}{V} = \frac{\rho_v}{\rho_v - 1} - \varepsilon_{ca}$$

per cui l'espressione finale del coefficiente di riempimento è:

$$\lambda_v = (1 - f) \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_v - 1} - \varepsilon_{ca} \right) \cdot \frac{R_a}{R'_1} \cdot \frac{T_a}{T'_1} \cdot \frac{P'_1}{P_a}$$

dove il rapporto  $\frac{R_a}{R'_1}$  assume un valore praticamente unitario.

## Potenza sviluppata e regolazione del carico

La potenza effettiva sviluppata dal motore è, come per qualsiasi macchina motrice termica, data dal prodotto della portata di combustibile, del suo potere calorifico inferiore e del rendimento effettivo:

$$P_e = \dot{m}_c \cdot H_i \cdot \eta_e$$

Ricordando che:

a) il rapporto aria combustibile è:

$$\alpha = \frac{m_{ar}}{m_c} \cong \frac{m_{ar} + m_{H_2O}}{m_c} = \frac{m_{fr} - m_c}{m_c} = \frac{m_{fr}}{m_c} - 1$$

per cui (\*):

$$m_c = \frac{m_{fr}}{\alpha + 1}$$

b) la carica fresca è esprimibile in funzione del coefficiente di riempimento:

$$m_{fr} = \lambda_v \cdot V \cdot \rho_a$$

per cui:

$$m_c = \frac{\lambda_v \cdot V \cdot \rho_a}{\alpha + 1}$$

c) la portata in massa di combustibile richiesta dal motore:

$$\dot{m}_c = m_c \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \cdot z$$

con  $n$  velocità di rotazione in giri al minuto,  $\tau$  numero dei tempi e  $z$  numero dei cilindri, l'espressione della potenza effettiva diventa:

$$P_e = \frac{\lambda_v \cdot V \cdot \rho_a}{\alpha + 1} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \cdot z \cdot H_i \cdot \eta_e$$

dove ancora il rendimento effettivo del motore è:

$$\eta_e = \eta_{tid} \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

cioè il prodotto del rendimento termico ideale, del rendimento indicato e del rendimento meccanico.

La potenza può essere cambiata a carico costante variando la velocità di rotazione.

La potenza può essere variata a velocità di rotazione costante variando il carico. In questo caso:

- nel motore a ciclo Otto si interviene su  $\lambda_v$  (con la valvola a farfalla o intervenendo sulla distribuzione) mantenendo  $\alpha = \text{cost.}$ ;
- nel motore a ciclo diesel si interviene su  $\alpha$ , aumentando l'eccesso d'aria ai carichi parziali, mantenendo  $\lambda_v$  all'incirca costante.

In tutti i casi, naturalmente, si interviene sulla portata di combustibile.

-----  
(\*): l'equazione è stata esplicitata per il motore a ciclo Otto. Nel caso del motore a ciclo Diesel è invece:

$$\alpha = \frac{m_{ar}}{m_c} \cong \frac{m_{ar} + m_{H_2O}}{m_c} = \frac{m_{fr}}{m_c}, \text{ per cui: } m_c = \frac{m_{fr}}{\alpha}$$

## **Le curve caratteristiche di funzionamento dei motori alternativi a combustione interna**

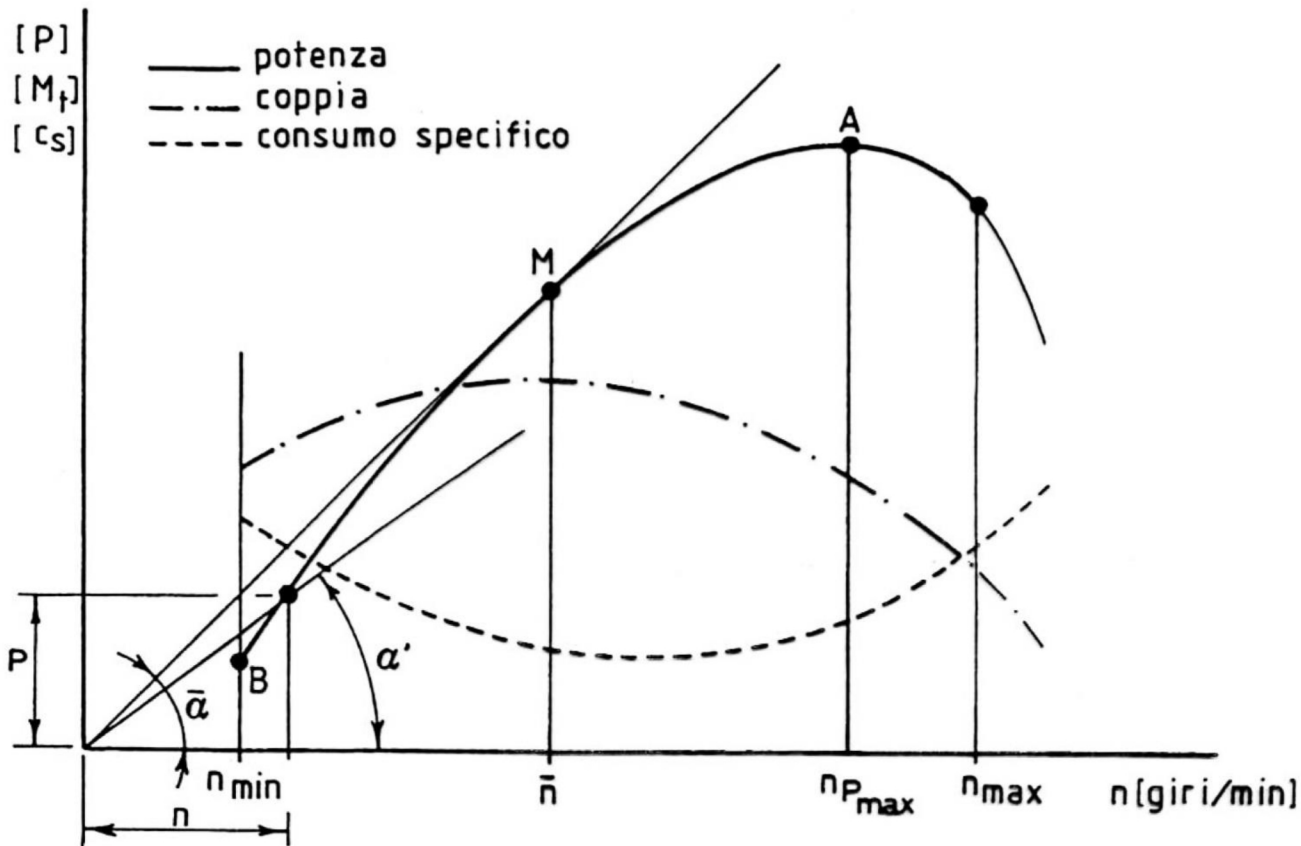
Le curve caratteristiche si rilevano al banco prova con le seguenti modalità:

- si blocca l'organo di regolazione della portata del combustibile nella posizione di massima erogazione (prova al carico 100%);
- si fa variare la velocità di rotazione del motore agendo sul momento frenante;
- si rilevano per ogni valore di velocità la coppia erogata e il consumo di combustibile,
- si ripete eventualmente la prova per alcuni valori prestabiliti del carico, espresso come frazione di quello massimo.

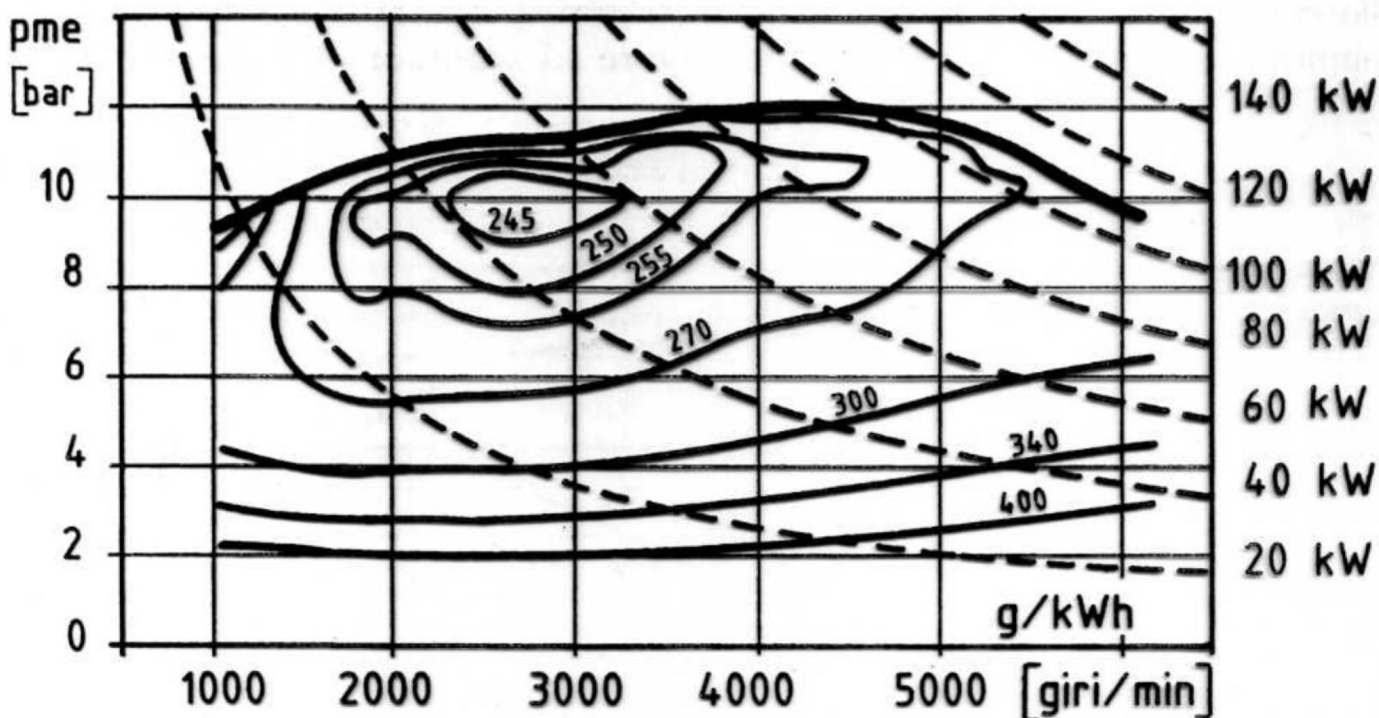
I risultati si riportano graficamente tracciando le curve della potenza effettiva, della coppia e del rendimento (o, in alternativa, del consumo specifico di combustibile) in funzione della velocità di rotazione, come riportato in figura.

Si possono fare le seguenti osservazioni:

- la velocità di rotazione è compresa tra un valore minimo, al di sotto del quale il motore manifesta evidenti irregolarità di funzionamento, e un valore massimo, al di sopra del quale la potenza diminuirebbe rapidamente e si potrebbe incorrere nel danneggiamento del motore per fuorigiri (il meccanismo della distribuzione non è più in grado di imporre alle valvole la legge di apertura e di chiusura corretta);
- se il rendimento volumetrico e il rendimento effettivo fossero costanti, la curva di potenza sarebbe una funzione lineare crescente della velocità di rotazione passante per l'origine degli assi, e la coppia sarebbe costante. In realtà, l'andamento lineare si riscontra solamente in un campo più o meno ridotto di valori di velocità intermedi. In prossimità del regime minimo e soprattutto vicino a quello massimo la potenza sviluppata è inferiore al valore previsto dalla legge lineare, a causa del decadimento dei rendimenti del motore in condizioni di funzionamento di fuori progetto (dove la condizione di progetto è da intendersi come quella in cui si prevede che il motore si troverà con maggior frequenza ad operare);
- in particolare, la curva di potenza raggiunge un massimo, e poi diminuisce per i seguenti motivi:
  - all'aumentare dei giri aumentano le perdite di natura meccanica dovute agli attriti;
  - all'aumentare dei giri aumentano anche le perdite fluidodinamiche nei condotti di aspirazione e di scarico (la portata di fluido è funzione praticamente lineare dei giri e le perdite di carico aumentano con il quadrato della portata);
  - le condizioni di combustione non sono più ottimali: il tempo in cui si sviluppa la combustione è determinato da parametri chimici e fisici, ma è sostanzialmente indipendente dalla velocità di rotazione. All'aumentare dei giri aumenta quindi la durata angolare della combustione e oltre certi limiti si riduce il rendimento indicato;
- a causa delle perdite, la curva di coppia non è lineare, con valore costante, ma presenta un massimo in corrispondenza alla velocità di rotazione in cui la curva di potenza è tangente alla retta passante per l'origine degli assi, che ne rappresenta l'andamento "ideale";
- la curva del consumo specifico presenta un minimo in corrispondenza alla condizione di funzionamento di progetto.



Andamento della potenza  $P$ , della coppia motrice  $M_t$ , e del consumo specifico di combustibile  $c_s$  in un motore a c.i. al variare del numero di giri  $n$  in condizioni di massima apertura dell'organo di regolazione.



Piano quotato dei consumi specifici di combustibile di un motore aspirato

Disponendo di un numero sufficientemente elevato di dati, le prestazioni del motore essere rappresentate anche sottoforma di piani quotati del consumo specifico di combustibile (si veda la figura). Tale rappresentazione è particolarmente utile nella fase di definizione della strategia di controllo del motore in funzione di una specifica applicazione.

Altre rappresentazioni ancora si usano in particolare nel caso di motori per impianti fissi o per la propulsione navale, nelle quali si forniscono gli andamenti di numerose variabili, di interesse anche per i bilanci termici, al variare della potenza e per un valore prefissato della velocità di rotazione.

Infine, è possibile tracciare il diagramma di bilancio dei flussi energetici, come quello riportato in figura relativo a un motore Diesel a due tempi per propulsione navale.

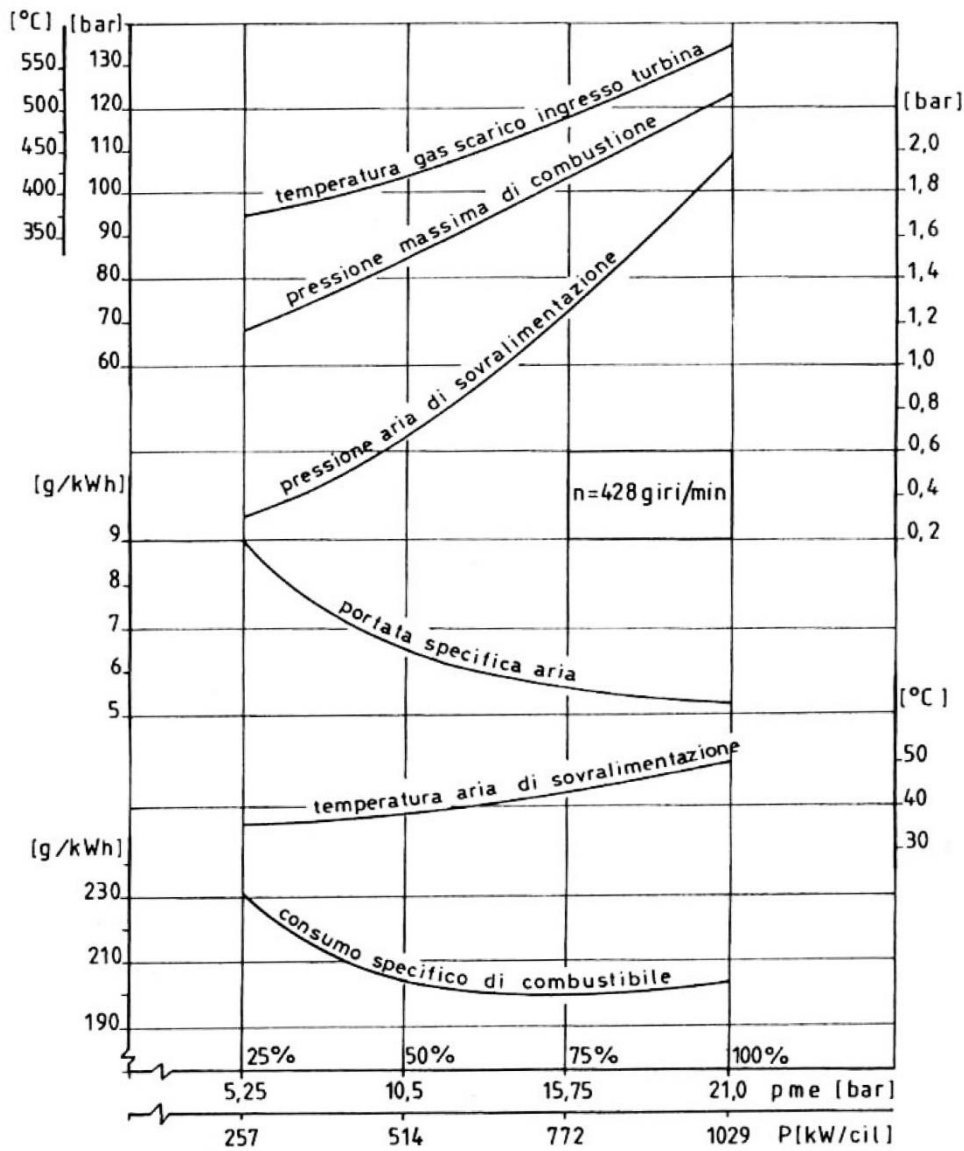
Si ricorda, a proposito di flussi e bilanci termici, che i motori alternativi a combustione interna devono essere dotati di un sistema di raffreddamento delle camicie dei cilindri, altrimenti le temperature sarebbero troppo alte per garantire la lubrificazione del contatto tra le fasce elastiche e la parete del cilindro, e incompatibili con le caratteristiche dei materiali impiegati.

Il raffreddamento può avvenire ad aria oppure ad acqua.

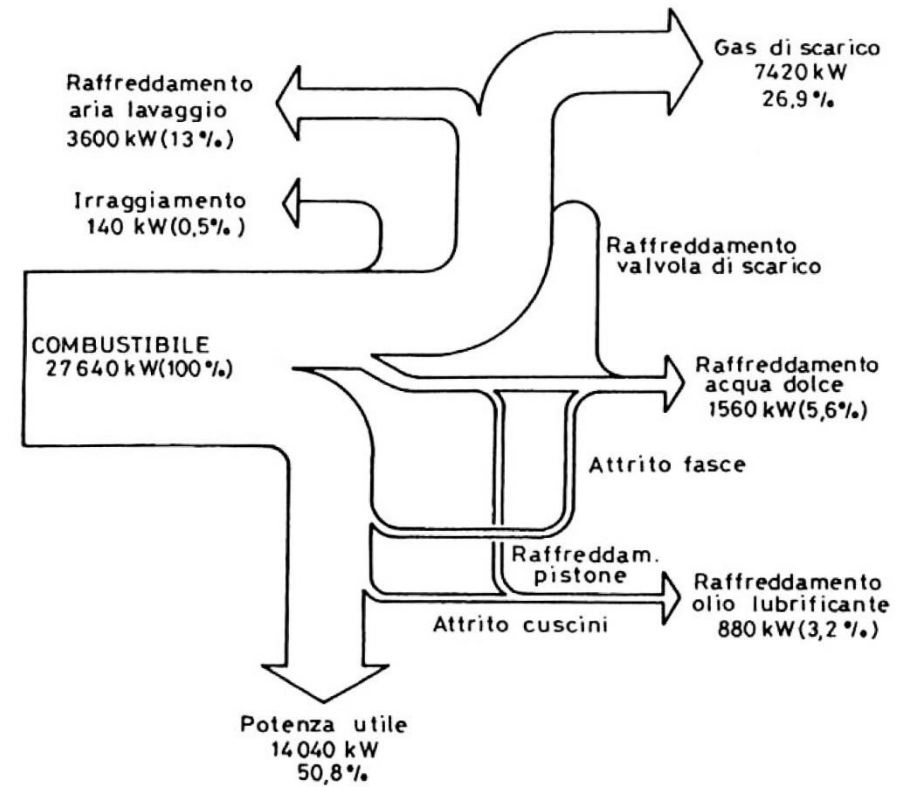
Nel primo caso il cilindro è alettato al fine di aumentare la superficie di scambio termico. Il raffreddamento ad aria ha ancora una certa diffusione nelle applicazioni motociclistiche, mentre non viene più usato in campo automobilistico.

Il raffreddamento ad acqua è più efficace, e permette di ottenere una elevata uniformità della temperatura indipendentemente dalla architettura e disposizione del motore. Per contro, è molto più complesso da realizzare, essendo necessari una pompa, le canalizzazioni nel blocco motore e nella testata, il radiatore e la relativa ventola, una valvola termostatica ecc.





Principali caratteristiche di funzionamento rilevate al banco prova di un motore diesel sovralimentato a quattro tempi della potenza di 1.000 kW/cilindro a 428 giri/min.



Bilancio termico del motore diesel a due tempi sovralimentato *MAN B&W 6L80MCE* della potenza di 14.040 kW alla velocità di 83 giri/min al 100% del carico.

## Specificità dei motori a ciclo Otto

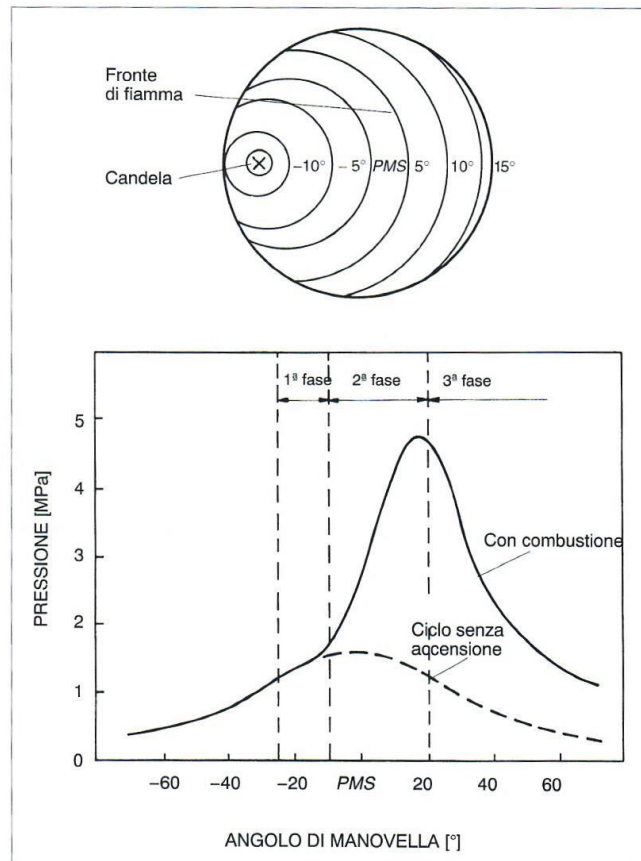
### La combustione e la camera di combustione

Si era già visto che:

- al momento dell'innesco della combustione nel cilindro è contenuta una miscela, omogenea e di composizione tipicamente stechiometrica, di aria e vapori di combustibile;
- l'innesco della combustione è dato dallo scoccare di una scintilla tra gli elettrodi di una candela;
- nel volumetto interessato dalla scintilla si crea un focolaio, dove si formano dei precursori della combustione;
- il tempo richiesto dallo sviluppo del focolaio determina un ritardo all'avviamento della combustione, sostanzialmente indipendente dalla velocità di rotazione del motore.

Una volta completate le reazioni preliminari, la combustione si sviluppa con forte intensità in tutte le direzioni disponibili, a partire dal focolaio. Le reazioni di combustione avvengono sulla superficie sferica, detta "fronte di fiamma", che contiene all'interno i prodotti della combustione, e li separa dalla carica fresca incombusta. Il fronte si espande rapidamente alla "velocità di propagazione della fiamma" fino ad interessare l'intero volume della camera di combustione.

Figura 10.7. Sviluppo della pressione in funzione dell'angolo di manovella, in assenza di accensione (linea tratteggiata) e con regolare combustione (linea continua), nel cilindro di un tipico motore Otto. Nella parte superiore vengono anche riportate le successive posizioni occupate nella camera di combustione dal fronte di fiamma, che è stato schematizzato mediante una superficie sferica.

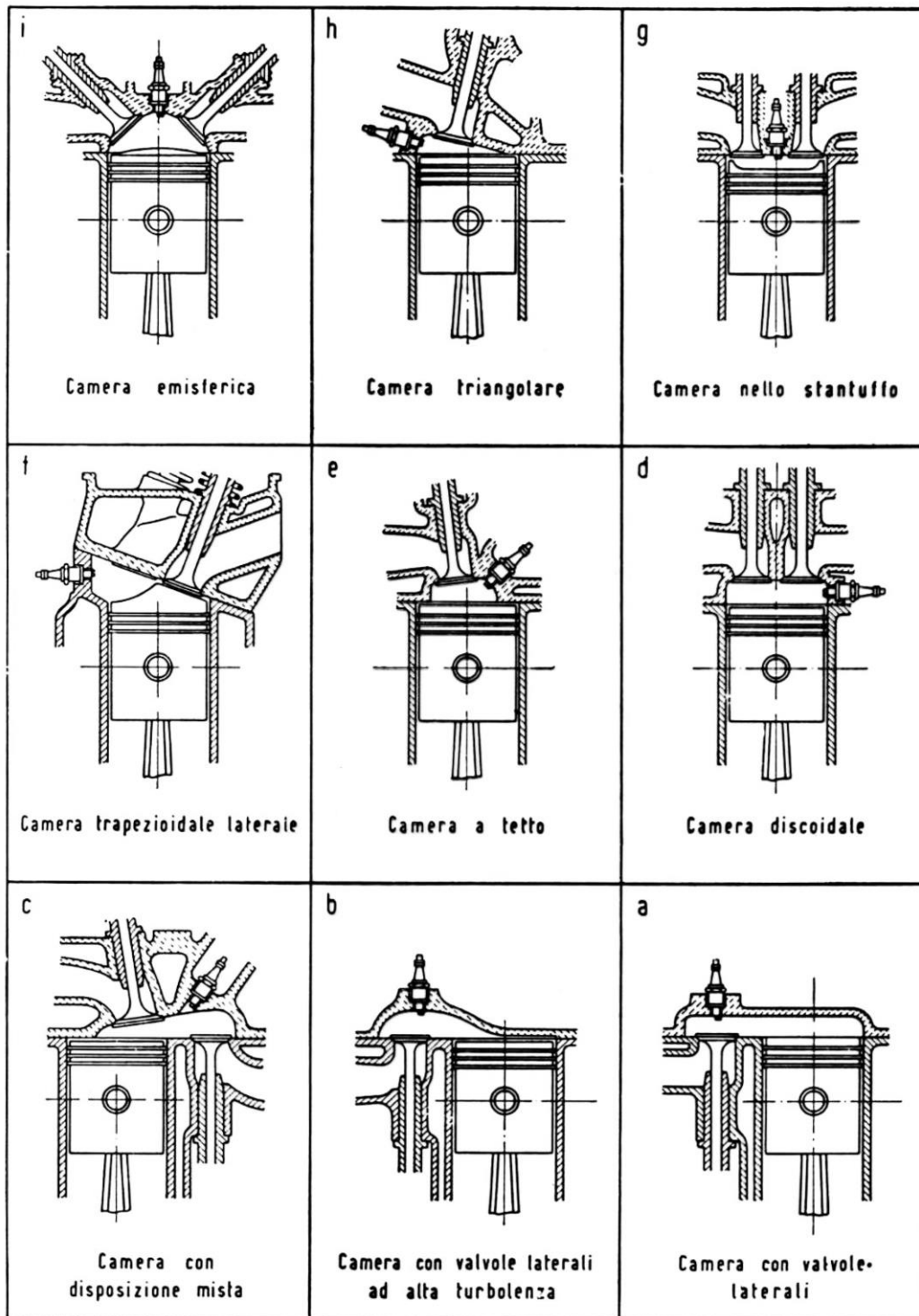


La velocità di propagazione della fiamma dipende da:

- dosatura della miscela: la massima velocità si ottiene con una miscela leggermente ricca;
- pressione: al suo crescere aumentano sia il ritardo all'accensione che la velocità;
- grado di turbolenza della carica: più la miscela è turbolenta, maggiore è la velocità.

Per facilitare il completamento della combustione nel più breve tempo possibile, la forma ideale della camera di combustione di un motore a ciclo Otto sarebbe quella di una sfera con la scintilla fatta scoccare nel centro.

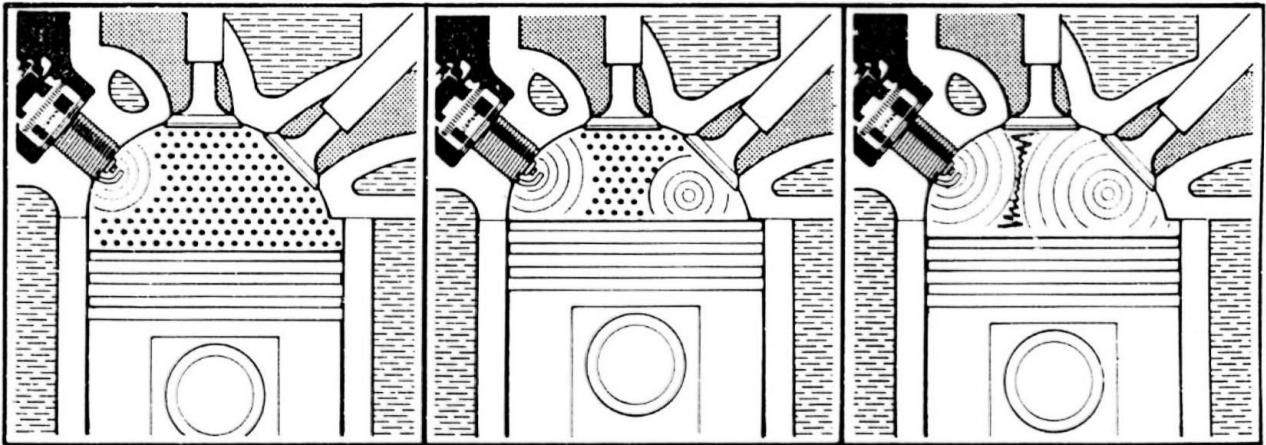
Ciò è ovviamente impossibile da realizzare, ma è possibile configurarla in modo da avere una forma molto raccolta, con un alto valore del rapporto tra volume e superficie della camera.



La configurazione ottimale è quella della camera di combustione emisferica, con candela alloggiata al centro della superficie della testa, ma è valida anche la configurazione detta “a tetto” (si veda la figura allegata, anche per confronto con altre soluzioni, meno efficienti e ormai in disuso).

Se in un motore a ciclo Otto il rapporto di compressione volumetrico è troppo elevato, sia in valore assoluto che relativamente alla conformazione della camera di combustione, si verifica la detonazione.

Si tratta di una modalità di combustione molto rapida che si innesca, indipendentemente dallo scoccare della scintilla, in prossimità di una superficie particolarmente calda della camera di combustione (tipicamente la valvola di scarico), creando un fronte di fiamma antagonista di quello dovuto alla scintilla, come illustrato in figura.



La detonazione è estremamente pericolosa perché dà luogo ad onde di pressione molto intense, che provocano una sorta di martellamento con danneggiamento del motore.

La detonazione rappresenta il vero limite funzionale dei motori a ciclo Otto, perché impedisce di migliorarne il rendimento aumentando il rapporto di compressione volumetrico, e ne limita anche la pressione di sovralimentazione.

I combustibili per motori a ciclo Otto devono avere elevate proprietà antidetonanti. Queste sono quantificate dal numero di ottano, definito come la percentuale di iso-ottano (idrocarburo con la più elevata resistenza alla detonazione) in una miscela con normal-eptano (idrocarburo con proprietà antidetonanti nulle) avente resistenza alla detonazione pari a quella del combustibile in prova.

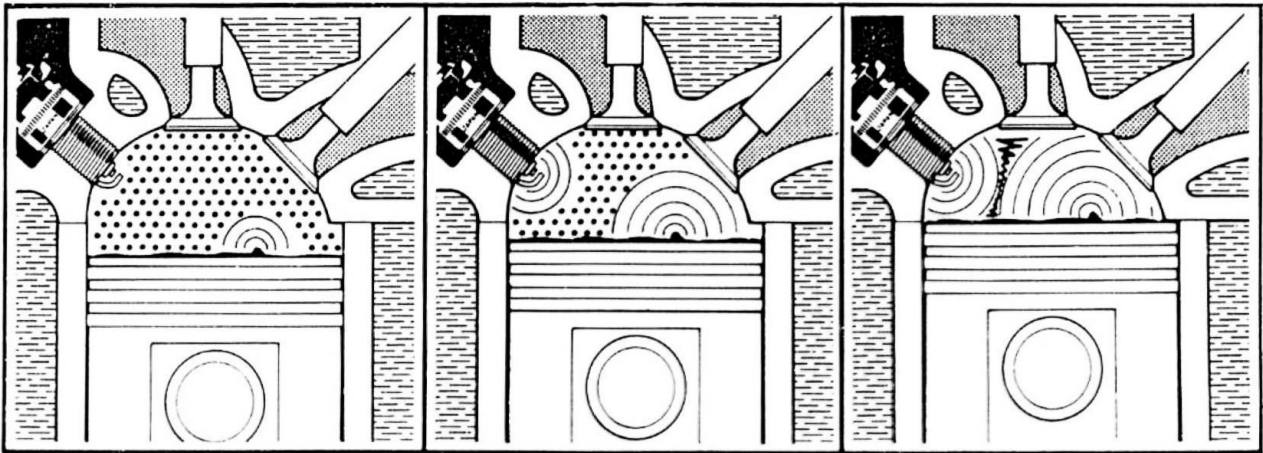
Il numero di ottano si misura con un motore detto CFR (acronimo di Cooperative Fuel Research Committee, ente che ne definisce le specifiche tecniche). Si tratta di un monocilindro a rapporto di compressione variabile dotato di un sensore di detonazione (knock-meter) con il quale si trova, seguendo una procedura normalizzata, la composizione della miscela dei due idrocarburi di riferimento che detona nelle stesse condizioni del combustibile da testare.

Il numero di ottano di un buon combustibile per motori a ciclo Otto è compreso tra 95 e 98. Soddisfano questo requisito:

- benzina;
- etanolo;
- gas naturale;
- GPL.

Un'altra irregolarità di combustione che si può verificare nei motori a ciclo Otto è la preaccensione, ovvero l'accensione della miscela aria-combustibile prima, o anche in assenza, dello scoccare della scintilla.

La preaccensione, come mostrato in figura, è causata da residui carboniosi incandescenti in camera di combustione e pertanto, considerate le proprietà dei combustibili in commercio e la sofisticazione dei moderni sistemi di controllo della combustione, si può ritenere un problema superato.



### L'alimentazione del combustibile

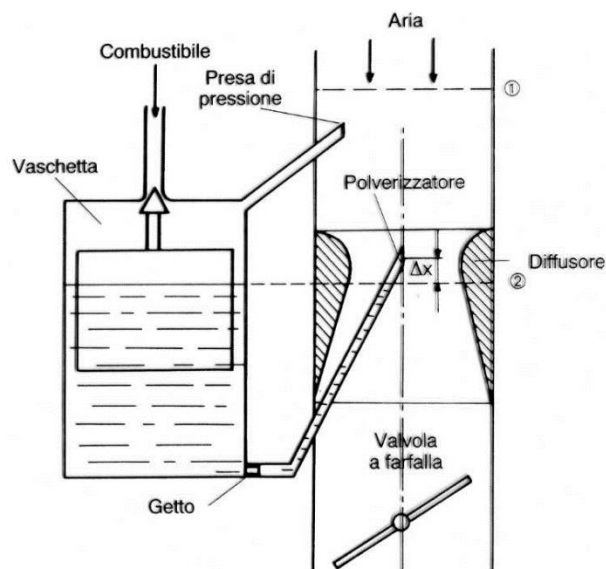
L'alimentazione del combustibile nei motori a ciclo Otto può essere realizzata con due tecniche:

- mediante il carburatore;
- mediante un impianto di iniezione a controllo elettronico.

#### *Il carburatore*

Quasi universalmente utilizzato nei motori per autoveicoli e motocicli fino alla introduzione delle norme Euro 2. Oggi è ancora impiegato solo in alcuni motocicli e nei piccoli motori per attrezzi agricoli o da giardinaggio.

Efficace nel garantire buone prestazioni motoristiche, è però incompatibile con i requisiti che i moderni dispositivi di abbattimento delle sostanze inquinanti richiedono ai sistemi di alimentazione dei motori ad accensione comandata.



Il principio di funzionamento e i limiti operativi sono facilmente descrivibili facendo riferimento al carburatore elementare, rappresentato in figura.

L'aria aspirata dal motore attraversa un tubo di Venturi, creando nella sezione di gola una depressione sufficiente a risucchiare attraverso un ugello calibrato il combustibile. Questo è mantenuto al livello corretto in una vaschetta grazie al galleggiante con valvola a spillo.

La portata dell'aria è regolata con la valvola a farfalla, collegata all'acceleratore.

Il flusso del combustibile nel polverizzatore è laminare, a basso numero di Reynolds, mentre il flusso dell'aria nel Venturi è fortemente turbolento, ad alto numero di Reynolds. I coefficienti di efflusso dell'aria e del combustibile variano quindi con leggi diverse quando la portata d'aria cambia, a seguito di una variazione della velocità di rotazione e/o del carico del motore.

Anche se il carburatore è stato tarato per una dosatura stechiometrica in condizioni nominali, essa non può venire mantenuta in condizioni di fuori progetto.

Nei carburatori reali si sono adottate soluzioni tecniche in grado di compensare questo difetto a livelli più che sufficienti a garantire una buona erogazione della potenza in tutte le condizioni operative, ma non in grado di mantenere la costanza del rapporto aria-combustibile, in particolare nei transitori.

Per questo motivo, dopo alcuni tentativi di introdurre nel carburatore dei sistemi correttivi della dosatura a controllo elettronico, questo dispositivo si è praticamente estinto in un breve arco di tempo.

### *L'iniezione a controllo elettronico*

Il carburatore è stato sostituito dagli impianti di iniezione del combustibile a controllo elettronico (che hanno soppiantato anche i preesistenti impianti di iniezione meccanica, utilizzati in alcuni motori aeronautici e da competizione).

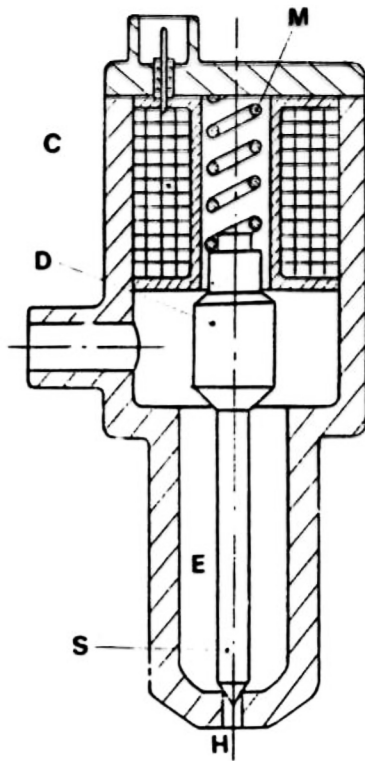
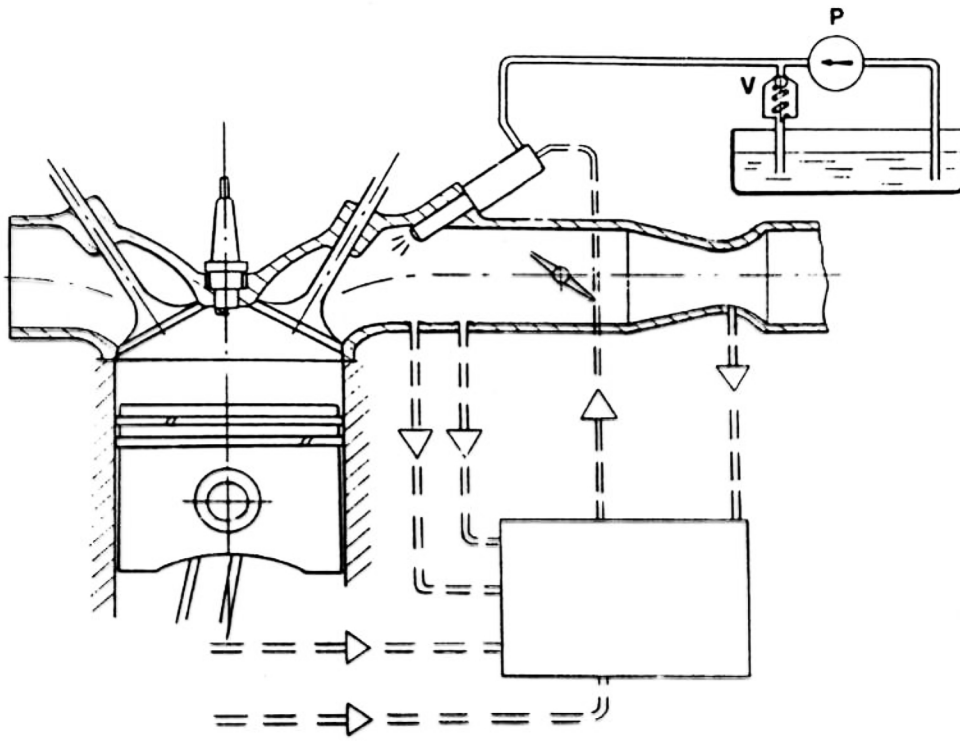
L'iniezione può essere:

- indiretta, nel collettore di aspirazione;
- diretta, in camera di combustione.

La soluzione più usata è stata ed è tutt'oggi la prima, ma recentemente si è assistito ad una rapida diffusione anche della seconda, attualmente forse oggetto di ripensamento per motivi legati ancora alle emissioni inquinanti, come si vedrà più avanti.

I componenti dell'impianto sono:

- i sensori di:
  - portata volumetrica dell'aria;
  - temperatura e pressione dell'aria nel collettore di aspirazione;
  - velocità di rotazione del motore;
  - ossigeno presente nei prodotti della combustione (sonda lambda);
  - .....
- la centralina elettronica;
- la pompa del combustibile;
- gli iniettori del combustibile.





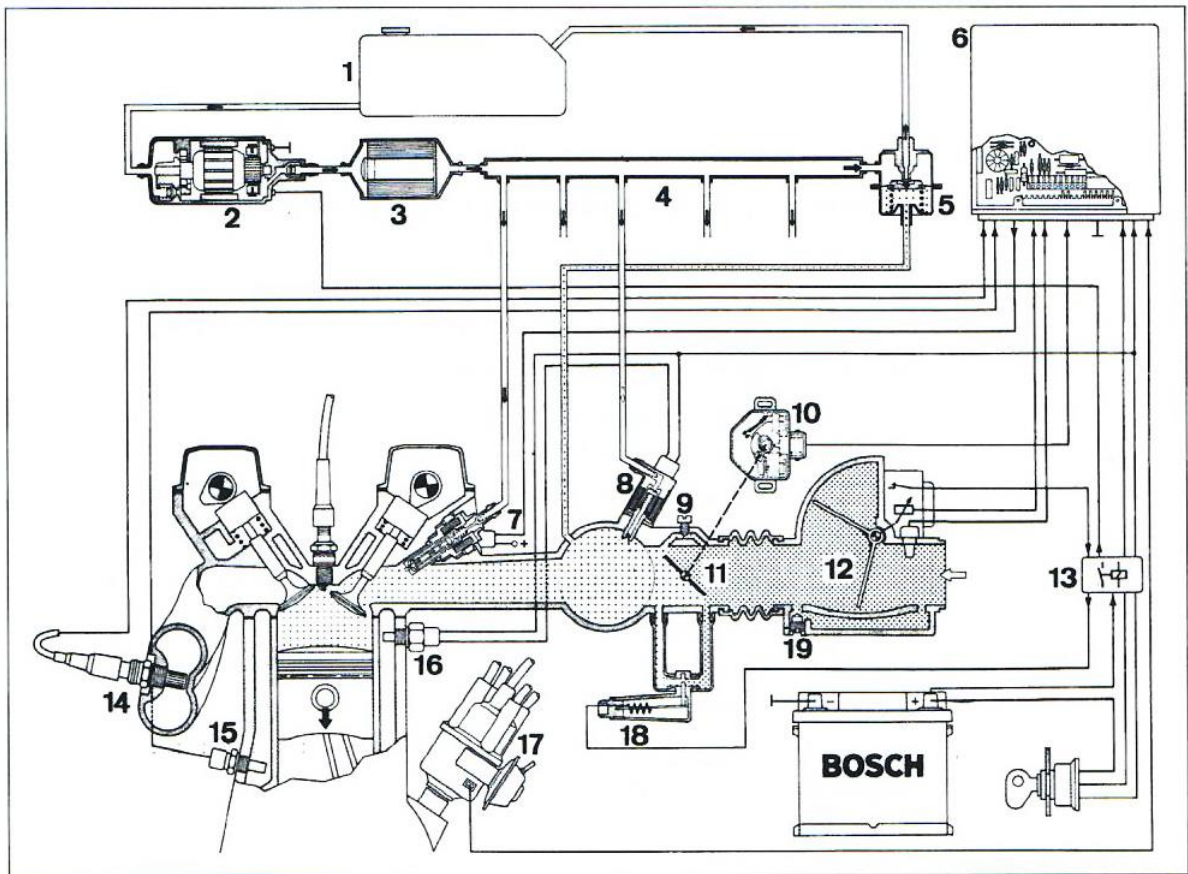
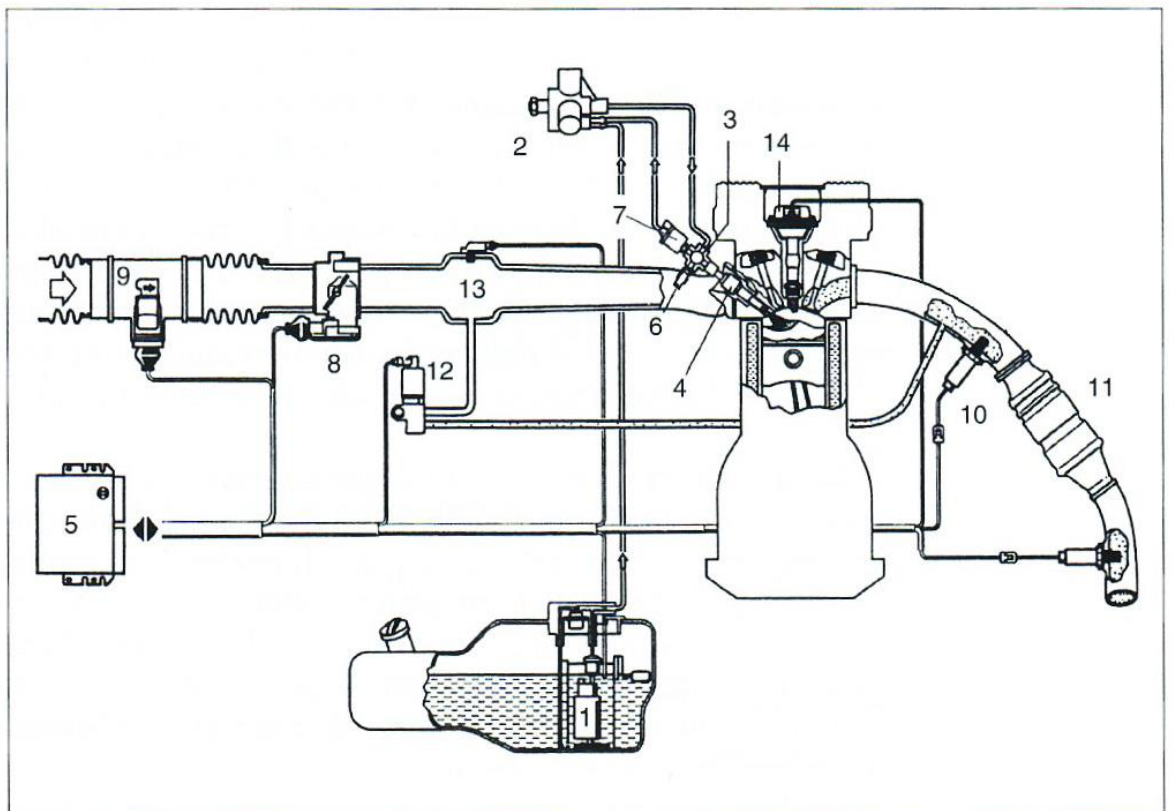


Figura 7.25. Schema di un sistema d'iniezione elettronica a punti multipli (Bosch L-Jetronic): 1) serbatoio, 2) elettropompa, 3) filtro, 4) distributore carburante, 5) regolatore di pressione, 6) gruppo elettronico di controllo, 7) elettroiniettore, 8) iniettore avviamento a freddo, 9) vite registrazione minimo, 10) interruttore sulla farfalla, 11) valvola a farfalla, 12) misuratore portata d'aria, 13) gruppo di relai, 14) sonda lambda, 15) sensore temperatura motore, 16) interruttore termico a tempo, 17) distributore d'accensione, 18) valvola aria supplementare, 19) vite regolazione miscela al minimo.

Figura 7.27. Schema di un sistema ad iniezione diretta (Bosch Motronic MED 7): 1) pompa a bassa pressione, 2) pompa ad alta pressione, 3) accumulatore (= common rail), 4) iniettori, 5) unità di controllo, 6) sensore di pressione, 7) valvola regolatrice di pressione, 8) valvola a farfalla a controllo elettronico, 9) misuratore portata massica d'aria, 10) sensori di O<sub>2</sub>, 11) convertitori catalitici, 12) valvola ricircolazione gas combusti, 13) sensore di pressione, 14) candele d'accensione.





La centralina elettronica riceve in input i segnali dei sensori, elabora il calcolo della quantità di combustibile da iniettare e invia in output i segnali di controllo agli iniettori.

L'iniettore ha una valvola a spillo che si apre e si chiude per azione di un elettromagnete. Il tempo di apertura determina la quantità di combustibile iniettato.

La pompa del combustibile ne innalza la pressione da quella del serbatoio (atmosferica) a quella di iniezione. La pressione di iniezione è di pochi bar nel caso dell'iniezione indiretta (dipende dalla pressione nel collettore e varierà tra motori aspirati e sovralimentati), mentre sarà di decine-centinaia di bar nel caso dell'iniezione diretta (dipende dalla pressione di fine compressione).

Per realizzare la corretta dosatura stechiometrica sarebbe sufficiente il calcolo della portata di combustibile in base ai dati di portata volumetrica, temperatura e pressione dell'aria.

Per migliorare la precisione della dosatura e mantenerla entro i limiti ristretti richiesti per il corretto funzionamento dei dispositivi di abbattimento degli inquinanti (la marmitta catalitica) il sistema di controllo è a retroazione.

La sonda lambda verifica che nei prodotti della combustione non ci sia ossigeno o, più precisamente, verifica che la concentrazione di ossigeno sia mantenuta sempre vicina allo zero, a fronte delle piccole variazioni di dosatura attorno al valore stechiometrico che la centralina effettua ad alta frequenza. Se la sonda lambda segnala uno scostamento medio dal valore stechiometrico la centralina corregge in tempo reale la durata dell'iniezione. In questo modo si compensano automaticamente anche gli effetti dell'usura e dello scostamento dalla taratura iniziale dei componenti.

Il sistema di controllo con retroazione non è affidabile con motore freddo, per cui la centralina lo attiva solo quando la temperatura nella zona di controllo della concentrazione di ossigeno raggiunge i 200°C circa.

I vantaggi dell'iniezione diretta rispetto a quella indiretta sono:

- massima accuratezza nella dosatura del combustibile: tutto il combustibile iniettato entra nel cilindro, mentre con l'iniezione indiretta una frazione di esso può rimanere nel collettore di alimentazione (ad esempio a motore freddo, quando una parte del combustibile può condensare sulle pareti del collettore per entrare poi nel cilindro nei cicli successivi);
- possibilità di aumentare leggermente il rapporto di compressione volumetrico: potendo gestire con flessibilità la fase dell'iniezione, la si fa iniziare solo quando nel cilindro si raggiungono le condizioni ideali per un rapido sviluppo della combustione, riducendo così il rischio di detonazione.

Gli svantaggi dell'iniezione diretta rispetto a quella indiretta sono:

- impianto di iniezione ad alta pressione tecnologicamente più raffinato e costoso;
- emissione di particolato, non rilevabile con l'iniezione indiretta, dovuta alle condizioni di iniziale disomogeneità della miscela aria combustibile.

Con l'iniezione diretta è quindi possibile massimizzare la potenza erogata dal motore a ciclo Otto stechiometrico.

Si realizzano però anche motori nei quali l'iniezione diretta è introdotta per contenere i consumi e le emissioni ai bassi carichi. In queste condizioni il motore è fatto funzionare a carica magra, con eccesso d'aria sufficientemente elevato da portare a bassissime emissioni di ossidi d'azoto.

Per garantire l'accensione e la stabilità della combustione bisogna però creare nella camera di combustione zone a diversa dosatura, mantenendo il rapporto aria-combustibile vicino a quello stechiometrico solo dove scocca la scintilla. I motori che realizzano questo principio sono detti "a carica stratificata".

### Il controllo delle emissioni inquinanti

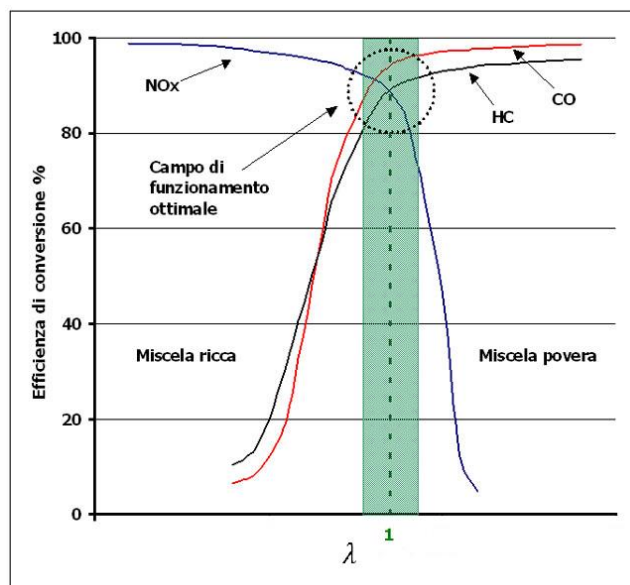
Le emissioni inquinanti dei motori a ciclo Otto sono il monossido di carbonio, gli idrocarburi incombusti e gli ossidi di azoto. Solo di recente è emerso il problema della emissione di particolato dei motori ad iniezione diretta. Le emissioni di  $SO_x$  sono invece assenti, perché i combustibili utilizzati non contengono zolfo.

Il dispositivo impiegato per abbattere le emissioni dei motori a ciclo Otto è la marmitta catalitica. È costituita da una matrice ceramica porosa in cui sono realizzati numerosi canali longitudinali di piccolo diametro attraverso i quali fluiscono i gas di scarico. Sulla superficie delle porosità è depositato uno strato monomolecolare di metalli nobili (platino, rodio, iridio) che fungono da catalizzatori delle reazioni di ossidazione per il CO e gli HC e di riduzione per gli  $NO_x$

Il comportamento della marmitta catalitica è illustrato dal diagramma riportato in figura. In ordinata è riportata l'efficienza (in percentuale) dell'abbattimento delle emissioni delle sostanze inquinanti e in ascissa il parametro  $\lambda$  così definito:

$$\lambda = \frac{\frac{m_a}{m_c}}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}}$$

Se  $\lambda = 1$  la miscela è stechiometrica, se  $\lambda < 1$  la miscela è miscela ricca (cioè carente di ossigeno), se  $\lambda > 1$  la miscela è povera o magra (cioè con eccesso di ossigeno).



In condizioni di miscela magra l'abbondanza di ossigeno favorisce l'ossidazione di  $CO$  e  $HC$  mentre in condizioni di miscela ricca la carenza di ossigeno favorisce la riduzione degli  $NO_x$ .

Solo in un campo di funzionamento molto ristretto attorno a  $\lambda = 1$  l'efficienza di abbattimento è molto buona per tutte e tre le sostanze inquinanti.

L'iniezione a controllo elettronico, a differenza del carburatore, permette di mantenere la dosatura nell'intervallo di buon funzionamento della marmitta catalitica in tutte le condizioni di funzionamento del motore, una volta raggiunta la temperatura di attivazione del catalizzatore, attorno ai  $200\text{ }^\circ\text{C}$ .

Si può già osservare che la marmitta catalitica montata su un motore a ciclo Diesel non potrà ridurre gli ossidi di azoto.

Il particolato prodotto dai motori a iniezione diretta viene abbattuto, in ottemperanza al più recente aggiornamento della normativa europea, da un apposito filtro installato nel condotto di scarico a monte della marmitta catalitica.

### L'accensione

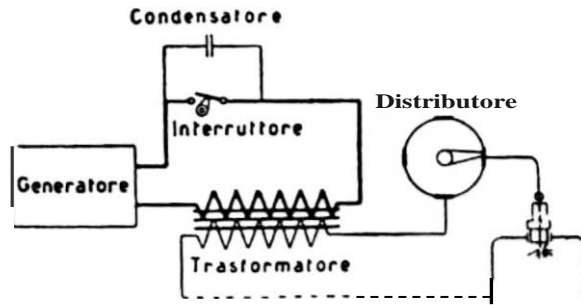
Si è visto che l'accensione è comandata dallo scoccare della scintilla tra gli elettrodi di una candela.

Per comprendere il funzionamento di un circuito di accensione conviene iniziare con la descrizione del classico impianto a batteria e spinterogeno, i cui componenti sono:

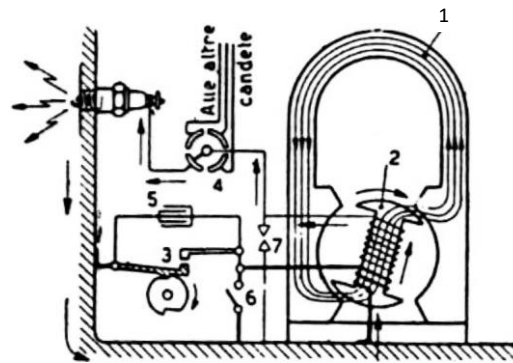
- la batteria, mantenuta in carica da una dinamo o, più modernamente, dall'alternatore e da un raddrizzatore, che alimenta l'impianto con corrente continua a bassa tensione;
- un interruttore (i cui contatti sono le cosiddette puntine platinatate) con un condensatore montato in parallelo, avente la funzione di assorbire i picchi di tensione dovuti alla apertura del contatto. L'apertura è comandata da una camma con un numero di eccentrici pari al numero di cilindri. Un semplice meccanismo a masse centrifughe adegua l'anticipo di accensione alla velocità di rotazione, modificando il calettamento della camma sull'alberino rotante. Quest'ultimo è azionato dal manovellismo tramite un accoppiamento ruota dentata- vite senza fine;
- la bobina, che converte la corrente continua a bassa tensione in un impulso ad alta tensione;
- il distributore a contatti rotanti, che invia l'impulso alle candele secondo l'ordine di accensione del motore;
- le candele.

Il complesso interruttore – distributore costituisce lo spinterogeno. Il principio di funzionamento è il seguente: fin tanto che le puntine sono chiuse, il condensatore è in corto circuito e l'avvolgimento primario della bobina accumula energia. Quando le puntine si aprono, il condensatore inizia a caricarsi fino a una ben determinata tensione e successivamente si scarica entrando in oscillazione con ampiezza sempre minore. Questo transitorio fa sì che il campo elettrico generato dall'avvolgimento primario, concatenandosi con il secondario, produca una tensione in uscita dalla bobina AT di diverse decine di migliaia di volt. Questa tensione genera la scintilla sulla candela.

L'impianto di accensione descritto era usato fino a qualche decennio fa. Negli impianti moderni ritroviamo, del circuito classico, la batteria, la bobina e le candele. Tutti gli altri elementi sono



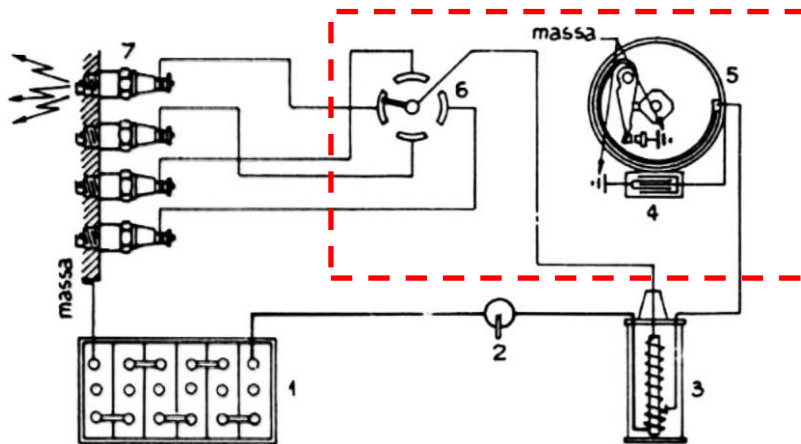
Schema del circuito di accensione



Schema di accensione a magnete

- 1 calamita – 2 indotto rotante – 3 interruttore – 4 distributore – 5 condensatore  
6 interruttore di esclusione – 7 parafulmine o scaricatore

funzioni oggi gestite dalla ECU ↓



Accensione a batteria e spinterogeno

- 1 batteria – 2 interruttore – 3 bobina – 4 condensatore – 5 rottore  
6 distributore – 7 candele

sostituiti da componenti elettronici integrati nella centralina unica di controllo delle funzioni del motore e del veicolo.

È da ricordare anche il sistema di accensione a magnete: la batteria è sostituita da un magnete rotante che genera la corrente necessaria all'accensione. Il sistema, molto semplice, produce scintille di elevata intensità ed era utilizzato, in particolare, in motori motociclistici sia da competizione che turistici.

### Diffusione, taglie e architetture più comuni dei motori a ciclo Otto

Il settore principale in cui si usano motori a ciclo Otto è quello del trasporto individuale su strada, quindi motociclette ed automobili; a questi si aggiungono i motori per le imbarcazioni da diporto.

Nei motocicli si usano esclusivamente motori a ciclo Otto, mentre nelle automobili c'è oggi una ripartizione sostanzialmente equa tra motori a ciclo Otto e motori Diesel.

Le cilindrata sono mediamente piuttosto contenute (da 50 cc fino ad alcuni litri negli autoveicoli).

Il numero di cilindri varia da uno a quattro, ma in alcuni casi si arriva fino a dodici, e anche a sedici.

La potenza specifica, ovvero potenza per unità di volume, è molto elevata (da 35 a più di 300 kW/l) e la velocità di rotazione massima è compresa tra i 5000 e i 15000-18000 giri/min.

Il motore a ciclo Otto più diffuso è quello a quattro tempi. La sovralimentazione, per molto tempo più diffusa nei motori a ciclo Diesel (perché svantaggiati rispetto a quelli a ciclo Otto in tema di potenza specifica riferita sia al volume che alla massa), si è diffusa in tempi più recenti in tutte le classi di motori a ciclo Otto automobilistici, assieme alla riduzione del numero di cilindri. Lo scopo è quello di realizzare unità sempre più piccole e leggere, ma egualmente potenti. In questo modo si riducono le masse e i consumi dei veicoli, in particolare in fase di accelerazione.

Il complesso degli interventi per ridurre dimensioni e consumi del motore è detto "downsizing".

Altra tendenza tecnica relativamente recente è quella di realizzare motori con un numero di valvole per cilindro superiore a due. Tipicamente si adottano quattro valvole, due per l'aspirazione e due per la mandata, ma ci sono anche casi di motori a tre e a cinque valvole.

L'elevato numero di valvole agevola il buon riempimento del cilindro e quindi la combustione, in particolare alle alte velocità di rotazione. Ai bassi regimi, invece, la velocità dell'aria nei condotti di aspirazione è troppo bassa e il coefficiente di riempimento ne risulta penalizzato.

Per avere un buon comportamento del motore in tutte le condizioni, bisogna associare alle quattro valvole per cilindro dei sistemi di fasatura variabile ed eventualmente anche la possibilità di variare con la velocità di rotazione anche la lunghezza dei condotti di alimentazione.

Il riempimento del cilindro viene regolato al variare del carico tramite la valvola a farfalla. Questo dispositivo è fortemente dissipativo e fa aumentare il lavoro di pompaggio e quindi i consumi nel funzionamento ai carichi ridotti.

Sempre più frequentemente vengono oggi adottate soluzioni alternative più efficienti. In particolare si può ricorrere alla gestione flessibile della fasatura delle valvole di aspirazione: variando la loro alzata e il loro tempo di apertura, è possibile regolare il riempimento del motore senza la valvola a farfalla. Il tutto è realizzato tramite sistemi misti meccanici-oleodinamici-elettronici.

