

42 Complementi dei motori alternativi a combustione interna

42.1 Motori ad accensione comandata

42.1.1 Combustione

I motori ad accensione comandata utilizzano combustibili con ritardi di accensione relativamente elevati, ovvero con reattività relativamente bassa, come benzina, metanolo, etanolo, gas naturale, GPL. Il combustibile, premiscelato con l'aria comburente generalmente all'esterno del cilindro, può pertanto essere compresso (con rapporti di compressione $\epsilon \approx 10$) senza che questo dia luogo a reazioni di combustione. Il processo di combustione deve così essere comandato dall'esterno, ad esempio tramite la scintilla elettrica fatta scoccare tra gli elettrodi della candela di accensione, scintilla che è in grado di portare una piccola porzione di miscela, investita dall'arco elettrico, a temperature elevatissime (dell'ordine delle migliaia di gradi), tali da avviare le reazioni di combustione: da questo primo nucleo di innesco la combustione si propaga via via al resto della carica, essenzialmente tramite un meccanismo di scambio termico convettivo, poiché il primo nucleo di gas combusti trasmette calore allo strato di miscela combustibile/comburente circostante, innalzandone la temperatura e provocandone così l'accensione. Il processo si propaga quindi strato dopo strato, fino a coinvolgere l'intera massa di miscela presente nel cilindro, raggiungendo le zone più lontane dagli elettrodi della candela (*Figure 42.1-a e 42.1-b*).

Si possono distinguere nel corso del processo di combustione tre fasi:

- *sviluppo del primo nucleo*: nella porzione di miscela investita dall'arco elettrico, fatto scoccare tra gli elettrodi della candela, iniziano le reazioni di combustione; questa fase interessa una frazione modesta (dell'ordine del 5% circa) della miscela presente all'interno del cilindro, e la pressione nel cilindro inizia a scostarsi dall'andamento che avrebbe in assenza di combustione;

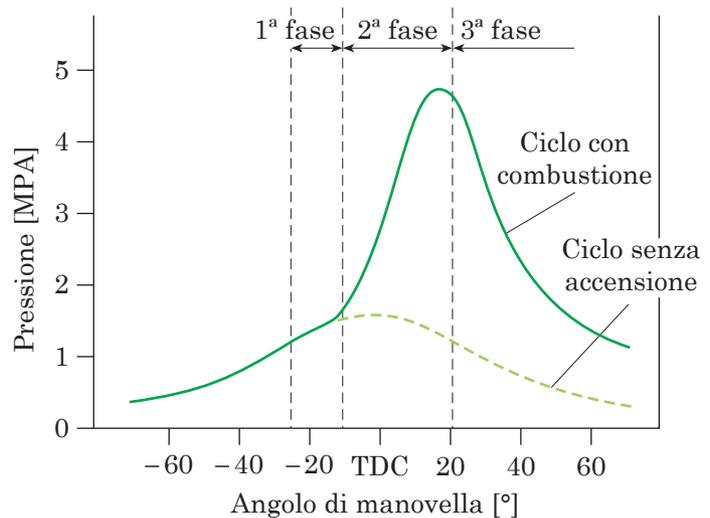


Fig. 42.1-a - Sviluppo della pressione in funzione dell'angolo di manovella, in assenza di accensione (linea tratteggiata) e con regolare combustione (linea continua), nel cilindro di un tipico motore Otto.

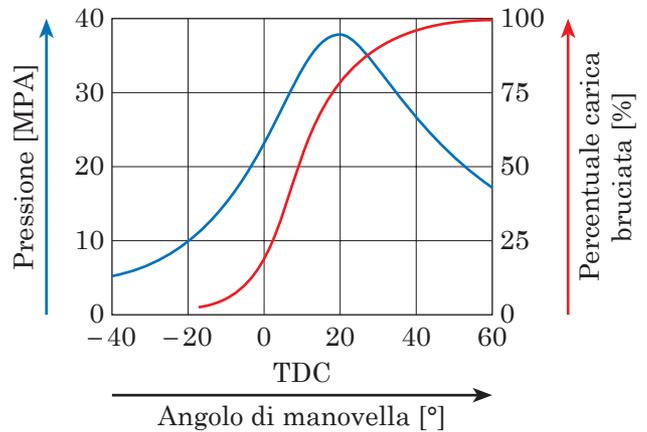


Fig. 42.1-b - Diagramma della pressione e della percentuale di carica bruciata in funzione dell'angolo di manovella.

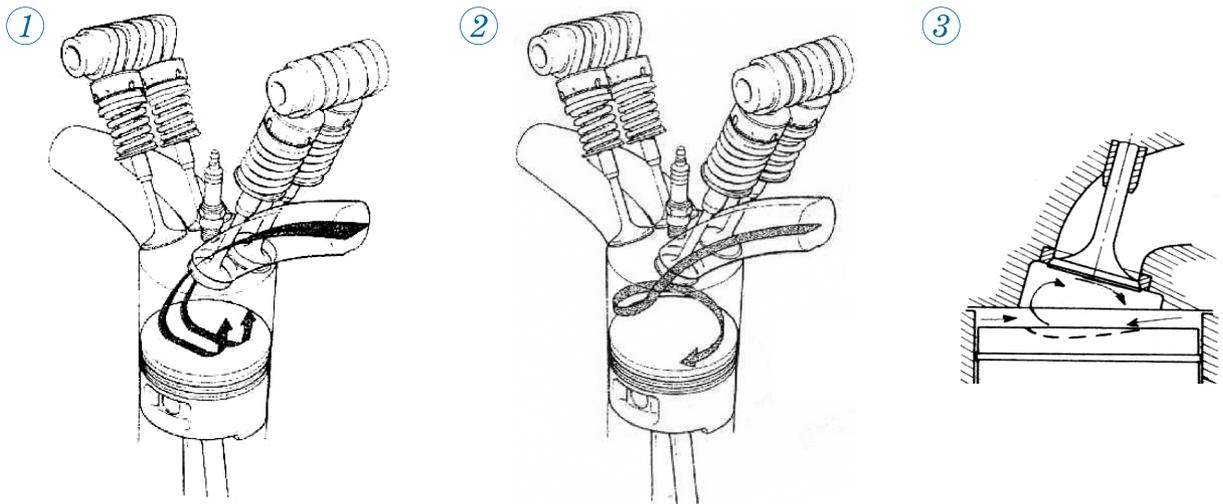


Fig. 42.1-c - Moti organizzati della carica: 1) tumble; 2) swirl; 3) squish.

- *combustione rapida*: a partire dal primo nucleo il *fronte di fiamma* (ovvero la zona in cui istante per istante si raggiungono le condizioni che portano all'accensione della miscela) si propaga fino a interessare l'intera massa di miscela presente nel cilindro e a raggiungere le pareti più lontane dalla candela; durante questa fase la frazione di massa bruciata passa dal 5% al 95%;
- *completamento della combustione*: completamento del processo di ossidazione dopo che il fronte di fiamma ha raggiunto le pareti.

Il processo di combustione avviene in modo graduale, richiedendo per il suo completamento un certo intervallo di tempo, e quindi un corrispondente intervallo angolare di rotazione della manovella. Ovviamente, per ottenere il massimo rendimento, il processo dovrebbe essere il più rapido possibile: idealmente tutta la combustione dovrebbe avvenire istantaneamente quando il pistone si trova al punto morto superiore, in modo da raggiungere così il massimo livello di pressione e da sfruttare quindi l'energia termica posseduta dai gas combusti durante tutta la corsa di espansione.

La velocità con cui si propaga il fronte di fiamma dipende dal rapporto aria/combustibile e risulta massima per una composizione della miscela prossima al rapporto stechiometrico. Se la fiamma si propagasse all'interno di un fluido in quiete (moto laminare) le

velocità non sarebbero sufficienti a completare il processo di combustione nei tempi estremamente ridotti, ad esempio di 1 ms per un motore che ruota alla velocità di 6000 giri/min. La carica all'interno del cilindro si trova però in condizioni di moto turbolento, a seguito dei moti vorticosi indotti dal processo di aspirazione, quali ad esempio *tumble*, *swirl*, o causati dalla geometria del pistone e della testa durante la corsa di compressione, ad esempio di *squish* (Figura 42.1-c). Il fronte di fiamma viene pertanto ad essere deformato e "stirato" dai moti turbolenti, assumendo la forma di una sottile lamina corrugata e ripiegata su se stessa più volte, determinando l'accelerazione della combustione. Al crescere della velocità di rotazione del motore, cresce inoltre l'intensità della turbolenza, e con essa la velocità di propagazione del fronte di fiamma: è proprio questo meccanismo che consente al processo di combustione di adeguarsi alle condizioni operative del motore, permettendo così ai motori ad accensione comandata di funzionare a velocità di rotazione anche molto alte (fino a 20.000 giri/min nei motori da competizione).

È necessario infine osservare come la dipendenza della velocità del processo di combustione dal rapporto aria/combustibile implichi la necessità, nel caso in cui sia necessario ridurre la portata di combustibile per diminuire la potenza, di ridurre parallelamente anche la portata d'aria aspirata in modo da mantenere il rapporto aria/combustibile sempre nell'intorno del valore stechiometrico. La regolazione di un motore ad accensione comandata viene pertanto effettuata facendo variare la quantità di miscela aria/combustibile introdotta all'interno del cilindro tramite un'apposita valvola di laminazione (valvola a farfalla) posta nel condotto di aspirazione: tale operazione comporta un aumento del lavoro richiesto per il ricambio del fluido motore e un conseguente peggioramento del rendimento meccanico.

42.1.2 Anomalie di combustione

Se in un punto della camera di combustione si supera spontaneamente la temperatura di accensione, la reazione di ossidazione può iniziare ancora prima dell'arrivo del fronte di fiamma *regolare* innescato dalla scintilla della candela. Tale fenomeno è detto **autoaccensione**.

L'autoaccensione può avvenire nel gas che per ultimo viene raggiunto dal fronte di fiamma, in quanto è qui che si raggiungono le temperature più elevate a causa del progressivo aumento di pressione e temperatura provocato dal fronte di fiamma che avanza (Figura 42.2-a). Una volta che si è verificata l'autoaccensione della miscela, che è tanto



Fig. 42.2-a - Fenomeno della detonazione.

più violenta quanto maggiore è la frazione di miscela coinvolta, si formano delle onde di pressione che si spostano con velocità estremamente elevate (oltre 1000 m/s). È questo il fenomeno della **detonazione**, fenomeno spesso udibile a causa del caratteristico rumore metallico, simile a uno scampanello (si dice in gergo che il motore “batte in testa”), provocato dalle oscillazioni delle onde di pressione che vengono riflesse dalle pareti della camera di combustione.

Modesta e, al limite, trascurabile è la diminuzione di rendimento conseguente alla dissipazione di energia prodotta dalla detonazione; gravi possono invece essere i danni alle parti del motore che si affacciano in camera di combustione (in particolare il pistone) a seguito di fenomeni di fatica a caldo. Le onde di pressione prodotte dalla detonazione perturbano infatti lo straterello di gas (*strato di spegnimento*) adiacente alle pareti della camera di combustione dove, in condizioni normali, il fronte di fiamma non riesce a propagarsi dal momento che la velocità vicino alla parete si abbassa fino ad annullarsi (effetto di strato limite) e le reazioni di ossidazione del combustibile si spengono perché la parete è “fredda” rispetto ai gas di combustione. Lo strato di spegnimento va considerato come uno strato isolante che protegge le pareti della camera dalle elevatissime temperature di fiamma; venendo a mancare questo strato, si determina il surriscaldamento dei materiali che circondano la camera di combustione. Si verificano allora danni consistenti tra cui citiamo, perché tipici della detonazione, l’erosione iniziale del pistone seguita dalla foratura per fusione.

I parametri motoristici più importanti per evitare l’insorgere della detonazione sono, nei motori aspirati, l’anticipo all’accensione e il rapporto di compressione; ambedue questi parametri condizionano infatti pressione e temperatura a cui vengono sottoposti i gas all’interno della camera di combustione. Nei motori sovralimentati, oltre all’anticipo e al rapporto di compressione, risultano determinanti per l’insorgere della detonazione la pressione di sovralimentazione e la temperatura della carica.

Altro fenomeno di combustione anomala è la **preaccensione** o *accensione a superficie* (Figura 42.2-b). La preaccensione è dovuta alla presenza di punti caldi in camera di combustione (di solito rappresentati dalla superficie della candela) che provocano l’accensione intempestiva della miscela. Questi punti caldi sono talvolta una conseguenza della detonazione; in questo caso gli effetti combinati di detonazione e preaccensione vengono esaltati con conseguenze disastrose per il motore.



Fig. 42.2-b - Fenomeno della preaccensione.

42.1.3 Combustibili

Il combustibile più diffuso per i motori ad accensione comandata è la benzina, miscela di idrocarburi derivati dalla raffinazione del petrolio. Il parametro che esprime la resistenza di un carburante alla detonazione è il *numero di ottano*. Si definisce **numero di ottano** di un carburante la percentuale in volume di isottano (idrocarburo a cui viene attribuito il numero di ottano 100), che, contenuto in una miscela di isottano e normal-eptano (idrocarburo a cui viene attribuito il numero di ottano 0), manifesta uguale resistenza alla detonazione del carburante di prova (esempio: una benzina con numero di ottano 96 è un carburante che ha la stessa resistenza alla detonazione di una miscela costituita dal 4% di n-eptano e dal 96% di isottano). Il confronto tra la miscela di isottano e n-eptano e il carburante di prova viene fatto su un motore da laboratorio in cui le condizioni che portano alla detonazione vengono ottenute facendo variare il rapporto di compressione.

La benzina, che viene utilizzata nei motori ad accensione comandata, è costituita da una miscela di idrocarburi aventi diversa resistenza alla detonazione.

Quanto più è compatta la molecola dell'idrocarburo, tanto più elevata è la sua resistenza alla detonazione, dal momento che risulta meno agevole la formazione di composti intermedi (radicali) che sono indispensabili per lo sviluppo delle reazioni di combustione: questo spiega perché l'isottano, la cui molecola è estremamente compatta (*Figura 42.3*) sia particolarmente resistente alla detonazione, mentre il n-eptano, la cui molecola è lunga e flessibile, sia viceversa scarsamente resistente alla detonazione.

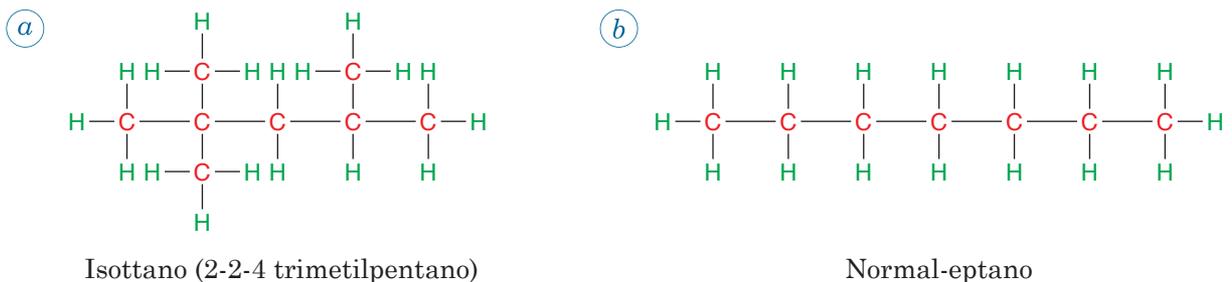


Fig. 42.3 - a) Disposizione ramificata degli atomi di carbonio e idrogeno nella molecola dell'isottano; b) disposizione lineare di carbonio e idrogeno nella molecola del normal-eptano.

I *combustibili alternativi* (alla benzina) che possono venire utilizzati sul motore ad accensione comandata sono alcuni combustibili gassosi: gas di petrolio liquefatto (GPL: miscela in proporzioni variabili di propano e butano) e gas naturale, e alcuni alcoli: metanolo ed etanolo; tra tutti il più importante è il gas naturale, non solo perché effettivamente disponibile (*Paragrafo 11.2*) ma anche perché è un combustibile intrinsecamente pulito essendo privo di zolfo e di aromatici (in particolare di benzene) e non dando luogo, poiché non è reattivo come gli altri idrocarburi, all'ozono che genera lo smog fotochimico.

Gas naturale indica una sostanza costituita prevalentemente da metano; soltanto quando liquefatto, il gas naturale è costituito da metano puro, perché in tal caso tutte le sostanze con un punto di ebollizione superiore al metano ($-162\text{ }^{\circ}\text{C}$) e all'azoto ($-192\text{ }^{\circ}\text{C}$) vengono rimosse. Il gas naturale inoltre va considerato un combustibile fondamentalmente sicuro: essendo più leggero dell'aria, qualunque fuga di gas tende a disperdersi verso l'alto e quindi

sono sufficienti semplici sistemi di ventilazione anche in ambienti chiusi. La combustione del gas naturale dà luogo a basse emissioni di CO_2 a causa dell'elevato rapporto idrogeno/carbonio del metano (4/1 contro circa 2/1 degli idrocarburi che compongono la benzina) e a un rendimento più elevato per il più alto rapporto di compressione consentito dall'altissimo numero di ottano (125 contro 95 della benzina).

Esempio 42.1 Anticipo d'accensione

Calcolare l'anticipo all'accensione necessario per un motore ad accensione comandata di alesaggio $D = 84$ mm che funziona in condizioni di massima coppia alla velocità $n = 60$ giri/s (3600 giri/min) in modo che la fiamma possa raggiungere il punto più distante dalla posizione della candela di accensione entro 20° dopo il punto morto superiore (TDC). Si assuma una velocità media di propagazione della fiamma $v_1 = 30$ m/s.

SOLUZIONE

L'istante in cui avviene l'accensione deve essere tale da permettere alla fiamma di propagarsi fino a raggiungere la zona più distante dalla candela di accensione e quindi completare la combustione 20° dopo il TDC. Nell'ipotesi che la candela di accensione sia posta nel centro della camera di combustione, la zona più distante si trova alla periferia del cilindro; la distanza di questa zona dal centro è il raggio r del cilindro:

$$r = \frac{D}{2} = \frac{84 \text{ mm}}{2} = 42 \text{ mm} = 0,042 \text{ m}$$

Ricordando che la velocità è lo spazio percorso in un dato tempo, il tempo t_f necessario alla fiamma per percorrere la distanza r si ottiene dividendo la distanza r per la velocità media della fiamma v_f .

$$v_f = \frac{r}{t_f} \Rightarrow t_f = \frac{r}{v_f} = \frac{0,042 \text{ m}}{30 \text{ m/s}} = 0,0014 \text{ s} = 1,4 \text{ ms}$$

Alla velocità di rotazione $n = 60$ giri/s, il tempo t_m impiegato dal motore per compiere un giro è pari a:

$$t_m = \frac{1}{n} = \frac{1}{60 \text{ giri/s}} = 0,01667 \text{ s/giro}$$

Poiché a un giro corrispondono 360° , il tempo t_m riferito ai gradi di rotazione dell'angolo di manovella θ vale:

$$\frac{t_m}{\theta} = \frac{0,01667 \text{ s/giro}}{360^\circ/\text{giro}} = 4,63 \times 10^{-5} \text{ s/}^\circ$$

Se si vuole che la fiamma raggiunga il punto più distante dalla candela di accensione, occorre confrontare il tempo necessario alla fiamma con il tempo a disposizione del motore attraverso il loro rapporto; il rapporto cioè tra il tempo della fiamma t_f e quello impiegato

dal motore t_m/θ per spostarsi di un grado dà la durata, espressa in gradi di angolo di manovella, necessaria perché la fiamma arrivi nel punto più distante.

$$\theta = \frac{t_f}{t_m/\theta} = \frac{0,0014 \text{ s}}{4,63 \times 10^{-5} \text{ s/1}^\circ} = 30^\circ$$

La combustione può perciò essere completata 20° dopo il TDC se inizia 10° prima del TDC in modo da far risultare una durata complessiva di 30° . Dobbiamo poi aggiungere ancora un angolo di circa 20° per tener conto di un tempo di incubazione della fiamma, compreso tra l'istante in cui si fa scoccare la scintilla e l'istante in cui si propaga un fronte di fiamma regolare (*Paragrafo 42.1.1*). In totale perciò l'accensione deve avvenire con un anticipo di 30° prima del punto morto superiore.

COMMENTI Le condizioni di funzionamento in coppia massima sono quelle che, per le più elevate pressioni e temperature, più facilmente possono favorire l'insorgere della detonazione. L'anticipo all'accensione, che abbiamo appena determinato, va verificato in prove sul motore per valutare che non insorga la detonazione. Se dovesse esserci detonazione, occorre ritardare l'inizio dell'accensione, anche se così facendo la combustione si allontana dal punto morto superiore e quindi dalla condizione di massimo rendimento.

42.1.4 Formazione degli inquinanti

Il parametro fondamentale nel determinare il livello delle emissioni di un motore ad accensione comandata è il rapporto aria/combustibile. Nella *Figura 42.4* sono riportati gli andamenti dei principali inquinanti (CO, HC, NO_x) e del consumo specifico di combustibile $bsfc$ in funzione del rapporto effettivo A/F . Il rapporto di miscela aria/benzina stechiometrico $\left|A/F\right|_{st}$ (quello richiesto per completare una combustione ideale) è, in massa, pari a 14,7: sono cioè necessari 14,7 kg di aria per bruciare 1 kg di carburante; in corrispondenza del valore stechiometrico il rapporto relativo aria/combustibile $\lambda = (A/F)/\left|A/F\right|_{st}$ è uguale a 1. A sinistra del valore stechiometrico si trovano le miscele ricche di combustibile, quelle per cui il rapporto relativo aria/combustibile è inferiore a 1 ($\lambda < 1$); a destra del valore stechiometrico si trovano invece le miscele con rapporto relativo maggiore di 1 ($\lambda > 1$). Partendo dalle miscele ricche il monossido di carbonio (CO) diminuisce progressivamente all'aumentare della concentrazione di ossigeno fino ad arrivare a un valore minimo costante nel campo delle miscele povere. Anche gli idrocarburi incombusti (HC) e il consumo di combustibile diminuiscono passando dalle miscele ricche alle miscele moderatamente povere per la possibilità di raggiungere una combustione più completa; tuttavia, iniziano di nuovo ad aumentare nelle miscele molto povere quando la combustione comincia a diventare difficile. Gli ossidi di azoto (NO_x) mostrano invece un massimo nelle miscele moderatamente povere ($\lambda \approx 1,15$) dove si realizza il miglior compromesso tra il massimo delle temperature di combustione, che si raggiunge nel campo delle miscele ricche prossime allo stechiometrico, e la presenza di ossigeno, propria delle miscele povere.

Oltre che al rapporto relativo λ , gli ossidi d'azoto risultano sensibili all'anticipo di accensione (*Figura 42.5*): al crescere di quest'ultimo infatti, crescono le pressioni massime rag-

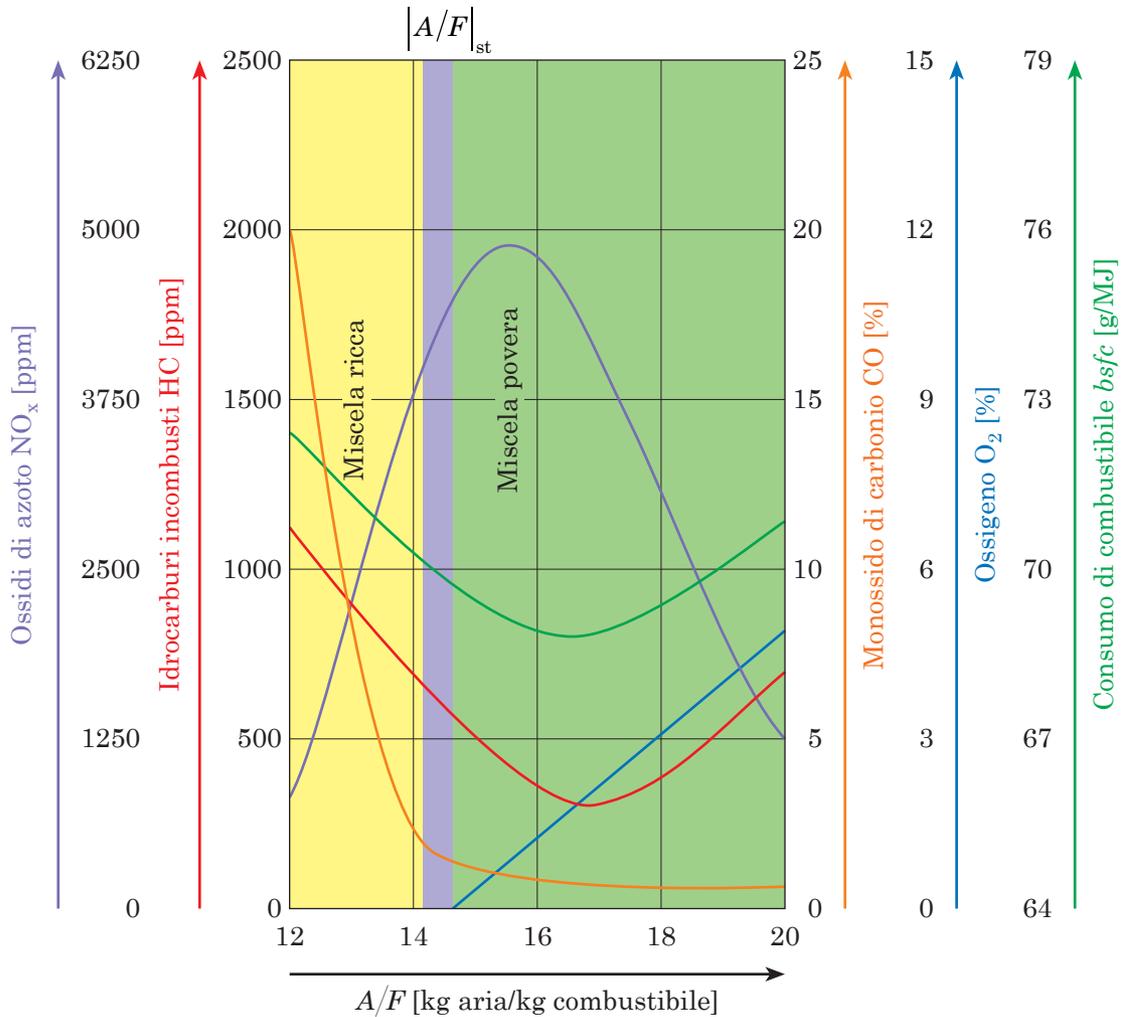


Fig. 42.4 - Andamento degli inquinanti (CO, HC e NO_x), dell'ossigeno (O_2) e del consumo specifico di combustibile $bsfc$ in funzione del rapporto aria-combustibile A/F .

giunte nel corso della combustione e con esse gli NO_x . Tuttavia, al crescere dell'anticipo aumenta il lavoro ottenuto grazie al miglior sfruttamento dell'espansione dei gas e si riduce quindi il consumo specifico di combustibile: la scelta del valore di anticipo di accensione è quindi in genere il risultato di un compromesso tra l'esigenza di contenere gli NO_x , che porterebbe a ridurre il più possibile l'anticipo, e la necessità di mantenere a livelli contenuti il consumo di combustibile, che porterebbe per contro a incrementare l'anticipo.

La diluizione con un inerte, dotato di un'elevata capacità termica massica, dei gas all'interno della camera di combustione contribuisce a ridurre la formazione degli ossidi di azoto; l'inerte infatti diminuisce in modo sensibile la temperatura dei gas che, come si è visto sopra, condizionano la formazione degli NO_x . I gas residui, costituiti dai prodotti della combustione (CO_2 e H_2O) che rimangono nel cilindro dopo la combustione del ciclo precedente, rappresentano questo inerte: la loro quantità può essere aumentata giocando sulla fasatura delle valvole; si parla allora di ricircolo interno dei gas combusti (IGR, *internal gas*

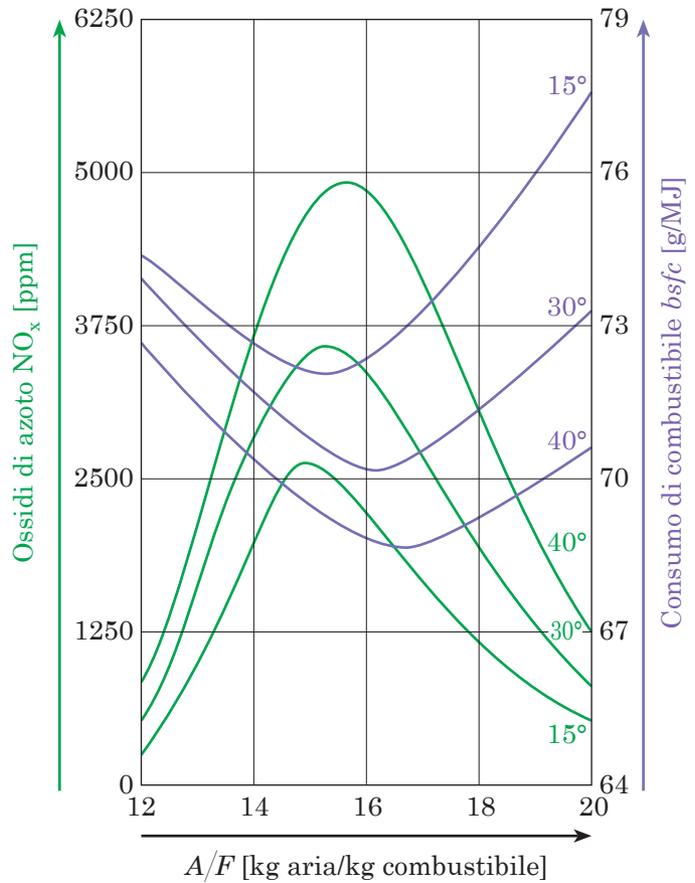


Fig. 42.5-a - Influenza dell'anticipo di accensione su ossidi di azoto e consumo specifico di combustibile.

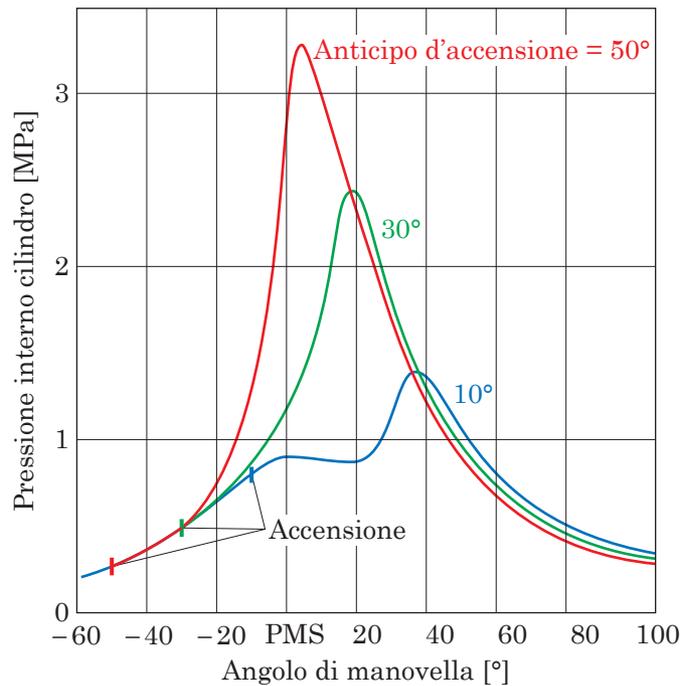


Fig. 42.5-b - Andamento della pressione in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella per valori diversi dell'anticipo di accensione.

recirculation). Oppure si può realizzare un ricircolo esterno dei gas combusti (EGR, *external gas recirculation*): parte dei gas di scarico vengono riciclati all'aspirazione del motore (Figura 42.6). È questo un sistema molto efficace nel ridurre gli ossidi di azoto a causa delle elevate quantità di gas di scarico che vengono riciclate, 15% ÷ 20% nei motori ad accensione comandata e fino al 40% nei motori ad accensione per compressione.

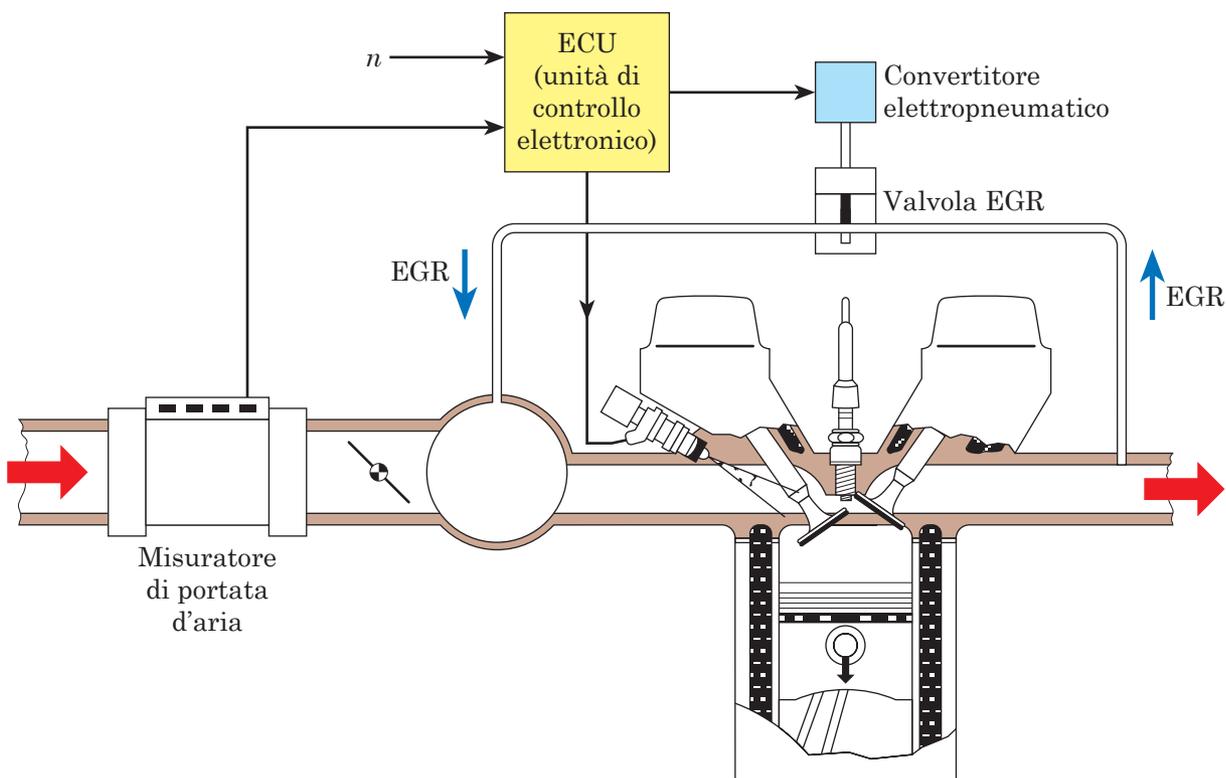


Fig. 42.6 - Esempio di ricircolo dei gas di scarico (EGR) su un motore ad accensione comandata (n = velocità di rotazione del motore).

42.1.5 Post-trattamento delle emissioni

L'abbattimento degli inquinanti allo scarico può essere realizzato utilizzando catalizzatori, ossia sostanze in grado di accelerare le reazioni chimiche. Tali sostanze promuovono le energie di attivazione delle reazioni di ossidazione di HC e di CO, già a partire da temperature piuttosto basse, dell'ordine dei 250 ÷ 300 °C. I catalizzatori possono anche consentire la riduzione degli ossidi di azoto. Tuttavia l'abbattimento degli NO_x richiede un ambiente riducente, quella di HC e di CO un ambiente ossidante. Il catalizzatore a tre vie (TWC, *three-way catalyst*) della Figura 42.7 è in grado di realizzare un intervento contemporaneo sui tre inquinanti primari con efficienze di abbattimento molto alte (>80%, Figura 42.8) soltanto in condizioni di funzionamento del motore con rapporto aria/combustibile stechiometrico. Difatti nel campo delle miscele ricche, dove è agevole la riduzione degli ossidi di azoto, è viceversa problematica l'ossidazione degli idrocarburi incombusti e del monossido di carbonio, data la mancanza di ossigeno. Al contrario, per miscele povere, dove l'elevata

disponibilità di ossigeno garantisce il raggiungimento di elevati livelli di ossidazione di HC e di CO, è estremamente difficile realizzare la riduzione degli NO_x . Il livello di precisione richiesto nel controllo del rapporto aria/combustibile stechiometrico in grado di abbattere contemporaneamente i tre inquinanti è raggiungibile soltanto con un controllo automatico in retroazione (*closed loop*) della quantità di combustibile iniettata (*Figura 42.9*), realizzato mediante un sensore (sonda λ) posto sul condotto di scarico, sensore che fornisce un segnale legato alla concentrazione dell'ossigeno nei gas combusti.

Il catalizzatore a tre vie (*Figura 42.7*) è costituito da un supporto strutturato di tipo ceramico (monolite a struttura alveolare in silicato di magnesio o alluminio) attraversato da migliaia di piccoli canali, rivestiti, allo scopo di aumentarne la superficie attiva, da un ulteriore supporto ad alta superficie specifica (*washcoat* o *carrier*) costituito da uno strato di ossido di alluminio poroso, su cui viene depositato il catalizzatore vero e proprio (in quantità esigue, dell'ordine di $1 \div 2$ grammi per litro di volume del monolite). Il monolite ceramico è poi avvolto da uno strato di materiale isolante termico, e racchiuso entro un involucro protettivo di acciaio inossidabile (tra l'involucro esterno e il monolite sono disposti opportuni supporti antivibranti). Come catalizzatori si utilizzano generalmente metalli nobili quali *platino, palladio e rodio*.

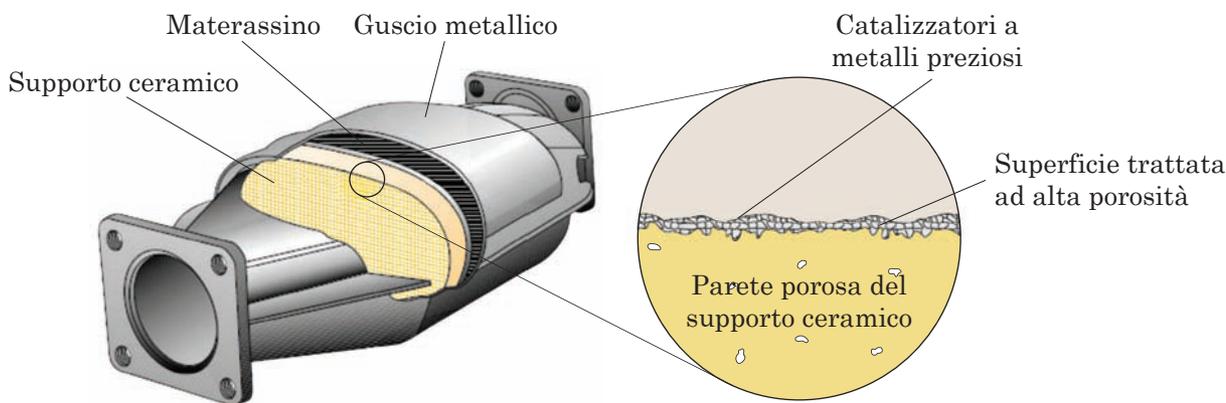
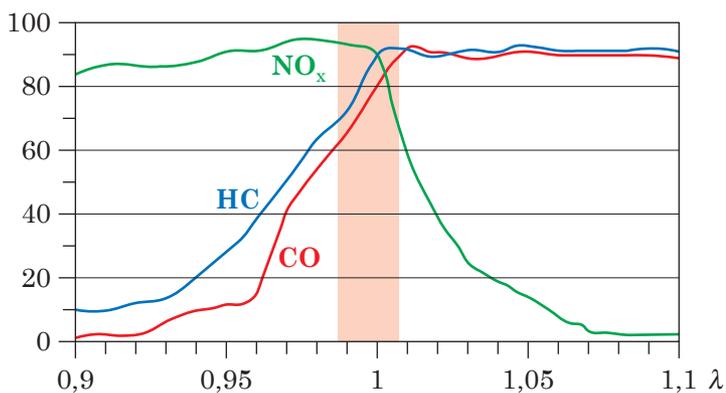


Fig. 42.7 - Convertitore catalitico di un motore ad accensione comandata: contenitore in acciaio sezionato per evidenziare il supporto ceramico con superficie a elevata porosità per la deposizione dell'elemento nobile catalizzante (Corning).

Fig. 42.8 - Efficienza di un catalizzatore a tre vie per motori ad accensione comandata al variare del rapporto relativo aria/combustibile λ con cui viene alimentato il motore.



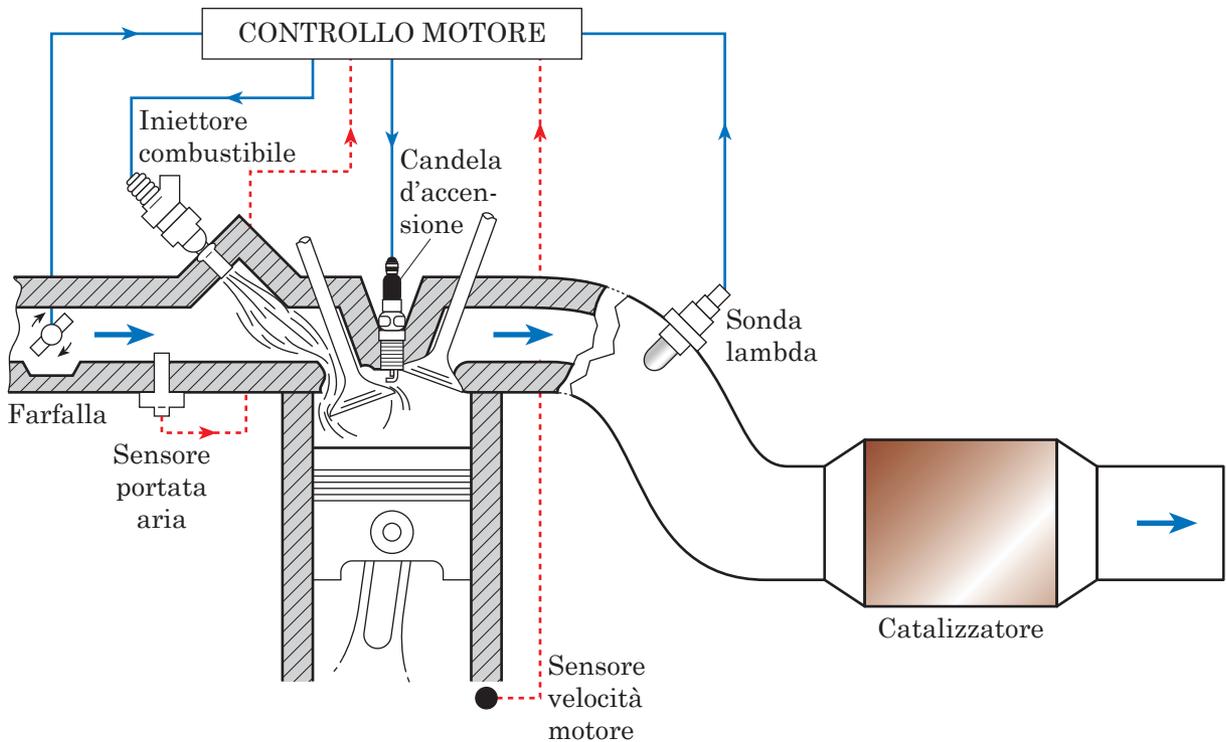


Fig. 42.9 - Sistema di controllo in “loop” chiuso per mantenere un rapporto aria-combustibile A/F stechiometrico.

Il trattamento catalitico dei gas di scarico comporta tuttavia alcuni problemi:

1. Il catalizzatore richiede l'uso di carburanti non contenenti elementi che possono avvelenarlo come, ad esempio, gli additivi antidetonanti a base di piombo usati in passato.
2. Il catalizzatore deve funzionare in un campo di temperature compreso tra 300 °C e 900 °C (al di sotto di 300 °C l'efficienza è bassa, sopra i 900 °C è elevato il rischio di danneggiamento); vi sono pertanto problemi di installazione del reattore catalitico: se troppo vicino al collettore di scarico, è notevole il pericolo di surriscaldamento, se troppo lontano può essere troppo lungo il tempo necessario al raggiungimento della temperatura di *light-off*, temperatura alla quale l'efficienza di abbattimento degli inquinanti è maggiore del 50%.
3. Durante l'avviamento a freddo occorre arricchire la miscela e questo genera emissioni di CO e HC, mentre catalizzatore e sonda λ sono ancora inattivi. Tali problemi possono essere risolti, per quanto riguarda la sonda λ , mediante una resistenza elettrica atta a portare rapidamente la sonda stessa a regime termico; la lunga durata del periodo necessario al raggiungimento della temperatura di *light-off* del catalizzatore può invece essere ridotta disponendo il catalizzatore a ridosso del collettore di scarico del motore.
4. Eventuali malfunzionamenti dei sistemi di alimentazione e di accensione (es.: mancate accensioni, funzionamento con miscela eccessivamente ricca) possono danneggiare irreparabilmente il catalizzatore, a causa delle elevate temperature che si possono raggiungere per effetto della combustione all'interno del catalizzatore stesso degli idrocarburi incombusti prodotti dal motore.

42.1.6 Evoluzione tecnologica

Il sistema di **accensione** tradizionale è costituito dalla candela, dalla bobina e dal distributore di accensione.

- La candela, composta da un isolatore ceramico che contiene gli elettrodi conduttori centrale e di massa, trasferisce l'energia per l'accensione dalla bobina alla camera di combustione, dove l'elevata tensione genera un arco elettrico tra gli elettrodi.
- La bobina è costituita da due avvolgimenti in rame, primario e secondario, magneticamente accoppiati: l'energia accumulata nel primario viene trasferita al secondario tramite il campo magnetico. Il rapporto di trasformazione delle tensioni è funzione del rapporto tra il numero delle spire dei due avvolgimenti.
- Il distributore distribuisce quindi gli impulsi di tensione alle candele dei vari cilindri secondo una successione stabilita, innescando l'impulso con l'interruzione della corrente primaria mediante il rottore.

Il sistema attuale ad alta tensione per l'innescò dell'accensione include sempre la bobina, concettualmente inalterata rispetto all'origine ma industrialmente molto evoluta, mentre l'interruzione del primario e distribuzione della tensione sono attuati per via completamente elettronica. Le bobine di accensione sono costituite da un singolo nucleo ferromagnetico e da un contenitore di materiale plastico. Il circuito primario è direttamente avvolto sul nucleo e il secondario all'esterno di questo; particolari trattamenti con resine epossidiche garantiscono l'isolamento tra i due avvolgimenti e con l'ambiente esterno. L'interruzione del primario della bobina viene pilotata da un circuito con transistor di potenza allocati all'interno della centralina; il circuito sostituisce il rottore dello spinterogeno tradizionale. La distribuzione elettronica della tensione alle candele dei cilindri è semplificata dalla miniaturizzazione della bobina, una per ogni cilindro, collocata direttamente sopra alla candela.

L'adozione dei sistemi catalitici per il post-trattamento dei gas di scarico, se da un lato ha consentito di limitare drasticamente le emissioni inquinanti, ha comportato dall'altro la necessità di disporre di sistemi di **alimentazione del combustibile** in grado di controllare il rapporto aria/combustibile della miscela con l'estrema precisione propria dei sistemi a iniezione elettronica (*Figura 42.10*). Nel tradizionale sistema a carburatore (*Figura 42.11*) la portata d'aria aspirata dal motore crea una depressione nella gola di un venturi posizionato nel condotto di aspirazione, nel quale sbocca un condotto collegato alla vaschetta del carburante; calibrando opportunamente le sezioni di passaggio dell'aria e del combustibile si può ottenere il valore di rapporto aria/combustibile desiderato, ma entro un intervallo non compatibile con il grado di precisione richiesto dal catalizzatore a tre vie. La portata \dot{V} [m³/s] di aria e carburante che attraversa il carburatore e la velocità di efflusso v [m/s] sono funzione della sezione calibrata S [m²] e della differenza di pressione Δp [N/m²] secondo la relazione:

$$\dot{V} = C_e \cdot S \cdot v = C_e \cdot S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

dove ρ [kg/m³] è la massa volumica dell'aria o del carburante e C_e è il coefficiente di efflusso che riduce la portata teorica a quella effettiva.

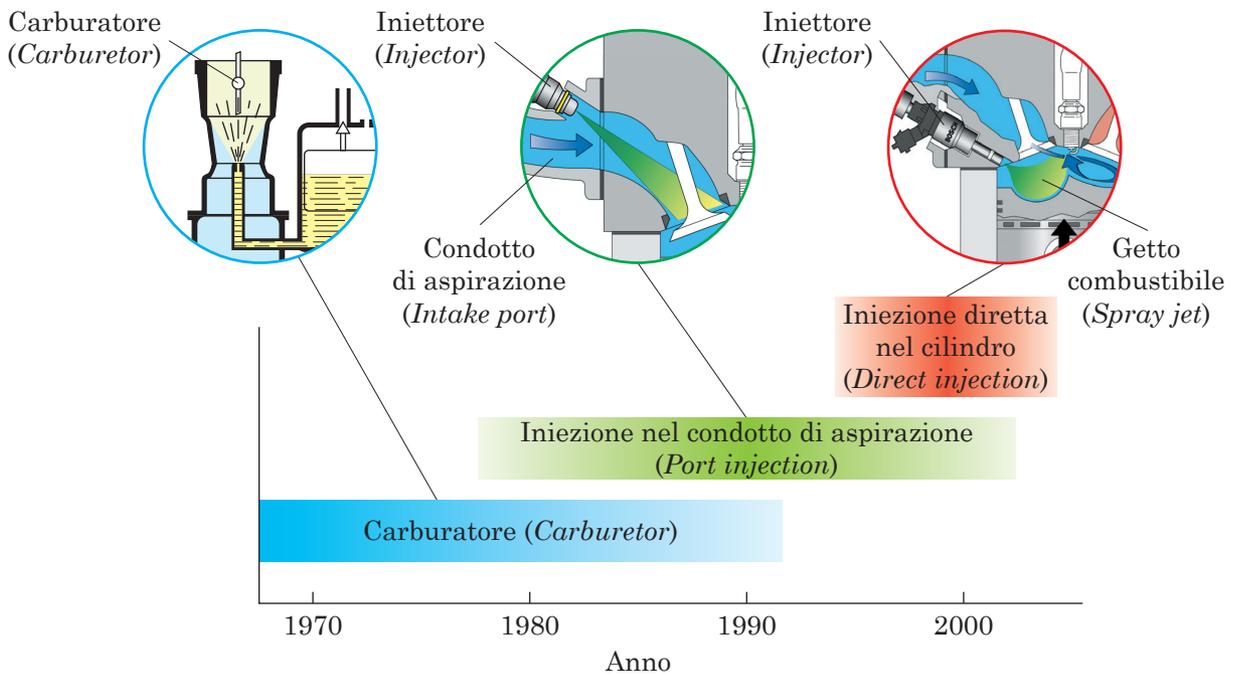


Fig. 42.10 - Evoluzione dei sistemi di alimentazione del combustibile dei motori ad accensione comandata.

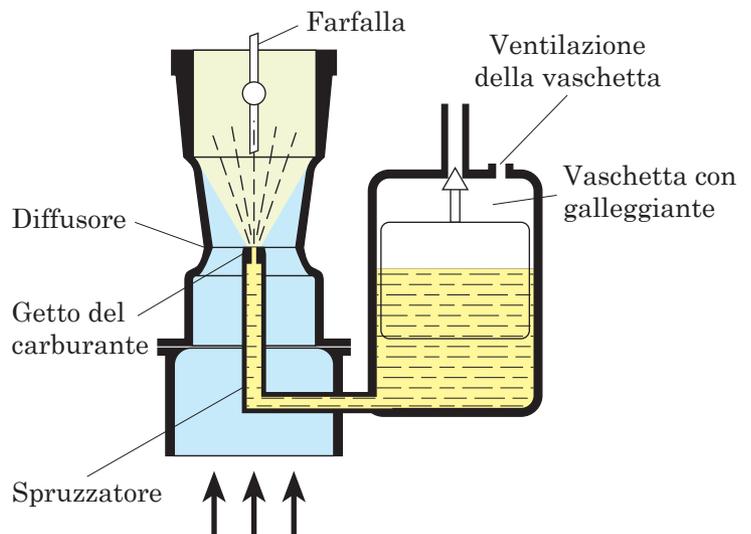


Fig. 42.11 - Schema di carburatore elementare nella versione verticale (Weber).

In un sistema di alimentazione a iniezione elettronica il combustibile viene generalmente immesso nel condotto di aspirazione del motore, tramite un iniettore controllato elettronicamente e azionato elettromagneticamente. A ogni ciclo l'iniettore elettromagnetico immette nel condotto di aspirazione la quantità di combustibile necessaria per ottenere il rapporto aria/combustibile stechiometrico, in base alla quantità di aria aspirata che viene misurata tramite un sensore disposto nel condotto di aspirazione del motore. La sonda lambda allo scarico consente poi di correggere la quantità iniettata, per tener conto ad esempio

di eventuali errori nella misura della portata d'aria, effettuando un controllo in retroazione ad anello chiuso del rapporto aria/combustibile con un errore inferiore all'1%.

Quando il motore ad accensione comandata funziona a carico ridotto, subisce, anche con iniezione elettronica del combustibile nel collettore di aspirazione, notevoli perdite di rendimento nel ricambio del fluido motore, poiché occorre strozzare l'aspirazione tramite una valvola a farfalla per poter ridurre insieme al combustibile anche l'aria. Sono stati pertanto introdotti (Figura 42.12), a partire dagli anni '90, motori a iniezione diretta di benzina (GDI, *gasoline direct injection*), nei quali la benzina viene introdotta direttamente all'interno del cilindro, anziché nei condotti di aspirazione (PFI, *port fuel injection*): è così possibile, iniettando il combustibile in fase di compressione, realizzare ai carichi parziali una stratificazione della carica, concentrando il carburante in prossimità della candela in modo da creare localmente una miscela stechiometrica che favorisca lo sviluppo della fiamma (Figura 42.12). Il guadagno in termini di rendimento è tanto più marcato quanto più è ridotto il carico e può arrivare, quando la vettura viene utilizzata in città, fino al 10% rispetto al motore convenzionale. Per contro, nel funzionamento con carica stratificata il post-trattamento catalitico degli ossidi d'azoto risulta particolarmente critico, poiché l'impiego di miscele povere richiede l'adozione di un sistema in grado di ridurre gli ossidi di azoto in un ambiente ossidante, problema tipico del motore Diesel.



Fig. 42.12 - Sistema FSI (*fuel stratified injection*) sviluppato da Volkswagen per ridurre il consumo di combustibile: il combustibile viene iniettato in prossimità della candela d'accensione dando luogo a una zona con miscela ricca che facilita l'accensione mentre la propagazione della fiamma nel resto della camera di combustione avviene in una miscela povera [<http://www.youtube.com/watch?v=fvysuD5MFow>].

Mentre la gestione del motore Diesel è affidata all'iniezione di una data quantità di combustibile per raggiungere il carico richiesto, il motore ad accensione comandata viene gestito attraverso la portata d'aria che deve essere tale da garantire un valore del rapporto aria/combustibile situato nell'intorno del valore stechiometrico. Fino a che l'alimentazione della benzina era effettuata a monte del cilindro, inizialmente con carburatore e poi con iniezione nei condotti di aspirazione, era sufficiente il controllo tradizionale dell'aria basata sulla valvola a farfalla che comandava l'afflusso di aria al motore nella sua interezza: una data portata d'aria per una data portata di benzina in modo da garantire il rapporto aria/combustibile voluto. Ma, a partire dalla seconda metà degli anni '90, quando, per la necessità di ridurre il consumo di combustibile (e quindi di CO₂) mediante l'uso di miscele povere si è iniziato a sviluppare l'iniezione diretta, si è visto che la possibilità di controllare l'iniezione di benzina cilindro per cilindro e ciclo per ciclo doveva essere necessariamente accompagnata da un parallelo controllo dell'**alimentazione aria**.

Sono stati allora sviluppati sistemi di attuazione variabile delle valvole (VVA, *variable valve actuation*), che consentono di limitare la quantità di aria aspirata intervenendo direttamente sulla durata dell'intervallo di apertura delle valvole di aspirazione, riducendo così le perdite per laminazione (circa il 10%) durante la fase di ricambio fluido, e continuando però a mantenere l'aria aspirata nel rapporto voluto con il combustibile anche in condizioni di carico parziale, eliminando in questo modo la necessità di ricorrere a catalizzatori particolari.

Un esempio di sistema VVA è quello elettro-idraulico sviluppato da Fiat mostrato nella *Figura 42.13*. Tra la camma e la valvola è interposta una camera riempita con olio in pressione: finché tale camera rimane isolata dall'esterno, l'olio, la cui compressibilità è molto limitata, si comporta come un corpo rigido, trasmettendo il comando dalla camma alla valvola, che segue quindi il suo normale profilo di alzata. Quando viceversa si vuole effettuare una chiusura anticipata della valvola di aspirazione, è sufficiente eccitare l'elettrovalvola

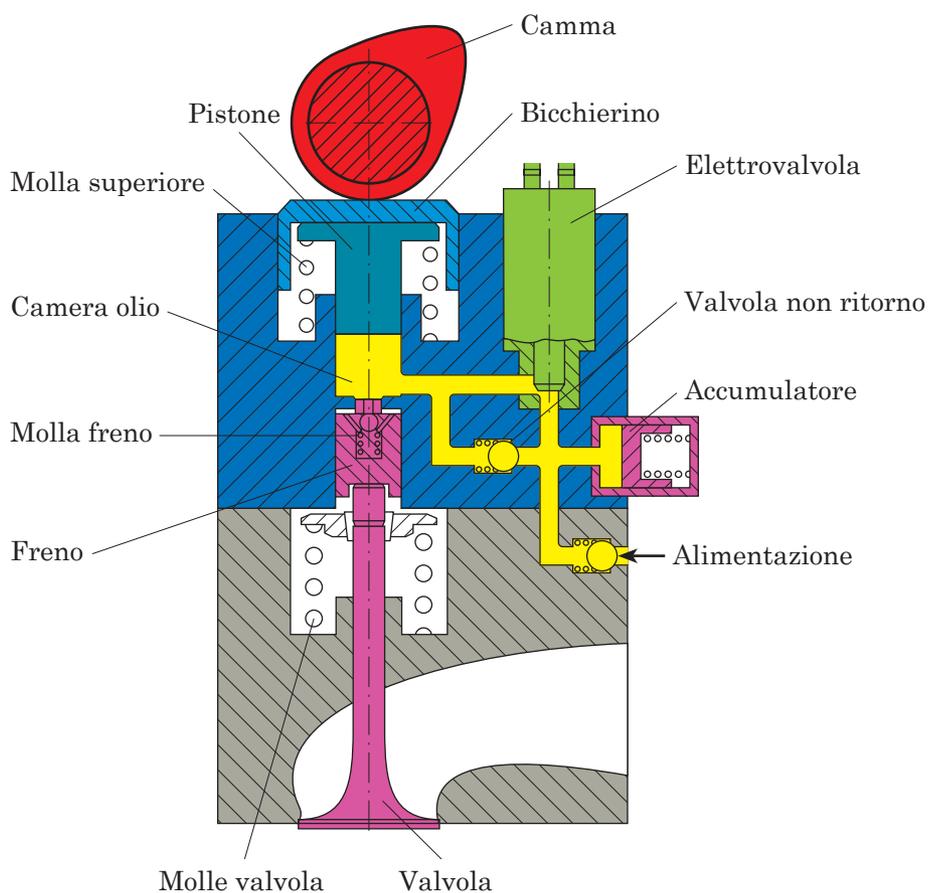


Fig. 42.13 - Controllo della legge di alzata delle valvole. Sistema elettroidraulico: l'elettrovalvola permette la fuoriuscita dell'olio interposto tra il pistone (di comando) e il freno, determinando la variazione del volume di olio contenuto nella camera di alta pressione; in tal modo si disaccoppia il movimento della valvola dalla legge di moto imposta dalla camma. Ciò consente di realizzare qualunque tipo di alzata valvola nei limiti di alzata massima e di durata imposti dalla legge di moto della camma.

(normalmente chiusa) che collega la camera di alta pressione all'ambiente di scarico, permettendo così il deflusso dell'olio ivi contenuto. In questo modo la valvola non è più soggetta alla forza esercitata dalla camma, e inizia a richiudersi sotto l'azione della molla di richiamo. È inoltre possibile ritardare l'istante di inizio apertura della valvola, mantenendo eccitata l'elettrovalvola lungo il primo tratto dell'arco di lavoro della camma. Tramite la chiusura anticipata della valvola di aspirazione si può ridurre sensibilmente rispetto a un motore tradizionale con valvola a farfalla il lavoro perso durante il ciclo di ricambio del fluido motore, raggiungendo risparmi nel consumo di combustibile dell'ordine del 10%.

42.2 Motori ad accensione per compressione

42.2.1 Combustione

Mentre il motore ad accensione comandata si ferma a una cilindrata totale inferiore a qualche litro con un impiego prevalentemente indirizzato a veicoli (automobili) e macchine non-stradali (ad esempio, tosaerba, decespugliatori, motoseghe ecc.), il motore ad accensione per compressione o motore Diesel può arrivare a cilindrata unitarie molto alte (addirittura dell'ordine del m^3) con applicazioni che spaziano dai veicoli stradali, sia autovetture che carri, alle macchine non stradali, come macchine movimento-terra, ai treni, alle navi e agli impianti stazionari per la generazione di energia elettrica. Possiamo distinguere tre categorie di motori Diesel:

- *veloci* a quattro tempi, aventi una velocità di rotazione superiore a 30 giri/s (1800 giri/min) per autovettura e per carro fino a una potenza di 400 ÷ 450 kW (*Figura 42.14*);
- *medi* ancora a quattro tempi (con qualche eccezione) con una velocità di rotazione compresa fra 10 e 30 giri/s, dotati di una potenza che supera quella massima (450 kW) necessaria al trasporto su strada. Sono motori realizzati con elementi modulari (le teste dei cilindri sono, ad esempio, singole) al fine di poter produrre motori con diverso numero di cilindri e coprire valori di potenza diversi;
- *lenti* di solito a due tempi, la cui velocità di rotazione è inferiore ai 10 giri/s (600 giri/min). Sono in grado di sviluppare potenze molto alte (oltre 40 MW) con cilindrata unitarie superiori ai 300 litri. Il rendimento utile può arrivare a 0,55 e oltre nel caso di recupero, in un ciclo Rankine, di parte dell'energia residua posseduta dai gas di scarico. Questi motori vengono applicati soprattutto sulle navi (*Figura 42.15-a*); la loro velocità di rotazione piuttosto bassa (fino a 1 ÷ 1,5 giri/s), ne consente l'accoppiamento diretto all'elica ottenendo così elevati rendimenti del sistema complessivo (motore più elica).

La struttura dei grandi motori lenti (*Figura 42.15*) è abbastanza diversa da quella dei motori appartenenti alle altre due categorie. Innanzitutto è presente un vero e proprio basamento che costituisce la parte inferiore del motore e che, con i suoi appoggi, serve ad ancorare il propulsore alle fondazioni, o, nelle costruzioni navali, alle travi longitudinali dello scafo. Al basamento è richiesta una grande rigidità strutturale per sopportare e ripartire gli sforzi del manovellismo, trasmessi dall'albero a gomiti che su di esso è appoggiato. La sua parte inferiore ha generalmente la funzione di coppa dell'olio e assume perciò la forma di una vasca. Superiormente al basamento è fissata l'incastellatura, che ha il compito di supportare i vari cilindri. Le canne adottate sono del tipo riportato in umido, pre-

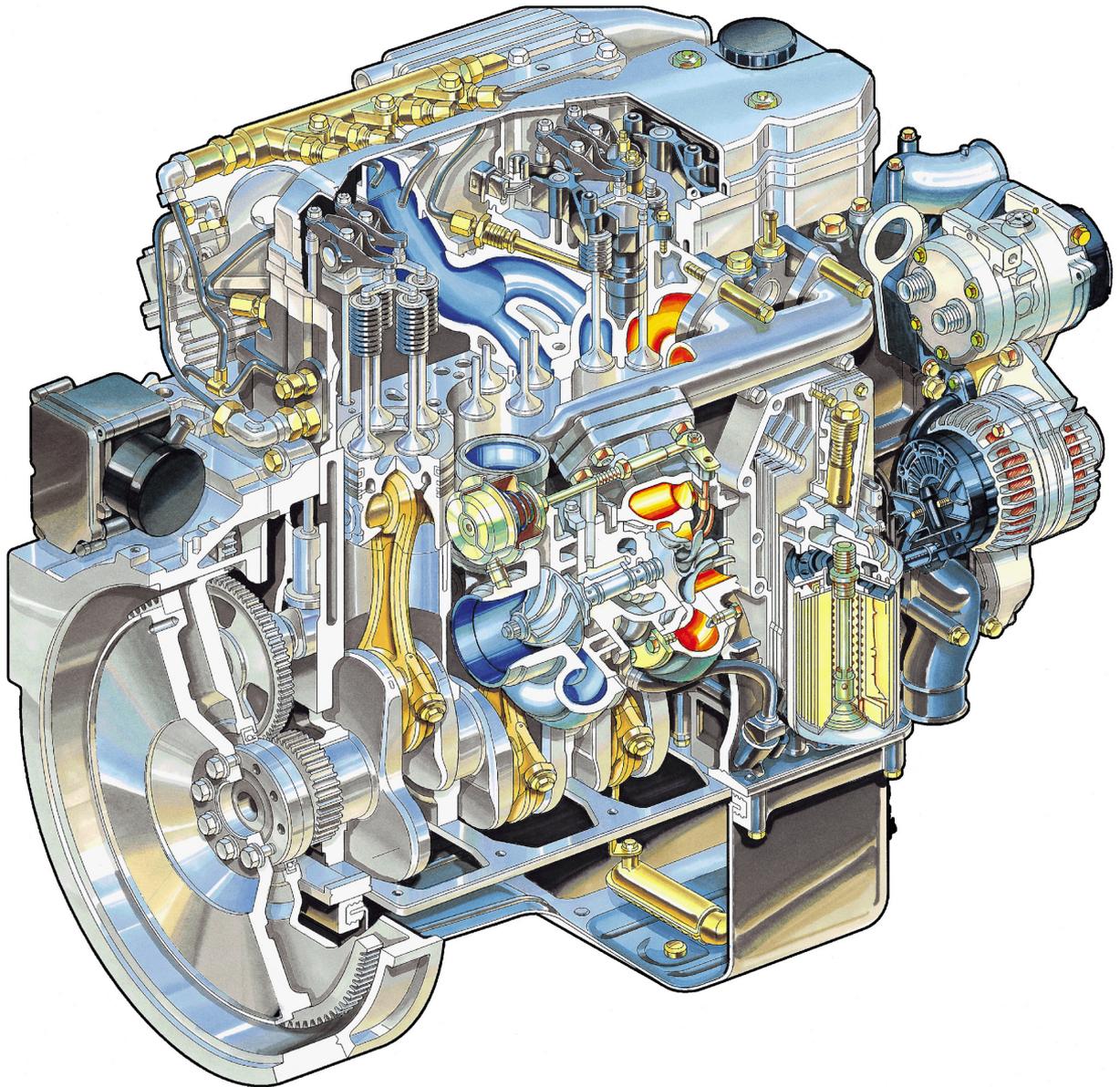


Fig. 42.14 - Motore Diesel N45 per carro (Fiat Industrial). 4 cilindri e 4 valvole per cilindro, alesaggio $D = 104$ mm, corsa $s = 132$ mm, cilindrata totale $V = 4,5$ litri, rapporto di compressione $\epsilon = 17$, potenza di picco (*peak power*) $P_b = 152$ kW a 2500 giri/min, coppia di picco (*peak torque*) $M = 750$ N·m a 1400 – 1800 giri/min.

sentando il doppio vantaggio di una facilità di sostituzione e di un miglior raffreddamento. La testa è, nel caso di motori a due tempi, molto semplice; in essa trovano alloggio le valvole per l'avviamento pneumatico, l'iniettore, e, nel caso di lavaggio unidirezionale, anche una o più valvole di scarico. Il materiale più usato per la costruzione delle parti fisse del motore è la ghisa, ma, per le parti meno sollecitate, si fa anche ricorso a lamiere saldate. Il pistone è, nei motori lenti, collegato rigidamente a un'asta cilindrica (non è più presente lo

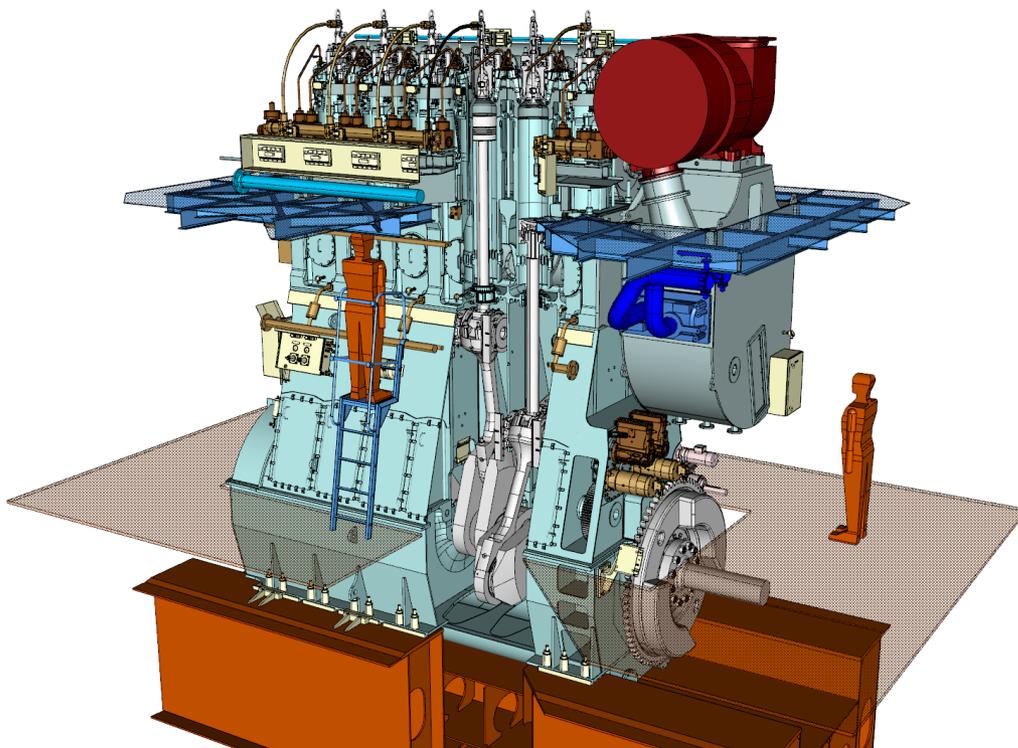


Fig. 42.15-a - Motore Diesel marino lento a due tempi X40 (Wärstilä). Alesaggio $D = 400$ mm, corsa $s = 1770$ mm, disponibile da 5 fino a 8 cilindri con potenze da 4550 a 9080 kW a velocità di rotazione da 124 a 146 giri/min, pressione media effettiva $b_{mep} = 2,1$ MPa, velocità media del pistone $v_m = 8,6$ m/s.

spinotto), che termina nella parte inferiore con una filettatura per il fissaggio a uno snodo, detto testa a croce (*crosshead*) a causa della sua forma particolare. Tale snodo, che unisce la biella all'asta, monta un pattino che serve da guida per quest'ultima. Nell'interno del pistone sono ricavati dei passaggi per il liquido di raffreddamento, che vi giunge attraverso dei condotti posti all'interno degli altri organi del manovellismo.

I motori ad accensione per compressione utilizzano combustibili con ritardi di accensione relativamente brevi, ovvero a elevata reattività. Il combustibile non può quindi essere premiscelato con l'aria comburente e compresso poiché le reazioni di combustione inizierebbero già in modo del tutto incontrollato nel corso della fase di compressione. Per controllare il processo di combustione il combustibile viene pertanto iniettato ad alta pressione nel cilindro al termine della compressione. Il getto liquido, che fuoriesce con velocità dell'ordine dei 100 m/s dai fori dell'iniettore, si disintegra in una nube di gocce minutissime (dell'ordine dei 10 μm). A contatto con l'aria comburente ad alta temperatura il combustibile vaporizza miscelandosi con l'aria fino a formare una miscela che si accende spontaneamente senza la necessità di un innesco esterno. La necessità di raggiungere al termine della fase di compressione elevate temperature in camera di combustione, tali da poter innescare la reazione di ossidazione del combustibile, fa sì che i rapporti di compressione utilizzati dai motori ad accensione per compressione (15 ÷ 22) siano maggiori di quelli utilizzati nei motori ad accensione comandata (8 ÷ 12).

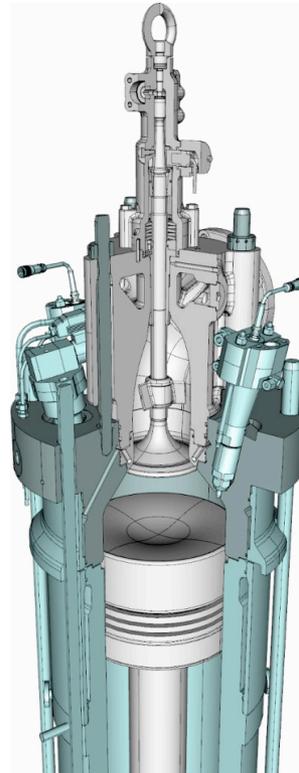


Fig. 42.15-b - Particolare del motore X40 (Wärstilä): valvola di scarico con controllo variabile di apertura e chiusura e due iniettori di combustibile per cilindro (sistema Common Rail).

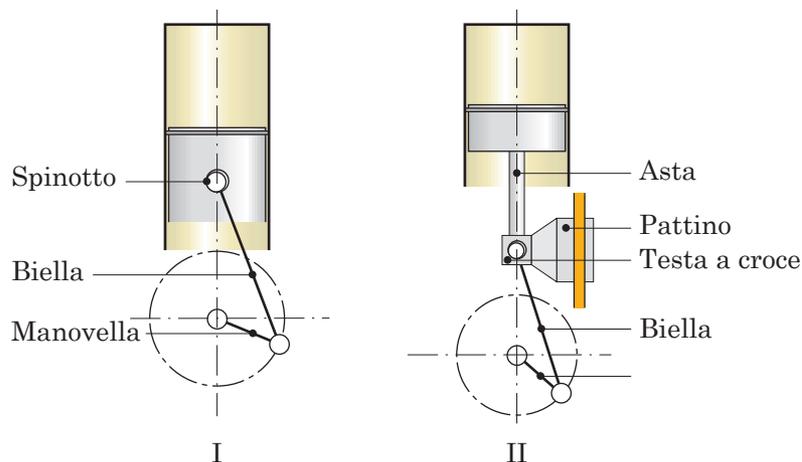


Fig. 42.15-c - Schema di motore a combustione interna con manovellismo ordinario (I) e con testa a croce (II) [<http://www.1me.ntua.gr/repos/lessons/nkd/eng1.gif>].

Il processo di **combustione** può essere suddiviso in quattro fasi, a partire dall'istante in cui il combustibile viene iniettato nel cilindro (*Figura 42.16*):

1. Una fase AB, detta *ritardo di accensione*, in cui le goccioline iniettate, dapprima evaporano e si miscelano con l'aria comburente (*ritardo fisico*) e successivamente reagiscono (*ritardo chimico*) determinando l'autoaccensione del combustibile.

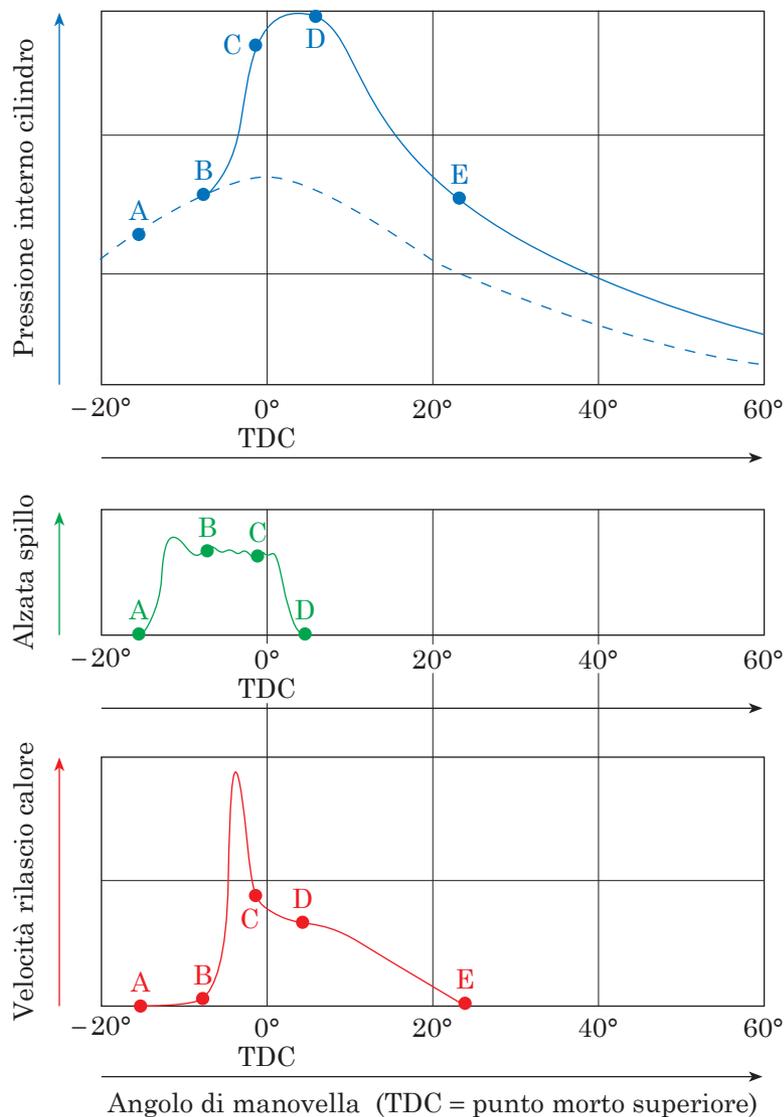


Fig. 42.16-a - Diagramma della pressione all'interno del cilindro (a tratti è indicata la curva di pressione in assenza di combustione), alzata dello spillo del polverizzatore e velocità di rilascio del calore in un motore ad accensione per compressione in funzione dell'angolo di manovella.

2. Una fase BC di *combustione rapida*, in cui l'accensione si comunica, a partire dai primi nuclei, a tutto il combustibile che si è accumulato nella camera di combustione durante il ritardo all'accensione. Una volta avviato, il processo di combustione procede molto rapidamente, portando a un'elevata velocità di aumento della pressione che, pur essendo utile ai fini termodinamici, poiché tende a far avvenire la combustione quasi a volume costante, è fonte di notevoli oscillazioni di pressione e quindi di sollecitazioni meccaniche e di rumore. Occorre perciò ridurre al minimo la quantità di combustibile che si accumula in camera prima della combustione.
3. Una fase CD di *combustione graduale*, in cui le elevate temperature raggiunte all'interno della camera determinano l'accensione del combustibile mano a mano che viene iniet-

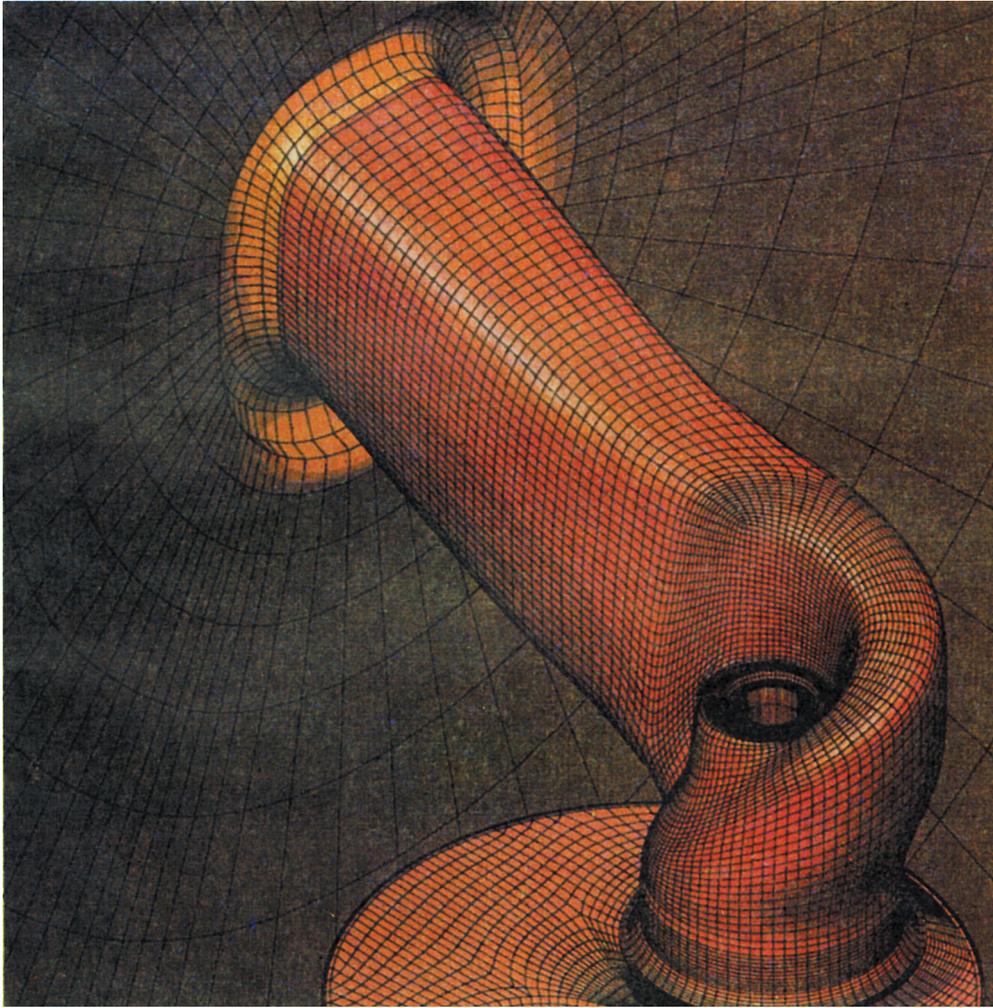


Fig. 42.16-b - Modellazione dei condotti a chiocciola per motori Diesel.

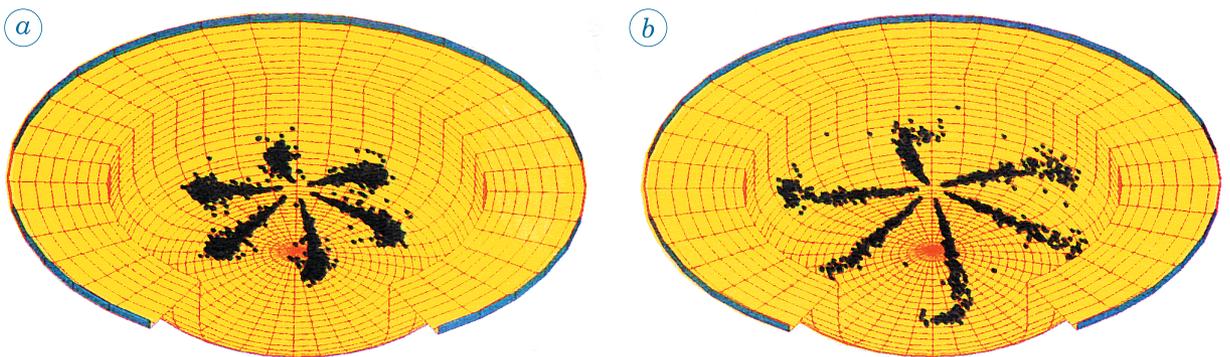


Fig. 42.16-c - Modellazione della propagazione del getto di combustibile.

a) Polverizzazione a sei getti con iniezione del combustibile, evidenziato dalle goccioline, a 5° prima del punto morto superiore.

b) Situazione dei getti di combustibile al punto morto superiore: si osserva la rotazione dei getti in senso orario a causa del vortice generato dalla turbolenza dell'aria.

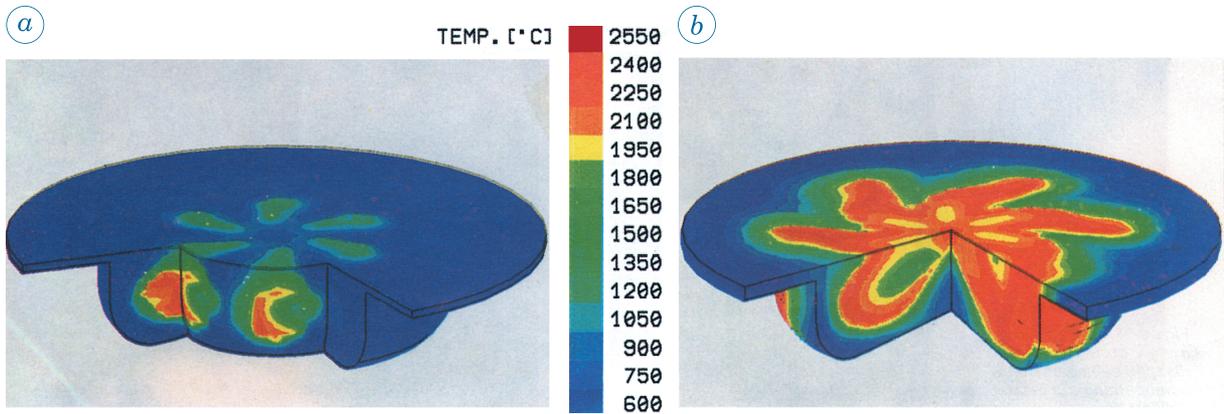


Fig. 42.16-d - Modellazione della combustione.

a) Propagazione della combustione al punto morto superiore, visualizzata dalle temperature presenti nella camera di combustione: le temperature massime sono pari a 2550 °C (rosso), mentre la temperatura dell'aria compressa, non raggiunta dalle goccioline di combustibile, è 600 °C (blu).

b) situazione della propagazione della combustione a 10° dopo il punto morto superiore: la combustione si va progressivamente estendendo a tutta la camera.

tato. Durante questa fase il problema maggiore è quello di assicurare che tutto il combustibile iniettato trovi ossigeno in quantità sufficiente per reagire, dato che il tenore dei gas combusti dentro la carica va via via aumentando. È per questo motivo che ben difficilmente nei motori ad accensione per compressione il rapporto aria/combustibile A/F , al massimo carico, scende al di sotto di $19 \div 20$ kg di aria/kg di combustibile, contro un valore stechiometrico $\left| \frac{A}{F} \right|_{st} = 14,7$ kg di aria/kg di combustibile.

4. Una fase DE di *completamento della combustione* in cui, terminata l'iniezione, si completa l'ossidazione del combustibile. È necessario che tale fase non si prolunghi eccessivamente per evitare di ridurre il rendimento.

Dall'analisi del processo di combustione appare evidente la necessità di ridurre il più possibile l'accumulo del combustibile, accelerando i fenomeni fisici (atomizzazione del getto, evaporazione, miscelazione con il comburente) e chimici (prereazioni) che sono responsabili del ritardo di accensione. Al fine di ridurre il tempo richiesto dall'evaporazione e dal miscelamento del combustibile, è opportuno aumentare la superficie del getto liquido, facendo sì che esso si polverizzi in goccioline di dimensioni molto piccole. L'atomizzazione del getto di combustibile è governata dalle caratteristiche fisiche del combustibile (in particolare dalla sua tensione superficiale, che tende a conservare la forma sferica delle gocce, e dalla sua viscosità, che tende a opporsi alle variazioni di forma) e dall'intensità delle forze aerodinamiche che tendono a disintegrare il getto stesso. Per questo motivo la polverizzazione del getto migliora tanto più quanto più:

- diminuisce il *diametro del foro* di efflusso (e quindi il diametro iniziale del getto liquido);
- aumenta la *pressione di iniezione* (e quindi la velocità del getto rispetto all'aria, e l'intensità delle azioni aerodinamiche);
- diminuisce la *viscosità* del liquido;

- diminuisce la *tensione superficiale* del liquido;
- aumenta la *densità dell'aria* (e quindi, ancora una volta, l'intensità delle azioni aerodinamiche).

Oltre al processo di iniezione, fondamentale risulta poi per il miscelamento la turbolenza della carica: nei motori Diesel sono pertanto importanti il disegno dei condotti di aspirazione spesso con forma a chiocciola e quello della testa del pistone al fine di generare moti organizzati della carica di *swirl* e *squish* (Figura 42.1-c). Maggiore è la velocità di rotazione del motore, minori sono i tempi a disposizione per il processo, e maggiore dovrà pertanto essere la turbolenza all'interno della camera per accelerare il miscelamento: per questo motivo, mentre nei motori veloci le camere di combustione sono caratterizzate da disegni a elevata turbolenza, nei motori lenti le camere sono viceversa spesso di tipo quiescente, dati i maggiori tempi disponibili.

Il meccanismo di combustione, affidato all'accensione spontanea del combustibile anziché alla propagazione di un fronte di fiamma che può procedere speditamente solo con miscele pressoché stechiometriche, consente di regolare il motore (ovvero di ridurne la potenza erogata) riducendo unicamente il combustibile iniettato per ciclo, senza la necessità di ridurre la quantità d'aria aspirata, con conseguente minor decadimento del rendimento ai carichi parziali (Figura 42.17).

Al contrario di quanto avviene nel motore ad accensione comandata in cui la velocità del fronte di fiamma aumenta con l'aumentare della turbolenza funzione del numero di giri, i motori ad accensione per compressione non riescono ad adeguare il processo di combustione all'aumento della velocità di rotazione poiché la corrispondente diminuzione del ritardo di accensione non è sufficiente a compensare la riduzione del tempo disponibile per la combu-

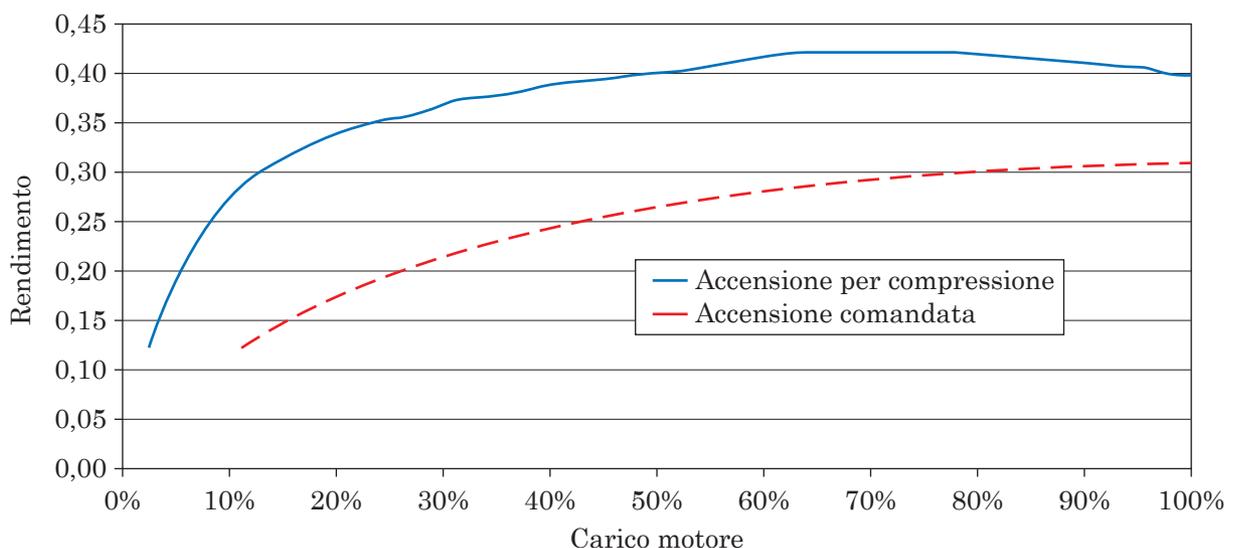


Fig. 42.17 - L'iniezione del combustibile al termine della fase di compressione consente nel motore ad accensione per compressione un rapporto di compressione più alto di quello del motore ad accensione comandata ($15 \div 22$ contro $8 \div 12$), permettendo quindi di raggiungere rendimenti più elevati (circa 0,4 contro 0,3 dei motori a benzina).

stione al crescere del numero di giri; esiste quindi un limite del motore a lavorare a regimi superiori ai 5000 giri/min. Il problema dell'accumulo di combustibile e del corrispondente incremento dell'intensità della fase di combustione rapida risulta particolarmente sentito nel caso dei motori di piccola cilindrata unitaria, destinati a funzionare a elevate velocità di rotazione: per questa tipologia di motori, prima dell'avvento dei sistemi di iniezione di tipo Common Rail nella seconda metà degli anni '90, si era generalmente costretti a utilizzare sistemi a iniezione indiretta o a precamera (*Figura 42.18*). In questi sistemi il combustibile veniva iniettato in un'apposita camera separata dal cilindro, detta precamera, con il quale comunicava tramite passaggi di sezione solitamente piuttosto ridotta: nella corsa di compressione l'aria passava con un'altissima velocità (e quindi con perdite di carico che incidono negativamente sul lavoro utile del motore) dal cilindro alla precamera dove l'alta turbolenza e le temperature elevate (la precamera, essendo separata dal cilindro, ha pareti a temperature molto alte) rendevano possibile l'ossidazione iniziale del combustibile iniettato; la combustione terminava poi nel cilindro dove i gas proiettati fuori dalla precamera trovavano l'aria necessaria al completamento della combustione.

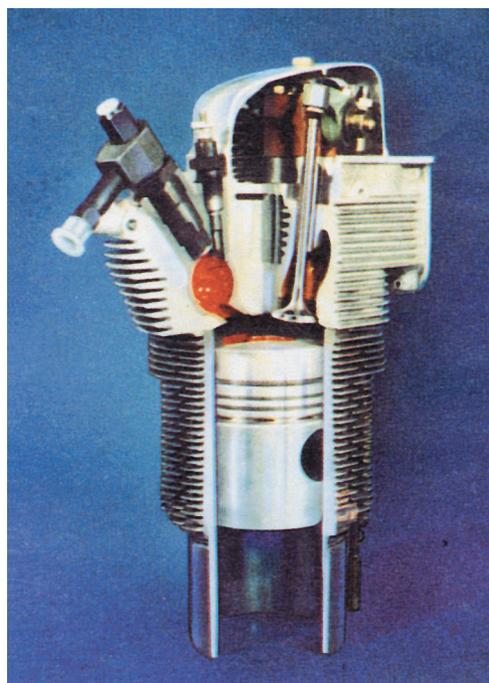


Fig. 42.18 - Sezione di una precamera a turbolenza tipo Ricardo Comet V per un motore a iniezione indiretta raffreddato ad aria; sulla sinistra si vede la precamera (in rosso) su cui si affacciano l'iniettore e la candele di preriscaldamento (KHD).

42.2.2 Combustibili

Requisito fondamentale di un combustibile utilizzato nei motori ad accensione per compressione è quello di potersi accendere facilmente; ovvero quello di possedere un basso valore del ritardo all'accensione. Tale caratteristica viene espressa attraverso il **numero di cetano** (NC), definito come la percentuale di normal-esadecano $C_{16}H_{34}$ (indicato in passato anche con il nome di cetano) che, in miscela con eptametilnonano, dia lo stesso ritardo all'accensione del combustibile interessato, secondo una procedura di prova standardizzata dell'ASTM (*American Society for Testing and Materials*).

Il normal-esadecano, avendo una molecola estremamente lunga a catena diritta (*Figura 42.19*) ha un'accendibilità molto buona in quanto, anche a temperature modeste, offre numerosi punti di attacco per l'ossidazione dando luogo, nella rottura della molecola, a radicali che propagano velocemente le reazioni di precombustione; al normal-esadecano viene pertanto attribuito un numero di cetano pari a 100. La molecola estremamente compatta dell'eptametilnonano, sempre con 16 atomi di carbonio come il normal-esadecano (*Figura 42.19*), è invece molto più resistente all'ossidazione; a questo idrocarburo è attribuito un numero di cetano pari a 15. Il numero di cetano è dato perciò da:

$$\text{Numero di cetano} = \text{n-esadecano [\%]} + 0,15 \times \text{eptametilnonano [\%]}$$

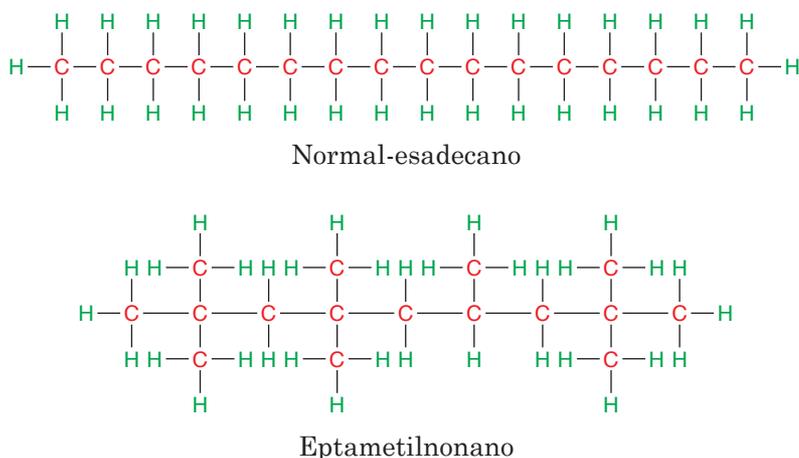


Fig. 42.19 - Formule di struttura del normal-esadecano e dell'eptametilnonano.

Al contrario di quanto accadeva per il numero di ottano della benzina, il numero di cetano aumenta quando nel gasolio sono presenti idrocarburi come le normal-paraffine a catena diritta, mentre le caratteristiche peggiorano mano a mano che la molecola diventa più compatta. Combustibili ad alto numero di cetano ($NC > 48$) devono essere utilizzati soprattutto nei motori veloci a iniezione diretta, mentre nei motori lenti i tempi molto più dilatati disponibili per la combustione, consentono di utilizzare combustibili aventi anche un ritardo all'accensione più lungo. Esistono inoltre degli additivi che consentono di migliorare il numero di cetano; si tratta di composti organici contenenti azoto, come ad esempio il nitrato di iso-amile.

I *combustibili alternativi* (al gasolio) sono dei combustibili liquidi ottenuti per sintesi da biomassa, ad esempio sostanze vegetali, oppure da gas naturale o da carbone con il processo Fischer-Tropsch. I **combustibili di sintesi** presentano i seguenti vantaggi:

- miglioramento diretto della qualità locale dell'aria quando utilizzati nei veicoli esistenti a causa della purezza e quindi delle eccellenti proprietà in termini di numero di cetano elevato, assenza di aromatici, assenza di zolfo ecc.;
- possibilità di sviluppare nuovi sistemi di combustione con caratteristiche ampiamente migliorate perché possono sfruttare dei combustibili di sintesi progettati in funzione di un dato processo di combustione;
- riduzione globale delle emissioni di diossido di carbonio (CO_2) se la biomassa viene utilizzata come materiale di partenza in quanto rientra nel ciclo naturale di produzione e cattura del diossido di carbonio.

Nel caso del motore ad accensione per compressione non è possibile l'impiego degli alcoli, etanolo e ancor più metanolo, a motivo della difficile accendibilità; occorrerebbe infatti far uso in modo massiccio (fino a livelli molto alti, oltre al 5%) di additivi, come ad esempio il glicol-trietilene, in grado di promuoverne l'accensione nel motore Diesel.

Gli **oli vegetali** invece, essendo dotati di buone caratteristiche di autoaccensione, potrebbero essere utilizzati direttamente sul motore Diesel. Tuttavia, altre loro caratteristiche come la viscosità, 20 volte maggiore di quella del gasolio, e soprattutto la scarsa resistenza all'ossidazione, che dà luogo alla formazione di depositi sugli iniettori, ne rendono impossibile l'impiego sul motore. Soltanto la loro trasformazione in **esteri**, ottenuti facendo reagire olio vegetale e metanolo, consente di superare le due controindicazioni citate sopra: gli esteri di oli vegetali costituiscono perciò i combustibili alternativi più interessanti per il motore Diesel. Di particolare interesse, a causa di una sia pure limitata disponibilità, è il metilestere di olio di colza (RME, *rape seed methyl ester*) indicato anche con il nome di *bio-diesel*. L'alimentazione del motore Diesel con biodiesel puro potrebbe tuttavia dar luogo ad inconvenienti quali, ad esempio, la diluizione dell'olio lubrificante. Miscelando una quantità ridotta di biodiesel (dal 5 al 20%) con il gasolio, è possibile compensare questa caratteristica negativa.

Un altro combustibile alternativo è rappresentato dall'etere dimetilico (DME, *di-methyl ether*), ottenuto dal gas naturale (Figura 42.20). A causa dell'assenza del legame diretto tra atomi di carbonio (C-C) e inoltre alla presenza dell'atomo di ossigeno (O) e dell'elevato numero di cetano (55 ÷ 60) il DME offre buone caratteristiche soprattutto dal punto di vista delle ridotte emissioni inquinanti. Per punto di ebollizione (-25 °C alla pressione atmosferica) e pressione di vapore (0,8 MPa a 38 °C), il DME è analogo al GPL (gas di petrolio liquefatto) quanto a problemi di stoccaggio a bordo del veicolo. Il potere calorifico inferiore (28,4 MJ/kg) e il rapporto aria-combustibile stechiometrico (9) indicano la necessità di raddoppiare la capacità del serbatoio rispetto a quella prevista per il gasolio se si vuole garantire un'autonomia adeguata.

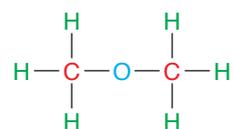


Fig. 42.20 - Formula di struttura dell'etere dimetilico (DME).

42.2.3 Emissioni

Agli inquinanti primari, già citati per i motori ad accensione comandata (HC, CO ed NO_x), si aggiunge nei motori ad accensione per compressione il particolato (PM). Il processo che porta alla formazione degli inquinanti nei motori ad accensione per compressione è diverso da quello che avviene nei motori ad accensione comandata a causa delle differenti modalità di combustione. Ad esempio, mentre nel motore ad accensione comandata specialmente nel caso di miscela formata all'esterno del cilindro un rapporto aria/combustibile sostanzialmente omogeneo determina la formazione degli inquinanti, nel motore ad accensione per compressione il rapporto aria/combustibile varia all'interno della camera di combustione, passando da zone estremamente ricche quali possono essere quelle che si trovano in corrispondenza del cuore dello spray, a zone estremamente povere nell'estrema periferia dello spray.

La concentrazione del CO risulta molto più basso, di almeno un ordine di grandezza rispetto a quello del motore ad accensione comandata, perché i motori Diesel lavorano con miscele povere. Gli HC si formano all'estrema periferia dello spray, dove la fiamma, origi-

natasi in corrispondenza dei nuclei di accensione, non riesce a propagarsi per la bassa concentrazione di combustibile: qui hanno luogo un'ossidazione parziale e il cracking termico della molecola del combustibile. Il particolato si forma a seguito dei processi di deidrogenazione e di aggregazione molecolare, che hanno luogo allorché le molecole di combustibile si trovano esposte a elevate temperature e pressioni in presenza di basse concentrazioni di ossigeno, come avviene all'interno dello spray dove il rapporto aria/combustibile è decisamente spostato sul ricco. All'interno dello spray, non si possono invece formare gli NO_x per la mancanza di ossigeno, mentre le frazioni periferiche dello spray si possono trovare in condizioni favorevoli alla formazione degli NO_x (elevate temperature, elevate concentrazioni di ossigeno, tempi di permanenza sufficientemente lunghi).

Gli ossidi di azoto costituiscono il principale inquinante gassoso emesso dai motori Diesel. Essi aumentano al crescere:

- del carico (si ricorda che nel motore Diesel il carico viene aumentato aumentando l'introduzione del combustibile e quindi diminuendo il rapporto aria/combustibile) poiché aumentano le zone ad alta temperatura con la concentrazione di ossigeno adeguata (leggermente spostata ma non troppo sul povero);
- dell'anticipo di iniezione poiché aumentano pressione e temperatura massime in camera di combustione analogamente a quanto avviene nei motori ad accensione comandata. La scelta del valore di anticipo di iniezione è quindi il risultato di un compromesso tra l'esigenza di contenere gli NO_x , che porterebbe a ridurre il più possibile l'anticipo, e la necessità di contenere il consumo di combustibile, che porterebbe per contro ad aumentare l'anticipo.

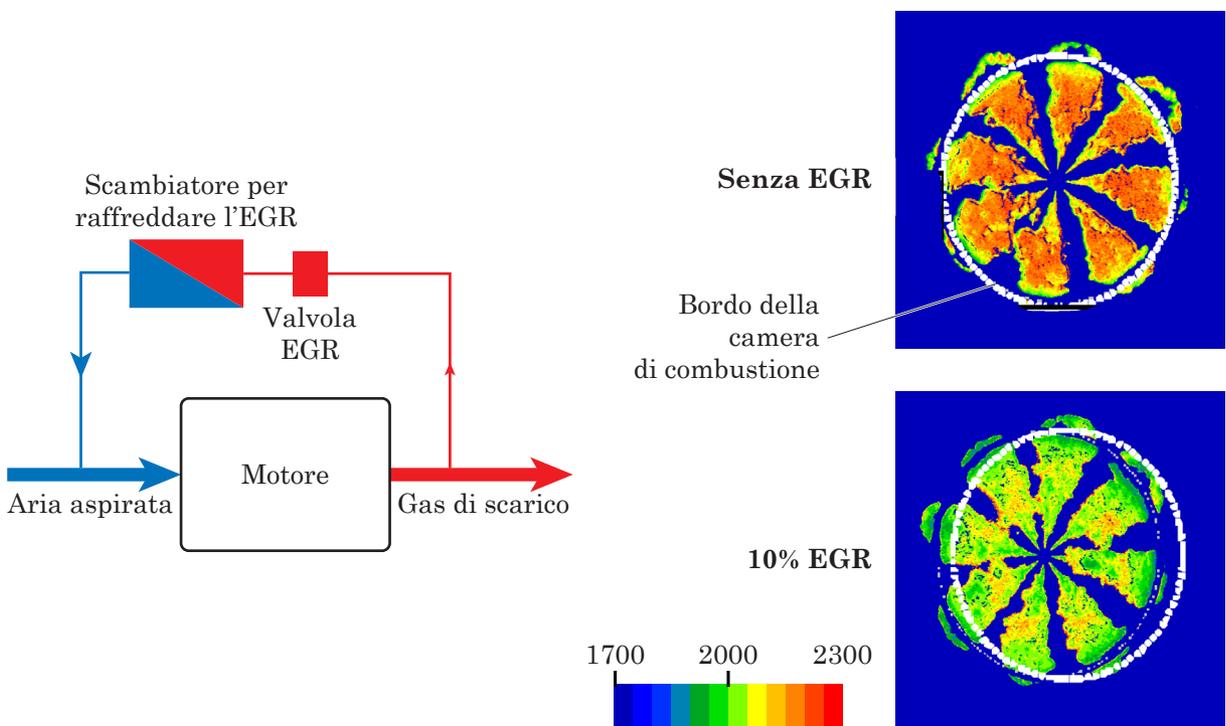


Fig. 42.21-a - Modellazione delle temperature raggiunte all'interno della camera di combustione ricavata nel pistone di un motore ad accensione per compressione (Daimler).

Il ricircolo dei gas combusti (EGR) è il mezzo più efficace a disposizione del motore per abbattere gli NO_x attraverso la riduzione delle temperature operata dai gas combusti che, durante la combustione, si comportano da diluente inerte (*Figura 42.21-a*). Nel funzionamento ai bassi carichi, la presenza di un notevole eccesso d'aria consente di raggiungere una percentuale di gas riciccolati superiore anche al 50%; all'aumentare del carico, l'aria in eccesso diminuisce e allora occorre contenere la quantità di EGR per evitare di determinare l'impennata del particolato al di sotto di un livello minimo di ossigeno (*Figura 42.21-b*).

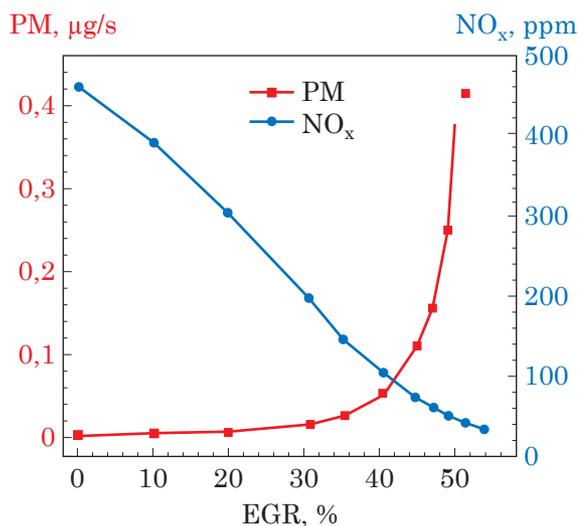


Fig. 42.21-b - Effetto della percentuale di gas combusti riciccolati all'aspirazione sulle emissioni di NO_x e PM.

42.2.4 Post-trattamento delle emissioni

Nel caso dei motori ad accensione per compressione non è possibile l'adozione dei catalizzatori trivalenti utilizzati per i motori ad accensione comandata perché i motori Diesel lavorano con rapporti aria/combustibili magri, rendendo impossibile la riduzione degli NO_x allo scarico, dove permangono elevate concentrazioni di ossigeno.

Possono viceversa essere utilizzati catalizzatori ossidanti, per contenere le emissioni di CO e HC (e ottenere talvolta una seppur modesta riduzione delle emissioni di particolato, essendo possibile ossidare parte degli idrocarburi incombusti adsorbiti sui nuclei carboniosi), e catalizzatori particolari detti De NO_x , in grado di operare la riduzione degli NO_x anche in presenza di ossigeno. Infine, per l'abbattimento delle emissioni di particolato si utilizzano appositi filtri, in grado di bloccare le particelle carboniose portate in sospensione dalla corrente dei gas di scarico, detti trappole per il particolato (DPF, *diesel particulate filter*).

Nel seguito si limiteranno le considerazioni ai catalizzatori De NO_x e alle trappole, dal momento che i catalizzatori ossidanti non presentano sostanziali differenze rispetto alle tipologie precedentemente descritte per le applicazioni sui motori ad accensione comandata. I catalizzatori De NO_x permettono di abbattere gli ossidi di azoto con efficienze di conversione del 70% ÷ 95% nei gas di scarico in cui sia ancora presente ossigeno come avviene nei motori Diesel e anche nei motori a iniezione diretta di benzina. I catalizzatori più interessanti sono di due tipi (*Figura 42.22*):

- Catalizzatori a base di ossidi di vanadio, wolframio e titanio che usano come agente riducente l'ammoniaca (NH_3) iniettata nei gas di scarico. Per motivi di tossicità, si preferisce

immagazzinare a bordo del veicolo una soluzione acquosa di urea [$\text{CO}(\text{NH}_2)_2$], che subisce prima una decomposizione termica e poi un processo di idrolisi per formare nei gas di scarico l'ammoniaca. Questo sistema di riduzione catalitica selettiva (SCR, *selective catalytic reduction*) basata sull'ammoniaca è stato dapprima utilizzato negli impianti fissi e quindi esteso ai motori Diesel utilizzati sui veicoli commerciali. È necessario tuttavia che il sistema di controllo che regola l'iniezione della soluzione acquosa di urea a monte del sistema sia in grado di adeguare la portata di agente riducente alle variazioni della produzione di NO_x da parte del motore, variazioni che possono avvenire anche piuttosto repentinamente, specie nel caso dei motori per autoveicoli.

- Catalizzatori ad adsorbimento per rimuovere gli NO_x in miscele magre (LNT, *lean NO_x trap*). Si tratta di catalizzatori con spiccate caratteristiche di adsorbimento degli ossidi di azoto in condizioni povere ($\lambda > 1$) e rilascio/riduzione in condizioni stechiometriche o ricche ($\lambda < 1$). A partire da un catalizzatore tradizionale platino-rodio, sono state esaltate le caratteristiche di adsorbimento degli NO_x legate alla presenza di lantanio e bario all'interno del washcoat: il platino ossida l' NO a NO_2 , il bario adsorbe l' NO_2 come $\text{Ba}(\text{NO}_3)_2$ in condizioni povere e lo rilascia rapidamente in condizioni ricche (in presenza di HC, CO e H_2), allorquando il rodio è in grado di ridurlo secondo la reazione tradizionale di un catalizzatore a tre vie.

Gli agenti riducenti necessari per rimuovere e ridurre gli ossidi di azoto, fissati in precedenza dal catalizzatore LNT come nitrati, possono essere prodotti grazie a una postiniezione di combustibile, effettuata all'interno del cilindro durante la fase di scarico allo scopo

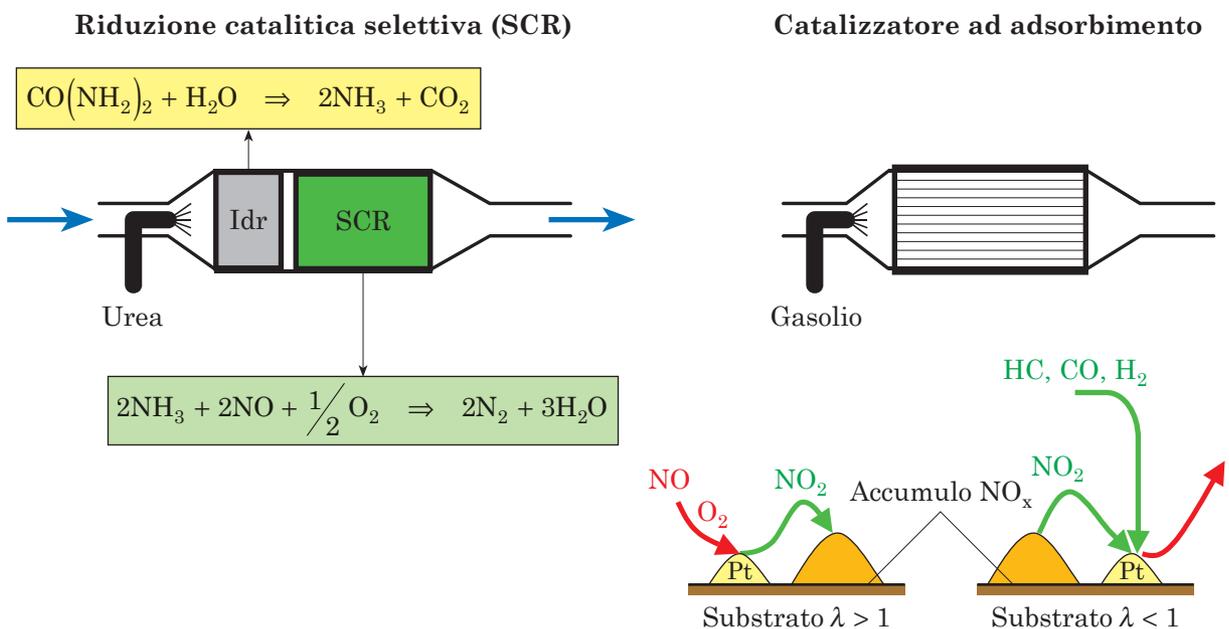


Fig. 42.22 - I due sistemi principali per ridurre gli ossidi di azoto in un ambiente con presenza di ossigeno come avviene nei gas di scarico del motore Diesel: riduzione catalitica selettiva (SCR) basata su un agente riducente (ammoniaca) e catalizzatore ad adsorbimento che immagazzina gli ossidi di azoto in condizioni povere per poi rilasciarli quando il motore viene portato a funzionare sul ricco ed è possibile effettuare la riduzione a N_2 .

di produrre deliberatamente idrocarburi incombusti da utilizzare come riducente, oppure tramite l'iniezione di gasolio direttamente nel collettore di scarico realizzata mediante un apposito iniettore ausiliario. Essendo limitata la capacità di immagazzinamento degli NO_x sotto forma di nitrati da parte del catalizzatore, è necessario provvedere a effettuare postiniezioni con elevata frequenza (indicativamente a intervalli di tempo dell'ordine dei minuti), con un aggravio in termini di consumo di combustibile quantificabile nel 2 – 3% circa. L'impiego di un catalizzatore LNT richiede un combustibile a basso tenore di zolfo (inferiore a 10 mg per kg di combustibile): in presenza di zolfo nel combustibile infatti tendono a formarsi solfati, che si fissano sul catalizzatore in competizione con i nitrati, diminuendo sensibilmente l'efficienza del dispositivo.

La *trappola di particolato* (Figura 42.23) permette di abbattere il particolato del motore Diesel con elevata efficienza (>90%). Si tratta di un filtro meccanico che trattiene le particelle solide portate in sospensione dai gas di scarico. È costituito da un monolite ceramico (generalmente in carburo di silicio), composto da canalini alternativamente chiusi e aperti secondo uno schema a scacchiera: il gas di scarico, che entra in un canalino (con l'imboccatura aperta, ma con il fondo chiuso), è costretto, per uscire, a passare attraverso le pareti porose del canalino nei canalini contigui (con l'imboccatura chiusa, ma con il fondo aperto) e in questo modo il particolato viene trattenuto sulle pareti.

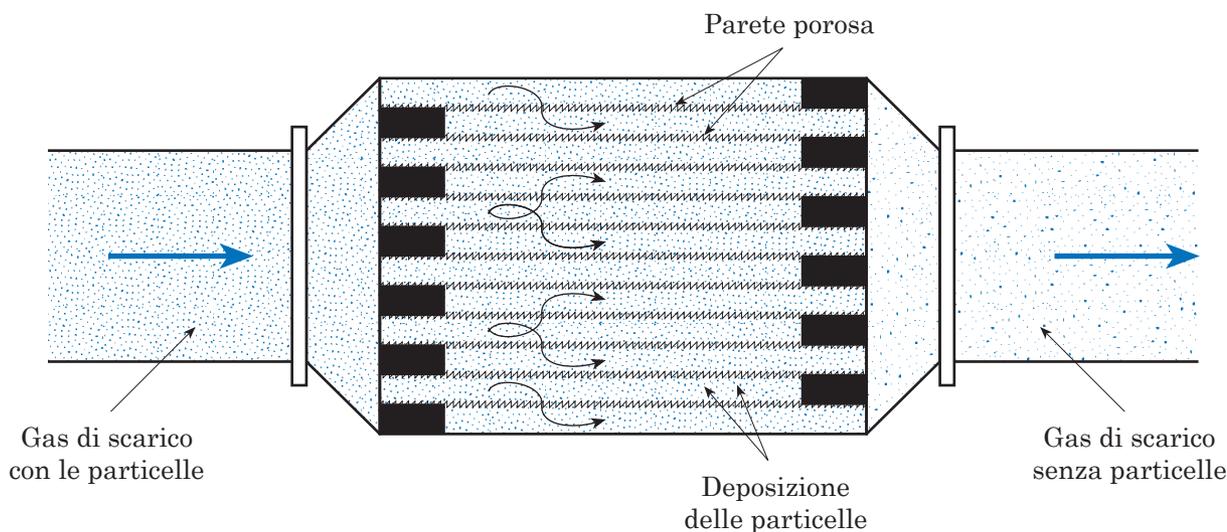


Fig. 42.23-a - Il filtro ceramico della trappola di particolato ha i canalini alternativamente chiusi e aperti in modo da obbligare il gas di scarico ad attraversare le pareti porose dei canali depositando così il particolato.

Il filtro tende però a intasarsi progressivamente, facendo aumentare la contropressione allo scarico del motore; è necessario allora provvedere periodicamente alla sua pulizia (*rigenerazione*) eliminando il particolato che si è accumulato sulle pareti porose dei canali del monolite. La rigenerazione del filtro può essere effettuata ossidando le particelle carboniose, ma, in assenza di agenti catalizzatori, la combustione di queste ultime può purtroppo avvenire soltanto a temperature piuttosto elevate (superiori ai 650 °C), che difficilmente

possono essere raggiunte allo scarico del motore se non in condizioni di piena potenza. Per questo motivo, ogni qualvolta sia necessario provvedere alla rigenerazione della trappola (indicativamente a intervalli di qualche centinaio di km per le applicazioni automobilistiche) è necessario che il sistema di controllo del motore provveda a innalzare la temperatura allo scarico, posticipando l'iniezione del combustibile e impiegando eventualmente delle postiniezioni durante la fase di espansione o di scarico al fine di incrementare la temperatura dei gas fino a un livello tale da consentire la rigenerazione della trappola. Accanto a questi interventi, sono stati usati anche additivi catalitici, ad esempio cerio, aggiunti al combustibile per far avvenire l'ossidazione del particolato a temperature inferiori, e limitare quindi le quantità di combustibile da impiegare nel corso della rigenerazione, dal momento che quest'ultimo viene utilizzato in modo improprio, al solo scopo di incrementare la temperatura dei gas di scarico, ed è quindi responsabile di un incremento del consumo (usualmente dell'ordine del 2-3% circa). La trappola del particolato può essere accoppiata a un catalizzatore ad adsorbimento oppure addirittura integrata con questo permettendo così la simultanea riduzione di particolato e di ossido di azoto.

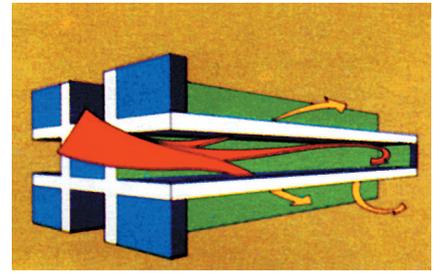


Fig. 42.23-b - Schema di un canale del filtro con percorso dei gas contenenti le particelle carboniose che si depositano sulle pareti.

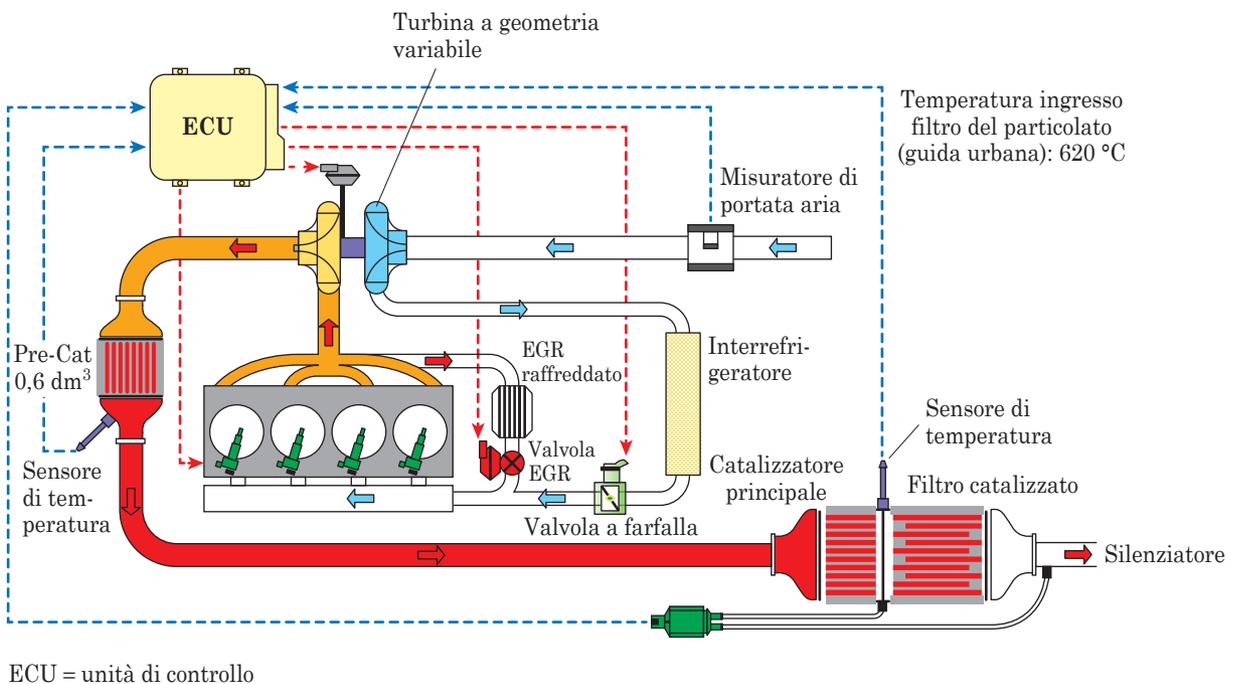


Fig. 42.24 - Trappola per il particolato e sistema di rigenerazione basato sull'impiego combinato di post-iniezioni e trappola attivata cataliticamente (Fiat). Motore 1,9 litri, 4 valvole per cilindro, iniezione diretta di seconda generazione con sistema Common rail (1600 bar).

42.2.5 Evoluzione tecnologica

L'evoluzione tecnologica dei motori ad accensione per compressione ha avuto come obiettivo primario il contenimento delle emissioni inquinanti, e in particolare degli ossidi di azoto e del particolato, anche a causa della complessità dei sistemi di post-trattamento dei gas di scarico per queste due tipologie di inquinanti. Tra i numerosi progressi registrati, senz'altro il più rilevante ha riguardato il sistema di **iniezione del combustibile**, con l'introduzione dei sistemi a controllo elettronico di tipo *Common Rail*.

La pompa in linea del secolo scorso ha tanti elementi, ognuno costituito da un pompante che scorre all'interno di un cilindretto, quanti sono i cilindri del motore. Il pompante è sollevato da una camma ed è riportato nella posizione iniziale da una molla di ritorno e si muove quindi di moto alterno, similmente al pistone di un motore alternativo. L'accoppiamento tra il pompante e il relativo cilindretto è curato in modo particolare per evitare perdite di gasolio; con le pompe in linea si possono raggiungere pressioni di iniezione fino a 110 ÷ 130 MPa. Negli anni '70 erano state sviluppate anche pompe rotative o a distributore, usate esclusivamente sui Diesel automobilistici a iniezione indiretta, con pressioni massime di iniezione pari a 70 MPa.

La flessibilità del sistema di iniezione meccanico è decisamente insufficiente poiché:

- la variazione dell'anticipo di iniezione con la velocità di rotazione del motore è affidata a un regolatore centrifugo, che impone pertanto una legge di variazione piuttosto rigida;
- la pressione di iniezione è correlata con la velocità di rotazione della camma che aziona i pompanti, e quindi con la velocità di rotazione del motore: ciò porta ad avere pressioni di iniezione basse alle basse velocità di rotazione, con scarsa polverizzazione del getto;
- non è possibile frazionare l'evento di iniezione effettuando più iniezioni nell'ambito del medesimo ciclo, come sarebbe viceversa utile per contenere ad esempio l'accumulo e la rumorosità tramite un'iniezione pilota effettuata prima dell'iniezione principale.

A questi inconvenienti è in grado di ovviare il sistema di iniezione a controllo elettronico di tipo *Common Rail*, sviluppato da Fiat sul finire del secolo scorso per applicazioni automobilistiche, per poi diffondersi progressivamente anche nel campo dei motori per trazione pesante e, più recentemente, anche nel campo dei motori navali. Il sistema di iniezione *Common Rail* è costituito da (*Figura 42.25-a*):

1. pompa elettrica di innesco;
2. pompa di alta pressione;
3. regolatore di pressione;
4. accumulatore comune (*rail*) del gasolio in pressione;
5. sensore di pressione;
6. iniettori elettroidraulici;
7. centralina elettronica (*control unit*).

La pompa elettrica di innesco estrae il combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di alta pressione rotativa (a pistoni radiali) che invia al rail una portata di gasolio notevolmente superiore alla quantità da iniettare. All'interno del rail la pressione raggiunge valori superiori ai 130 MPa: essa viene controllata tramite un sensore di pressione che trasmette

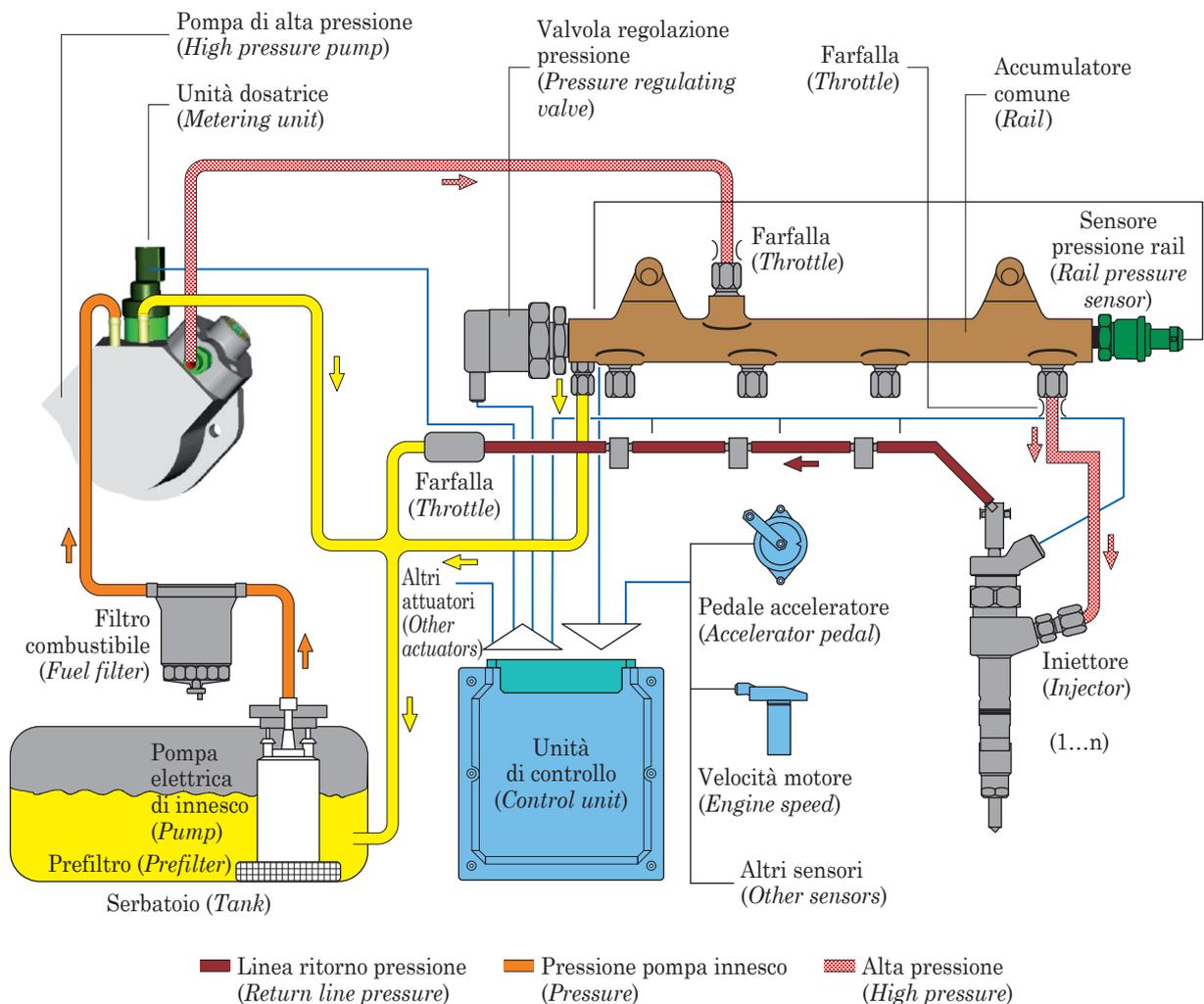
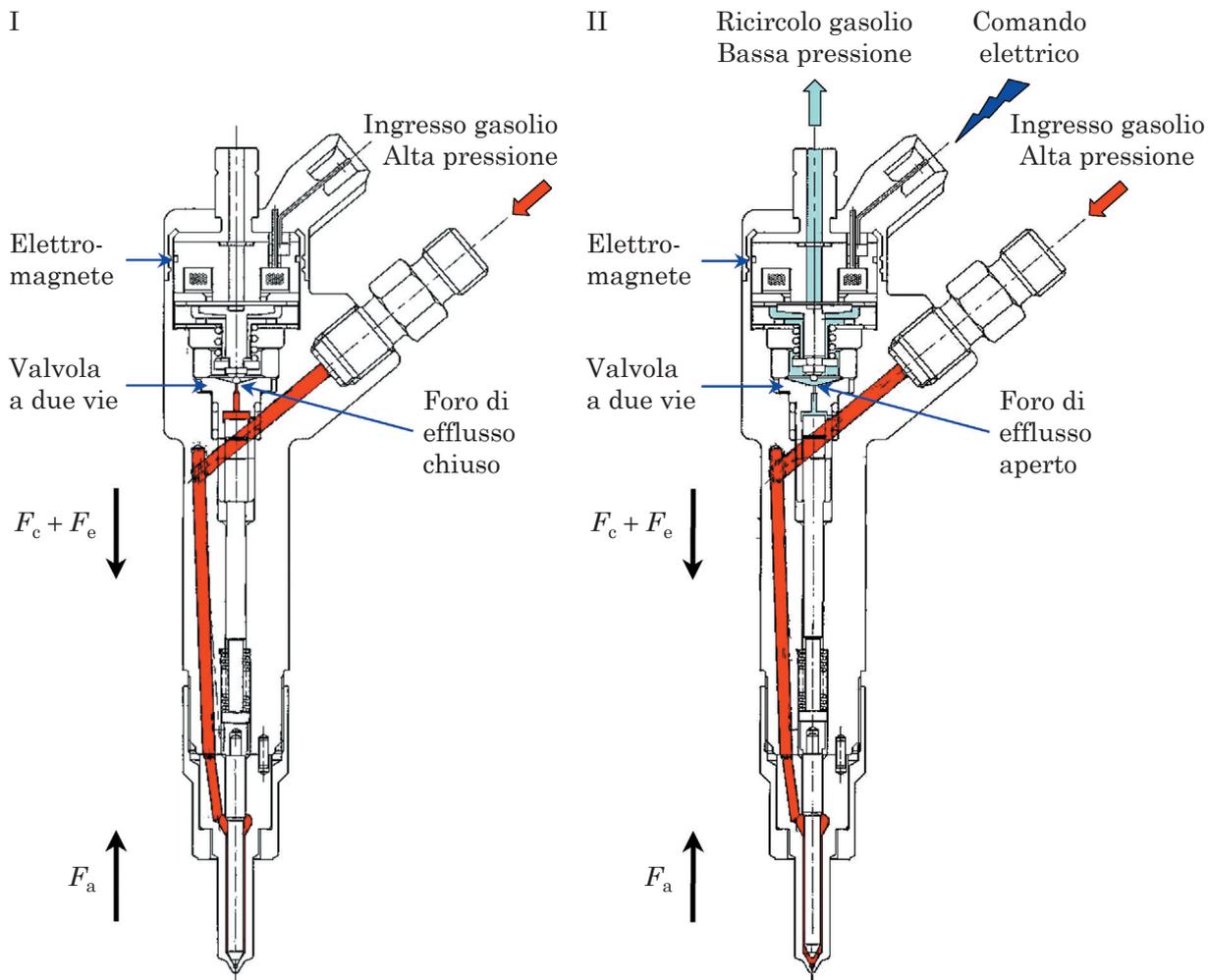


Fig. 42.25-a - Gestione del sistema di iniezione Common Rail (Robert Bosch).

il suo segnale alla centralina elettronica di controllo, la quale a sua volta interviene su di una elettrovalvola a due vie (regolatore di pressione) che provvede a ricircolare all'aspirazione della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione al valore desiderato.

Al rail sono collegati gli iniettori il cui funzionamento viene determinato dall'eccitazione di un veloce attuatore elettromagnetico a solenoide integrato nel corpo di ogni elettroiniettore (Figura 42.25-b). L'iniettore si trova infatti in posizione normalmente chiusa, in quanto la spina che può consentire con il suo sollevamento l'efflusso del combustibile è mantenuta in battuta contro la sua sede dall'azione di una molla di contrasto. Non è possibile tuttavia ricorrere a un azionamento elettromagnetico diretto, eccitando un solenoide che richiami verso l'alto la spina, in quanto in questo caso la forza elettromagnetica richiesta sarebbe enorme, dovendo prevalere sulla molla di contrasto che mantiene in battuta la spina con una forza superiore a quella esercitata dal combustibile in pressione che tende a sollevare la spina stessa. Una forza elettromagnetica così elevata richiederebbe la circo-



- Elettromagnete diseccitato
- Pressione nella valvola uguale alla pressione nel polverizzatore
- Bilancio forze: $F_c + F_e > F_a$
- Polverizzatore chiuso

- Elettromagnete eccitato
- Pressione nella valvola ridotta mediante apertura foro di efflusso
- Bilancio forze: $F_c + F_e < F_a$
- Polverizzatore aperto

Fig. 42.25-b - Principio di funzionamento dell'elettroiniettore:

- I) posizione di riposo;
- II) attuazione iniezione.

lazione di correnti elettriche tali da comportare l'impiego di avvolgimenti non compatibili con le dimensioni del particolare. Si ricorre pertanto a un azionamento di tipo elettroidraulico, che tramite una servovalvola controllata elettromagneticamente consente di sfruttare la pressione stessa del combustibile per sollevare la spina. L'equilibrio della spina dipende dal bilancio delle forze agenti che agiscono su di essa:

- la forza elastica F_e , rivolta nella direzione di chiusura e dovuta alla molla che agisce sulla spina; tale forza garantisce la tenuta del polverizzatore quando la pressione di alimentazione scende a zero, evitando gocciolamenti di combustibile nel cilindro;

- la forza F_c , che agisce anch'essa nella direzione di chiusura, dovuta alla pressione del gasolio presente nel volume di controllo, posto immediatamente al di sopra della spina. Tale pressione agisce sull'area superiore dell'asta di pressione.
- La forza F_a , rivolta nella direzione di apertura, dovuta alla pressione del combustibile presente nel volume di alimentazione e che agisce sull'area della corona circolare delimitata all'esterno dal diametro di scorrimento della spina nell'ugello e all'interno dal diametro di tenuta della sede conica.

Quando l'iniettore non è eccitato, le pressioni nei volumi di alimentazione e di controllo sono identiche e pari alla pressione di linea fornita dal rail; in tali condizioni risulta $F_c + F_e > F_a$ e quindi le forze di chiusura sono superiori a quelle di apertura; conseguentemente il complesso asta di pressione-spina è trattenuto in posizione di chiusura, garantendo la tenuta del polverizzatore. Affinché avvenga l'apertura della spina è necessario che la pressione nel volume di controllo diminuisca sino a che $F_c + F_e < F_a$.

Si viene così a creare uno squilibrio tra le forze agenti sulla spina a favore del sollevamento della stessa. La regolazione della pressione nel volume di controllo risulta pertanto fondamentale per determinare la chiusura o l'apertura dell'iniettore, e può essere realizzata tramite un foro la cui apertura è controllata dalla elettrovalvola di comando. In questo modo la forza richiesta all'elettrovalvola di comando risulta modesta, in quanto è la pressione esercitata dal gasolio stesso a produrre il sollevamento della spina.

Rispetto ai sistemi di iniezione di tipo tradizionale a controllo meccanico, il sistema a controllo elettronico Common Rail consente di ottenere un'elevatissima flessibilità nella gestione dell'iniezione del combustibile, permettendo in particolare di:

- controllare la pressione di iniezione svincolandola totalmente dalla velocità di rotazione del motore;
- controllare l'anticipo di iniezione adattandolo alle esigenze del motore a seconda delle diverse condizioni di funzionamento (riducendolo ad esempio laddove sia necessario contenere le emissioni di NO_x , per aumentarlo invece quando l'obiettivo primario sia quello di contenere i consumi);
- frazionare l'evento di iniezione, realizzando più iniezioni per ciclo.

In particolare, il sistema Common Rail consente di modulare la quantità di combustibile iniettata a ogni ciclo secondo lo schema di *Figura 42.25-c*:

1. *pilot* – L'iniezione pilota avviene con elevato anticipo rispetto all'iniezione principale e permette di ridurre drasticamente il rumore di combustione all'avviamento e a bassi regimi di rotazione. Viene infatti iniettata una piccola frazione della quantità totale di combustibile (usualmente dell'ordine di pochi punti percentuali), che con la sua combustione permette di ridurre sensibilmente il ritardo di accensione e l'accumulo durante l'iniezione principale, attenuando così la brusca impennata di pressione responsabile della rumorosità.
2. *pre* – È la preiniezione effettuata immediatamente prima dell'iniezione principale che consente di ridurre ulteriormente il rumore di combustione (*combustion noise*) e di favorire la miscelazione aria-combustibile in modo da ridurre CO e HC.
3. *main* – È l'iniezione principale con (*with*) profilo della velocità di iniezione (*IRS, injection rate shaping*) realizzato in modo da evitare elevati picchi di combustione causa della formazione degli ossidi di azoto e, allo stesso tempo, ridurre il consumo di combustibile.

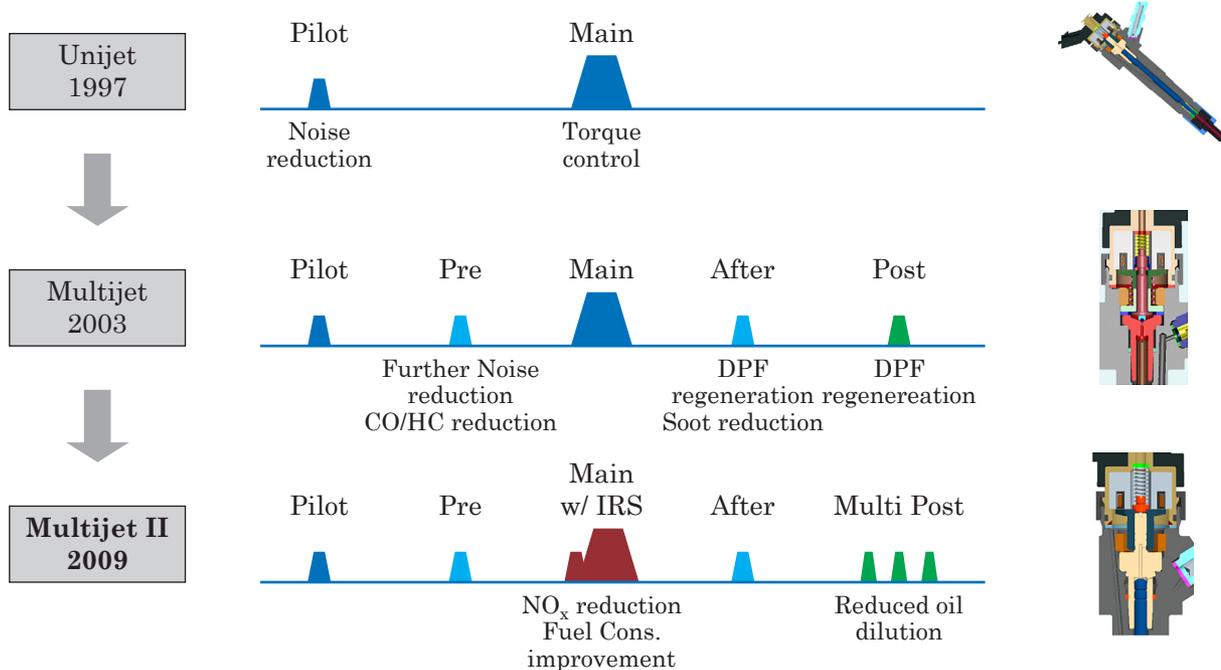


Fig. 42.25-c - Evoluzione del sistema di iniezione Common Rail e modulazione dell'iniezione del combustibile (Fiat).

- after* – L'iniezione viene effettuata subito dopo l'iniezione principale al fine di modulare la fase finale del processo di combustione. L'introduzione di questa iniezione favorisce il processo di ossidazione del particolato formatosi nelle fasi precedenti ripristinando un adeguato livello di temperatura.
- post* – Nelle ultime fasi della combustione è possibile attuare una o più iniezioni che determinano un sensibile innalzamento delle temperature di scarico permettendo sia la riduzione della diluizione dell'olio lubrificante sia in modo periodico la rigenerazione della trappola per il particolato. Queste postiniezioni possono inoltre produrre gli HC necessari a creare l'ambiente riducente indispensabile per la rigenerazione del catalizzatore DeNO_x per l'abbattimento degli ossidi di azoto.

La potenza di un motore a combustione interna dipende dalla massa d'aria e dalla quantità corrispondente di combustibile che possono essere introdotte nel cilindro. Normalmente, questo aumento di potenza viene ottenuto con un aumento di cilindrata o del regime di rotazione. Tuttavia un aumento di cilindrata ha come conseguenza l'aumento della massa del motore e del relativo ingombro, mentre l'aumento del regime di rotazione rappresenta, particolarmente per i motori di dimensioni maggiori, una difficoltà insormontabile, poiché il corrispondente aumento delle forze di inerzia che agiscono sugli organi in moto alterno richiede un maggior irrobustimento di questi ultimi e quindi una massa maggiore, che, a sua volta, porta all'ulteriore aumento delle forze di inerzia, innescando così un processo senza sbocchi. Una diversa soluzione tecnica per ottenere l'aumento di potenza di un motore è la **sovralimentazione**, che consiste nell'aumentare la pressione e quindi la massa volumica dell'aria che alimenta il motore; l'aumento di pressione viene realizzato con modesti aumenti di temperatura dell'aria in quanto il sistema di sovralimentazione viene seguito da un interrefrigeratore.

La sovralimentazione, realizzata dapprima sui motori ad accensione per compressione e poi nei motori ad accensione comandata, porta all'aumento del rendimento indicato, in quanto, potendo essere la pressione all'uscita del compressore maggiore della pressione dell'ambiente in cui scarica il motore, l'area di ricambio del fluido del ciclo di lavoro diventa positiva (*Figura 41.20-b*). I principali sistemi per sovralimentare il motore consistono nell'uso di un compressore rotativo (Roots) azionato dall'albero motore oppure di un turbocompressore a gas di scarico con la turbina che sfrutta l'energia residua presente nei gas di scarico del motore. Qualora la sovralimentazione venga ottenuta con il compressore rotativo azionato dall'albero motore, la pressione allo scarico del motore coincide con quella dell'ambiente e l'area del ciclo di ricambio del fluido è sicuramente positiva, a spese però di un lavoro che viene sottratto all'albero motore e che provoca quindi una sensibile riduzione del rendimento, qualora si vogliano raggiungere consistenti pressioni di sovralimentazione. Se invece la sovralimentazione viene ottenuta con il turbocompressore a gas di scarico, la turbina sfrutta l'energia disponibile nei gas di scarico del motore, energia che andrebbe altrimenti perduta (*Figura 42.26-a*).

La sovralimentazione realizzata con turbocompressore a gas di scarico offre inoltre il vantaggio che, aumentando rispetto al corrispondente motore aspirato la pressione media indicata *imep*, diminuisce il valore della frazione *f_{mep}/imep* che compare nella **41-16'** e quindi migliora il rendimento meccanico. Per applicazioni su vettura sia la turbina che il compressore sono solitamente del tipo radiale a singolo stadio, mentre nei motori Diesel per impianti stazionari o navali e in quelli per carro la sovralimentazione è di solito in due stadi con macchine che possono essere anche assiali.

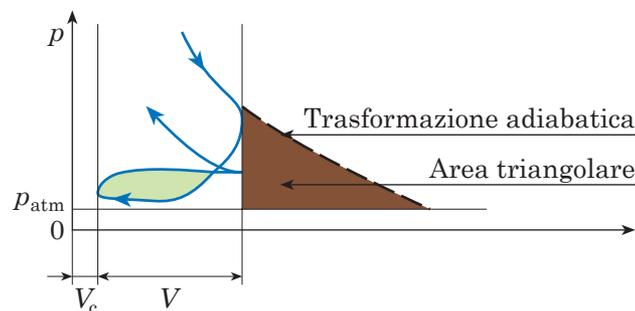


Fig. 42.26-a - Lavoro ideale utilizzabile da una turbina a gas di scarico [<http://www.youtube.com/watch?v=U43jY0eXfWk>].

Nei gruppi turbocompressori utilizzati nei motori a combustione interna dedicati alla trazione vi è la necessità di adeguare le prestazioni del gruppo su tutto il campo di funzionamento del motore. Una turbina con area di ingresso modesta, cioè con cassa più piccola, offre le migliori prestazioni alle basse velocità di rotazione del motore in quanto il motore può trarre vantaggio da una pressione di mandata e da una portata d'aria più elevate; ad alte velocità invece la turbina con cassa piccola crea un'eccessiva contropressione allo scarico e offre perciò prestazioni meno soddisfacenti della turbina con cassa più grande. L'ideale sarebbe poter disporre di un sistema in grado di riprodurre le caratteristiche di una turbina con cassa piccola alle basse velocità di rotazione del motore e di una turbina con cassa grande alle alte velocità di rotazione. Ciò viene realizzato con un gruppo turbo-

compressore dotato di una *turbina a geometria variabile*: è questa una turbina avente un distributore palettato in cui, analogamente a quanto viene fatto con le turbine Francis, è possibile controllare sia l'area effettiva della turbina (dominata dalla larghezza del passaggio tra statore e palette) sia le perdite di incidenza sulla palettatura rotorica, facendo variare l'angolo della palettatura del distributore in funzione della velocità del motore o della portata in massa dei gas di scarico (*Figura 42.26-b*).

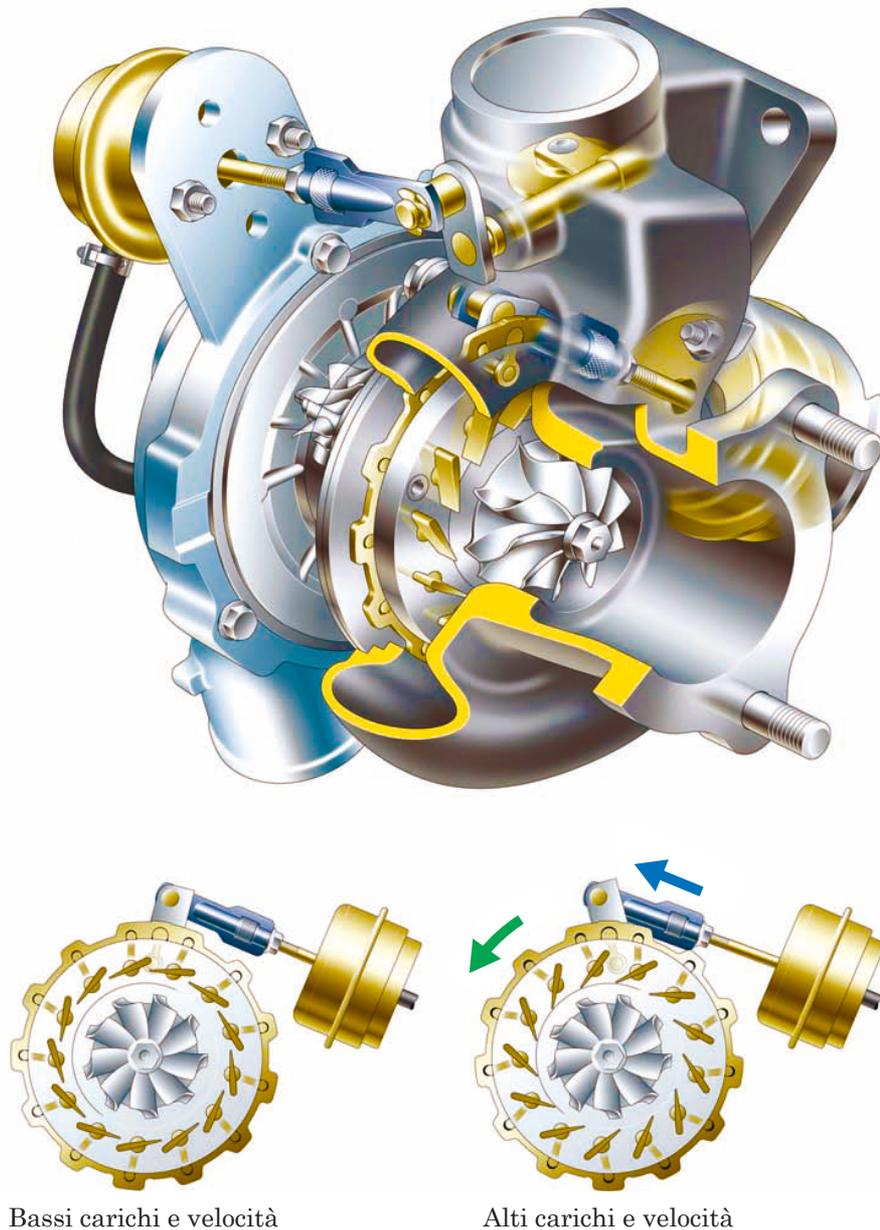


Fig. 42.26-b - Turbina a geometria variabile per sovralimentazione di un motore Diesel per autovettura (Volvo). Ai bassi carichi e velocità di rotazione modeste, le palette del distributore sono semi-chiuse in modo da ridurre la sezione di passaggio dei gas. Per valori elevati del carico e della velocità di rotazione, le palette del distributore sono aperte per aumentare la sezione di passaggio dei gas. [<http://www.youtube.com/watch?v=CbdY1rymBJg&feature=related>].

A partire dalla fine del secolo scorso quando diventava sempre più evidente che il problema principale del ventunesimo secolo sarebbe stata la riduzione del biossido di carbonio (CO_2) e quindi del consumo di combustibile, la **riduzione della cilindrata** (*downsizing*) a pari prestazioni ha caratterizzato l'evoluzione del motore alternativo a combustione interna. L'aumento della densità di potenza (**41-13'**), realizzata prima nei motori ad accensione per compressione e poi nei motori ad accensione comandata, porta infatti il motore a lavorare in zone del piano quotato con consumo specifico di combustibile più basso (*Figura 42.27*); perno del downsizing è la sovralimentazione che consente di raggiungere una curva di coppia ancor maggiore di quella che aveva il motore originale ad aspirazione naturale con un effetto positivo anche sull'accelerazione del veicolo. Oltre ai vantaggi in termini di consumo di combustibile e di prestazioni del veicolo, il downsizing porta anche a significativi vantaggi economici per la possibilità di usare motori meno costosi, ad esempio un motore a quattro cilindri in linea al posto di un 6 cilindri a V.

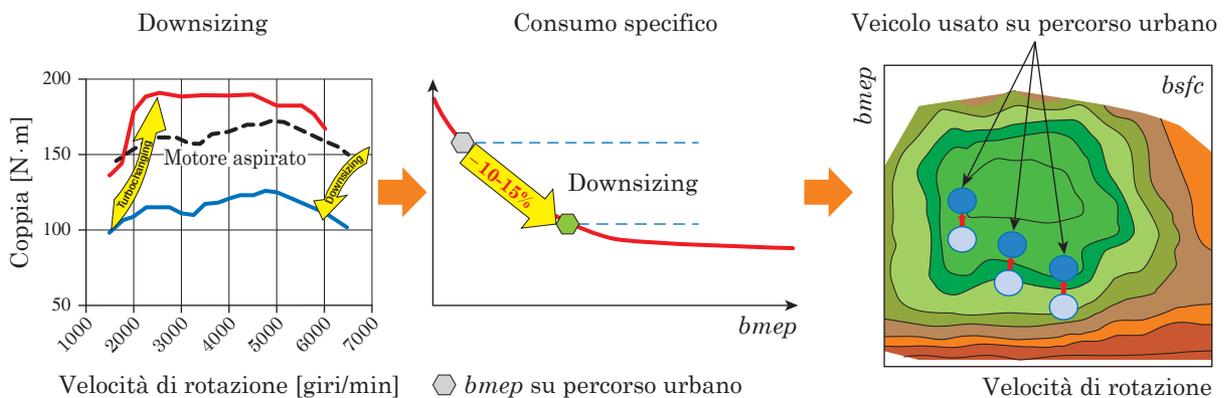


Fig. 42.27 - Effetto del downsizing da sinistra verso destra:

- 1) riducendo la cilindrata (*downsizing*) sul motore aspirato, la coppia diminuisce; poi con la sovralimentazione (*turbocharging*) la coppia viene portata a un valore ancora più alto della coppia originale del motore aspirato;
- 2) il corrispondente aumento della pressione media effettiva $bmep$ determina una riduzione del consumo specifico $bsfc$ del 10 ÷ 15%;
- 3) con l'aumentare della $bmep$ sul piano quotato si passa infatti da punti (cerchi bianchi) a consumo specifico più alto a punti (cerchi celesti) con un consumo specifico più basso.

42.3 Limiti delle emissioni

Le emissioni di inquinanti sono strettamente legate alle condizioni di funzionamento del veicolo; al fine di valutarne e limitarne l'entità, sono stati messi a punto dei cicli di prova che prevedono l'impiego del veicolo in condizioni tali da riprodurre in laboratorio le condizioni di marcia statisticamente più frequenti nell'impiego su strada suddivisi in condizioni di funzionamento a velocità bassa (traffico di tipo urbano), media (traffico di tipo suburbano), alta (autostrada) e molto alta (autostrade di Paesi, come la Germania, per i quali non esiste un limite della velocità massima). Il ciclo armonizzato a livello mondiale

(*Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedures, WLTP*) di *Figura 42.28-a* sostituisce così a partire dal primo settembre 2017 il vecchio ciclo Europa (*New European Driving Cycle, NEDC*).

Il veicolo viene posto su un banco a rulli (*Figura 42.28-b*) in grado di simulare la resistenza al moto e l'inerzia del veicolo, mentre i gas di scarico vengono aspirati e miscelati con aria prelevata dall'ambiente esterno allo scopo di abbassare la pressione parziale del vapor d'acqua presente nei gas stessi ed evitare la formazione di condensa che sottrarrebbe quote parti delle emissioni dalla misura; nel calcolo delle masse di inquinanti emesse si tiene poi conto della diluizione dei gas di scarico con l'aria esterna. La massa [g oppure mg] di ciascun inquinante divisa la lunghezza in km del percorso simulato dal ciclo di prova deve risultare inferiore al limite [g/km] di legge stabilito dalla legislazione dei vari Paesi (*Figura 42.29*).

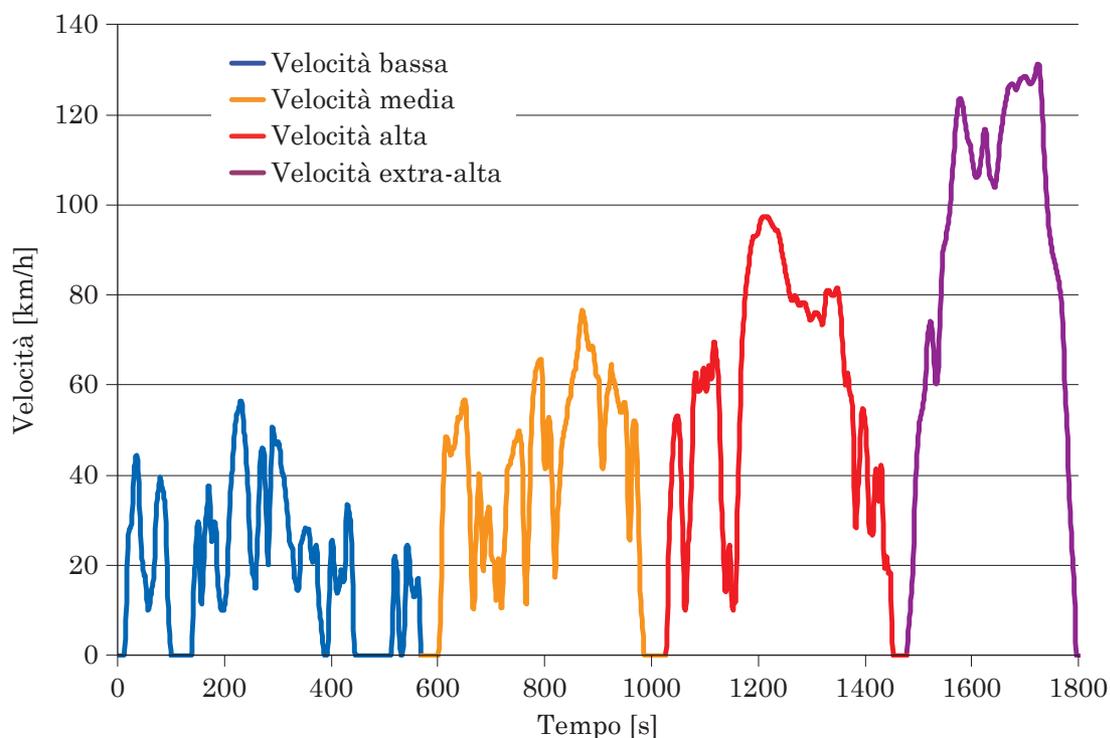


Fig. 42.28-a - Ciclo armonizzato a livello mondiale (WLTP) e adottato nell'Unione Europea dal 2017: velocità del veicolo [km/h] in funzione del tempo [s]. Sono evidenziate con colori diversi le quattro fasi alle velocità bassa, media, alta ed extra-alta. Il ciclo WLTP sostituisce il vecchio ciclo NEDC utilizzato precedentemente per la valutazione di emissioni e CO₂.

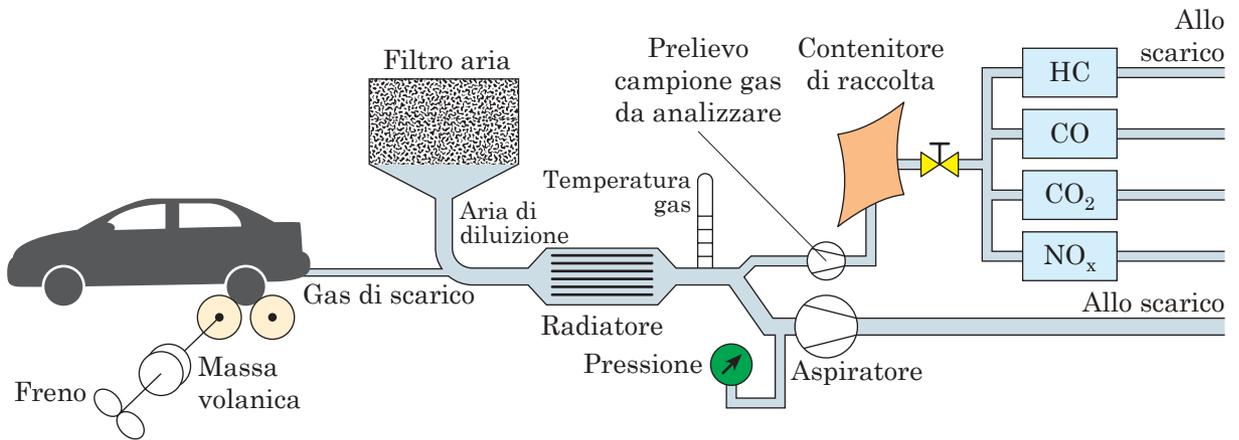


Fig. 42.28-b - Rilievo delle emissioni di inquinanti (HC, CO ed NO_x) e di biossido di carbonio (CO₂) della vettura provata su banco a rulli dinamometrico.

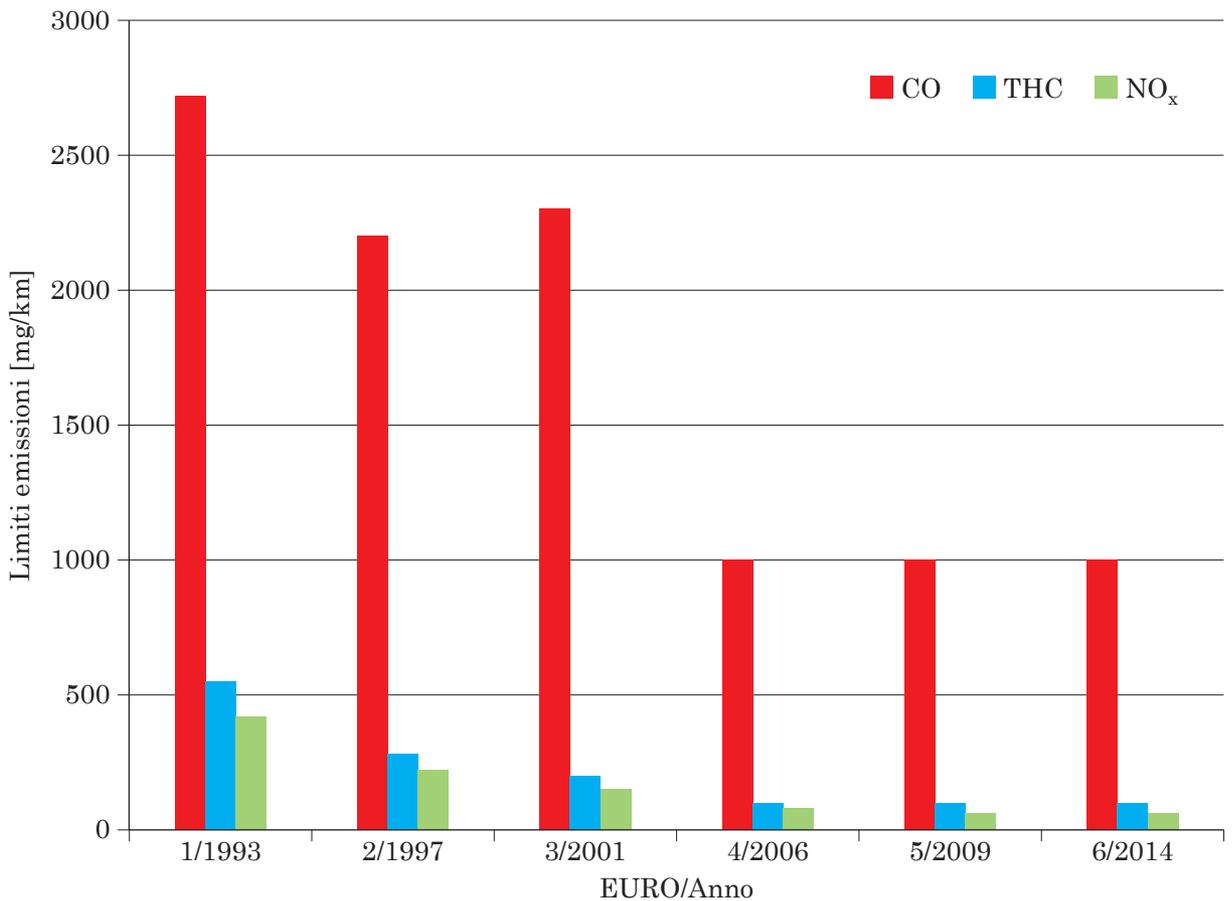


Fig. 42.29-a - Limiti di emissioni dell'Unione Europea per autovetture dotate di motori ad accensione comandata a partire dal 1993 (Euro 1). Dal 2009 è stato introdotto un limite sulla massa del particolato (PM = 5 mg/km) e dal 2014 anche un limite sul numero delle particelle (PN, *particle number*) pari a $6 \times 10^{11}/\text{km}$.

Nel caso di motori per veicoli industriali (carri, autobus ecc.) oppure di motori per impieghi stazionari o navali, occorre soddisfare limiti di emissioni specifiche espressi in g/(kW·h); il motore viene provato al banco secondo cicli standardizzati di tipo transitorio, con variazioni cioè del carico e della velocità di rotazione secondo per secondo, oppure stazionario secondo determinati valori di carico e di velocità di rotazione.

All'inizio del secolo si iniziano a sviluppare dei metodi di misura delle emissioni dei veicoli su strada. I rilievi delle emissioni, e in particolare quelli di ossidi di azoto emessi da veicoli Diesel su strada, risultano sensibilmente maggiori fino a 4 ÷ 5 volte dei valori rilevati in laboratorio con il vecchio ciclo europeo NEDC che, causa una bassa velocità media di 33 km/h e un'accelerazione massima di 1,2 m/s², non controlla quelle condizioni di funzionamento del motore che sono le più interessate alla generazione degli NO_x. E quando, come nel ciclo USA, le condizioni di prova si avvicinano a quelle reali del veicolo su strada, alcuni costruttori introducono dei dispositivi di neutralizzazione (*defeat devices*) dei sistemi di abbattimento degli NO_x, come il ricircolo dei gas di scarico (*Exhaust Gas Recirculation*, EGR), che riducono il consumo di combustibile a prezzo di un elevato aumento degli NO_x; abbiamo visto infatti (*Paragrafo 41.8*) che tanto maggiori sono gli ossidi di azoto e tanto minore è il consumo di combustibile. A partire dal 2020, viene così introdotta nella legislazione Europea la misura delle emissioni su strada (*Real Driving Emissions*, RDE) mediante analizzatori posti a bordo della vettura (*Portable Emission Measurement System*, PEMS); i percorsi RDE coprono tre tipi di funzionamento della vettura: urbano (fino a 60 km/h), rurale (da 60 a 90 km/h) e autostradale (al di sopra di 90 km/h). Inoltre, a partire dal primo gennaio 2020, il limite Euro 6 di emissioni di NO_x delle vetture diesel in laboratorio pari a 80 mg/km (*Figura 42.29-b*) dovrà tener conto di un limite da non superare (*not-to-exceed*, NTE) misurato nelle prove su strada di 120 mg/km = 80 mg/km × 1,5 (1,5 viene chiamato fattore di conformità).

Data l'importanza di limitare le emissioni di gas a effetto serra e in particolare quelle di biossido di carbonio (CO₂), è stato posto un limite medio di 95 g CO₂/km per le vetture nel 2021. Il limite è funzione della massa del veicolo secondo una curva che consente alle vetture più pesanti un limite più alto di quello delle vetture più leggere, ma preservando il limite medio di 95 g CO₂/km sul totale della flotta (è l'insieme delle vetture vendute da un dato costruttore). Questo limite di CO₂, fissato quando il ciclo di riferimento era il vecchio NEDC, dà luogo a un consistente divario tra il livello di emissioni di biossido di carbonio misurato in laboratorio e il livello di CO₂ effettivo che l'utente riscontra su strada. A partire dal 2021, il limite di CO₂ sarà perciò basato sul nuovo ciclo armonizzato WLTP e i limiti successivi saranno stabiliti come riduzione percentuale rispetto ai valori medi delle emissioni di CO₂ registrati nel 2021: sono stati proposti -15% nel 2025 e -30% nel 2030.

Ma cosa significa il limite di 95 g di CO₂ al km? Per un combustibile tipico avente un contenuto di carbonio in massa C = 86,1%, si calcolano la quantità in massa di CO₂ (m_{CO_2}) emessa nella combustione riferita alla massa di combustibile m_f (*Paragrafo 32.5*) e il volume di combustibile corrispondente V_f in litri per 100 km:

$$\frac{m_{CO_2}}{m_f} = 3,667 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg C}} \times 0,861 \frac{\text{kg C}}{\text{kg combustibile}} = 3,16 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg combustibile}}$$

$$V_f \left[\frac{\text{litri}}{100 \text{ km}} \right] = \frac{m_{CO_2} \left[\frac{\text{g CO}_2}{\text{km}} \right] \frac{100}{100}}{3,16 \frac{\text{g CO}_2}{\text{g combustibile}} \rho_f \left[\frac{\text{g combustibile}}{\text{litro}} \right]} = \frac{100 \times m_{CO_2} \left[\frac{\text{g CO}_2}{100 \text{ km}} \right]}{3,16 \frac{\text{g CO}_2}{\text{g combustibile}} \rho_f \left[\frac{\text{g combustibile}}{\text{litro}} \right]}$$

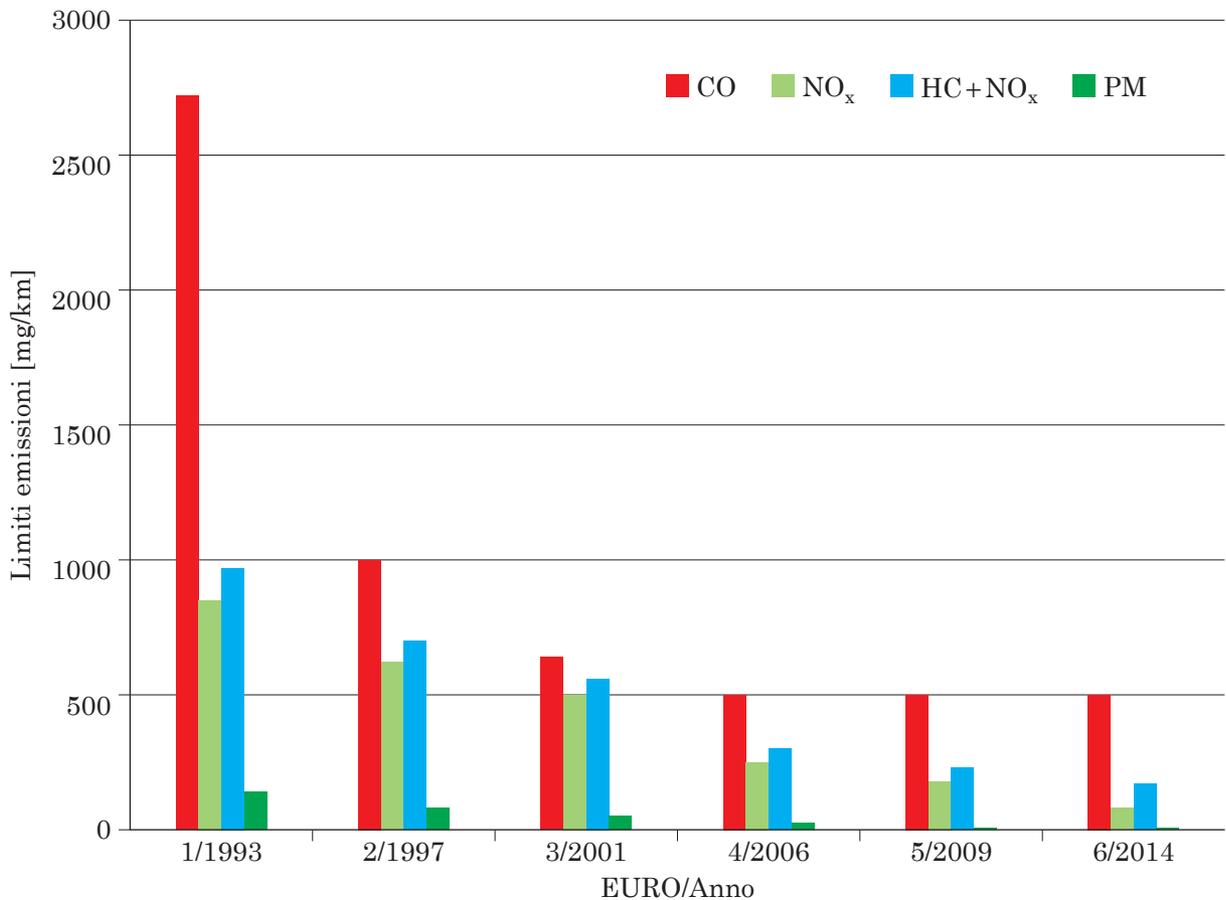


Fig. 42.29-b - Limiti di emissioni dell'Unione Europea per autovetture dotate di motori ad accensione per compressione a partire dal 1993 (Euro 1). Al limite sulla massa del particolato (PM), dal 2014 viene aggiunto il limite sul numero delle particelle di $6 \times 10^{11}/\text{km}$.

Presi una benzina di massa volumica $\rho_{\text{benzina}} = 0,735 \text{ kg/litro} = 735 \text{ g/litro}$ e un gasolio di massa volumica $\rho_{\text{gasolio}} = 0,835 \text{ kg/litro} = 835 \text{ g/litro}$, il consumo vale:

$$V_{\text{benzina}} \left[\frac{\text{litri}}{100 \text{ km}} \right] = \frac{100 \times 95 \frac{\text{g CO}_2}{100 \text{ km}}}{3,16 \frac{\text{g CO}_2}{\text{g benzina}} \times 735 \frac{\text{g benzina}}{\text{litro}}} = 4,09 \frac{\text{litri}}{100 \text{ km}} \approx 4,1 \frac{\text{litri}}{100 \text{ km}}$$

$$V_{\text{gasolio}} \left[\frac{\text{litri}}{100 \text{ km}} \right] = \frac{100 \times 95 \frac{\text{g CO}_2}{100 \text{ km}}}{3,16 \frac{\text{g CO}_2}{\text{g gasolio}} \times 835 \frac{\text{g gasolio}}{\text{litro}}} \approx 3,6 \frac{\text{litri}}{100 \text{ km}}$$

SINTESI

Si possono distinguere tre fasi nella *combustione nel motore ad accensione comandata*: sviluppo di un primo nucleo che interessa il 5% della miscela aria-combustibile provocata dalla scintilla fatta scoccare tra gli elettrodi della candela, combustione rapida del fronte di fiamma che si propaga nel 95% della miscela e completamento della combustione dopo che il fronte di fiamma ha raggiunto le pareti.

Il numero di ottano è un indice della resistenza del combustibile alla *detonazione*, fenomeno per il quale la miscela si autoaccende prima dell'arrivo del fronte di fiamma regolare innescato dalla candela.

I *combustibili alternativi* (alla benzina) che possono venire utilizzati sul motore ad accensione comandata sono alcuni combustibili gassosi: gas di petrolio liquefatto, gas naturale e gli alcoli, metanolo ed etanolo.

Il *rapporto relativo aria/combustibile* $\lambda = (A/F) / \left| \frac{A}{F} \right|_{st}$ determina il livello delle emissioni (CO, HC, NO_x) e del consumo specifico di combustibile *bsfc* di un motore ad accensione comandata: più la miscela è ricca ($\lambda < 1$) più aumentano CO, HC e *bsfc*, mentre nella miscela povera o magra ($\lambda > 1$) gli NO_x raggiungono il massimo.

Il *catalizzatore a tre vie* che lavora in condizioni stechiometriche abbatte contemporaneamente CO, HC ed NO_x, attraverso il controllo della quantità di combustibile iniettata realizzato mediante la sonda λ posta sul condotto di scarico.

L'evoluzione del motore ad accensione comandata ha riguardato l'*alimentazione del combustibile*, realizzata inizialmente con il carburatore e poi con l'iniezione del combustibile dapprima nel collettore di aspirazione e quindi direttamente nel cilindro. Per il controllo della combustione cilindro per cilindro e ciclo per ciclo, l'iniezione diretta del combustibile deve essere accompagnata dal parallelo controllo dell'*alimentazione aria*.

A differenza del motore ad accensione comandata che si ferma a una cilindrata inferiore a qualche litro con un impiego prevalentemente indirizzato a veicoli (automobili) e macchine non-stradali (ad esempio, tosaerba, decespugliatori, motoseghe ecc.), il *motore ad accensione per compressione* o motore Diesel può arrivare a cilindrata unitarie molto alte (addirittura dell'ordine del m³) con applicazioni che spaziano dai veicoli stradali, sia autoveicoli che carri, alle macchine non-stradali, come macchine movimento-terra, ai treni, alle navi e agli impianti stazionari per la generazione di energia elettrica.

A partire dall'istante in cui il combustibile viene iniettato nel cilindro del motore Diesel, la *combustione* può essere suddivisa in quattro fasi: la prima in cui il combustibile iniettato si autoaccende in un determinato tempo (ritardo di accensione), la seconda di combustione rapida in cui l'accensione si comunica a tutto il combustibile che si è accumulato nella camera di combustione durante il ritardo all'accensione, la terza in cui le elevate temperature raggiunte all'interno della camera determinano l'accensione del combustibile mano a mano che viene iniettato e quindi la quarta di completamento della combustione.

Al contrario di quanto avviene nel motore ad accensione comandata in cui la velocità del fronte di fiamma aumenta con l'aumentare della turbolenza in funzione del numero di giri, i motori Diesel non riescono ad adeguare il processo di combustione all'aumento della velocità di rotazione poiché la corrispondente diminuzione del ritardo di accensione non è sufficiente a compensare la riduzione del tempo disponibile per la combustione al crescere del numero di giri; esiste quindi un *limite a lavorare a regimi elevati*.

Maggiore è il *numero di cetano*, indice della capacità di autoaccendersi del combustibile, e più facilmente il combustibile si autoaccende mano a mano che viene iniettato con una combustione più dolce e graduale.

Combustibili *alternativi* al gasolio sono il metilestere di olio di colza o biodiesel e l'etere dimetilico.

Il processo che porta alla formazione degli inquinanti nei motori Diesel (HC, CO, NO_x e PM) è diverso da quello che avviene nei motori ad accensione comandata a causa di un rapporto aria/combustibile mediamente povero con forti escursioni del suo valore all'interno della camera di combustione, passando da zone estremamente ricche nell'interno dello spray a zone estremamente povere nell'estrema periferia dello spray. Gli ossidi di azoto (NO_x), che costituiscono il principale inquinante gassoso, aumentano al crescere del carico e dell'anticipo all'iniezione. Il ricircolo dei gas combusti (EGR), che quale diluente inerte riduce le temperature massime di combustione, è il mezzo più efficace per ridurre gli NO_x all'interno della camera di combustione.

Allo scarico dei motori Diesel sono presenti elevate concentrazioni di ossigeno e non si possono quindi usare i catalizzatori a tre vie dei motori ad accensione comandata per abbattere gli ossidi di azoto. Occorre allora impiegare dei *catalizzatori riducenti* (sottraggono l'ossigeno agli NO_x) basati:

- sulla riduzione catalitica selettiva che impiega l'ammoniaca quale agente riducente;
- sull'adsorbimento degli ossidi di azoto in condizioni magre e rilascio/riduzione in condizioni stechiometriche o ricche.

La *trappola di particolato*, filtro meccanico che trattiene le particelle solide portate in sospensione dai gas di scarico, va rigenerata periodicamente per eliminare il particolato che si è accumulato sulle pareti porose dei canali del monolite.

L'evoluzione tecnologica dei motori Diesel è caratterizzato dall'introduzione del sistema di *iniezione del combustibile Common Rail*, che permette di svincolare la pressione di iniezione dalla velocità di rotazione del motore e consente un controllo estremamente flessibile del profilo dell'iniezione.

La *sovralimentazione* con il turbocompressore a gas di scarico, realizzata dapprima sui motori ad accensione per compressione e poi nei motori ad accensione comandata, porta all'aumento del rendimento indicato, poiché la turbina sfrutta l'energia disponibile nei gas di scarico del motore.

L'elemento che più ha caratterizzato l'evoluzione tecnologica del motore a combustione interna è la riduzione della cilindrata (*downsizing*) con un forte incremento della densità di potenza.

Le emissioni si valutano su cicli che riproducono in laboratorio la velocità [km/h] della vettura in funzione del tempo [s] impiegato a compiere un determinato percorso. Dal primo settembre 2017 l'Unione Europea ha adottato il *nuovo ciclo armonizzato a livello mondiale WLTP* suddiviso in quattro livelli di velocità: bassa (traffico urbano), media (traffico suburbano), alta (autostrada) e molto alta (autostrade di Paesi per i quali non esiste un limite della velocità massima). Le emissioni dei principali inquinanti [g/km] misurati al banco a rulli devono essere inferiori ai limiti di legge.

Nel caso di motori per *veicoli industriali* (carri, autobus ecc.) oppure di motori per impieghi stazionari o navali, occorre soddisfare limiti di *emissioni specifiche* espressi in g/(kW·h) sul motore provato secondo cicli standardizzati di tipo transitorio, con variazioni cioè del carico e della velocità di rotazione secondo per secondo, oppure di tipo stazionario composti da prefissati valori di carico e di velocità di rotazione detti modi.

All'inizio del secolo si iniziano a sviluppare dei metodi di misura delle emissioni dei veicoli su strada. I rilievi delle emissioni, e in particolare quelli di ossidi di azoto emessi da veicoli Diesel su strada, risultavano sensibilmente maggiori fino a 4 ÷ 5 volte dei valori rilevati in laboratorio con il vecchio ciclo europeo NEDC degli NO_x. E quando, come nel ciclo USA, le condizioni di prova si avvicinano a quelle reali del veicolo su strada, alcuni costruttori introducevano dei dispositivi illegali per poter ridurre il consumo di combustibile a prezzo di un elevato aumento degli NO_x. A partire dal 2020, viene così introdotta nella legislazione Europea la misura delle emissioni su strada (*Real Driving Emissions, RDE*) mediante analizzatori posti a bordo della vettura.

Nel 2020 il limite di CO₂ sul totale della flotta (è l'insieme delle vetture vendute da un dato costruttore) è pari a 95 g CO₂/km misurato sul vecchio ciclo Europa. A partire dal 2021, *il biossido di carbonio verrà misurato sul nuovo ciclo WLTP* e i futuri inasprimenti delle emissioni di CO₂ verranno calcolati rispetto ai valori rilevati nel 2021. Sono state proposte riduzioni del biossido di carbonio del -15% nel 2015 e -30% nel 2030.

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

1. Il numero di ottano è un indice della resistenza del combustibile a
2. Il catalizzatore a tre vie riesce ad abbattere tutti e tre gli inquinanti (CO, HC, NO_x) di un motore ad accensione comandata quando:
 - a) il carburante contiene additivi a base di piombo;
 - b) il reattore catalitico funziona a una temperatura inferiore a 300 °C;
 - c) non vi sono malfunzionamenti dei sistemi di alimentazione del combustibile e di accensione;
 - d) il rapporto aria/combustibile è spostato nelle miscele magre ($\lambda > 1$);
 - e) il rapporto aria/combustibile è stechiometrico ($\lambda = 1$).
3. La sonda λ è un sensore posto sul condotto di scarico che fornisce un segnale legato alla concentrazione dell'ossigeno nei gas combusti.

Vero Falso
4. Nei motori Diesel lenti a due tempi per applicazioni navali il pistone è collegato rigidamente a un'asta cilindrica che termina nella parte inferiore con la testa a croce.

Vero Falso
5. Spiegare in che cosa consiste l'iniezione pilota di combustibile nel motore Diesel e quali sono i suoi effetti:
6. Il ricircolo dei gas combusti (EGR) è il mezzo più efficace per ridurre all'interno della camera di combustione
7. L'elemento che più ha caratterizzato l'evoluzione tecnologica del motore a combustione interna è
8. Il ciclo per la valutazione delle emissioni delle autovetture sul banco a rulli dinamometrico riproduce in funzione
9. Il limite alle emissioni degli inquinanti di una autovettura viene dato in g/km, mentre quello di un motore industriale si esprime in g/kWh.

Vero Falso
10. Il limite alle emissioni di CO₂ non dipende dalla massa dell'autovettura.

Vero Falso