

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI
BOLOGNA**

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA**

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Macchine L

**SOLUZIONI PER LA RIDUZIONE DELLE
EMISSIONI DI CO₂ DEI MOTORI A
COMBUSTIONE INTERNA**

CANDIDATO

Bruno De Matteo

RELATORE

Enrico Corti

Anno Accademico 2010/ 2011

Sessione III_a

Indice

Introduzione	pag 2
Soluzioni tecniche per il motore ad accensione comandata	pag 4
Il downsizing	pag 5
La sovralimentazione	pag 7
L'iniezione diretta	pag 10
Sistema di valvole ad attuazione variabile	pag 15
L'EGR	pag 23
Variazione del rapporto di compressione	pag 26
Soluzioni tecniche per il motore ad accensione per compressione	pag 41
Sviluppo tecnologico del motore diesel	pag 42
Sviluppo di nuove soluzioni per il trattamento dei gas di scarico	pag 48
Soluzioni generali per entrambi i propulsori	pag 73
Disattivazione dei cilindri	pag 73
Start & Stop e Free - Wheeling	pag 77
Riduzione della massa del veicolo, della resistenza con l'aria e dell'attrito di rotolamento degli pneumatici	pag 81
Conclusioni	pag 85
Bibliografia	pag 87

INTRODUZIONE

A livello globale, il settore dei trasporti è il secondo maggior settore di consumo d'energia, dopo quello industriale, e consuma circa il 30% dell'energia totale prodotta nel mondo. Nel 2008, tale settore produceva il 22% delle emissioni mondiali di CO₂; attualmente è responsabile del 60% della domanda di petrolio e, all'interno di esso, i veicoli stradali dominano il consumo di petrolio rappresentando l'81% della domanda totale di energia richiesta dal settore dei trasporti.

Nel settore dei trasporti automobilistico, gli standard di consumo carburante hanno dimostrato di essere uno degli strumenti più efficaci per controllare la domanda di petrolio e le emissioni di gas effetto serra come l'anidride carbonica (CO₂). In tutto il mondo ci sono nove paesi che migliorano e restringono questi standard periodicamente e sono: Stati Uniti, Unione Europea, Canada, Giappone, Cina, Taiwan, Corea del Sud e Australia.

Il consumo di carburante è misurato attraverso un ciclo di guida del veicolo, tramite il quale si esegue il test di conformità alle norme. Il ciclo di guida è stato progettato per rappresentare l'andamento reale di guida su strada e, l'Unione Europea, utilizza il ciclo denominato NEDC (New European Drive Cycle).

Nel 1990 l'Unione Europea, insieme all'associazione europea dei produttori di automobili (ACEA), stabilirono degli accordi volontari per ridurre le emissioni di anidride carbonica prodotte dai veicoli. Il 1995 fu preso come anno di riferimento e il 25% della riduzione è stata proposta di raggiungere entro il 2008. Nel giugno 2007 il Consiglio dei Ministri dell'Ambiente ha formalmente adottato soluzioni che rendessero vincolanti gli obiettivi da raggiungere nel 2012.

In tale anno infatti, l'UE ha imposto l'obiettivo di 120 g/km di CO₂ (EURO V) da raggiungere in questo modo:

- 130 g/km di CO₂ attraverso le case automobilistiche che devono apportare miglioramenti tecnici al motore dei propri veicoli;
- La riduzione della restante parte di 10 g/km di CO₂ deve avvenire attraverso altre misure come ad esempio pneumatici e sistemi di condizionamento dell'aria più efficienti, maggior uso dei biocarburanti, ecc.

Per quanto riguarda gli obiettivi a lungo termine, l'UE propone un limite di 95 g/km di CO₂ da rispettare entro il 2020 per tutta la flotta di auto nuove di medie dimensioni, con possibilità di revisione nel 2013 [1].

Test cycle	Duration, s	Length, km	Average speed, km/h
NEDC	1180	11.01	NA
EPA highway	765	16.45	77.4
EPA city	1371	17.85	31.7
Japan 10-15	660	4.16	22.7
JC08	1204	NA	24.5

Figura 1: Caratteristiche dei diversi cicli di guida

Year	New car fleet average	Approx. equivalent FE ^a , km/l of gasoline
1995	185 (base value)	12.6
2003	165 (achieved)	14.1
2004	161	–
2008 (target)	140	16.6
2012 (target)	120 ^b	19.4
2020	95	–

^a FE in km/l of gasoline = 2325/CO₂ g/km.

^b 130 g/km through vehicle technology and further 10 g/km reduction via bio-fuels.

Figura 2: Standard di emissione CO₂ in Europa

In questo lavoro cercheremo di spiegare quali sono i principali miglioramenti tecnici, da applicare ai motori ad accensione comandata (benzina) ed ai motori ad accensione per compressione (diesel), per ridurre le emissioni di CO₂ valutando il beneficio che apportano anche in termini di risparmio carburante.

Infine verrà fatto anche un breve accenno sulle soluzioni che non riguardano direttamente il motore ma l'intero veicolo, come la massa e l'aerodinamica.

SOLUZIONI TECNICHE PER I MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA

La quantità di carburante, consumata da un motore di un'autovettura, dipende fortemente dall'efficienza di quest'ultimo, ovvero dipende dalla capacità del motore stesso di convertire l'energia chimica posseduta dal combustibile in energia meccanica da trasmettere alle ruote del veicolo. Solo circa il 15-20% dell'energia del carburante è possibile trasmettere sottoforma di potenza motrice alle ruote.

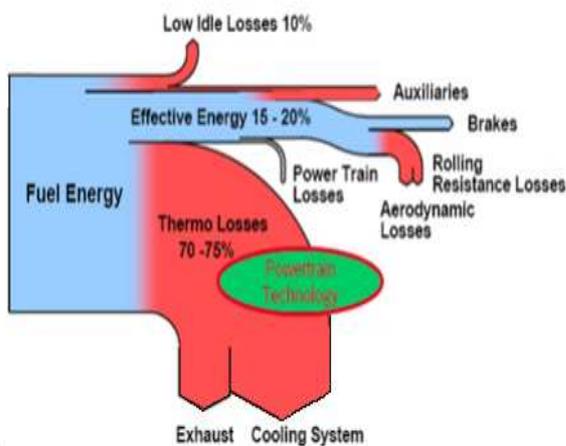


Figura 3: Flussi di energia

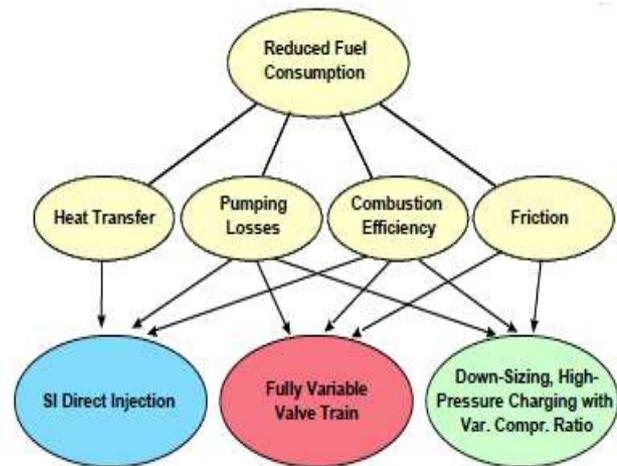


Figura 4: Strategie per la riduzione del consumo di carburante nei motori a benzina

Dobbiamo ricordare che l'obiettivo principale è quello di ridurre le emissioni di CO₂ durante il trasferimento di energia; ma l'emissione di anidride carbonica è strettamente legata al consumo di carburante. Questo ci aiuta a stabilire quali sono le tecnologie che permettono di ottenere una riduzione del consumo di carburante e di conseguenza delle emissioni di CO₂.

Diverse sono le soluzioni proposte per raggiungere questo scopo: circa il 20% della riduzione di CO₂, dallo stato attuale, è possibile ottenerlo agendo sul sistema di funzionamento del motore ad accensione comandata [2], come mostrato in figura 4. Le tecnologie più interessanti, in quanto presentano tutti elevati rapporti beneficio/costi, che si possono applicare sui motori ad accensione comandata sono:

- Downsizing del motore;
- Sovralimentazione;
- Iniezione diretta (GDI);
- Sistema di ricircolo dei gas esausti (EGR);
- Sistema di attuazione e controllo variabile delle valvole;
- Rapporto di compressione variabile.

Il downsizing del motore

Durante la guida di tutti i giorni il motore si trova ad operare, per la maggior parte del tempo, con carichi di lavoro e velocità di rotazione inferiori rispetto al punto ottimale, in cui il consumo specifico di carburante è minore. Questo porta ad una scarsa efficienza del motore stesso, specialmente per i tradizionali motori a benzina che sono controllati dalla valvola a farfalla: quest'ultima, infatti, genera perdite di pompaggio riducendo quindi il rendimento, con il risultato di un maggior consumo di carburante.

L'idea del downsizing, ovvero della riduzione della cilindrata, è quella di migliorare l'efficienza del consumo di carburante spostando i punti di funzionamento del motore a basso carico verso zone a carico più elevato. Con questa tecnica è possibile ottenere una riduzione del consumo di carburante fino al 15% [3,4].

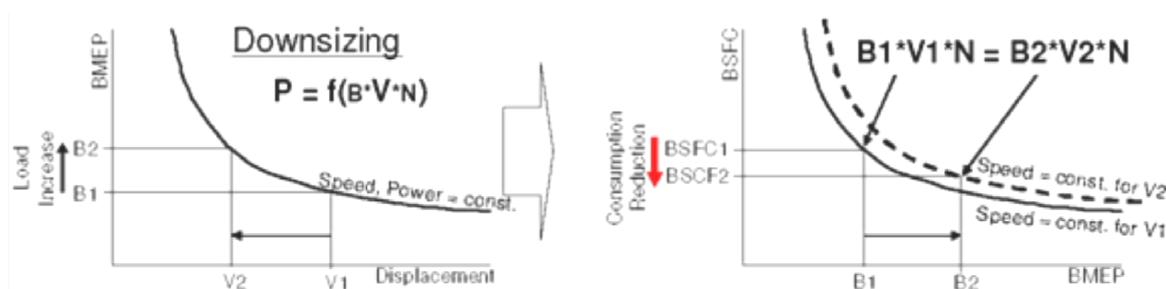


Figura 5: Effetti del downsizing

Il downsizing del motore però, non deve essere percepito dal guidatore come un calo di prestazioni e del piacere di guida. Consideriamo, ad esempio, un tipico motore a benzina aspirato con pressione media effettiva di circa 12 bar: volendo ridurre la cilindrata della metà (ridimensionamento finale che potrebbe essere raggiunto a lungo termine), è necessario ottenere una pressione media effettiva di 24 bar per avere le stesse prestazioni. In altre parole, un motore che ha subito una riduzione della cilindrata richiede una coppia maggiore per tutte le velocità di funzionamento ma, in modo particolare, per le basse velocità in modo tale da avere una buona risposta nelle fasi di partenza [5]. Ecco perché l'uso della sovralimentazione diventa una soluzione fondamentale da unire al downsizing: essa comprime l'aria all'interno del collettore di aspirazione aumentandone la pressione, quindi cresce la densità dell'aria, e di conseguenza anche la coppia e la potenza del motore riportando, in questo modo, le prestazioni ai livelli originali.

Recenti lavori condotti da alcuni ricercatori [6] hanno illustrato i vantaggi del downsizing e della sovralimentazione del motore, mettendo a confronto le prestazioni di un motore turbo ed uno normalmente aspirato.

Successivamente, un'altra ricerca [7], ha dimostrato che la sostituzione di un motore 2.0 litri benzina normalmente aspirato con un 1.3 litri benzina turbo, porta ad una riduzione del consumo di carburante pari al 12%.

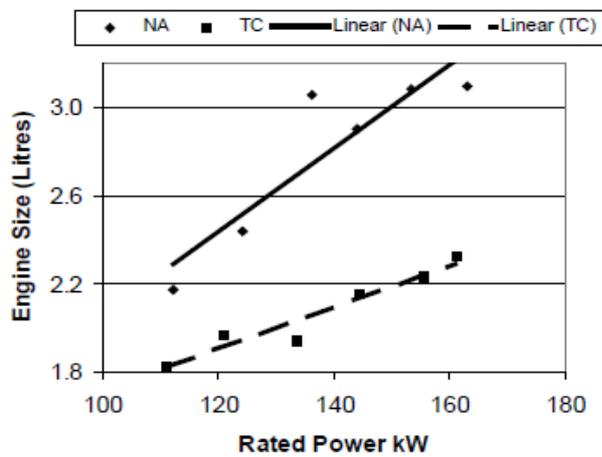


Figura 6: Cilindrata dei veicoli in produzione (2002-03), turbo e aspirati, a parità di potenza

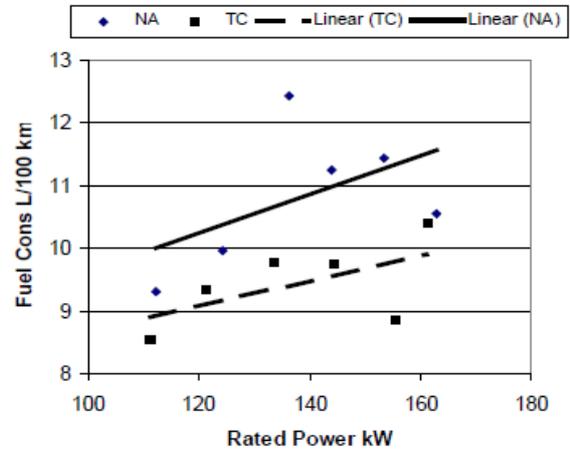


Figura 7: Consumo di carburante dei veicoli in produzione (2002-03), turbo e aspirati, a parità di potenza nel ciclo urbano

Come si vede nella figura 6, i motori sovralimentati sono 30-50% più piccoli rispetto ai motori aspirati a parità di potenza; per cui risultano essere più leggeri. Il ridimensionamento della cilindrata, e la conseguente riduzione di peso, sono in gran parte responsabili del miglioramento dell'economia di carburante mostrato in figura 7.

Questi sono i fattori principali che influiscono sul consumo di carburante, tuttavia emerge un altro possibile beneficio dalla sovralimentazione/downsizing del motore e lo si può notare osservando ancora la figura 6: se sono necessarie quattro potenze (100 kW, 130 kW, 150 kW e 170 kW) per equipaggiare una gamma di veicoli, utilizzando motori normalmente aspirati risulta obbligatorio fabbricare motori con quattro cilindrata diverse (2.3, 2.5, 3.0, 3.4 litri). Ogni famiglia di motori ha una propria serie di componenti, progettazione, sviluppo e problemi relativi ai servizi. Se invece, si fa uso di motori sovralimentati, con un unico motore (circa 1.8 litri), e diversi gradi di sovralimentazione, si è in grado di ottenere tutte e quattro le potenze richieste [8].

Tabella 1: Lo stesso motore turbo sostituisce quattro motori normalmente aspirati mantenendo la stessa potenza e riducendo il peso

Power Rating (kW)	Non Turbo Engine Displacement (lit)	Turbo Engine Displacement (lit)	Fuel Economy Improvement (%)	Estimated Weight Reduction (kgs)
112	2.4	1.8	8	
127	2.8	1.8	11	10
135	3.0	1.8	17	15
169	3.2	1.8	4	15

I vantaggi, in termini di costi, che derivano dalla sostituzione di quattro linee di motori con una sola sono potenzialmente enormi: uno studio commerciale [9], utilizzando stime del settore, è riuscito a determinare la differenza di costo tra un motore 3.0 litri aspirato con un motore ridimensionato turbocompresso da 1.8 litri di pari potenza ed ha concluso che quest'ultimo porta ad un risparmio di 300\$ sui costi di produzione, pur tenendo conto del costo aggiuntivo del sistema di sovralimentazione.

La sovralimentazione

Fondamentalmente, la potenza di un motore dipende dalla quantità di energia, sottoforma di combustibile, con la quale si può riempire il cilindro; ma la quantità di combustibile che può essere bruciato è limitata dalla massa d'aria che può essere introdotta.

Quest'ultimo quindi è un fattore critico: in un motore aspirato la pressione atmosferica costringe l'aria ad entrare nel cilindro ma, a causa di perdite di carico (causate ad esempio dalla valvola a farfalla, da curve dei tubi, dalla viscosità del fluido, ecc), durante la fase di aspirazione, la pressione all'interno del cilindro è inferiore a quella atmosferica e di conseguenza risulta minore anche la densità dell'aria. La sovralimentazione è quel processo con la quale si aumenta la densità dell'aria e quindi la potenza del motore a parità di dimensioni e peso.

Solitamente nel settore automobilistico si fa uso della sovralimentazione meccanica che consiste

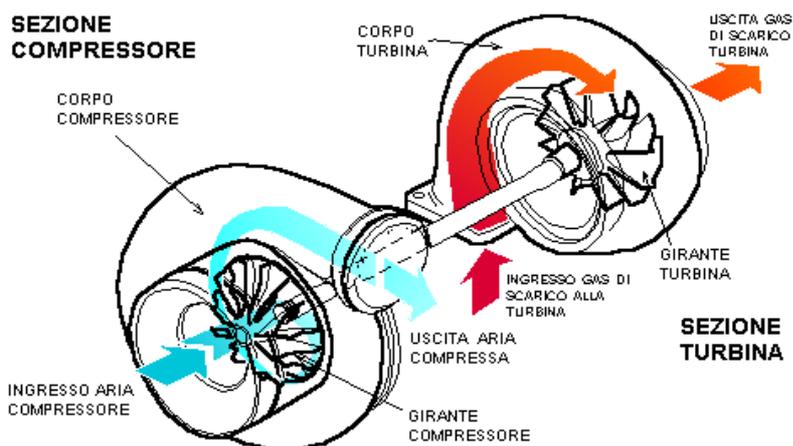


Figura 8: Funzionamento del turbocompressore

appunto nella compressione dei gas di aspirazione. Questo tipo di sovralimentazione può essere effettuata tramite compressore volumetrico o turbocompressore: il primo è composto da un compressore collegato meccanicamente all'albero motore, per cui utilizza una parte della potenza erogata da

quest'ultimo per funzionare; il secondo sfrutta l'energia dei gas di scarico per mettere in rotazione la girante della turbina, la quale è collegata assialmente alla girante del compressore che quindi riceve il moto e comprime l'aria. Per evitare picchi di pressione, sulla turbina viene montata una valvola chiamata "waste-gate" che ha il compito di eliminare i gas in eccesso: quando la valvola è aperta i gas bypassano la turbina e vengono convogliati direttamente allo scarico.

Per il suo principio di funzionamento, il turbocompressore presenta tre vantaggi principali rispetto alla compressione volumetrica:

- Non richiede una trasmissione meccanica dal motore in quanto non è collegato ad esso in modo diretto. Questo fa sì che vengano ridotti notevolmente i costi di installazione;
- Dato che non è collegato direttamente al motore l'energia necessaria per metterlo in funzione non viene sottratta dalla potenza erogata dal motore;
- Sfrutta l'energia dei gas di scarico che altrimenti andrebbe inevitabilmente persa.

Quindi il turbocompressore risulta la soluzione che più si adatta allo scopo di ridurre il consumo effettivo di carburante: esso infatti migliora l'efficienza termica del motore del 3-5% portando ad una riduzione dei consumi fino al 10% [10].

Ci sono due approcci di base per il funzionamento del turbocompressore: quello a pressione costante e quello ad impulsi.

Fondamentalmente il sistema a pressione costante consiste nel portare i gas di scarico in un collettore di grandi dimensioni per ridurre l'entità delle pulsazioni, prima che i gas arrivino alla turbina. Benché l'efficienza di conversione dell'energia all'interno della turbina sia notevolmente superiore con questo metodo rispetto alla sovralimentazione ad impulsi, lo svantaggio è una perdita di gran parte dell'energia cinetica del gas man mano che esce dalle valvole di scarico. Inoltre se il grande collettore non è isolato termicamente si hanno significative perdite di calore.

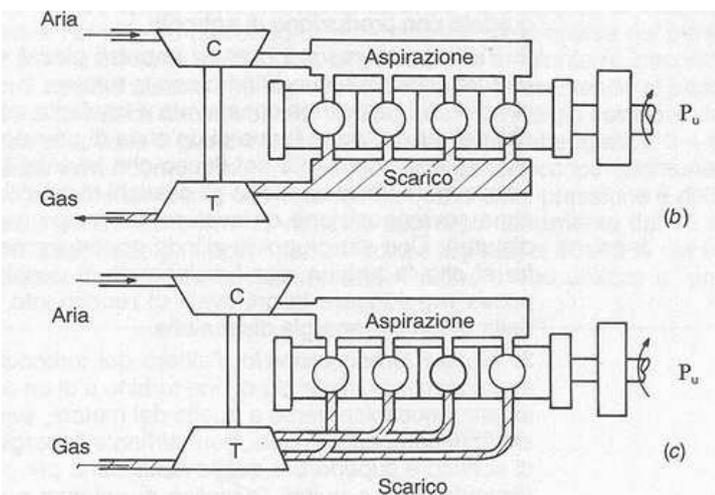


Figura 9: b) Sistema a pressione costante; c) Sistema ad impulsi

Ma gli svantaggi non si limitano a questi: a causa del considerevole tempo necessario per ridurre o aumentare la pressione all'interno del grande collettore, la risposta ad improvvisi cambiamenti di carico è molto lenta e questo è uno dei motivi per cui questo metodo di sovralimentazione non viene utilizzato nel settore automobilistico.

Dall'altro lato, il principale svantaggio della sovralimentazione ad impulsi è che, poiché il flusso nella turbina è pulsante con alternanza di periodi di portata nulla dai singoli cilindri, la sua efficienza è intrinsecamente inferiore alla sovralimentazione con pressione costante. Nei motori a più cilindri, tuttavia, questo inconveniente può essere in gran parte ovviato tramite l'adeguata progettazione del collettore di scarico.

Infatti esso può essere più che compensato dalla disponibilità di un'elevata quantità di energia cinetica, oltre che di energia di pressione, per la conversione in lavoro nella turbina. Per sfruttare al massimo l'energia del sistema ad impulsi, il turbocompressore deve essere posizionato il più vicino possibile alle valvole di scarico, in modo che i volumi di passaggio dalle valvole alla turbina siano ridotti: questo aiuta a garantire una risposta rapida in condizioni transitorie e a ridurre le perdite di pompaggio. Per questi motivi la sovralimentazione con sistema ad impulsi di pressione viene particolarmente usata per applicazioni automotive.

Unico svantaggio del turbocompressore, per entrambi i sistemi, è ciò che viene chiamato "turbo lag", ovvero il ritardo nell'azionamento della turbina: questo deriva dal fatto che la richiesta di coppia varia durante il ciclo di guida per cui, per accelerare o decelerare la rotazione della turbina, sono richiesti diversi secondi affinché si verifichino tali cambiamenti a causa dell'inerzia del corpo rotante (girante della turbina e del compressore).

Il fenomeno del turbo lag purtroppo viene avvertito durante la guida: i motori sovralimentati, essendo soggetti a pressioni più elevate dei motori normalmente aspirati, hanno un rapporto di compressione minore rispetto a quest'ultimi; quando il motore turbo si trova a lavorare a bassi carichi e bassi regimi di rotazione, la turbina non ha abbastanza "energia" da trasmettere al compressore e di conseguenza la sovralimentazione non avviene. Questo vuol dire che il motore turbo si trova a funzionare come un normale motore aspirato, ma avendo un rapporto di compressione minore le sue prestazioni sono inferiori.

Per risolvere questo inconveniente si sono trovate diverse soluzioni ad esempio, con i nuovi design, è possibile ridurre le dimensioni della turbina, quindi la sua massa e di conseguenza la sua inerzia diminuendo così i tempi di risposta. Un altro metodo consiste nel migliorare l'efficienza della turbina utilizzando i sistemi a geometria variabile che, attraverso l'uso di palette mobili, permettono di variare la sezione del condotto della turbina attraversata dai gas di scarico: diminuendo la sezione di passaggio, i gas acquistano maggior velocità permettendo al compressore di raggiungere più velocemente il regime di rotazione ottimale.

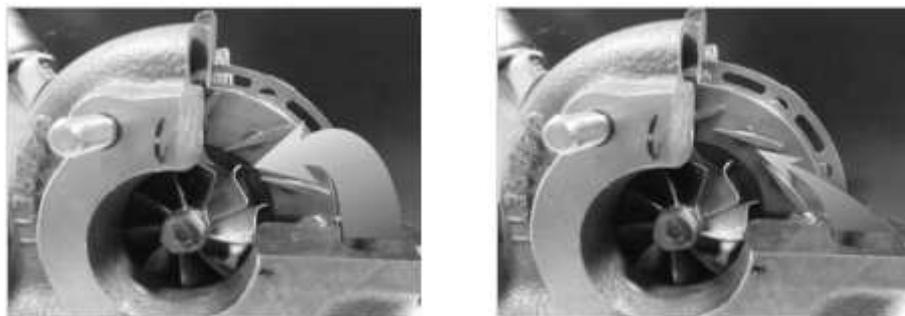


Figura 10: Turbina a geometria variabile

Quando subentra la sovralimentazione, in modo particolare nei motori a benzina, bisogna come prima cosa fare attenzione al fenomeno del “battito in testa”, specialmente ad elevati carichi di lavoro. Infatti, l’aumento della massa d’aria e della sua temperatura all’interno del cilindro, favorisce l’autoaccensione della miscela aria-benzina provocando la detonazione con conseguenti danni al motore.

L’iniezione diretta (GDI)

A tal proposito, l’iniezione diretta per i motori a benzina, risulta un’ottima tecnologia complementare per i motori turbo.

L’iniezione diretta (Gasoline Direct Injection - GDI) presenta una sostanziale differenza rispetto ad un tradizionale motore ad iniezione indiretta (Port Fuel Injection – PFI). In un motore PFI il carburante viene iniettato nel condotto di aspirazione subito prima della valvola di aspirazione chiusa: qui avviene la miscelazione tra aria e combustibile. Solo dopo, durante la fase di aspirazione, la miscela viene richiamata nella camera del cilindro. Al contrario, nei motori GDI, il carburante viene iniettato direttamente nella camera di combustione al termine della fase di aspirazione; quindi, la vaporizzazione del combustibile e la sua miscelazione con l’aria, avviene direttamente all’interno del cilindro.

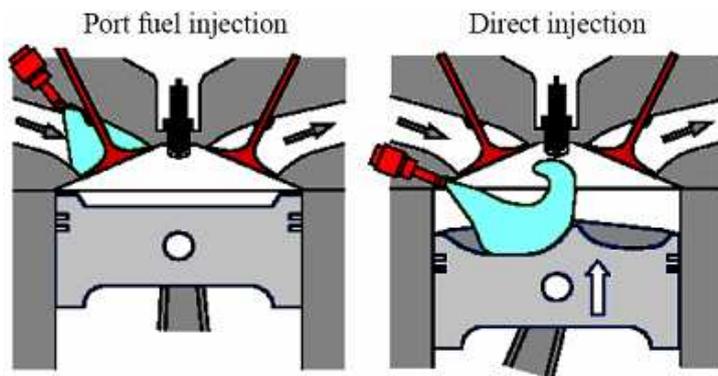


Figura 11: Confronto tra iniezione indiretta e diretta

I vantaggi dell’iniezione diretta sono molteplici:

L’evaporazione del carburante nella camera di combustione riduce il fenomeno del “battito in testa” perché crea un effetto di raffreddamento; la vaporizzazione della benzina, iniettata direttamente all’interno della camera di combustione, riduce la temperatura della

miscela aria-benzina aiutando a prevenire la detonazione. Questo beneficio non lo si aveva nei motori PFI in quanto il calore per vaporizzare il combustibile veniva sottratto dalla valvola di aspirazione. Grazie a questo effetto è possibile aumentare il rapporto di compressione di 1,5/2 punti senza raggiungere il limite del battito in testa. Aumentando il rapporto di compressione, aumenta l’efficienza termodinamica del motore ottenendo così un risparmio di carburante pari al 4% [11].

Sempre grazie all'effetto di raffreddamento, ai carichi alti di funzionamento del motore, è possibile ridurre, o addirittura eliminare, l'arricchimento di carburante nella miscela per prevenire il riscaldamento dei componenti, incrementando ulteriormente l'economia di carburante.

Dato che con l'iniezione diretta l'induzione d'aria all'interno del cilindro è indipendente dall'iniezione del combustibile, è ora possibile una migliore evacuazione dei gas incombusti: nei momenti in cui le valvole di aspirazione e di compressione sono entrambe aperte è possibile avere un miglior lavaggio del cilindro diminuendo la concentrazione di gas residui bruciati. Così facendo si ha un aumento della massa d'aria intrappolata nel cilindro senza sprecare carburante poiché l'iniezione di combustibile può avvenire solo quando la valvola di scarico è completamente chiusa. Nei motori tradizionali PFI invece, quando le valvole di aspirazione e di scarico sono entrambe aperte, parte della miscela non ancora bruciata, viene persa perché scorre nel condotto di scarico.

Grazie al controllo completamente indipendente del flusso d'aria e dell'iniezione di carburante, è possibile avere un maggior controllo del processo di combustione. Allo stesso tempo l'alta pressione di iniezione, fino a 200 bar, migliora l'atomizzazione del combustibile e quindi la preparazione di una miscela più omogenea [3,4,12].

Nei motori PFI spesso si presenta il fenomeno del "wall wetting" ovvero parte della benzina va a depositarsi sulle pareti del collettore di aspirazione, specialmente a motore freddo. Durante il funzionamento, gocce di combustibile si staccano dal deposito sulle pareti e vengono introdotte all'interno del cilindro dando origine ad incombusti. Questo problema non si presenta con l'uso dell'iniezione diretta.

Un ulteriore vantaggio del GDI, lo troviamo nella fase di warm up del motore in quanto consente di ridurre le emissioni di idrocarburi (HC) senza costi aggiuntivi nella fase di post-trattamento dei gas di scarico. In generale, una prima riduzione degli HC, la si può ottenere formando una buona miscela aria-benzina. Ma il contributo principale di emissione di HC viene fornito durante la fase iniziale del riscaldamento del motore, quando cioè il catalizzatore ha una temperatura troppo bassa per far avvenire correttamente le reazioni chimiche di conversione degli inquinanti. L'iniezione diretta, avendo un miglior controllo di gestione del carburante, durante la fase di riscaldamento del motore consente di adottare una strategia di divisione dell'iniezione; il modo più efficace di riscaldare rapidamente il catalizzatore è quello di iniettare un primo impulso durante la fase di aspirazione, dopodiché, nella miscela magra generale, si inietta un secondo impulso durante la fase di compressione. Questa strategia fornisce una miscela ricca ad alta pressione, a livello locale, nei pressi della candela migliorando le condizioni di accensione della fiamma ed un suo sviluppo

precoce. Le buone condizioni di sviluppo della fiamma permettono tempi di accensione anche quando il pistone supera il punto morto superiore e ciò consente una reazione secondaria dei componenti incombusti della miscela magra nel collettore di scarico: tale reazione aumenta la temperatura dei gas di scarico diminuendo il tempo di riscaldamento del catalizzatore [4,11,12].

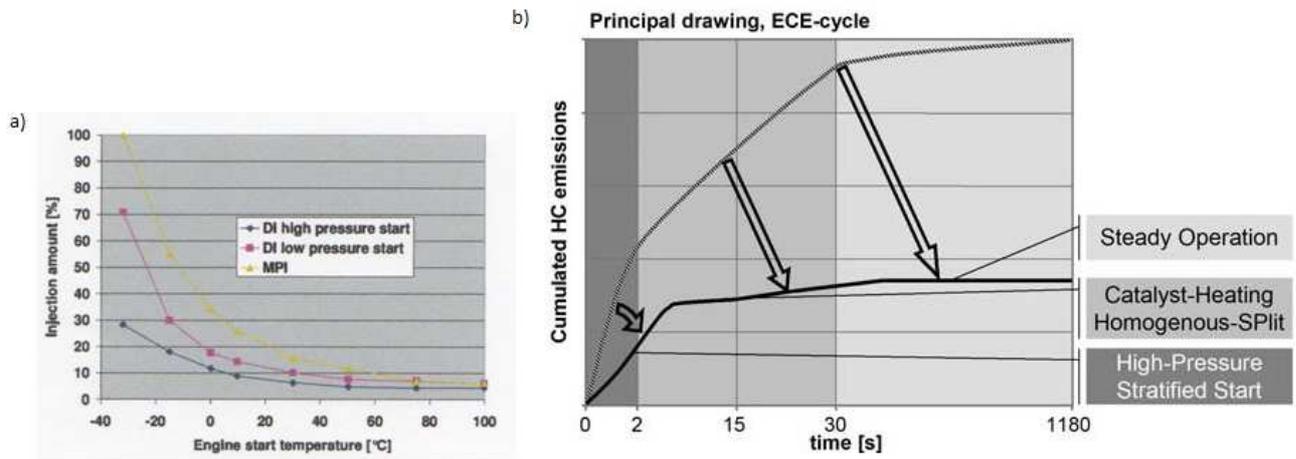


Figura 12: a) Confronto tra i valori della quantità di combustibile iniettata al variare della temperatura di partenza del motore

b) Andamento dell'emissione di HC nel tempo con l'uso della strategia sopra descritta

L'iniezione diretta è in grado di lavorare sia in condizioni di combustione stechiometrica, sia in condizioni di combustione magra stratificata.

Nel primo caso il propulsore funziona come un classico motore ad iniezione indiretta e quindi rispetta sempre la condizione di 14,7 kg d'aria per 1 kg di combustibile ($\lambda=1$).

Nel secondo caso si parla dei cosiddetti "motori lean burn" (motori a combustione magra) o a carica stratificata. Con questo tipo di motore è possibile ridurre ancor di più il consumo di carburante senza avere un calo delle prestazioni perché lavora con una miscela globalmente povera di combustibile, ma che risulta ricca nelle immediate vicinanze degli elettrodi della candela. In pratica l'obiettivo principale è quello di creare, nelle zone prossime agli elettrodi della candela, proporzioni di aria e combustibile vicine al rapporto stechiometrico. Escluse queste zone, i vapori di benzina sono più rarefatti rispetto all'aria e la loro accensione può avvenire solo quando vengono raggiunte dal fronte di fiamma partito dall'accensione delle zone stechiometriche vicine alla candela.

Data la posizione fissa della candela, per ottenere la carica stratificata, bisogna guidare adeguatamente l'iniezione di combustibile verso di essa; ci sono principalmente tre diversi metodi di progettazione dell'architettura del GDI per raggiungere questo scopo:

- Il sistema "Wall Guided" sfrutta le forme particolari del pistone per convogliare lo spray dell'iniettore nei pressi della candela;

- Il sistema “Air Guided” prevede l’iniezione di combustibile in una corrente d’aria che guida lo spray verso gli elettrodi della candela;
- Infine il sistema “Spray Guided” permette di ottenere una distribuzione adeguata dello spray in camera senza ricorrere a condotti di aspirazione o a camere di combustione di forma particolare. Agendo sulla velocità di uscita dello spray, sulla velocità tangenziale delle gocce di combustibile e sul diametro esterno dell’orifizio dell’iniettore è possibile determinare la traiettoria e la forma dello spray stesso.

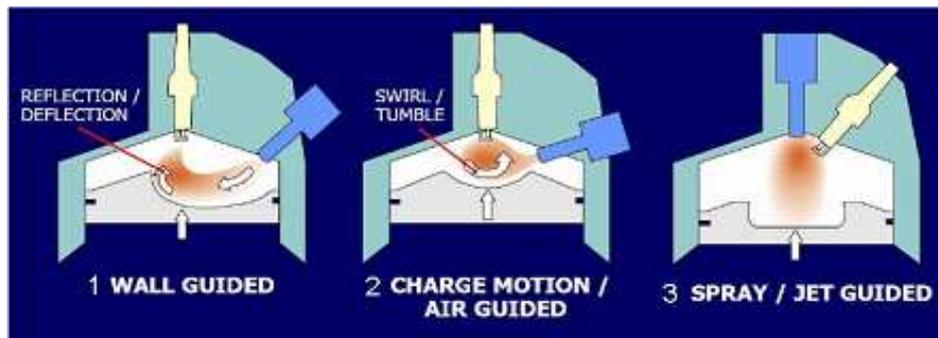


Figura 13: Sistemi di progettazione per ottenere la carica stratificata

In ogni caso, la corretta stratificazione richiede la possibilità di controllo della formazione della carica, sia spazialmente che temporalmente, in modo che la combustione possa essere stabile ed affidabile. Per questo motivo, spesso si preferisce usare il sistema “Spray Guided”, con l’iniettore montato in posizione centrale e la candela vicino ad esso. La posizione centrale e simmetrica dell’iniettore permette di ottenere una miscela più uniforme ma ha come inconveniente il fatto che può risultare difficile il montaggio: la zona centrale, infatti, può essere difficilmente accessibile perché occupata da altri elementi come le valvole di distribuzione.

Purtroppo però, la strategia della carica stratificata dei motori lean burn presenta una problematica che nasce proprio dal suo principio di funzionamento. L’eccesso d’aria nella combustione produce dei gas di scarico con concentrazioni di ossido di azoto (NO_x) superiori a quelli che si avrebbero con una combustione di tipo omogenea (stechiometrica); questo avviene perché la loro riduzione non avviene nel catalizzatore trivalente in quanto, per funzionare in modo ottimale, ha bisogno di un titolo d’ossigeno che oscilli attorno al valore stechiometrico.

La formazione degli ossidi di azoto nei motori a combustione stratificata avviene perché, essendo ricca (a valori stechiometrici) la miscela nei pressi della candela, si sviluppa una combustione ad elevate temperature che investe i margini della carica che presenta invece una miscela magra: è in queste zone che si formano gli NO_x .

Un primo metodo per ridurre le emissioni di ossido di azoto è quello di utilizzare l'EGR (Exhaust Gas Recirculation): questo metodo consiste nel far ricircolare una certa quantità di gas di scarico all'interno del cilindro. Così facendo si riduce la temperatura massima nella camera e quindi la formazione degli NO_x .

Questa soluzione risulta efficace finché il carico di lavoro e il regime di rotazione del motore sono bassi e quindi la quantità degli ossidi di azoto non è molto rilevante. Aumentando il carico di lavoro e i giri del motore, solo l'EGR non è più sufficiente per ridurre gli NO_x .

Se si desidera lavorare ad alti carichi, pur rispettando le normative sui limiti di emissione degli ossidi di azoto, esistono due possibili strade da seguire:

- Appena superato il regime minimo, si abbandona il sistema della carica povera stratificata e si passa al sistema con combustione stechiometrica. In questo modo si può ancora utilizzare il classico catalizzatore trivalente per il trattamento dei gas di scarico;
- Se invece si vuole comunque far funzionare il motore con carica povera anche ad alti numeri di giri è necessario prevedere l'installazione di particolari catalizzatori che permettono di ridurre gli NO_x anche in presenza di abbondante ossigeno libero: sono i cosiddetti catalizzatori de NO_x .

I catalizzatori de NO_x contengono metalli nobili come platino, palladio e rodio. Oltre ad essere costosi, proprio per la presenza di questi metalli, sono molto sensibili allo zolfo contenuto nella benzina: lo zolfo infatti inibisce i metalli nobili rendendo il catalizzatore inservibile. Per evitare questa condizione, un impulso ricco di carburante incombusto viene iniettato nel cilindro per rendere nuovamente il catalizzatore efficiente.

Il pregio dei motori lean burn è proprio il risparmio di combustibile e la riduzione di CO_2 : questi tipi di motore dimostrano una riduzione del consumo di carburante dell' 8-10% rispetto i tradizionali motori PFI, e una riduzione del 5% rispetto i motori GDI con combustione stechiometrica.

Con l'artificio dell'impulso di combustibile, per ripristinare l'efficienza del catalizzatore de NO_x , questo vantaggio viene a mancare ed è per questo motivo che negli anni dal 2005 al 2008, in cui la presenza di zolfo nella benzina era di 50 ppm, l'adozione dei motori lean burn non fu presa in considerazione dalle case automobilistiche. Oggi, che la presenza di zolfo nella benzina è di 10 ppm e grazie allo sviluppo di nuovi catalizzatori de NO_x meno costosi e più efficienti, i motori lean burn iniziano ad essere una delle soluzioni tecniche alternative per rispettare le normative future sempre più restrittive [13,14].

In figura 14 sono mostrati i requisiti più importanti che i futuri sistemi di post trattamento dei gas di scarico dei motori GDI a combustione stratificata dovranno rispettare per essere conformi alla normativa EURO 6. I valori obiettivi sono molto ambiziosi e sono quelli rappresentati dalla linea esterna nera tratteggiata; i valori corrispondenti ai più moderni sistemi di serie (linea grigia continua) sono confrontati con i sistemi attualmente in via di sviluppo.

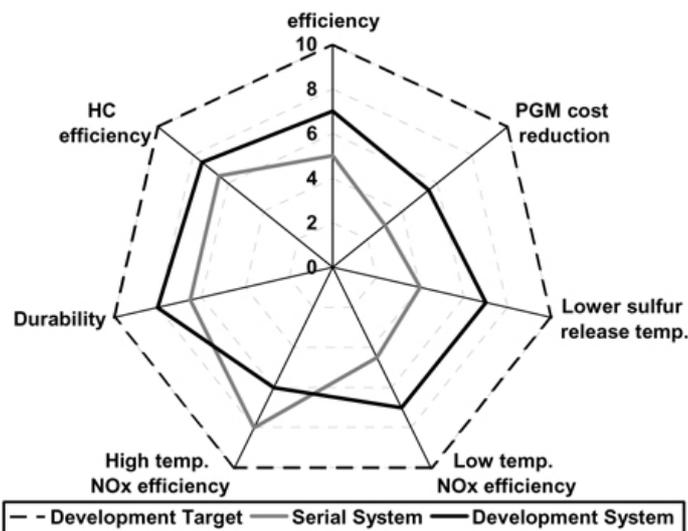


Figura 14: Requisiti EURO 6 per sistemi post trattamento gas dei motori lean GDI

Valvole ad attuazione variabile

Il sistema ad attuazione variabile delle valvole (Variable Valve Actuating – VVA) è un altro dei campi di maggior sviluppo per i motori ad accensione comandata e si integra molto bene con la sovralimentazione, il downsizing e l’iniezione diretta.

Nei paragrafi precedenti abbiamo visto come il turbocompressore e il downsizing del motore, permettono di ottenere un miglior funzionamento di quest’ultimo durante il ciclo di guida. Con loro, l’uso dell’iniezione diretta, consente una migliore efficienza di carica del combustibile per i diversi carichi di funzionamento e un miglior controllo del rapporto aria/combustibile. Inoltre, permette di ridurre il fenomeno del battito in testa e quindi ben si presta ad essere associato alla sovralimentazione e al downsizing.

L’azionamento variabile delle valvole invece, è in grado di controllare la quantità d’aria in ingresso al cilindro modificando opportunamente le alzate delle valvole ed i tempi in cui ciò deve avvenire, migliorando ulteriormente l’efficienza di carica ed il controllo dell’evoluzione della combustione per i diversi regimi di funzionamento del motore.

Il problema principale dei motori ad accensione comandata è la perdita di pompaggio causata dalla tradizionale valvola a farfalla: quest'ultima, utilizzata nei tradizionali motori a benzina, consente il controllo dell'aria in ingresso nel condotto d'aspirazione operando come una sorta di porta che si apre e si chiude. Ma, essendo in fin dei conti un ostacolo per il flusso d'aria (più o meno pronunciato a seconda del grado di apertura della valvola), è causa di perdite di carico: questo vuol dire che per immettere aria nel cilindro bisogna spendere energia per pomparla dentro in quanto la pressione di aspirazione, per via delle perdite di carico, è minore della pressione atmosferica allo scarico. Ecco perché la valvola a farfalla comporta un calo del rendimento globale del motore, specialmente quando questo lavora a bassi regimi di rotazione ed a carichi parziali.

Il compito dei sistemi VVA è quello di adattare i tempi di apertura e chiusura delle valvole, e le alzate stesse delle valvole, alle prestazioni del motore per i vari regimi di funzionamento, con l'obiettivo finale di eliminare la valvola a farfalla. In questo modo il motore ad accensione comandata tende a comportarsi in modo più simile ad un motore diesel che invece viene controllato dalla quantità di carburante iniettato.

Già negli anni 80 le case costruttrici lavoravano per raggiungere questo obiettivo. I variatori di fase di prima generazione erano in genere costituiti da un manicotto con dentatura elicoidale, che veniva fatto scorrere assialmente consentendo così di ruotare l'albero a camme di aspirazione rispetto al suo ingranaggio di comando. A carichi bassi l'angolo di incrocio delle valvole di aspirazione e di scarico era quasi nullo, per evitare fughe di carica fresca attraverso lo scarico; agli alti carichi, invece, l'angolo di incrocio veniva settato al valore massimo, migliorando il riempimento dei cilindri.

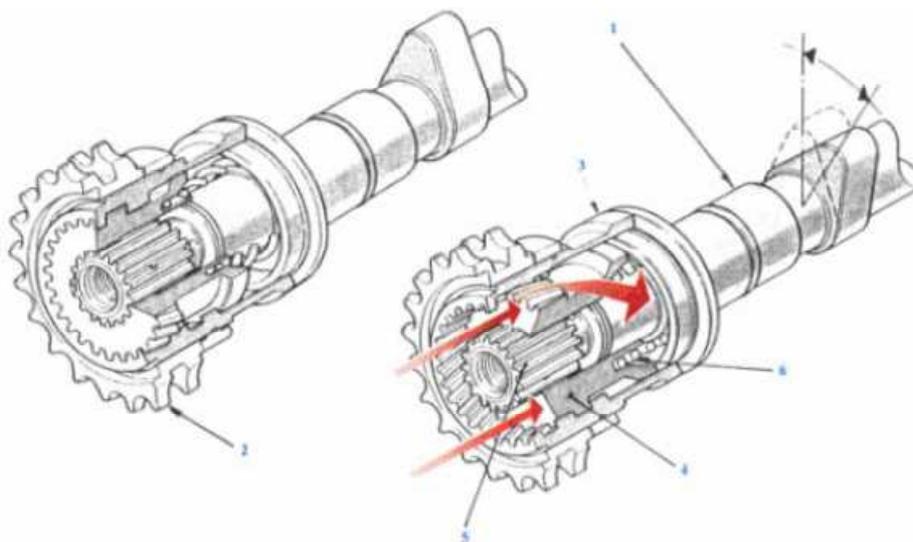


Figura 15: Variatore di fase di prima generazione

I variatori di fase di seconda generazione hanno introdotto la possibilità di modificare, oltre alla fase, anche l'alzata delle valvole.

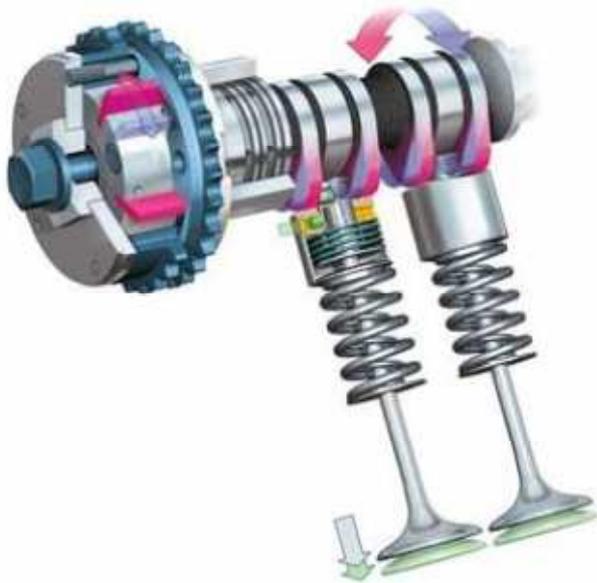


Figura 16: Sistema VarioCam Plus

La soluzione di figura 16, chiamata VarioCam Plus introdotta dalla Porsche, consente tramite un dispositivo idraulico, di regolare l'anticipo della fase di aspirazione. Allo stesso tempo è in grado di fornire due diversi valori di alzata massima, grazie a tre camme contemporaneamente agenti su di una valvola. Quella centrale ha un profilo molto basso ed agisce sulla punterella centrale, quelle laterali, con alzata massima circa tripla, azionano una punterella a corona circolare, coassiale con quella centrale. La punterella centrale può essere resa solidale con quella esterna per via idraulica [15].

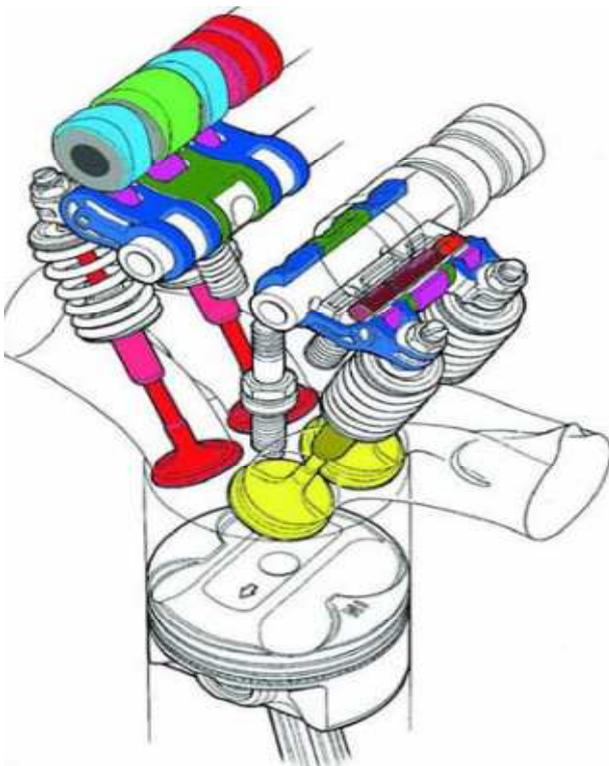


Figura 17: Sistema VTEC

In figura 17 è rappresentato il dispositivo VTEC utilizzato dalla Honda per modificare l'alzata delle valvole e la fasatura degli alberi a camme. Fino ai 5.850 rpm, le valvole sono azionate dai bilancieri laterali colorati di blu; oltre questo regime di rotazione, un dispositivo a comando elettroidraulico rende solidali i tre bilancieri.

Dato che la camma verde ha un profilo molto più spinto di quelle azzurre ai suoi lati, i bilancieri sono costretti a seguire la sua alzata. Pertanto la camma ed il bilanciere centrale comandano la coppia di valvole relative: questo può valere sia per l'aspirazione che per lo scarico.

La fasatura invece viene controllata da due

pulegge (una per ogni albero a camme), una all'interno dell'altra, che possono ruotare in modo assoluto o relativo tra loro; ciò permette, durante il tiro della cinghia di distribuzione, di correggere di pochi gradi la rotazione dell'albero a camme facendo scorrere una puleggia sull'altra.

I variatori di fase di terza generazione sono potenzialmente in grado di massimizzare l'efficienza di riempimento dei cilindri per tutti i regimi di funzionamento del motore perché sono in grado di farlo operare senza l'uso della valvola a farfalla: eliminando quest'ultima, il compito di gestire dinamicamente l'afflusso d'aria in ingresso al cilindro viene affidato completamente alle valvole di aspirazione.

Sistemi di questo tipo possono avere:

- Un approccio *elettromagnetico*: una valvola con questo tipo di sistema è composta da due elettromagneti contrapposti (solenoidi), un'armatura, due molle e la valvola stessa; l'armatura, collegata saldamente alla valvola, si muove tra i due magneti. Quando quest'ultimi non sono eccitati, l'armatura si porta ad un punto medio tra i due magneti tramite la forza esercitata dalle due molle posizionate su entrambi i lati dell'armatura. Viceversa, a seconda dell'elettromagnete eccitato, la valvola si sposta dalla posizione neutra alla posizione completamente aperta o completamente chiusa. Attraverso questo sistema viene controllato il movimento della valvola del motore e di conseguenza il flusso d'aria che entra nel cilindro o la quantità dei gas di scarico in uscita.

Questo sistema permette la fasatura sequenziale delle valvole con una maggiore flessibilità ai diversi carichi di funzionamento del motore. La ricerca ha dimostrato che la distribuzione a fasatura variabile realizzata con questo metodo è potenzialmente in grado di ridurre le emissioni dal 12% al 15%, migliorare i consumi dal 18% al 23% e aumentare la coppia motrice del 20% [16].

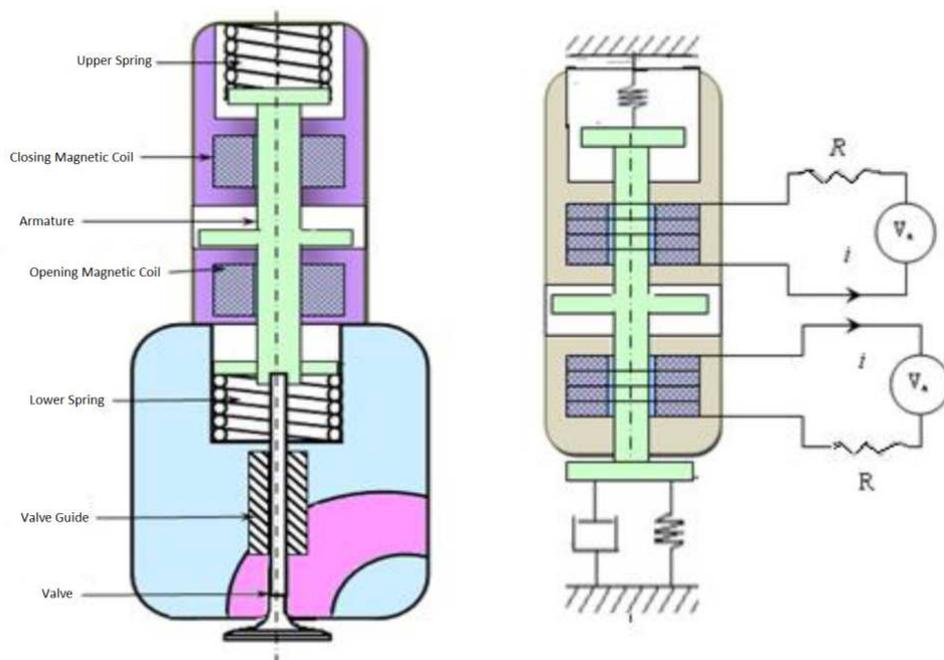


Figura 18: Schema del sistema elettromagnetico

Dato che le valvole sono comandate da magneti, è evidente che un motore che adotta questo tipo di distribuzione è sprovvisto sia dell'albero a camme che della valvola a farfalla: infatti il movimento delle valvole è completamente indipendente dai giri del motore e la quantità d'aria in ingresso al cilindro la si può controllare operando direttamente sul movimento delle valvole. Un primo vantaggio di questo sistema è il fatto che i tempi di apertura e chiusura delle valvole sono ridotti rispetto alla tradizionale distribuzione e come risultato si ha una migliore efficienza volumetrica alle alte velocità aumentando così la coppia; l'incremento di coppia, inoltre, si ha anche perché il motore non deve "guidare" l'albero a camme per la distribuzione.

Un ulteriore vantaggio dell'assenza dell'albero a camme per la distribuzione è l'aver una miglior flessibilità di progettazione per la posizione delle valvole nella camera di combustione, cosa che non accade nei motori tradizionali in quanto le valvole devono essere perpendicolari all'albero a camme. Inoltre, senza albero a camme, l'ingombro e il peso del motore si riducono.

Sebbene la distribuzione con valvole elettromagnetiche (EMV) presenta un ottimo potenziale per applicazioni automobilistiche, è ancora una soluzione in fase di studio e sviluppo in quanto presenta alcune problematiche. Primo fra tutti il problema del controllo e gestione del movimento delle valvole: tempi accurati di apertura e chiusura delle valvole, transizioni rapide tra una fase e l'altra, bassa velocità nell'attimo in cui la valvola ritorna in sede, sono tutti parametri che devono essere presi in considerazione per ottenere un buon sistema di distribuzione con EMV. Inoltre la velocità minima di corsa delle valvole elettromagnetiche dipende dal sistema massa-molla (vedi fig. 18) ed è un parametro costante, cioè non dipende dalla velocità del motore; la frequenza dell'oscillazione dipende dall'entità della massa e dalla rigidità della molla.

Questi parametri limitano l'apertura delle valvole: aumentando la rigidità della molla e riducendo il peso della massa in movimento, il tempo di corsa della valvola viene ridotto; tuttavia aumentando la rigidità della molla, la forza elettromagnetica deve essere aumentata. La forza elettromagnetica generata è proporzionale al volume dell'elettromagnete la quale è limitato dallo spazio a disposizione sulla testa del cilindro. Tutto questo porta inevitabilmente alla ricerca di un compromesso durante la fase di progettazione. Solitamente tale compromesso lo si trova limitando il rendimento volumetrico e la massima velocità di funzionamento del motore.

- Un approccio *elettromeccanico*: è il caso, ad esempio, del sistema VALVETRONIC utilizzato da BMW. In questo sistema la valvola a farfalla non viene eliminata, ma se ne limita l'uso solo in determinate condizioni, come ad esempio durante l'avviamento del motore per la fase di riscaldamento, per la regolazione del minimo, per il funzionamento a pieno carico e per le funzioni di emergenza; per tutti gli altri stati di funzionamento rimane sempre aperta per generare la minima depressione.

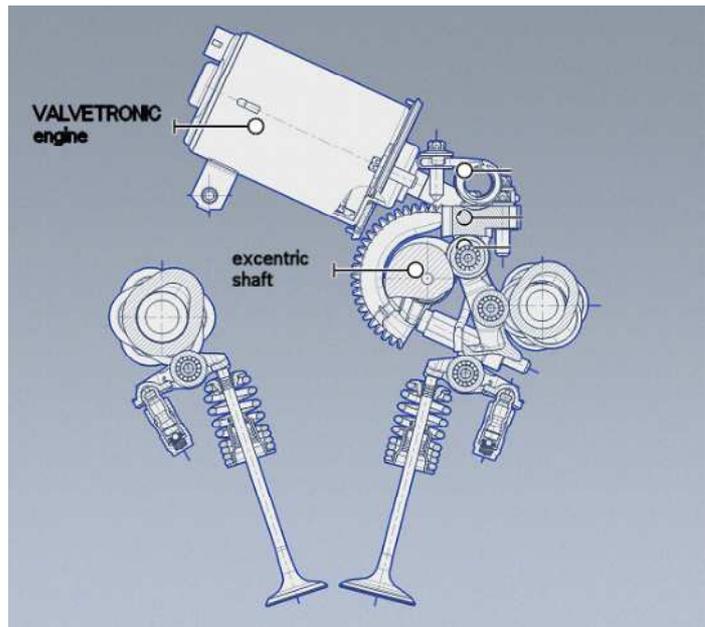


Figura 19: Sistema VALVETRONIC

Il controllo variabile dell'alzata delle valvole viene realizzato grazie all'utilizzo di una leva posizionata fra l'albero a camme e le valvole di aspirazione, da un albero ad eccentrico e da un attuatore elettrico montato sulla testa dei cilindri; la vite elicoidale dell'attuatore muove la ruota dentata situata sull'albero ad eccentrico, il quale va a modificare l'alzata della valvola sul lato aspirazione tramite la leva posizionata tra l'albero a camme ed il bilanciere a rulli. In base alla posizione dell'albero ad eccentrico, la leva intermedia si sposta modificando l'azione dell'albero a camme sul bilanciere a rulli e quindi sulla valvola, permettendo un'alzata che può variare da un minimo di 0,10 mm ad un massimo di 10 mm. Il sistema Valvetronic permette di ridurre i consumi del 10%, di migliorare gli avviamenti a freddo e di ridurre le emissioni inquinanti, mantenendo inalterate prontezza e potenza del motore [17].

Per quanto riguarda il sistema di fasatura, BMW utilizza la tecnologia "doppio Vanos" che controlla le prestazioni del motore in ogni intervallo di regime. Questo sistema adegua di continuo il momento in cui gli alberi a camme aprono e chiudono le valvole di aspirazione e di scarico: in questo modo ai bassi regimi è disponibile una coppia superiore mentre agli alti regimi si ha a disposizione una potenza maggiore.

Un ulteriore pregio di questa tecnologia è la possibilità di realizzare un sistema di ricircolo dei gas interno grazie alla flessibilità della fasatura variabile.

- Un approccio *elettroidraulico*: un esempio di questo tipo è il sistema MultiAir della FIAT. Col sistema Multiair l'uso della valvola a farfalla viene limitato esclusivamente ai casi di malfunzionamento mentre, la regolazione della quantità d'aria in aspirazione, viene effettuata variando direttamente l'alzata ed i tempi di apertura e chiusura delle valvole tramite attuatori elettroidraulici. Questo obiettivo viene raggiunto attraverso l'interposizione, tra la camma e la valvola di aspirazione, di un volume d'olio (camera ad alta pressione) che può essere variato attraverso l'impiego di una valvola a solenoide di tipo on-off, a sua volta controllata da una specifica centralina elettronica. Così facendo, il profilo di alzata valvola può essere variato in infiniti modi, in funzione della richiesta d'aria del motore, in qualsiasi punto di funzionamento e senza penalizzazioni sul consumo di carburante. Inoltre, l'esistenza di una pressione d'aria sempre costante a monte delle valvole e l'elevata dinamica di attuazione del sistema (da carico parziale a pieno carico in un ciclo motore) consentono di aumentare la risposta di coppia del motore senza alcun ritardo, sia nel caso di propulsore aspirato che nel caso di propulsore sovralimentato. Più in dettaglio, la figura 20 ci aiuta a capire meglio il funzionamento del Multiair per ogni singolo cilindro.

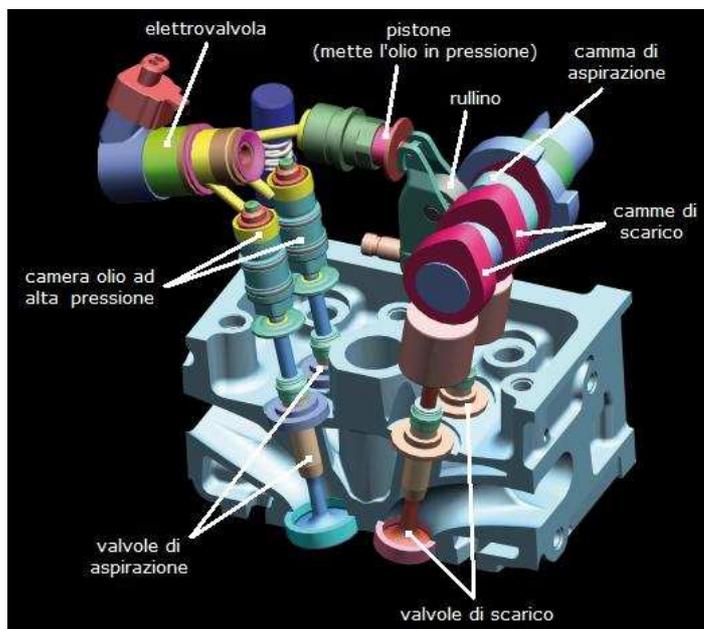


Figura 20: Sistema Multiair

Sull'albero di distribuzione unico (per l'aspirazione e lo scarico) sono presenti tre camme: le due di scarico lavorano nel modo tradizionale, agendo sulle classiche punterie idrauliche; la camma di aspirazione, invece, lavorando su un rullino, sposta il pistone che pompa l'olio presente nella camera ad alta pressione verso l'elettrovalvola. Se questa è chiusa, come accade nel funzionamento alla massima potenza, tutto l'olio viene inviato

nelle camere ad alta pressione presenti sulle teste delle valvole, le quali si muovono come se fossero direttamente collegati alla camma. Viceversa, a basso numero di giri o in condizioni di carico parziale, l'elettrovalvola viene aperta per minime frazioni di secondo riducendo così la quantità d'olio inviata alle valvole di aspirazione che di conseguenza si richiudono prima, richiamate da una molla.

Il circuito elettroidraulico così strutturato consente di comandare l'alzata delle valvole d'aspirazione da tutto aperto a tutto chiuso passando per infinite regolazioni intermedie.

Molto importante è dunque il ruolo dell'elettrovalvola, che rende possibile variare la pressione dell'olio nel circuito, a seconda che le valvole debbano essere aperte o chiuse e che si debba anticipare o ritardare la loro chiusura.

I vantaggi di questo sistema sono molti: oltre ad un incremento di potenza (dovuto al profilo spinto della camma appositamente studiato per la massima potenza) e ad un aumento della coppia a basso regime (grazie alle infinite regolazioni che si possono eseguire sulla valvola di aspirazione), si ha l'eliminazione delle perdite di pompaggio con una riduzione del consumo di carburante e delle emissioni di CO₂ pari al 10%, sia nei motori aspirati sia in quelli sovralimentati. Infine, i motori Multiair sovralimentati e con cilindrata ridotta (downsizing) possono raggiungere una maggiore efficienza in termini di consumo di carburante pari al 25% rispetto ai motori aspirati di pari prestazioni [18].

Per rispettare le future normative EURO 6 saranno indispensabili sistemi di valvole ad attuazione variabile di ultima generazione. Escludendo il metodo ad attuazione elettromagnetica, in quanto allo stato attuale non è ancora pronto per essere messo in commercio, il sistema Valvetronic e Multiair sono quelli che più si avvicinano al raggiungimento degli obiettivi imposti.

Sebbene la tecnologia Valvetronic, messo a punto dalla BMW diversi anni fa, permette di ottenere ottimi risultati per quanto riguarda il consumo di carburante ed emissioni, è un sistema che così com'è non può essere utilizzato insieme all'apparato di iniezione diretta per via della mancanza di spazio nelle testate dei motori.

Viceversa il Multiair, pur essendo relativamente giovane e quindi sicuramente perfezionabile, meglio si presta all'utilizzo contemporaneo dell' iniezione diretta e della sovralimentazione. Inoltre è una tecnologia relativamente semplice, dai bassi requisiti di potenza e dal costo di produzione contenuto [19].

In generale, possiamo dire che i vantaggi dei sistemi VVA di ultima generazione sono molteplici:

- Miglior efficienza di carica su tutta la gamma di regime di funzionamento del motore;
- Migliore risposta dinamica;
- Miglior sviluppo della combustione;
- La fasatura variabile delle valvole può essere utilizzato come ricircolo interno dei gas di scarico per il controllo delle emissioni degli NO_x;
- Possibilità di diminuire il tempo di light - off del catalizzatore;
- Riduzione del consumo di carburante del 3-5%.

Exhaust Gas Recirculation (EGR)

Il ridimensionamento del motore, la sovralimentazione e l'uso dell'iniezione diretta sono sicuramente i metodi principali con la quale si intende ridurre le emissioni di CO₂ ed il consumo di carburante. Tuttavia, per elevati livelli di potenza specifica, i motori con tali soluzioni presentano un consumo specifico superiore a quello desiderato, in particolar modo per regimi di rotazione inferiori ai 2000 rpm e superiori ai 4000 rpm. Nonostante i benefici dell'iniezione diretta, a bassi regimi, può essere frequente il problema del battito in testa e, per essere risolto, è necessario ritardare l'accensione; l'effetto negativo sulla combustione di questo ritardo è un graduale aumento significativo del consumo specifico di carburante. Ad alti regimi, invece, non preoccupa principalmente il fenomeno del battito in testa ma piuttosto l'elevata temperatura dei gas di scarico causati dal ritardo dell'accensione: l'elevata temperatura dei gas di scarico può danneggiare la turbina che quindi viene protetta tramite un arricchimento di carburante che abbassa le temperature. La necessità dell'arricchimento di carburante, per alti livelli di potenza richiesta, impedisce un ridimensionamento "aggressivo" del consumo di carburante rendendo difficile, se non impossibile, rispettare le moderne norme sulle emissioni di CO₂. Per cui, ammesso che il downsizing del motore

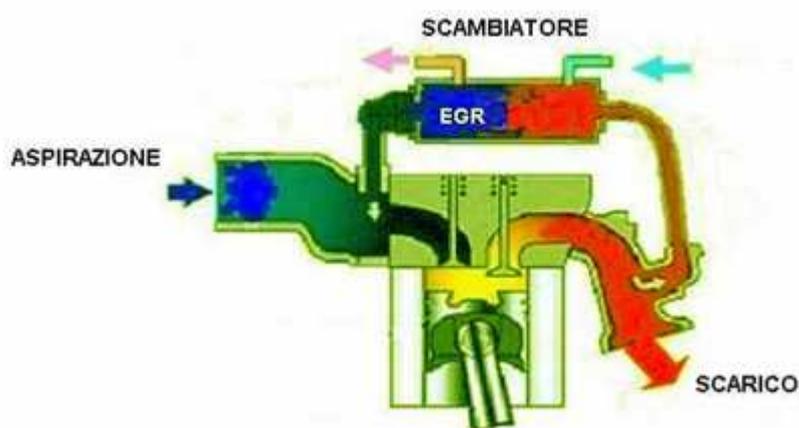


Figura 21: Rappresentazione schematica dell'EGR

scopo è il sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation), da sempre usato nei motori diesel ma solo recentemente adottato anche nei motori benzina.

Il principio di funzionamento è identico: si preleva una piccola quantità di gas di scarico dal rispettivo collettore e, dopo averla eventualmente raffreddata tramite uno scambiatore di calore, la si fa arrivare al collettore di aspirazione. Questo è possibile grazie alla valvola EGR comandata dalla centralina del motore che consente di regolare la quantità dei gas messi in ricircolo [20].

Per meglio spiegare i benefici di questo sistema, e la sinergia che possiede con l'iniezione diretta e la sovralimentazione, riportiamo i risultati di un test condotto da un gruppo di ricercatori [21].

è una tecnica "obbligatoria" affinché si abbia un grande miglioramento nella riduzione dell'emissione di anidride carbonica, è necessario adottare una soluzione complementare, da applicare insieme alle precedenti citate, che lo permetta in modo completo.

Un metodo molto efficace e poco costoso utile per questo

Il test si proponeva di dimostrare i benefici dell'uso di diversi livelli di EGR e di mostrare che, applicato su motori GDI, permetteva un significativo ridimensionamento del motore consentendogli di funzionare ad alti carichi pur mantenendo la capacità di soddisfare gli standard di emissione previsti dalle norme.

Il motore di serie utilizzato per l'esperimento è un 4 cilindri da 1,6 litri ad iniezione diretta, con combustione omogenea, equipaggiato con un variatore di fase per l'albero d'aspirazione e un turbocompressore, ma sprovvisto di sistema EGR di serie; per altre caratteristiche tecniche si rimanda all'articolo in bibliografia [21].

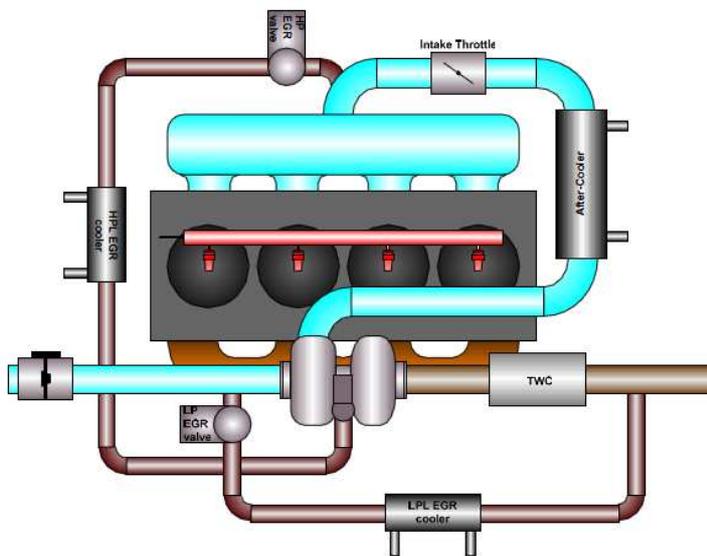


Figura 22: Layout dei sistemi EGR HPL e LPL

a bassa pressione (Low Pressure Loop - LPL).

A carichi più elevati, il motore ha un gradiente di pressione positivo per cui l' HPL EGR è inservibile a meno che non si aumenti la contropressione; l'aumento di quest'ultima ha però un effetto negativo sull'efficienza del turbocompressore e riduce la resistenza alla detonazione del motore aumentando la quantità di gas residui caldi all'interno del cilindro. Per trarre pieno vantaggio dal turbocompressore e massimizzare la sua efficienza ad alti carichi, la pressione nel ramo di bassa pressione della turbina deve essere ridotta alla pressione del collettore di aspirazione. Questo è il circuito del sistema LPL EGR di bassa pressione dove i gas di scarico in ricircolo scorrono dal ramo in uscita della turbina ed entrano nella presa a monte del compressore.

Per i motivi sopra esposti, il motore usato per il test è stato dotato di entrambi i circuiti (HPL e LPL) di EGR.

Gli stessi studiosi, in precedenti pubblicazioni, hanno dimostrato che diverse configurazioni di EGR funzionano meglio in alcune situazioni rispetto ad altre. In particolare a bassi carichi, un sistema EGR con circuito ad alta pressione (High Pressure Loop - HPL), dove il ricircolo dei gas di scarico scorre dal ramo di alta pressione della turbina fino al collettore di aspirazione dopo la valvola a farfalla, è migliore rispetto ad un sistema con circuito a

Tabella 2: Condizioni di esercizio del test

Low Load Conditions		High Load Conditions	
Engine Speed [rpm]	BMEP [bar]	Engine Speed [rpm]	BMEP [bar]
1500	3	2000	14
1500	8	2000	18
2000	2	3000	18
2000	5	4000	18
		4500	18
		5500	15

Per capire il beneficio che apporta il sistema EGR al motore, quest'ultimo è stato testato a diverse velocità e carichi di lavoro riassunti nella tabella 2. Dal momento che l'obiettivo del test era valutare il miglioramento dovuto all' EGR, altri parametri (come i tempi di iniezione e la pressione del carburante iniettato) sono stati mantenuti costanti.

A bassi carichi, il motore è stato fatto funzionare con livelli di EGR non raffreddato superiori al 15% mentre, ad alti carichi, il motore ha operato con livelli di EGR raffreddato fino al 20%. La presenza dell'EGR ha mostrato una riduzione del consumo di carburante dall'1% al 20% a seconda dei casi; a bassi carichi, il vantaggio principale dell' EGR è una riduzione delle perdite i pompaggio e un miglioramento della vaporizzazione del carburante grazie alle temperature più alte nel collettore. A carichi elevati, invece, l'uso dell'EGR raffreddato porta ad una diminuzione del battito in testa del motore con conseguente graduale miglioramento della combustione. Inoltre, grazie alla migliore combustione e alla diminuzione delle temperature di combustione, le temperature dei gas di scarico sono più basse per cui non è più richiesto l'uso dell'arricchimento di carburante come mezzo di raffreddamento. Oltre alla riduzione del consumo di carburante e delle temperature dei gas di scarico, l'EGR consente di produrre meno NO_x e CO in modo particolare in condizioni di massima velocità/carico di funzionamento.

La riduzione di CO ad alti carichi è dovuto principalmente ad una miscela meno ricca, mentre ai bassi carichi, la riduzione appare come il risultato del raffreddamento delle temperature di combustione che cambiano la concentrazione di equilibrio tra CO e CO₂.

Riassumendo l'aggiunta del sistema EGR ha determinato un significativo miglioramento nel consumo di carburante e nelle emissioni a qualunque velocità o carico di funzionamento del motore.

In particolare:

- Ai carichi elevati l'EGR raffreddato migliora i consumi di carburante eliminando la necessità dell'arricchimento di carburante e riducendo il rischio del battito in testa. Inoltre, abbassando le temperature dei gas di scarico si ha una minor produzione di NO_x;
- Ai bassi e medi carichi, l'EGR non raffreddato può essere usato per ridurre le perdite di pompaggio e preriscaldare la carica in aspirazione.

Questi risultati hanno dimostrato che il sistema EGR è molto utile per consentire un ridimensionamento radicale dei consumi nei motori a benzina. Combinata al funzionamento stechiometrico del motore, questa strategia consente ai produttori di ridurre significativamente il consumo di carburante mantenendo basse emissioni. Inoltre la riduzione di CO e NO_x fa sì che le case automobilistiche possano diminuire l'uso dei metalli preziosi per i catalizzatori, con una conseguente riduzione dei costi di produzione dei sistemi di post trattamento dei gas di scarico del veicolo.

Variatione del Rapporto di Compressione

Il rapporto di compressione variabile (Variable Compression Ratio – VCR) è una tecnologia sviluppata, per i motori a combustione interna, per regolare il rapporto di compressione (CR) del motore con lo scopo di massimizzare l'efficienza di conversione dell'energia del carburante, e quindi ridurre i consumi e le emissioni in tutto il range di carico: infatti carichi elevati richiedono valori di CR più piccoli e viceversa.

Questo perché, la presenza del fenomeno del battito in testa nei motori a benzina, limita sia il valore di CR che la pressione di sovralimentazione nel caso di motori turbo. Se il valore di CR è impostato per evitare tale fenomeno, può accadere che nei casi più sfavorevoli di funzionamento del motore (ovvero con la valvola a farfalla spalancata e bassi carichi), quest'ultimo risenta di una carenza di coppia. Per ovviare a tale inconveniente la soluzione proposta è quella di essere in grado di variare il rapporto di compressione a seconda della quantità di combustibile iniettato nei cilindri e quindi al variare dell'entità del carico.

In tutti i sistemi che realizzano un rapporto di compressione variabile, il vantaggio fondamentale non è un grande aumento dell'efficienza termodinamica del ciclo in valore assoluto (perché aumentando CR, l'efficienza aumenta, ma la curva teorica ha un limite asintotico), ma sono piccole migliorie dell'efficienza che portano a significativi aumenti percentuali della riduzione del consumo di carburante, in modo particolare in presenza di carichi molto bassi; cioè i potenziali benefici della riduzione del consumo di carburante e delle emissioni di CO₂ sono attesi nel funzionamento con carichi parziali e alti valori di CR. Ulteriori benefici si possono poi ottenere dalla sinergia tra l'accoppiamento del sistema VCR e la riduzione di cilindrata del motore sovralimentato.

La letteratura mostra diversi metodi per la realizzazione del rapporto di compressione variabile. Vediamone alcuni esempi mostrando il principio di funzionamento:

- *Testa oscillante.*

Questo sistema, messo a punto da SAAB, consiste in un motore formato da una testata con cilindri integrati chiamata monotesta, il blocco motore inferiore, l'albero motore e i pistoni. Il rapporto di compressione è variato regolando l'inclinazione della monotesta in relazione al blocco motore e ai componenti interni alternativi. Ciò altera il volume della camera di combustione con il pistone al punto morto superiore e di conseguenza varia il rapporto di compressione [22].

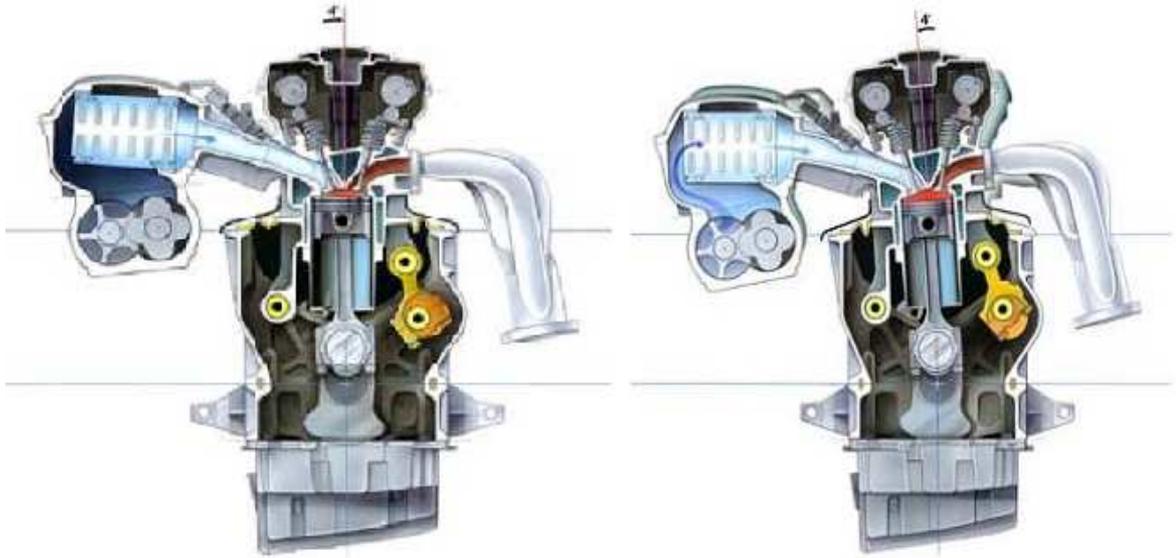


Figura 23: Sistema VCR della SAAB

- *Variazione del volume della camera di combustione.*

Un metodo molto semplice consiste nel variare il volume della camera di combustione attraverso un pistone secondario posizionato nella testa del cilindro.

In figura 24 è mostrato il brevetto Ford: il sistema viene presentato come mezzo di controllo della detonazione negli stati in cui il rapporto di compressione è elevato. Il pistone secondario può essere mantenuto in una posizione intermedia corrispondente al rapporto di compressione ottimale per una particolare condizione, ma ciò richiede una dimensione del foro, in cui il pistone deve muoversi, ben precisa.

In figura 25 è rappresentato il concetto "Alvar" della Volvo in cui i pistoni secondari si muovono continuamente con una velocità pari alla metà di quella dell'albero motore; variando la fase tra i pistoni secondari e l'albero motore è possibile variare il rapporto di compressione.

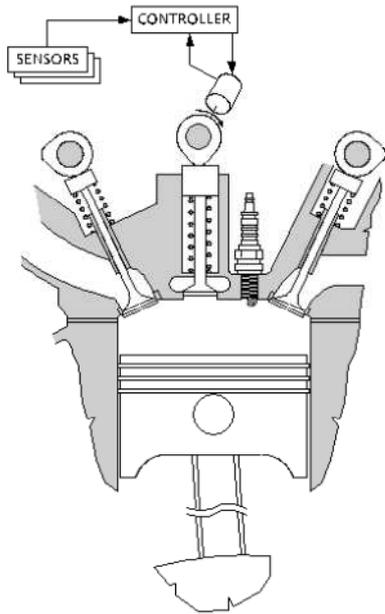


Figura 24: Sistema VCR della Ford

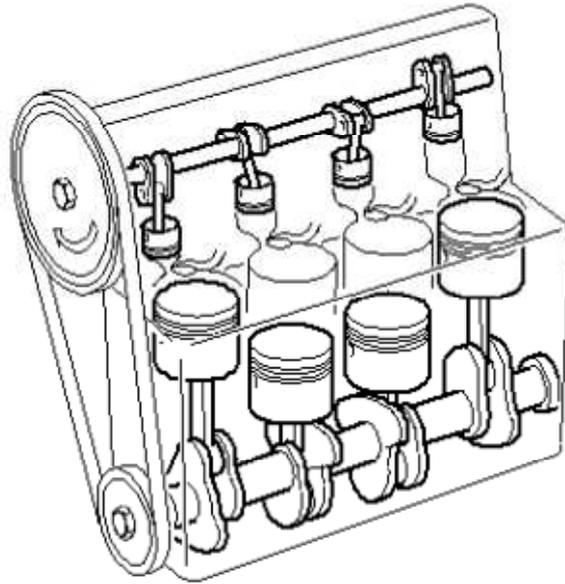


Figura 25: Sistema VCR della Volvo

Questi sistemi hanno il beneficio potenziale di contenere tutte le modifiche hardware importanti nel gruppo di testa del cilindro riducendo così l'impatto sui costi di produzione del motore. Tuttavia sono sistemi che presentano anche alcuni svantaggi come:

- L'introduzione di elementi aggiuntivi alla camera di combustione rischia di compromettere la geometria ideale della camera stessa;
- Le emissioni del motore rischiano di essere peggiorate perché i volumi aggiuntivi impediscono la combustione completa aumentando così l'emissione di idrocarburi;
- Il dispositivo VCR così disposto è praticamente sottoposto alle enormi pressioni che derivano dalla combustione che si ha nella camera di combustione;
- Nel caso in cui il sistema VCR venga guidato dall'albero motore, si avranno perdite di potenza derivanti dagli attriti e di conseguenza si avrà una riduzione dell'efficienza del beneficio apportato dal sistema VCR.

- *Pistoni ad altezza variabile*

Questa soluzione è la strada più interessante per la produzione di un motore dotato di sistema VCR in quanto richiede modifiche relativamente minori all'architettura del motore di base rispetto alle altre opzioni. Inoltre si rimedia alla maggior parte delle problematiche del metodo precedente.

Purtroppo, questo sistema prevede un aumento della massa del pistone e, più importante, l'uso di un sistema di attivazione della variazione dell'altezza anche ad elevate velocità.

Normalmente è un compito svolto da un sistema idraulico con l'olio lubrificante del motore, ma la realizzazione di un controllo affidabile del flusso d'olio rappresenta il problema principale.

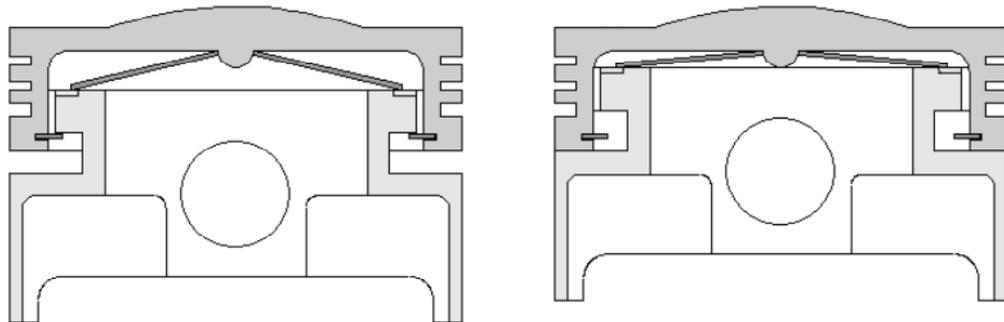


Figura 26: Sistema ad altezza variabile del pistone

- *Collegamenti con la biella.*

Il sistema più comunemente usato per realizzare un rapporto di compressione variabile consiste nel sostituire la biella convenzionale con una formata da due pezzi: quello superiore viene collegato al pistone mentre quello inferiore viene collegato all'albero motore.

Limitando la libertà del punto in cui si uniscono i due membri è possibile controllare la lunghezza effettiva della biella e di conseguenza variare il volume di compressione.

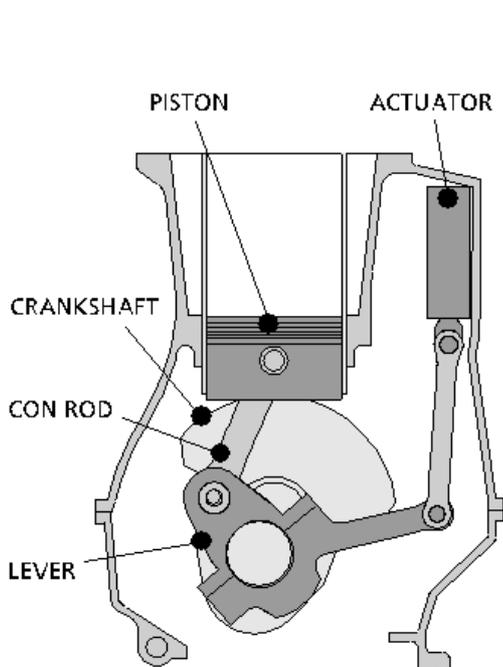


Figura 27: Sistema VCR della Peugeot

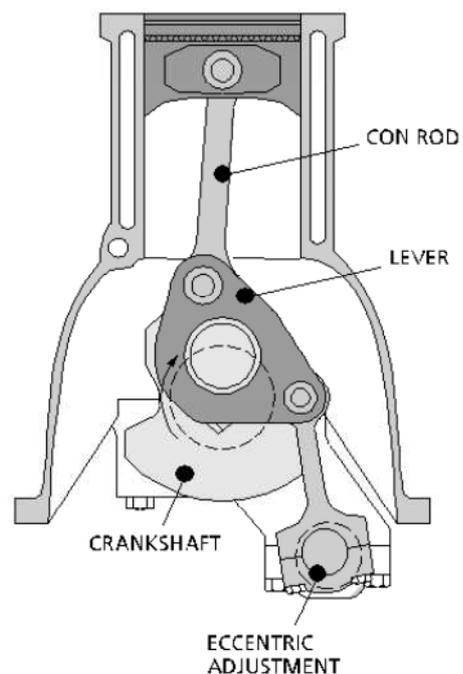


Figura 28: Sistema VCR della Nissan

Da notare che, la biella così composta aumenta la massa oscillante e quindi, a causa della cinematica del meccanismo, ci sono svantaggi per quanto riguarda le forze inerziali.

Questo vuol dire che per un motore a 3 o 4 cilindri è inevitabile lo sviluppo di un nuovo sistema di bilanciamento della massa.

Questi sono solo alcuni esempi dei possibili metodi che si possono applicare per realizzare un rapporto di compressione variabile ma, nella maggior parte dei casi, tutte queste soluzioni modificano significativamente la struttura del motore di base. Per cui gli elevati costi per una produzione in serie ha imposto una barriera commerciale per l'adozione diffusa di questa tecnologia.

Il sistema VCR ha una forte sinergia con il downsizing e la sovralimentazione.

Come abbiamo già detto nel paragrafo dedicato al downsizing, il particolare vantaggio del ridimensionamento della cilindrata è legato al fatto che, un motore più piccolo, lavora con un carico specifico (PME) più alto e quindi risulta più efficiente perché presenta minori perdite di attrito e di pompaggio. Ciò equivale a dire che, durante la gran parte delle situazioni di guida, il punto di funzionamento del motore viene spostato in una zona più efficiente.

Con il downsizing quindi, si riesce ad avere una riduzione del consumo di carburante, anche se parte di questo beneficio viene annullato per via delle perdite dovute alla riduzione della cilindrata e del rapporto di compressione. Per capire meglio osserviamo la figura 29.

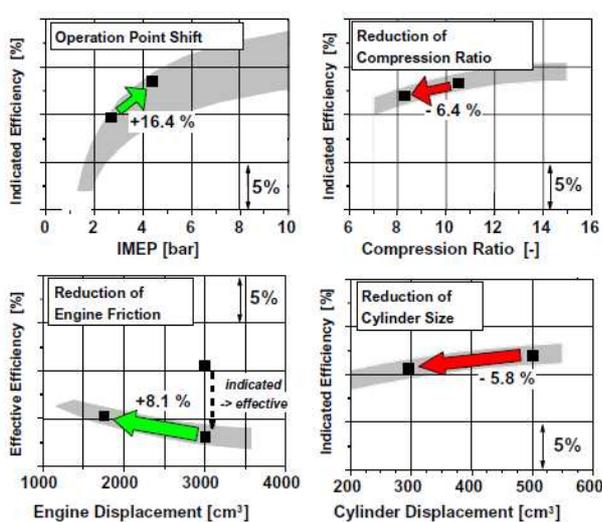


Figura 29: Downsizing del motore a benzina (n=2000 rpm)

A titolo di esempio, consideriamo un motore di 3.0 litri a 6 cilindri che lavora con un carico di 10 kW. Questa situazione corrisponde ad una PME (pressione media effettiva) di 2 bar e ad una PMI (pressione media indicata) di 2,7 bar. Se la cilindrata del motore viene ridotta del 40% e quindi portata ad 1.8 litri, la PME dovrà passare da 2 a 3,3 bar mentre la PMI da 2,7 a 4,1 bar attraverso la sovralimentazione. Questo passaggio da un lato provoca un aumento dell'efficienza del motore del 16.4% mentre dall'altro comporta una

perdita dell'efficienza causata dalla riduzione del rapporto di compressione: quest'ultimo è in funzione del tasso di sovralimentazione che a sua volta dipende dall'entità del ridimensionamento del motore.

Una riduzione del rapporto di compressione da 10,5 a 8,5 comporta un aumento dei consumi di carburante del 6,4%.

In definitiva, il beneficio totale che deriva dal downsizing è un risparmio del 10% sul consumo di carburante. Nell'esempio proposto, l'introduzione di un rapporto di compressione variabile crea un incremento della percentuale del 6% [23].

Importante dunque, è il ruolo dei sistemi VCR nei motori a benzina sovralimentati: infatti, in questi motori, il valore del rapporto di compressione dipende dal fenomeno del battito in testa che si presenta a pieno carico. Nel funzionamento a carico parziale la tendenza al verificarsi di tale fenomeno è ridotta, per cui le potenzialità offerte da una maggiore compressione non sono pienamente sfruttate. A maggior ragione per i motori sovralimentati, che nel funzionamento a carico parziale presentano un CR minore rispetto ad un motore equivalente aspirato, questa tecnologia presenta un elevato potenziale per massimizzare le capacità del motore anche in queste condizioni.

Una regolazione continua del rapporto di compressione è sicuramente più attraente rispetto alla variazione semplice tra due valori impostati perché gli alti carichi e velocità del motore sono molto influenzate dai valori di CR. Sebbene un elevato valore del rapporto di compressione è molto favorevole per i punti di funzionamento a basso carico del motore, una compressione variabile, ai carichi medio alti, presenta comunque notevoli vantaggi rispetto ad un valore fisso del rapporto di compressione.

Oltre ai vantaggi sull'efficienza detti sopra, i sistemi VCR producono benefici anche per quanto riguarda l'aspetto delle emissioni.

Sebbene alti valori del rapporto di compressione significa avere immediatamente un incremento delle emissioni degli NO_x , ai carichi parziali si può diluire la carica attraverso la valvola EGR abbassando così la temperatura nella camera di scoppio. Applicando tassi di EGR fino al 25% si ha una riduzione degli NO_x dell' 87% ed una riduzione di CO del 46%, con un corrispondente aumento degli HC del solo 7% [23].

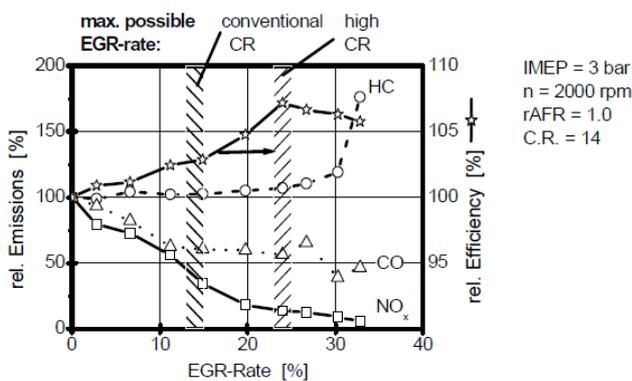


Figura 30: Riduzione delle emissioni e del consumo di carburante tramite valvola EGR

Inoltre, l'ulteriore grado di libertà presentato dai sistemi VCR permette l'utilizzo di una strategia ottimizzata per la riduzione degli HC durante la fase di riscaldamento del motore, in modo da garantire un rapido tempo di light-off del catalizzatore. Infine, l'ottimizzazione del rapporto di compressione ai carichi elevati permette la riduzione della domanda di arricchimento del combustibile.

Questo aspetto risulta importante per i motori sovralimentati che per proteggere gli elementi sensibili come la turbina, abbassano le temperature dei gas di scarico attraverso l'iniezione di carica fresca; quindi, diminuendo la domanda di arricchimento, si ha ovviamente un'ulteriore riduzione del consumo di carburante.

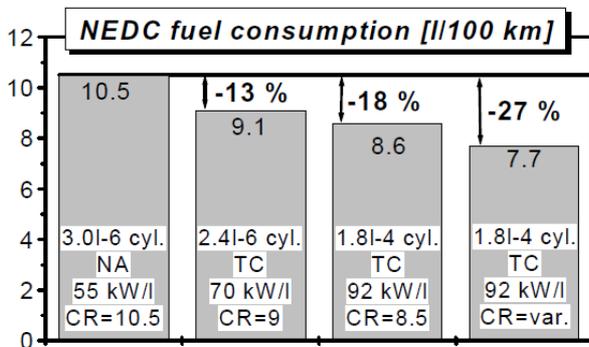


Figura 31: Riduzione del consumo di carburante con downsizing, turbo, e VCR

Osserviamo la figura a lato e prendiamo un motore di 3.0 litri 6 cilindri aspirato come base per le considerazioni a seguire sul consumo di carburante nel ciclo di guida europeo.

Riducendo la cilindrata mantenendo lo stesso numero di cilindri, introducendo la sovralimentazione e abbassando il valore di CR per i motivi esposti in precedenza, si ha una riduzione del consumo di carburante di oltre il

10%. Riducendo ulteriormente la cilindrata e aumentando ulteriormente la potenza specifica del motore, si ha un miglioramento aggiuntivo che arriva al 18%. A questo punto, aggiungendo il sistema VCR si ha un'ulteriore riduzione del consumo del 9%, consentendo di ottenere una riduzione totale del 27%. Questo notevole potenziale sul consumo di carburante rappresenta una motivazione sufficiente per trovare una soluzione progettuale adatta alla produzione in serie e alla commercializzazione.

A tal proposito, recentemente un gruppo di studiosi, ispirandosi anche al principio di funzionamento del ciclo Atkinson, è riuscito a progettare un sistema VCR, teoricamente non eccessivamente costoso e potenzialmente applicabile anche ai motori turbo presenti sul mercato.

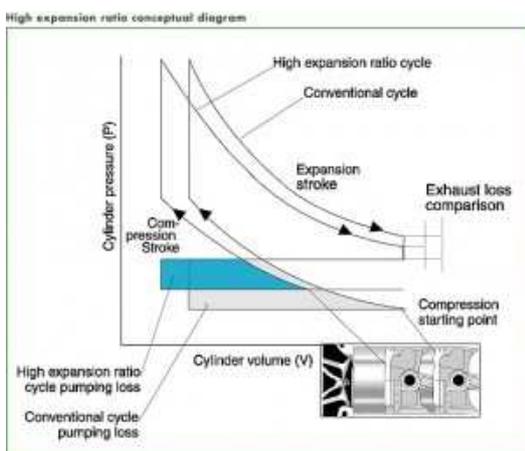


Figura 32: Diagramma V-p del ciclo Atkinson

Il motore a ciclo Atkinson, fondamentalmente è un motore che permette di avere le corse dei quattro tempi (aspirazione, compressione, espansione e scarico) di lunghezze diverse: più precisamente l'espansione e lo scarico sono più lunghe dell'aspirazione e della compressione. Questo comporta una miglior efficienza nell'uso del combustibile. Grazie al particolare manovellismo di questi motori, il rapporto d'espansione poteva variare dal rapporto di compressione e, con la corsa d'espansione più lunga della compressione, il

motore poteva ottenere un'efficienza termica maggiore rispetto ai motori tradizionali e quindi consumi minori (in seguito si farà riferimento a questa proprietà come "effetto Atkinson").

Lo svantaggio del motore a quattro tempi con ciclo Atkinson rispetto ai più comuni motori con ciclo Otto è che, a parità di cilindrata, hanno una densità di potenza inferiore perché i motori del primo tipo non trattengono tanta aria quanto i secondi all'interno dei cilindri.

Il meccanismo sviluppato dai ricercatori è in grado non solo di modificare il rapporto di compressione, ma anche di variare la lunghezza della corsa di aspirazione, espansione, compressione e scarico come avviene nel ciclo Atkinson. Questo sistema è impiegato per aumentare l'efficienza ai carichi parzializzati, come pure aumentare le prestazioni e l'efficienza a pieno carico cercando sempre, per ogni punto di funzionamento, di avere un margine dal fenomeno del battito in testa.

Il sistema è stato montato e provato su un motore a benzina 4 cilindri in linea ad iniezione diretta e sovralimentato; nel caso specifico, il rapporto di compressione variabile aiuta sia ai carichi elevati che ridotti, mentre il meccanismo di corsa variabile ha il suo effetto benefico solo per i carichi ridotti. Accoppiando il rapporto di compressione variabile e la variazione del rapporto di corsa alla sovralimentazione, aumentano le possibilità di migliorare le economie di carburante grazie anche alle sinergie con il downsizing e l'iniezione diretta.

Vediamo ora da cosa è composto e come opera tale meccanismo [24].

Il meccanismo è costituito da tre elementi intermedi che collegano il pistone all'albero motore:

- Un *membro oscillante* è posizionato sul lato opposto del cilindro rispetto all'albero motore;
- Tale membro oscillante è supportato da un *albero eccentrico* guidato dall'albero motore e ruota con una velocità pari alla metà di quest'ultimo nella stessa direzione;
- Un *meccanismo graduale* tra l'albero motore e l'albero eccentrico permette la rotazione relativa tra i due. Questo movimento relativo permette di variare continuamente il rapporto di compressione tra due valori limite. La dimensione dell'eccentrico e il movimento controllato dell'albero determinano l'entità della regolazione del rapporto di compressione.

La particolarità di questo meccanismo è che ha una fase intrinseca del ciclo di Atkinson e una fase di ritenzione dei gas di scarico a varie impostazioni delle regolazioni del rapporto di compressione. Le figure 33.a e 33.b mostrano rispettivamente le posizioni del pistone al punto morto superiore (PMS) e al punto morto inferiore (PMI) con la configurazione di basso rapporto di compressione.

Per un piccolo motore, in queste posizioni e in condizioni di alto carico e valvola a farfalla molto aperta, la corsa di aspirazione può essere un po' più corta di quella di compressione (2%) producendo così un piccolo effetto di sovralimentazione. Inoltre la corsa di compressione è più breve di quella di espansione e ciò provoca un "effetto Atkinson" (circa 11%).

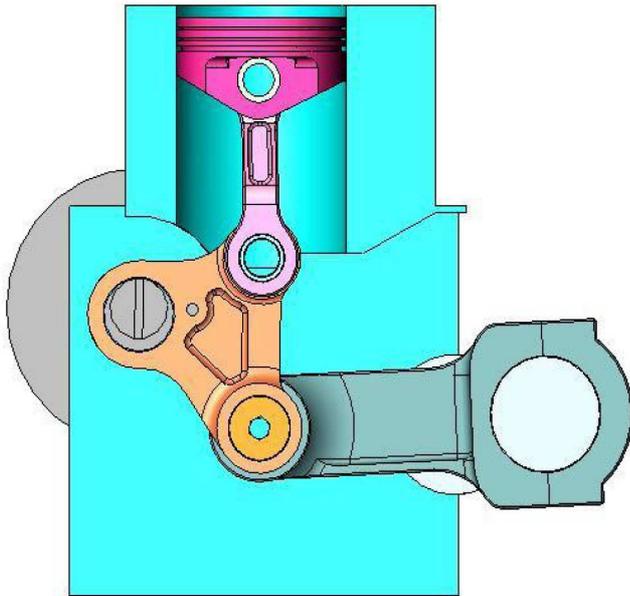


Figura 33.a: Basso rapporto di compressione - PMS

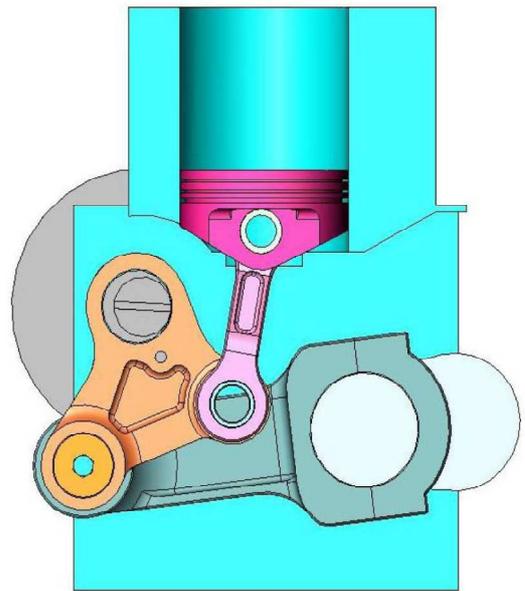


Figura 33.b: Basso rapporto di compressione - PMI

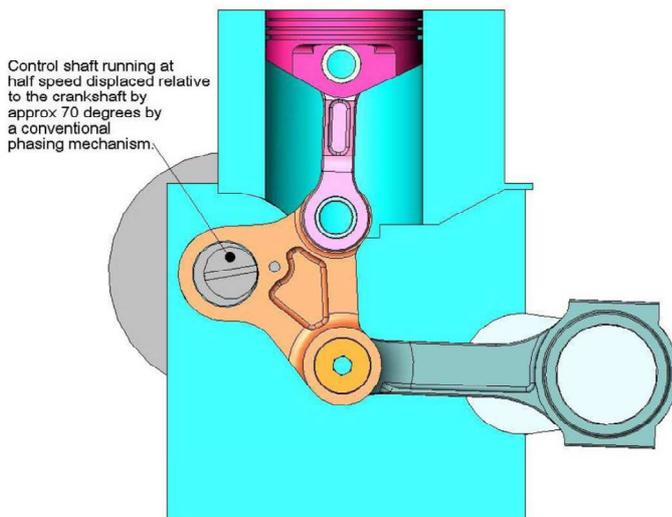


Figura 34.a: Alto rapporto di compressione - PMS

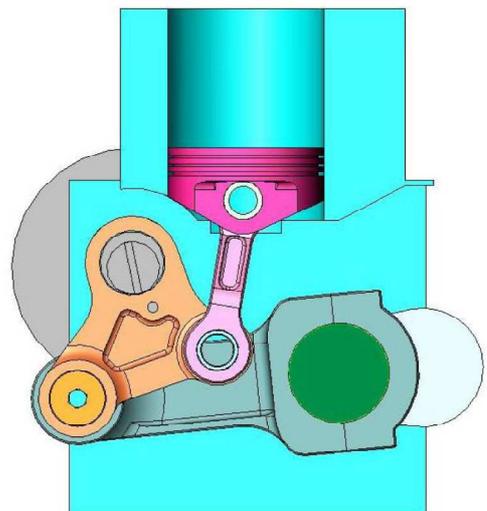


Figura 34.b: Alto rapporto di compressione - PMI

Le figure 34.a e 34.b mostrano invece rispettivamente le posizioni del pistone al PMS e al PMI ma in configurazione di alto rapporto di compressione. In questo caso, in presenza di carichi inferiori e valvola a farfalla meno aperta, la corsa di aspirazione può essere ancora più breve di quella di compressione (circa il 6%), con un considerevole aumento dell'effetto di sovralimentazione. Anche qui si verifica l'effetto Atkinson (circa 11%).

Questo meccanismo può essere adottato su tutti i motori che hanno la disposizione in linea dei cilindri oppure per i motori a V avendo un albero di controllo per ogni bancata.

Variando la posizione dell'albero eccentrico, si possono ottenere differenti caratteristiche: ad esempio si può ottenere un effetto Atkinson fino al 20% o 10% per i rapporti di compressione basso e alto rispettivamente.

Il limite inferiore del rapporto di compressione utilizzato per il motore in prova è di 9,5, mentre per quanto riguarda il limite superiore è stato scelto 15,5 come miglior compromesso tra le prestazioni e la complessità del meccanismo. Infatti valori superiori del rapporto di compressione aumentano l'efficienza termica del motore ma i singoli incrementi sono sempre più piccoli. Inoltre il fenomeno del battito in testa limita il valore di CR in modo particolare per i motori sovralimentati.

Per quanto riguarda gli effetti del ciclo Atkinson, possiamo dire che la lunghezza della corsa di aspirazione, compressione, espansione e scarico sono diversi tra loro. La posizione del PMS del pistone all'inizio della fase di aspirazione ed espansione, così come la posizione del PMI all'inizio della fase di compressione e di scarico, sono differenti. Alla luce di ciò il volume racchiuso nei cilindri tra i due punti morti varia a seconda della fase in corso. Per cui il rapporto di compressione, quando il ciclo Atkinson è abilitato, si riferisce al rapporto tra il massimo volume contenuto nel cilindro alla fine della fase di espansione e al minimo volume contenuto nel cilindro all'inizio della fase di espansione.

Nella tabella sottostante sono riportate le caratteristiche tecniche del motore usato in prova.

Tabella 3: Caratteristiche tecniche del motore in prova

displacement per cylinder [litres]	0.4995	No. of intake valve per cylinder	2
number of cylinders	4	Intake valve dia. [mm]	34.5
engine layout	L-4	Intake valve max. lift [mm]	10.05
compression ratio	10	IVO [deg]	358(-2)
bore [mm]	86	IVC [deg]	619 (+79)
stroke [mm]	86	No. of exhaust valve per cylinder	2
connecting rod length [mm]	143	Exhaust valve dia. [mm]	31
wrist pin offset [mm]	0	Exhaust valve max. lift [mm]	10
clearance vol. [litres]	0.0550	EVO [deg]	131 (-49)
engine type	S.I.	EVC [deg]	384 (+24)

In figura 35.a, 35.b, 35.c, 35.d, 35.e e 35.f sono rappresentati il rendimento volumetrico, i valori della pressione media effettiva, i valori della pressione media indicata, l'andamento della coppia, della potenza e del rendimento termico del motore per il funzionamento a pieno carico con il rapporto di compressione di 9,5 determinato dalla necessità di evitare il battito in testa fino ai 3000 rpm, e per il funzionamento con un rapporto di compressione variabile superiore al precedente. L'adozione di un rapporto di compressione superiore a 9,5 migliora l'efficienza di conversione dell'energia del carburante, così come la potenza e la coppia in uscita soprattutto ad alte velocità. Il rendimento volumetrico, invece, non cambia molto al variare del rapporto di compressione; al contrario la pressione indicata cambia significativamente producendo miglioramenti alla pressione media effettiva, alla potenza, alla coppia e all'efficienza termica del motore.

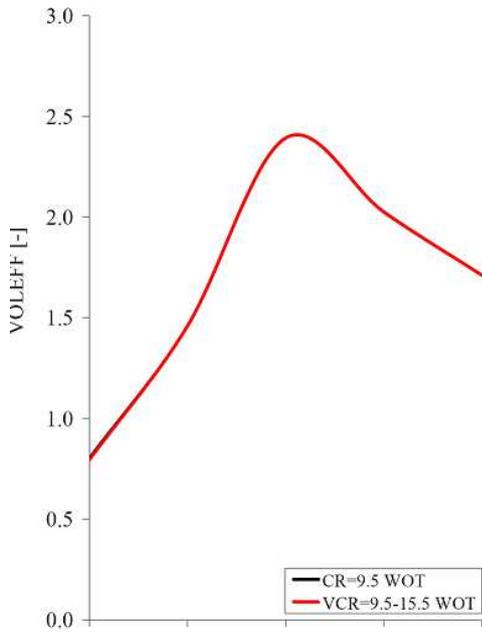


Figura 35.a: Rendimento volumetrico con rapporto di compressione fisso e variabile

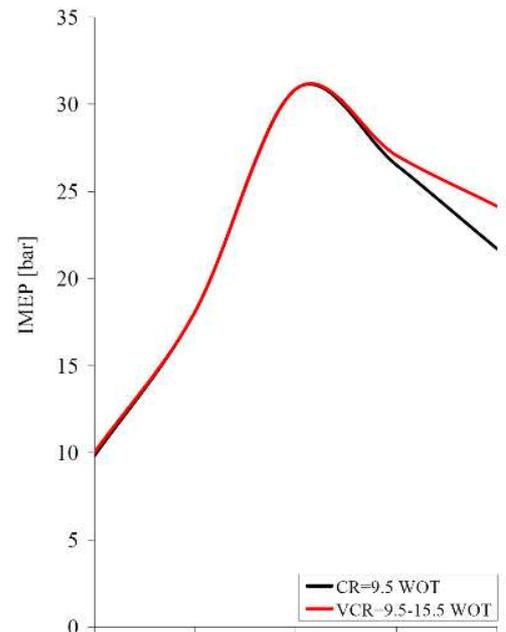


Figura 35.b: Pressione media indicata con rapporto di compressione fisso e variabile

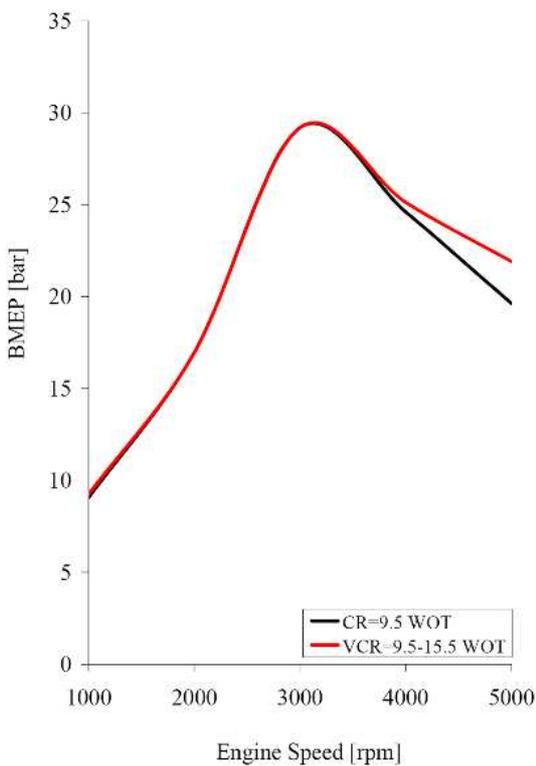


Figura 35.c: Pressione media effettiva con rapporto di compressione fisso e variabile

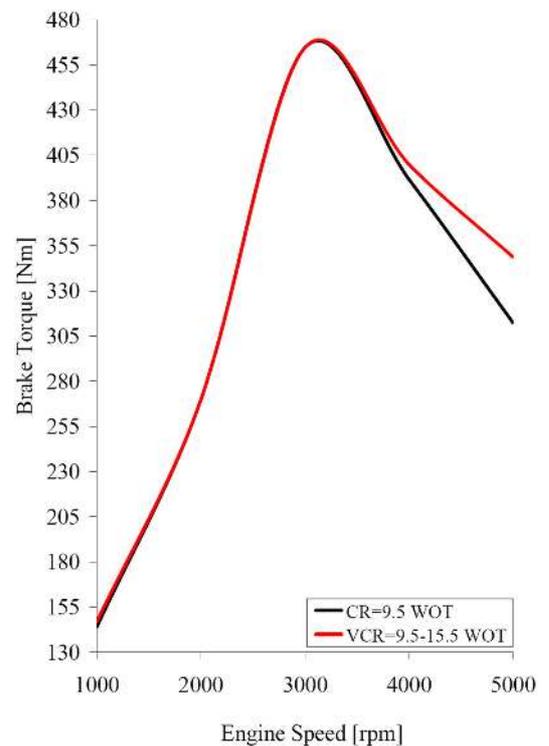


Figura 35.d: Andamento della coppia con rapporto di compressione fisso e variabile

I valori della pressione media effettiva si aggirano intorno ai 30/35 bar e sono valori che oggi vengono impostati come obiettivo per i futuri motori a benzina di piccole dimensioni sovralimentati ad alta densità di potenza. Le pressioni di picco dunque sono molto più vicine a quelle dei diesel odierni.

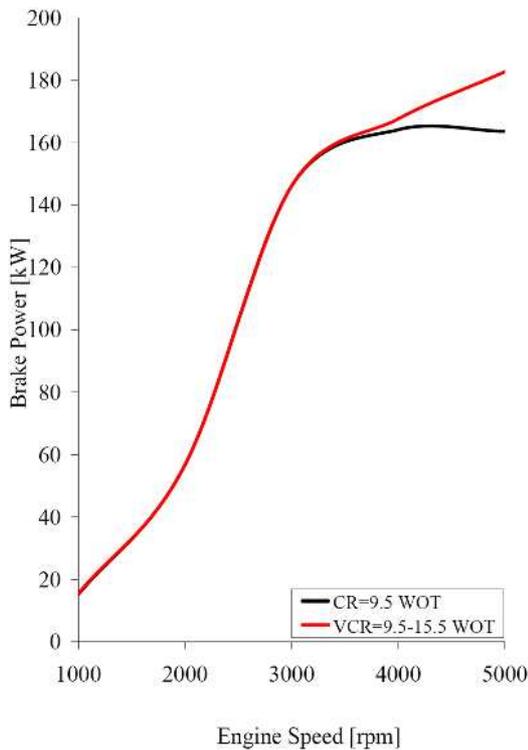


Figura 35.e: Andamento della potenza con rapporto di compressione fisso e variabile

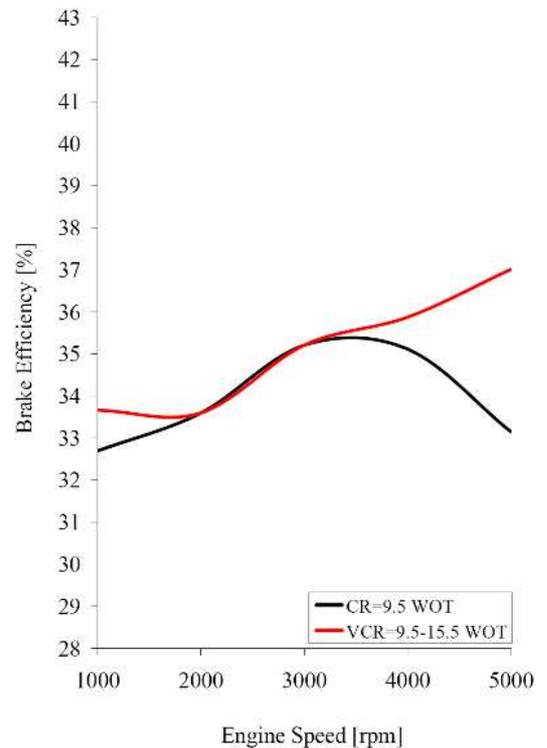


Figura 35.f: Andamento del rendimento termico con rapporto di compressione fisso e variabile

In figura 36.a, 36.b, 36.c, 36.d, 36.e, 36.d, 36.e, 36.f e 36.g viene invece rappresentato il rendimento termico a carico parziale che opera rispettivamente a 20, 15, 10, 7,5, 5, 2,5 e 1 bar di pressione media effettiva nei seguenti casi:

- Rapporto di compressione fisso a 9,5 e senza effetto Atkinson;
- Rapporto di compressione variabile tra 9,5 e 15,5 (restando sempre in sicurezza ed evitando quindi il battito in testa) e senza effetto Atkinson;
- Rapporto di compressione variabile ed effetto Atkinson.

A pieno carico l'effetto Atkinson produce una significativa riduzione di coppia e potenza; tuttavia ci sono particolari punti di funzionamento in cui si notano i benefici dell'effetto Atkinson sull'efficienza di conversione dell'energia del combustibile.

I benefici del rapporto di compressione variabile si notano anch'essi già agli alti carichi; riducendo i carichi, i benefici del rapporto di compressione variabile sono ancora più significativi e l'effetto Atkinson migliora ulteriormente l'efficienza di conversione dell'energia di carburante.

In particolare:

- a 7,5 bar di pressione media effettiva l'efficienza di conversione migliora del 30% grazie all'accoppiamento del rapporto di compressione variabile e dell'effetto Atkinson;
- a 5 e 2,5 bar il loro effetto quasi raddoppia l'efficienza di conversione;
- A 1 bar l'incremento del miglioramento si riduce ma rimane comunque intorno al 30 – 50%.

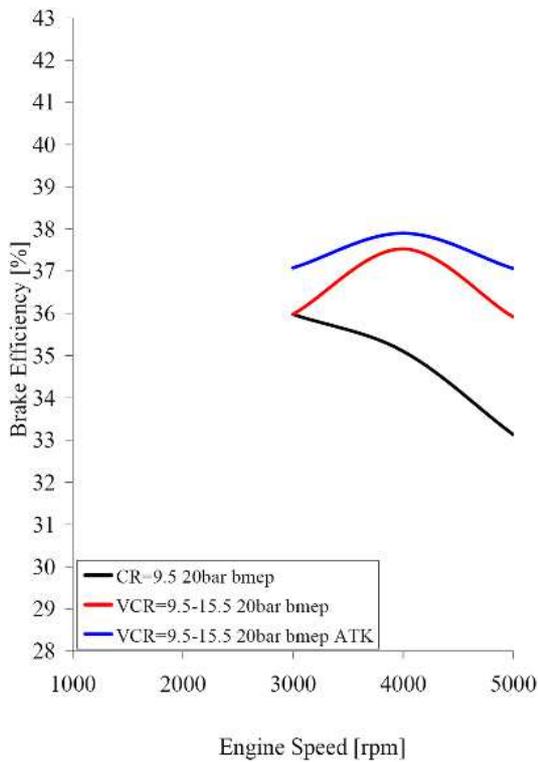


Figura 36.a: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 20 bar di pme

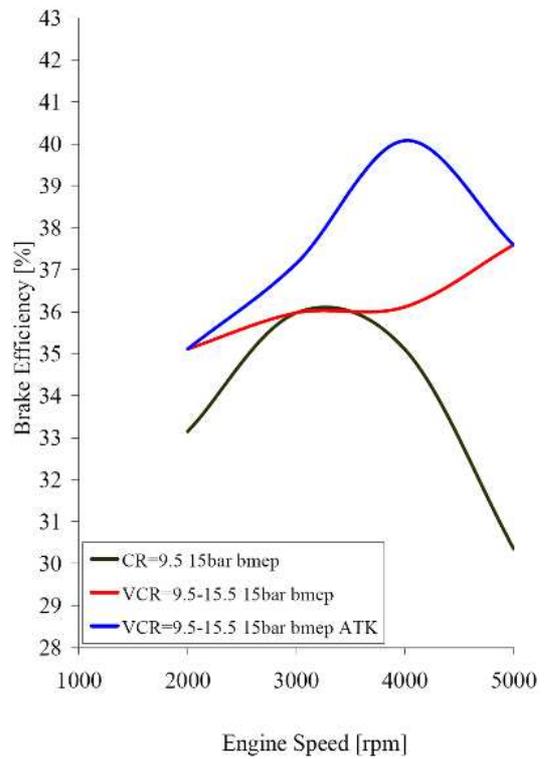


Figura 36.b: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 15 bar di pme

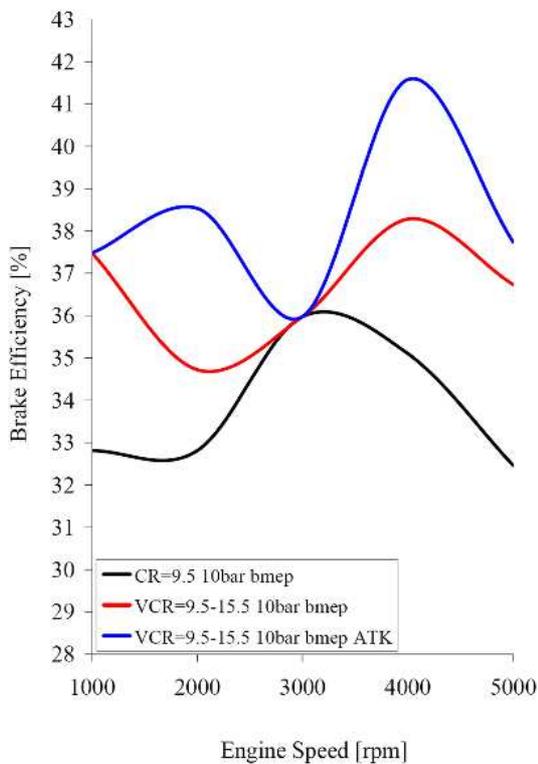


Figura 36.c: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 10 bar di pme

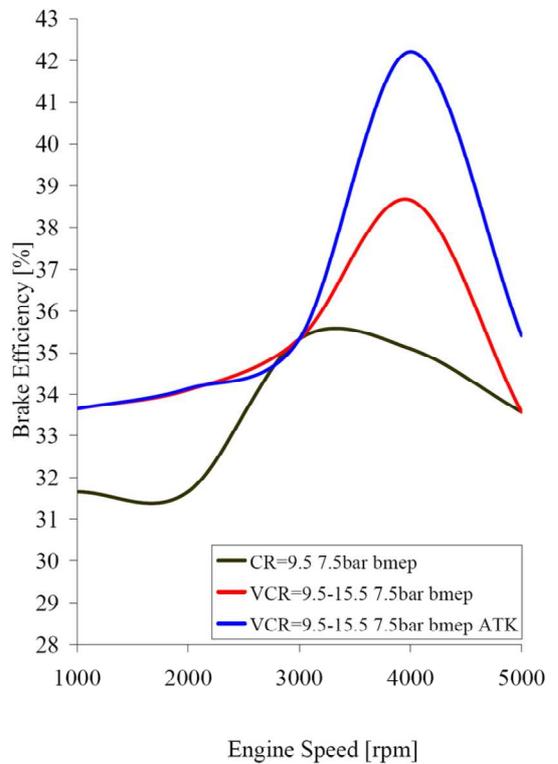


Figura 36.d: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 7,5 bar di pme

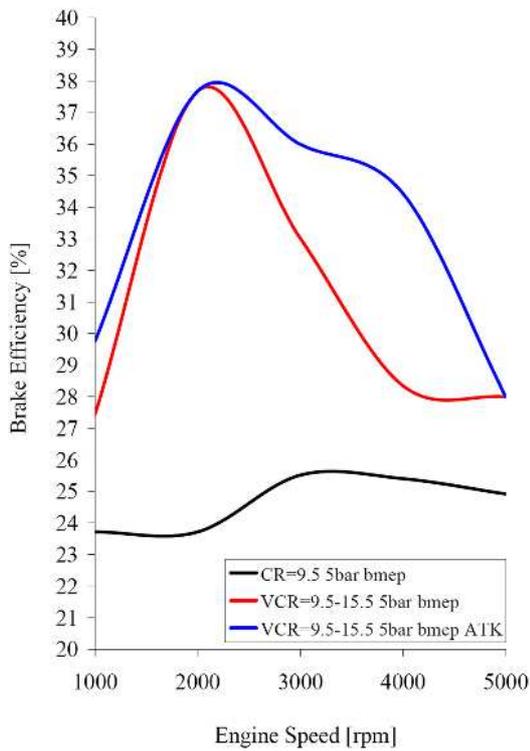


Figura 36.e: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 5 bar di pme

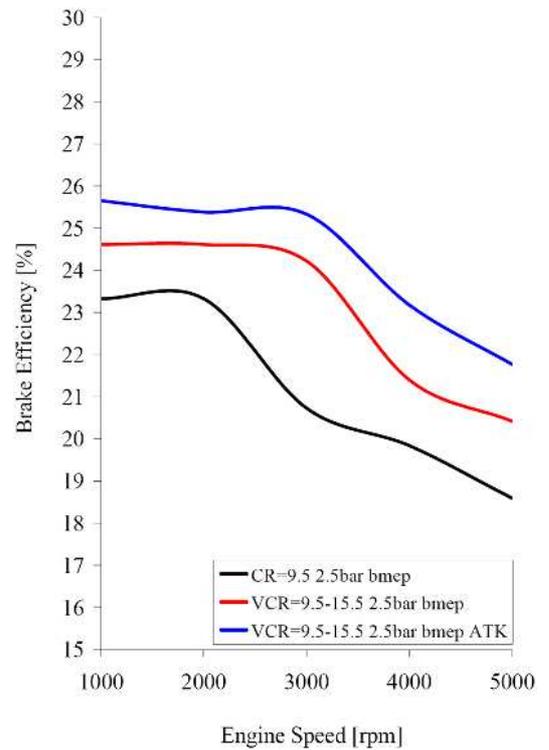


Figura 36.f: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 2.5 bar di pme

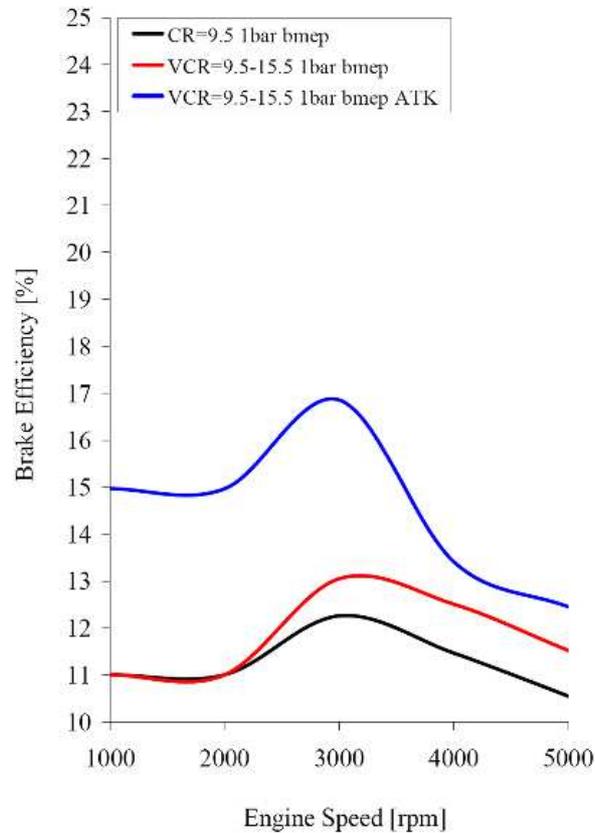


Figura 36.g: Rendimento termico con rapporto di compressione fisso a 9,5, con rapporto di compressione variabile e nessun effetto Atkinson e rapporto di compressione variabile con effetto Atkinson a 1 bar di pme

Sebbene i benefici, in termini di prestazioni, sembrano essere chiari, le preoccupazioni che affliggono questo meccanismo sono i costi, la relativa complessità del meccanismo e il packaging.

E' ovvio che il meccanismo è più complesso del tradizionale sistema pistone-biella-manovella, ed i componenti aggiuntivi aggiungono peso e costi; tuttavia tali componenti sono semplici da produrre e nella produzione di massa non dovrebbero aggiungere più del 5% del costo complessivo del motore; allo stesso modo il peso complessivo dovrebbe aumentare di un 5%.

Per i motori in linea, il packaging è simile ai motori tradizionali fatto ad eccezione di un piccolo albero a gomiti per la compensazione; per i motori a V invece il packaging è del tutto simile ai motori tradizionali e non dovrebbe creare problemi.

Ulteriori miglioramenti sull'efficienza di conversione del carburante è possibile ottenerlo utilizzando anche valvole ad attuazione variabile (VVA) e sistemi di ricircolo dei gas esausti (EGR) in modo da ridurre le perdite di pompaggio e migliorare l'efficienza del processo di combustione al variare della velocità e del carico del motore.

SOLUZIONI TECNICHE PER I MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

I motori diesel sono stati i propulsori dominanti per applicazioni su mezzi di medie e grandi dimensioni ma, negli ultimi anni, si è assistito ad un'attenzione sempre più importante per l'industria automobilistica, principalmente grazie al loro minor consumo di carburante e alla minore emissione di gas effetto serra rispetto ai motori benzina. Tuttavia questo grande privilegio comporta un prezzo da pagare che, per i motori diesel, rappresenta il problema principale da risolvere.

I motori diesel odierni sono ad iniezione diretta, controllati elettronicamente e provvisti di iniettori ad alta pressione che iniettano il carburante direttamente nella camera di combustione. Inoltre sono in genere sovralimentati tramite turbocompressione per aumentare la potenza specifica del motore portandola a livelli pari a quelli dei motori a benzina con combustione stechiometrica. Generalmente tali motori operano in condizioni di miscela magra con rapporti aria/combustibile che vanno da 17/1 a 90/1 e rapporti di compressione superiori rispetto ai motori benzina in quanto:

- non hanno il vincolo del problema della detonazione;
- devono portare l'aria a temperature così elevate da permettere l'accensione del combustibile una volta iniettato.

Grazie all'elevato rapporto di compressione, il rendimento termodinamico del motore diesel è superiore rispetto a quello del motore a benzina, ed è per questo motivo che risulta più efficiente.

Ciò nonostante, la sua modalità di combustione, porta inevitabilmente all'emissione di alti valori di NO_x a causa delle elevate temperature di combustione, ma anche alla formazione del particolato.

Le emissioni elevate di queste due sostanze sono il problema più importante del motore diesel, e le soluzioni che permettono la loro riduzione, sono il principale oggetto di studio e sviluppo di tutte le case automobilistiche.

Con l'obiettivo di rispettare i limiti delle emissioni imposte dalle future normative, le strade per migliorare le autovetture equipaggiate con propulsore diesel sono essenzialmente due:

- Sviluppo tecnologico del motore diesel;
- Sviluppo di nuove soluzioni per il trattamento dei gas di scarico.

Lo scopo del primo punto è quello di cercare di ridurre ulteriormente il consumo di carburante e quindi le emissioni di CO_2 . In questo ambito non ci sono vere e proprie innovazioni tecnologiche ma piuttosto alcuni accorgimenti che aiutano a raggiungere lo scopo.

Il secondo punto è più interessante in quanto si parlerà delle effettive soluzioni tecniche adottabili per ridurre gli inquinanti come gli NO_x e il particolato, per cui sarà più approfondito.

Sviluppo tecnologico del motore diesel

La tecnologia dei motori si sta evolvendo rapidamente e in modo incrementale. La maggior parte degli sviluppi verificatisi fino a poco tempo fa sono stati attuati per affrontare le sempre più rigorose norme sulle emissioni inquinanti. Tuttavia, guardando al futuro, di recente l'attenzione si è spostata sulla riduzione del consumo di carburante e delle emissioni di CO₂.

La crescente pressione dello sviluppo del motore diesel deriva dai progressi sempre più efficaci del motore a benzina, dal crescente prezzo del combustibile e dalla maggior offerta dei veicoli elettrici, ma nonostante ciò, il motore diesel, rimane il propulsore più allettante per soddisfare le future normative in quanto presenta un vantaggio del 20%, rispetto la controparte a benzina, sul consumo di carburante e quindi sull'emissione di CO₂.

I regolamenti sulle emissioni di CO₂, strettamente collegati al consumo di carburante, richiedono anche un significativo taglio sulle emissioni di NO_x dei motori diesel per il controllo dell'inquinamento atmosferico. Ma, se si sviluppa tecnologicamente solo il propulsore, è impossibile soddisfare entrambi i requisiti.

Un motore diesel efficiente richiede la rapida conversione dell'energia del carburante in presenza di eccesso d'aria, alta pressione ed alta temperatura all'interno della camera di combustione. Tuttavia, tutti questi parametri rappresentano fattori dominanti per il processo di formazione degli NO_x.

Per rispettare simultaneamente i limiti imposti di CO₂ ed NO_x è indispensabile un ulteriore processo di ottimizzazione del processo di combustione. Durante la fase concettuale di progettazione del motore, deve essere presa una decisione in funzione dell'applicazione del motore, ovvero bisogna scegliere se raggiungere gli obiettivi di emissione con o senza sistemi di riduzione degli NO_x (DeNO_x) aggiuntivi nel sistema di trattamento dei gas di scarico.

Anche nel caso in cui si decida di utilizzare tali sistemi, bisogna realizzare una distribuzione equilibrata dei tassi di riduzione degli NO_x tra motore e sistemi di trattamento dei gas di scarico. Ciò è necessario per evitare strategie estreme di riscaldamento o alto contenuto dei metalli preziosi nei catalizzatori che si traducono in un aumento del consumo di carburante e dei costi di produzione.

Al fine di migliorare il già favorevole consumo di carburante dei motori diesel, un primo passo è quello di migliorare l'efficienza del processo di combustione in base al carico. Questa strategia può essere realizzata con diversi approcci: da un lato è possibile modificare i rapporti di trasmissione del cambio spostando i punti operativi su isocurve a basse velocità del motore (downspeeding); dall'altro lato, una riduzione della cilindrata del motore sposta l'intera modalità di funzionamento del motore verso punti di carico superiore (downsizing).

Il cambiamento del punto di funzionamento del motore, influisce sul suo comportamento dinamico. La figura 37 mostra i punti di funzionamento di un motore diesel di 2.2 litri, determinato con la simulazione di un ciclo di guida NEDC, con diversi rapporti di trasmissione per un veicolo dal peso di 1810 kg.

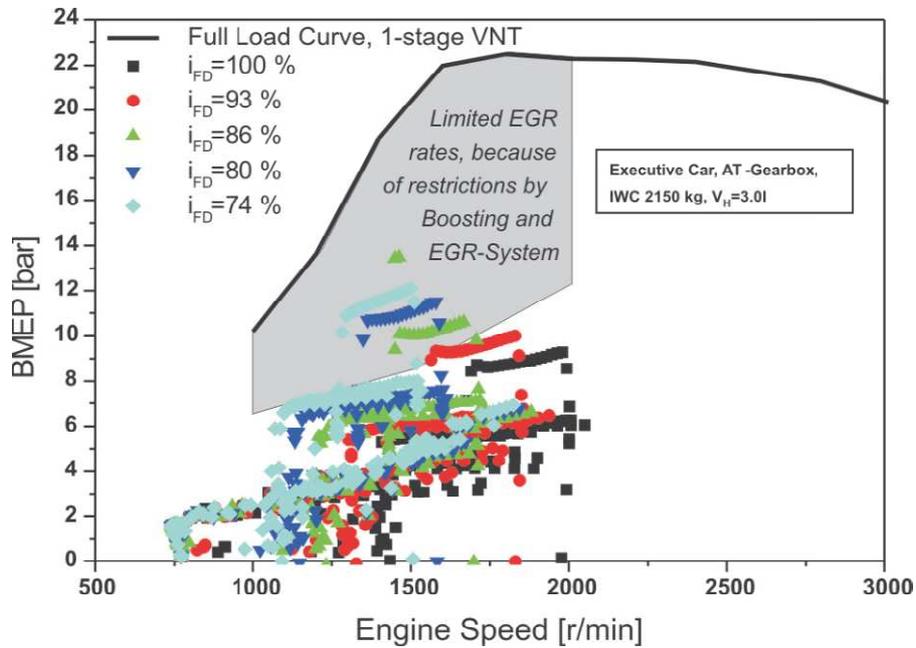
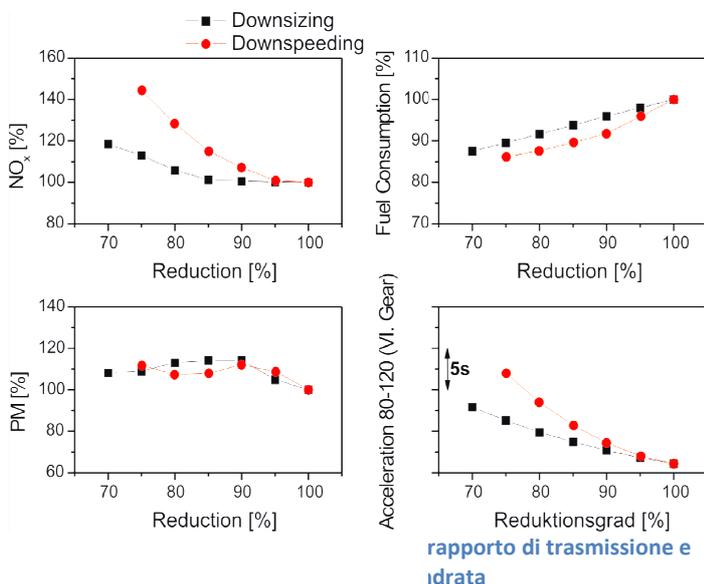


Figura 37: Effetto dell'alterazione del rapporto di trasmissione finale sulla mappa della motore

Un rapporto di trasmissione inferiore, porta ad un cambiamento delle modalità di funzionamento del motore verso bassi regimi e carichi più elevati. I punti di carico sono spostati in zone della mappa con basso potenziale di sovralimentazione, limitando in tal modo la misura con cui la carica può essere diluita tramite EGR. Di conseguenza, il potenziale di riduzione delle emissioni di NO_x è altrettanto limitata. Al fine di risolvere tale conflitto, un maggiore sforzo di sviluppo nei sistemi di sovralimentazione ed EGR, deve essere affrontato.

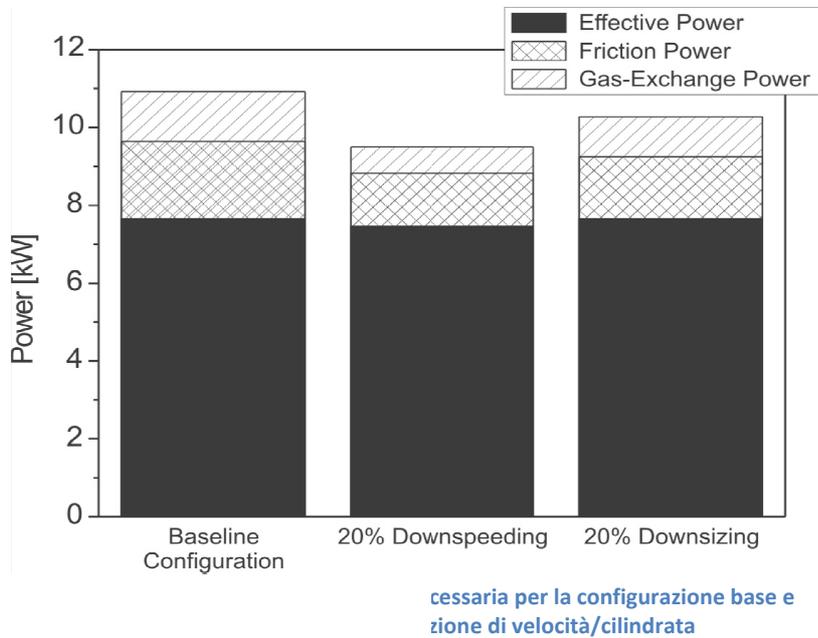


La tendenza verso l'aumento degli NO_x , con rapporti di trasmissioni più lunghi, è confermata anche dai calcoli per la previsione delle emissioni nel ciclo di marcia europeo, come si vede in figura 38.

Come base di partenza per il confronto, viene utilizzato un veicolo di medie dimensioni con un peso di 1810 kg ed una trasmissione manuale a sei marce. Oltre alla simulazione di guida, per la

valutazione dinamica del veicolo, sono state effettuate prove di accelerazione da 80 km/h a 120 km/h in sesta marcia.

In confronto al downsizing, il downspeeding provoca un aumento delle emissioni di NO_x ed un calo dei consumi di carburante per lo stesso rapporto di riduzione. Questo comportamento è dovuto ad



una sensibile riduzione dell'attrito, una riduzione delle perdite di scambio termico ed una domanda di potenza inferiore, risultante dal funzionamento di una migliore efficienza di trasmissione.

Le differenze tra downspeeding e downsizing, nel ciclo di pressione ad alta efficienza, sono trascurabili. In figura 39 questo comportamento è mostrato per un punto di lavoro corrispondente

alla velocità costante di 70 km/h in quinta marcia.

Per una valutazione delle potenzialità del downspeeding e del downsizing, sono stati costruiti i grafici di figura 40:

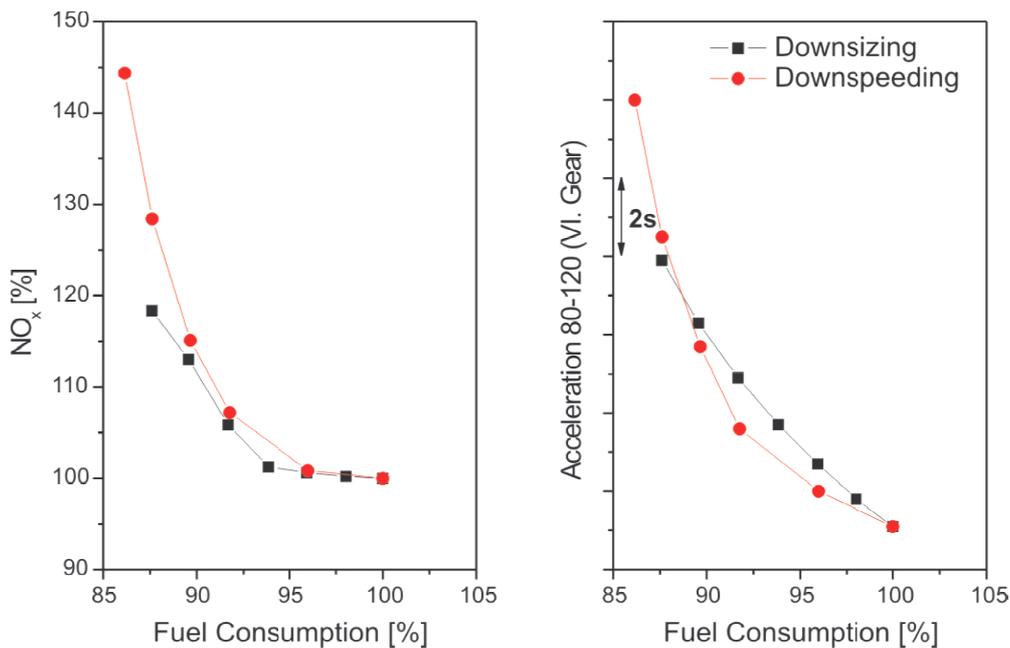


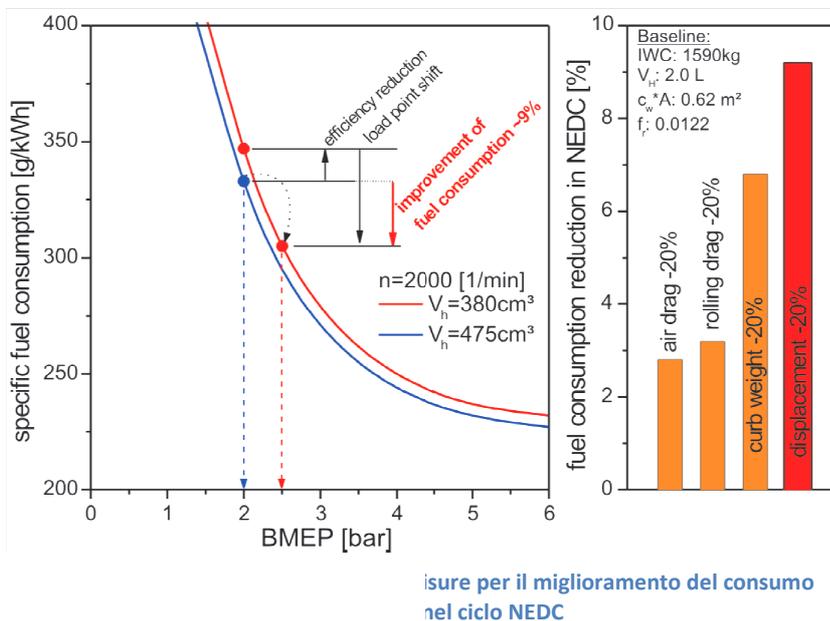
Figura 40: Confronto tra downspeeding e downsizing in termini di emissione di NO_x e comportamento dinamico a parità di consumo carburante

Il valore del consumo di carburante pari al 100% rappresenta il livello della configurazione di base (rapporto di trasmissione progettato per la massima velocità, cilindrata di 2.2 litri). Per quanto riguarda le emissioni di NO_x , il downsizing sembra essere più favorevole: nel caso di una riduzione del consumo di carburante del 12,5%, il downsizing permette una riduzione del 10% degli NO_x rispetto al downspeeding. I due concetti sono simili anche per quanto riguarda il comportamento dinamico del veicolo.

Complessivamente si può concludere che il downsizing e il downspeeding offrono potenziali simili per quanto riguarda il consumo di carburante, ma il downsizing offre migliori risultati per ciò che riguarda le emissioni di NO_x ; inoltre gli effetti sulle dinamiche di guida sono pressoché identici per entrambi i concetti.

Pertanto, dal punto di vista dei consumi, delle emissioni e dei criteri di guidabilità, il downsizing risulta la soluzione più favorevole. Un ulteriore vantaggio di quest'ultimo è che il motore continua a funzionare alle velocità abituali, eliminando così la necessità di un cambiamento di stile di guida [25].

Nella figura 41 sono mostrati diversi concetti per il miglioramento del consumo di carburante per le vetture alimentate a gasolio.



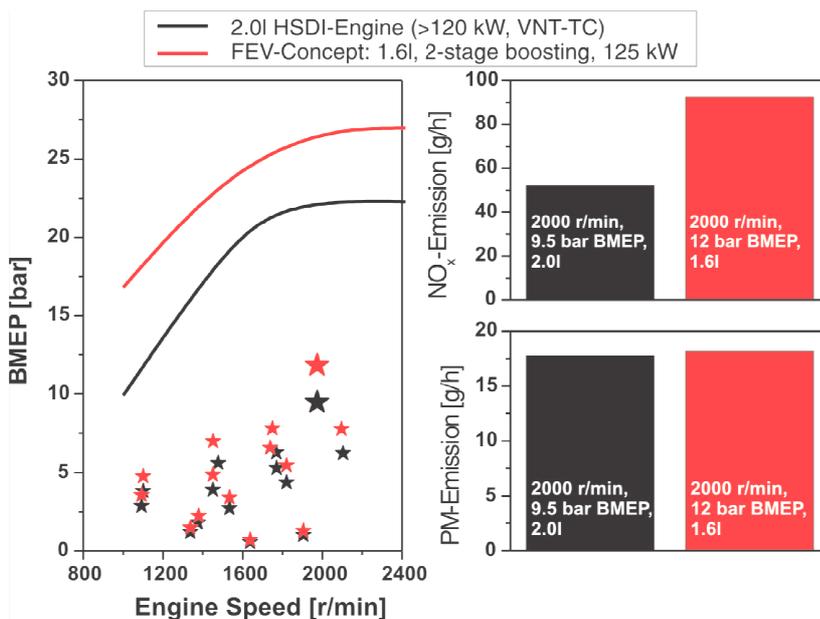
E' evidente che, con lo stesso tasso di riduzione (-20%), una riduzione della cilindrata offre maggiori benefici, in termini di consumo del carburante in un ciclo di guida NEDC, rispetto ad un miglioramento del coefficiente di attrito delle ruote o del coefficiente d'attrito con l'aria o della riduzione del peso del veicolo.

In ogni caso, la riduzione della cilindrata, pur mantenendo comunque le prestazioni originarie, porta alle seguenti problematiche relative alla definizione concettuale e architettura del motore:

- Motore e design della testata: l'aumento del picco di pressione durante la combustione e del flusso di calore producono un maggior carico "termo-meccanico";

- Sistema di iniezione: una maggior e/o minor quantità di carburante iniettato, al variare dei carichi, richiede una migliore distribuzione come caratteristica del sistema, ed un aumento della precisione di misurazione;
- Sistema di combustione: miglioramento dell'utilizzo dell'aria durante le fasi di lavoro a pieno carico ed incremento dell'uso del sistema EGR con tolleranze maggiori;
- Coppia di spunto: possibilità di regolazione del turbocompressore;
- Layout del motore: la riduzione della cilindrata può essere ottenuta sia riducendo il volume di ciascun cilindro, sia diminuendo il numero di cilindri: cilindri con un volume minore hanno restrizioni termodinamiche, mentre l'eliminazione di uno o più cilindri può portare ad inconvenienti per quanto riguarda le vibrazioni e la loro compensazione.

Nella figura 42, vengono mostrati gli effetti, sulle emissioni in un ciclo NEDC, derivanti dalla sostituzione di un motore diesel 2.0 litri, 4 cilindri in linea con un motore 1.6 litri avente lo stesso design (downsizing del 20%). Senza modifiche al sistema di combustione, la differenza tra i due



della cilindrata con emissione costante
M

motori è che, a parità di emissione di particolato (PM), l'emissione di NO_x risulta quasi doppia per il motore ridimensionato.

Tuttavia, con il miglioramento dei componenti principali dei moderni motori diesel nella zona di iniezione ad alta pressione e generazione della miscela, la sovralimentazione, il ricircolo dei gas di scarico (incluso il loro raffreddamento), il controllo elettronico del motore e con i moderni sistemi di simulazione è

possibile realizzare una sostanziale riduzione delle emissioni del motore.

Il downsizing non è l'unica soluzione come metodo di sviluppo dei motori diesel. Tatur in [26] ritiene invece che, agendo sull'iniezione, sulla sovralimentazione e sul sistema di trattamento dei gas di scarico, ci sia un determinato set di opzioni tecnologiche da applicare in base alle dimensioni del veicolo; ad esempio:

- Per le vetture più grandi sono necessari iniettori piezoelettrici che iniettino il combustibile con una pressione superiore ai 2000 bar, turbocompressore a doppio stadio e utilizzo dell'SCR per il controllo dell'emissione degli NO_x;
- Per le vetture più piccole sono sufficienti iniettori da 1450-1800 bar, turbo a geometria variabile e uso delle LNTs per il controllo delle emissioni di NO_x;
- Infine per vetture di medie dimensioni si può utilizzare un mix tra le opzioni precedenti.

Inoltre Tatur, osservando i progressi che si sono avuti sui motori diesel di piccole e medie dimensioni [27], ha introdotto nuovi importanti aggiornamenti al suo lavoro precedente come l'incremento di pressione di combustione nei cilindri (200 bar), utilizzo del sistema "start & stop", controllo avanzato del raffreddamento, turbo a doppio stadio con sistema EGR, perfezionamento delle strategie di controllo della combustione ed infine l'introduzione del concetto di turbolenza variabile tramite l'utilizzo di valvole ad attuazione variabile.

Tomoda in [28], mostra una tendenza nel ridurre il rapporto di compressione del motore diesel per ridurre sia le perdite per attrito che l'emissione di NO_x, ma con valori mai inferiori a 15,5. Valori inferiori a quest'ultimo possono compromettere il rendimento termodinamico del motore; sebbene sia stato mostrato un rendimento ottimale con un rapporto di compressione pari a 14, il problema emergente è l'avviamento a freddo specialmente con rigide condizioni ambientali e in alta quota: infatti, la carica non si riscalda a sufficienza per bruciare gli idrocarburi e quindi il motore non funziona correttamente. Per risolvere questi problemi, Tomoda ha ridisegnato la testa del pistone, ha aumentato i fori dell'iniettori ed aumentato il numero delle iniezioni pilota da tre a quattro. Con questi accorgimenti, dopo circa 100 secondi di funzionamento a -25°C, le emissioni di idrocarburi incombusti provenienti da un motore diesel con basso rapporto di compressione sono state la metà di quelle di un motore con rapporto di compressione pari a 15,7.

Un altro approccio curioso, molto differente dal downsizing e dall'aggiunta di tecnologia per soddisfare le esigenze di CO₂, è quello di "degradare" i motori diesel per eliminare i costi di produzione pur mantenendolo attraente rispetto alle opzioni benzina e al ridimensionamento. Weissbaeck e il suo gruppo di lavoro, sostengono che i motori ridimensionati con elevata potenza specifica aggiungono ulteriori spese e magari, per soddisfare le esigenze di tre veicoli diversi, richiedono tre motori diversi (ad esempio 1.0, 1.5, e 2.0 litri). Invece, partendo con un motore standard con una minor potenza specifica (attrito ridotto) ed eliminando i costi ed il peso attraverso l'ottimizzazione dei componenti del motore (come l'utilizzo di un collettore di scarico integrato, e aggiungendo o sottraendo componenti come gli iniettori di carburante), si è in grado di soddisfare le esigenze di mercato sulla massa del veicolo con un'unica piattaforma [29].

In tal caso le prestazioni sono ridotte rispetto ad un motore ridimensionato ma rimane ancora attraente ed è possibile ottenere livelli di CO₂ inferiori ai 100 g/km.

Recentemente i motori diesel si stanno muovendo sempre di più verso l'ibridazione ed ottengono sinergie uniche grazie al loro vantaggio sulle emissioni di CO₂ che, la controparte a benzina, non riesce ad ottenere. Cisternino ha valutato una nuova architettura ibrida utilizzando un motore 1.9 diesel Euro IV [30]. La parte ibrida (motore elettrico da 15 kW e batteria da 0,63 kWh) utilizza un sistema "start & stop" per ridurre ulteriormente i consumi ed un sistema di recupero energetico durante le discese e le decelerazioni. I risultati ottenuti dalla prova sono stati una riduzione del 10% del consumo di carburante, una riduzione dell' 80% di CO, una riduzione del 20% degli HC dovuto all'incremento delle temperature del DOC (catalizzatore di ossidazione del diesel) ed infine una riduzione del 15% degli NO_x a causa dei transistori.

Sviluppo di nuove soluzioni per il trattamento dei gas di scarico

Come già detto in precedenza, l'aspetto più critico e problematico del motore diesel sono le elevate emissioni dei gas inquinanti, come gli NO_x, che si formano durante il processo di combustione. Dunque, le case automobilistiche sono maggiormente impegnate nel trovare nuove soluzioni tecniche per migliorare il sistema di trattamento dei gas di scarico.

In questa sezione verrà trattato e spiegato il funzionamento di base ed i limiti dei componenti di tale sistema attualmente utilizzato sui motori diesel in produzione. In modo particolare, ci si soffermerà sulle soluzioni di ultima generazione che agiscono specificamente sul controllo e la riduzione delle emissioni di NO_x.

1. Diesel Oxidation Catalysts (DOC)

I DOC sono specifici catalizzatori ossidanti studiati e sviluppati appositamente per incontrare le esigenze dei motori diesel, ovvero bassa temperatura dei gas di scarico e grandi quantità di ossigeno in eccesso. Questi catalizzatori sono utili nell'ossidazione della CO e degli HC presenti nei gas di scarico ed hanno un'efficienza di conversione molto alta. Inoltre è possibile ridurre la massa di particolato ossidando la frazione organica solubile (SOF) che si aggrappa alle particelle di fuliggine.

I meccanismi di reazione globale che avvengono all'interno del catalizzatore DOC sono piuttosto essenziali: viene utilizzato l'ossigeno (O₂) presente nei gas di scarico per

convertire il monossido di carbonio (CO) in anidride carbonica (CO₂), e gli idrocarburi (HC) in acqua (H₂O) e anidride carbonica.

Questo catalizzatore non interviene nella riduzione degli NO_x perché, ogni riducente, reagirebbe prima con l'alta concentrazione di ossigeno presente nei gas di scarico.

I DOC solitamente sono rivestiti di substrati di cordierite (materiale ceramico) e allumina, e sono composti anche da metalli preziosi come il platino che è il componente principale. Alcuni catalizzatori commerciali contengono altri composti che aumentano la capacità di ossidazione e stabilizzano i metalli preziosi contenuti nel catalizzatore. Inoltre, altri catalizzatori contengono sostanze, solitamente zeoliti, che svolgono il compito di deposito di idrocarburi per aiutare a ridurre le emissioni in caso di avviamento a freddo dei motori diesel.

La figura 43 mostra dati sperimentali sull'efficienza di un catalizzatore DOC utilizzato su un motore diesel ad iniezione diretta di 2.5 litri, alimentato per il 50% con gasolio a basso tenore di zolfo e 50% con biodiesel.

Come si vede dai risultati, il catalizzatore ha una buona efficienza di conversione per gli HC e CO anche a basse temperature. Il primo punto inserito nel grafico è il punto più basso possibile di funzionamento del catalizzatore, per cui è facile vedere che, il catalizzatore DOC, funziona abbastanza bene nel campo di funzionamento del motore.

Sulla destra del grafico sono rappresentati anche i valori degli NO_x, e la sua efficienza di conversione è sostanzialmente molto inferiore rispetto a quella degli HC e CO.

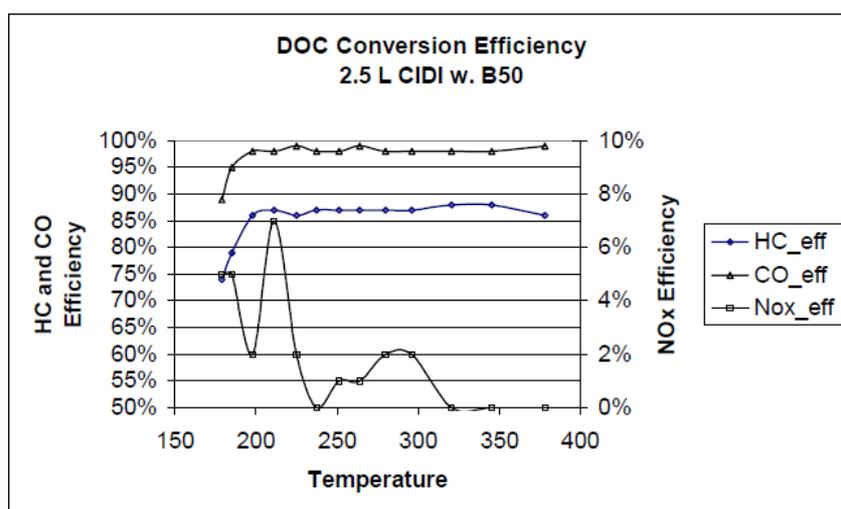


Figura 43: Efficienza del catalizzatore DOC

E' possibile, per i catalizzatori DOC, migliorare o peggiorare le emissioni di particolato nei motori diesel a seconda di fattori come la concentrazione di zolfo nel carburante, la formulazione del catalizzatore e la temperatura dei gas di scarico.

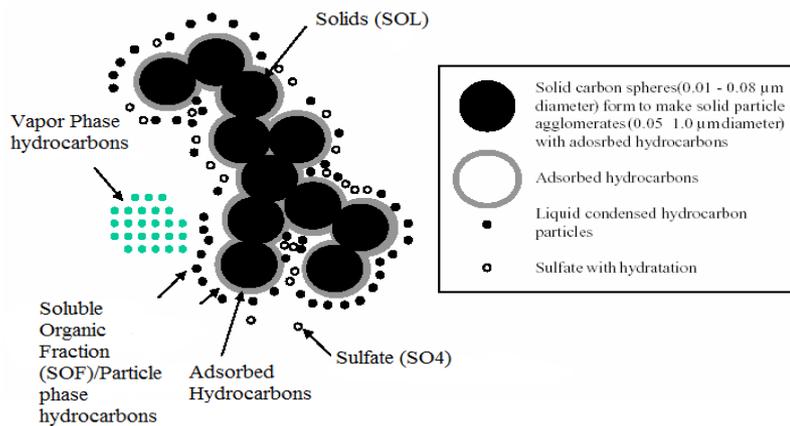


Figura 44: Rappresentazione schematica del particolato emesso dai motori diesel

Per loro natura, i catalizzatori di ossidazione diesel sono più adatti per la riduzione dei componenti in fase gassosa. Per questo motivo i DOC sono meno efficaci nell'ossidare il materiale insolubile organico del particolato, che per lo più, è composto da

materiale di carbonio duro.

Tuttavia, i DOC, hanno dimostrato di poter ridurre tale materiale organico insolubile del particolato, solitamente composto da idrocarburi a catena lunga attaccati ad un nucleo di carbonio duro. Tramite questo effetto è possibile ridurre la massa del particolato emesso nell'ambiente. Comunque le particelle risultano avere un diametro più piccolo e quindi è più facile inalarle, rappresentando così un rischio per la salute.

Il processo che porta all'aumento del particolato deriva dall'interazione del catalizzatore DOC con lo zolfo presente nel combustibile diesel. Lo zolfo infatti, emerge in gran parte dal collettore di scarico come SO_2 e solo con l'1-3% sottoforma di SO_3 . Questo SO_3 tende ad idratarsi nei gas di scarico con il vapore acqueo disponibile e va a formare l' SO_4 . Al raffreddamento, l' SO_4 si aggrappa alle particelle di particolato e contribuisce nell'aumentarne la massa totale.

Un problema può verificarsi se il DOC ossida una gran quantità di SO_2 in SO_3 aggiuntivo. Come prima, l' SO_3 si idrata e va a formare l' SO_4 che contribuisce ulteriormente alle emissioni di particolato.

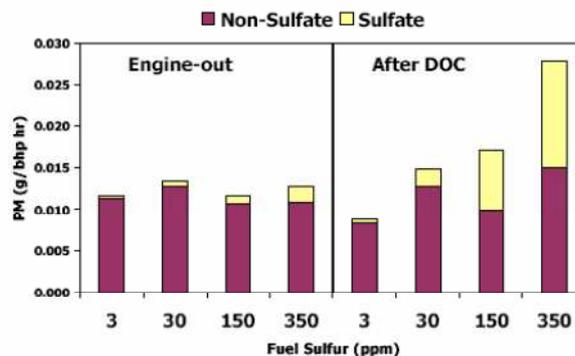


Figura 45: Effetto dello zolfo presente nel carburante sul catalizzatore DOC (emissione di particolato)

La figura 45 mostra il potenziale aumento delle emissioni di particolato dovuto al catalizzatore DOC. Nei casi in cui il combustibile contiene un basso tenore di zolfo, il catalizzatore esegue un lavoro accettabile di riduzione della massa di particolato. Tuttavia, non appena aumentano i livelli di zolfo nel carburante, i livelli di emissione del particolato emessi dal catalizzatore sono superiori a quelli emessi dal motore (prima di entrare nel DOC). I dati mostrati in figura fanno riferimento ad una temperatura relativamente alta dei gas di scarico (518°C) e rappresenta lo scenario peggiore possibile. Tuttavia questo incremento così elevato che si ha alle alte temperature non lo si riscontra alle temperature più basse che sono quelle comuni di funzionamento. Oltretutto la formazione di solfato può essere evitato utilizzando carburanti con un tenore di zolfo più basso ed adoperando catalizzatori appositamente formulati per le effettive temperature che si incontrano nella particolare configurazione.

2. *Particulate Filters (DPF – Filtro antiparticolato)*

Il filtro antiparticolato è un dispositivo, posto sul condotto di scarico, che permette di catturare e trattenere le particelle di particolato presente nei gas di scarico del motore diesel, fino a quando non vengono ossidate durante il processo di rigenerazione che può essere periodico o continuo. Questo tipo di filtro viene applicato esclusivamente ai motori diesel in quanto solo quest'ultimi emettono quantità eccessive di particolato nei gas di scarico.

Ci sono diversi tipi di DPF a seconda dei materiali utilizzati: monolita con flusso a parete, fibre ceramiche, schiuma ceramica, fibre metalliche, metalli sinterizzati, carta e fogli metallici.

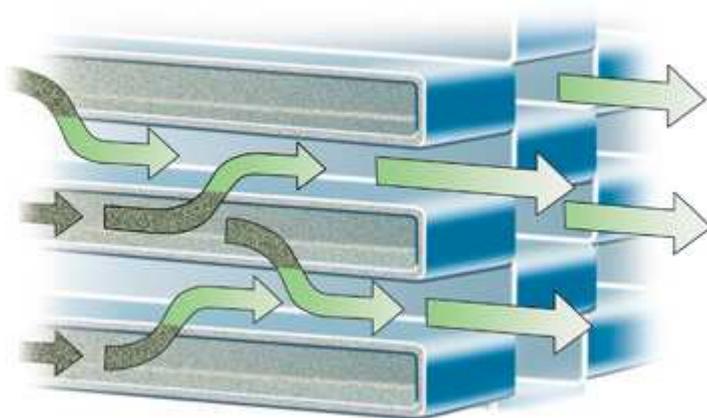


Figura 46: Schematizzazione del wall flow filter

Il monolita con flusso a parete (wall flow filter) è il filtro con la geometria più utilizzata per applicazioni ad alta efficienza. Questo filtro è formato da materiale ceramico con una struttura interna costituita da centinaia di canali alternativamente ostruiti ad un'estremità.

Il nome del filtro deriva proprio dal fatto che tutto il gas di scarico è costretto a passare attraverso le sue pareti porose. In questo modo, le particelle di particolato di dimensione maggiore ai pori del filtro, vengono trattenute e non emesse nell'ambiente.

Questi filtri sono composti generalmente da cordierite (composito sintetico ceramico). La cordierite è caratterizzata da un basso coefficiente di espansione che le consente di resistere a forti cicli termici e agli stati tensionali; inoltre ha il vantaggio di essere poco costoso ed è più facile da manipolare.

Monoliti ceramici con flusso a parete possono anche essere composti da silicio carbide (SiC) che resiste a temperature più alte rispetto la cordierite, ma ha un più alto coefficiente di espansione e un maggior costo. La resistenza termica è un fattore fondamentale per i filtri antiparticolato in quanto, durante la fase di rigenerazione, possono essere sottoposti ad elevate temperature.

Il loro funzionamento è il seguente: nella fase iniziale il particolato va all'interno dei pori delle pareti attraverso una iniziale deposizione per diffusione; incrementando il carico sul filtro, uno strato di particolato si forma sulla superficie dei canali del monolite. Dopo la sua formazione, esso agirà come uno strato filtrante aggiuntivo, aumentando l'efficienza di filtrazione che raggiunge e supera il 90%.

Tutti i materiali filtranti, hanno periodicamente necessità di rigenerarsi per liberare il dispositivo dal particolato intrappolato che crea contropressione allo scarico del motore. Un buon filtro deve fare poche rigenerazioni, preferibilmente in maniera automatica e durante la rigenerazione, il particolato deve essere ossidato.

La figura successiva mostra una classificazione dei sistemi filtranti basati sul principio della rigenerazione.

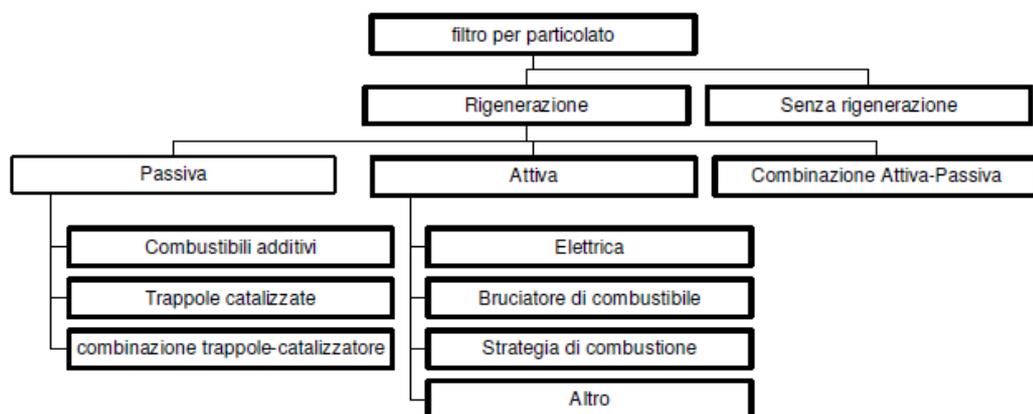


Figura 47: Classificazione dei sistemi filtranti

Poiché la temperatura dei gas di scarico è troppo bassa per ottenere una rigenerazione del filtro, il problema può essere risolto diminuendo la temperatura di combustione del particolato intrappolato, oppure incrementando la temperatura del particolato ad un valore che rende possibile l'ossidazione. Il primo approccio è quello usato per i filtri passivi, mentre il secondo viene usato per i filtri attivi.

Nei sistemi passivi, la temperatura di ossidazione del particolato, è diminuita introducendo un catalizzatore ossidante direttamente sulla superficie del filtro o aggiunto al combustibile come additivo.

Per quanto riguarda il secondo approccio, le nuove tecnologie, permettono di innalzare la temperatura dei gas di scarico agendo sulla combustione: per esempio, nei sistemi di iniezione common rail, si può effettuare una post iniezione. Altre strategie possono essere quelle di cambiare il tempo di iniezione e la quantità iniettata, oppure fare uso dell'EGR.

I filtri attivi quindi, sono più complessi dei filtri passivi in quanto richiedono hardware più sofisticati e controlli elettronici della rigenerazione. Queste operazioni possono portare anche ad aumenti dei consumi necessari per la rigenerazione. I sistemi passivi invece sono più semplici. La rigenerazione di tali filtri è influenzata dall'uso del veicolo, infatti se il motore lavora a bassi carichi per un periodo di tempo prolungato, e non si verificano le condizioni necessarie per la rigenerazione, il filtro potrebbe sovraccaricarsi di particolato dando così problemi al motore.

Un altro esempio potrebbe essere quello di un filtro catalizzato equipaggiato con un riscaldatore elettrico dove, se la temperatura dei gas è molto alta, il sistema può autorigenerarsi da solo. Viceversa, quando il carico è basso e quindi, la temperatura dei gas è più bassa, il sistema di rigenerazione elettrica potrebbe essere richiesto e la temperatura di rigenerazione potrebbe essere 400°C invece di 600°C con semplici accorgimenti. In questo approccio attivo-passivo, l'aumento del consumo di combustibile potrebbe essere minimizzato visto che in questo caso viene richiesta una minore temperatura di rigenerazione e minori stress termici.

I DPF possono essere rivestiti con un catalizzatore oppure possono essere utilizzati in congiunzione con un catalizzatore a parte per migliorare il loro funzionamento. Il CRT (tecnologia di rigenerazione continua) è il nome commerciale dato ad un filtro passivo per il particolato, capace di rigenerarsi a temperature inferiori ai 300°C. Il CRT utilizza un filtro con flusso a parete di materiale ceramico dove il particolato viene trattenuto e continuamente ossidato dal diossido di azoto generato da un catalizzatore ossidante posto a monte del filtro.

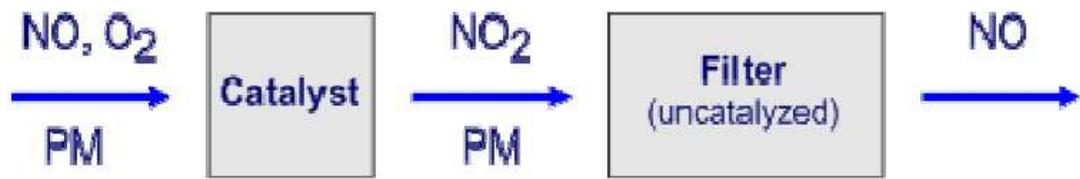


Figura 48: Configurazione di un filtro CRT

Il principio di rigenerazione del CRT si basa sul fatto che il particolato è più facilmente ossidabile dall'NO₂ che dall'O₂. Infatti il particolato viene ossidato dall'O₂ a temperature superiori a 550°C mentre, con l'NO₂, il processo avviene a temperature intorno ai 250°C. L'NO₂ necessario per la rigenerazione del filtro, è generato nel catalizzatore dall'ossido nitrico NO presente nei gas di scarico secondo la reazione:



Il particolato intrappolato nel filtro è continuamente ossidato dall'NO₂ con le reazioni:



Lo scopo di questo filtro è, appunto, una rigenerazione continua.

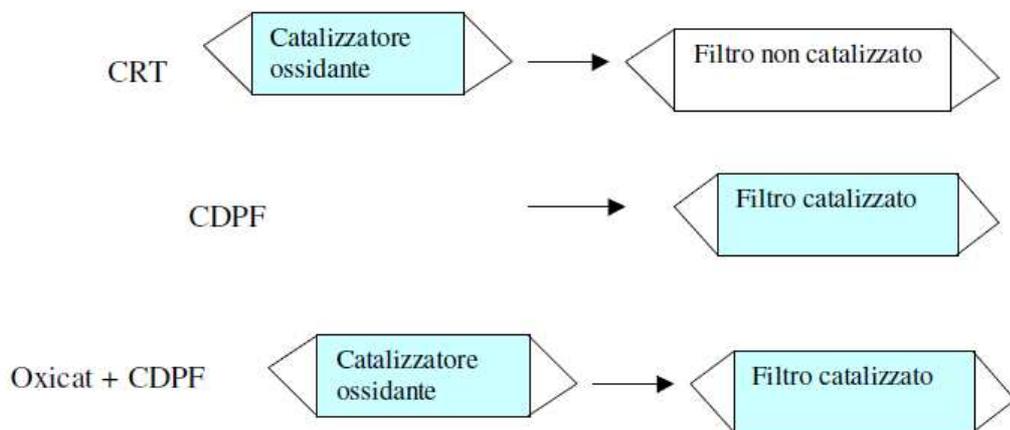


Figura 49: Diverse configurazioni dei filtri

Dalla figura 49 si possono notare diverse configurazioni:

- Il classico CRT realizzato con un catalizzatore ossidante ed un filtro non catalizzato;
- Il CDPF (combustion diesel particulate filter) dove il catalizzatore è posto direttamente sulle pareti del filtro monolita;
- Sistema combinato composto da un catalizzatore ossidante seguito da un CDPF.

Per la rigenerazione, il CRT dipende esclusivamente dall'NO₂ prodotto dal catalizzatore, mentre per la rigenerazione di un CDPF, è importante anche l'ossigeno.

Infatti, il meccanismo di generazione dell' NO_2 , si avrebbe anche nel CDPF ricoperto con metallo nobile catalitico come il platino, con un benefico effetto sulla rigenerazione del filtro. Però mentre il CRT prefigura una configurazione di un reattore superiore che massimizza l'effetto di NO_2 , nel filtro catalizzato l' NO_2 è generato dentro le pareti del monolita e quindi non è possibile l'ossidazione della quantità di particolato che viene a contatto all'ingresso dei canali del monolita.

Una molecola di NO_2 nel reattore del CRT può essere usata per una molecola di particolato ossidandola, formando NO. L'NO in uscita dal filtro però non può essere ossidato ancora formando il diossido di azoto e usato per ossidare altre particelle di carbone. Questo è lo svantaggio del CRT che può essere superato combinando insieme i dispositivi.

In alcune combinazioni come "oxicat + CDPF" il gas che entra nel filtro è arricchito da NO_2 , così come nel CRT, e quando le molecole di NO sono ricreate durante la rigenerazione possono, attraverso il filtro poroso catalizzato, essere ossidati ad NO_2 dal platino.

Questa seconda generazione di NO_2 ossida altre particelle di carbone, incrementando la performance della rigenerazione rispetto al classico CRT. In questa configurazione, la rigenerazione può essere aumentata dall'ossidazione catalitica del carbone con l'ossigeno.

La temperatura del gas di scarico, la quantità di NO_x/PM e il contenuto di zolfo sono i maggiori fattori che influenzano l'efficienza di conversione e la rigenerazione del CRT. Con un combustibile ad alto tenore di zolfo, il diossido di zolfo (SO_2) prodotto, è in forte competizione con l'NO nel catalizzatore del CRT facendo diminuire la quantità di NO_2 prodotta e diretta nel filtro. Questo farà sì che la trappola per rigenerarsi richiederà una più alta temperatura. Questa disattivazione causata dal contenuto di zolfo ha un carattere temporaneo, infatti il filtro riacquista la sua abilità a rigenerare quando opera per un lungo periodo con un combustibile a bassissimo contenuto di zolfo.

Un importante limitazione all'uso del CRT è il rapporto NO_x/PM , infatti più è alto tale rapporto, maggiore sarà la quantità di NO_2 prodotta e meglio funzionerà il filtro.

Il filtro antiparticolato diesel funziona abbastanza bene nelle sue applicazioni sui veicoli, tuttavia la rigenerazione in modo efficace ed il suo controllo è ancora in corso di sviluppo. Ma nonostante questo i DPF sono in grado di ridurre la massa di particolato emesso di oltre il 90%.

Assumendo di aver risolto i problemi sulla rigenerazione, tali eventi devono avvenire in un tempo ben stabilito; appena il particolato si deposita sul filtro, la contropressione che si crea di conseguenza genera una perdita ulteriore del motore.

Il grafico sottostante mostra che la penalità di carburante che subisce un veicolo a causa dell'intasamento dopo appena 100 km è appena dell'1%. Aumentando la distanza fino a 700 km la penalità sul consumo di carburante aumenta fino al 3,5%. Per cui rigenerazioni frequenti sembrano essere la strategia migliore. Tuttavia la quantità di carburante necessaria per il riscaldamento dei gas di scarico ed avviare la combustione della fuliggine dipende dalla quantità di quest'ultima intrappolata nel filtro. Se c'è anche un solo sottile strato di particolato questo richiederà più carburante per avviare la rigenerazione. Come si vede dalla figura, la fuliggine intrappolata dopo 100 km causa una penalità del consumo di carburante del 7%, mentre dopo 700 km la penalità causata è solo dell' 1%.

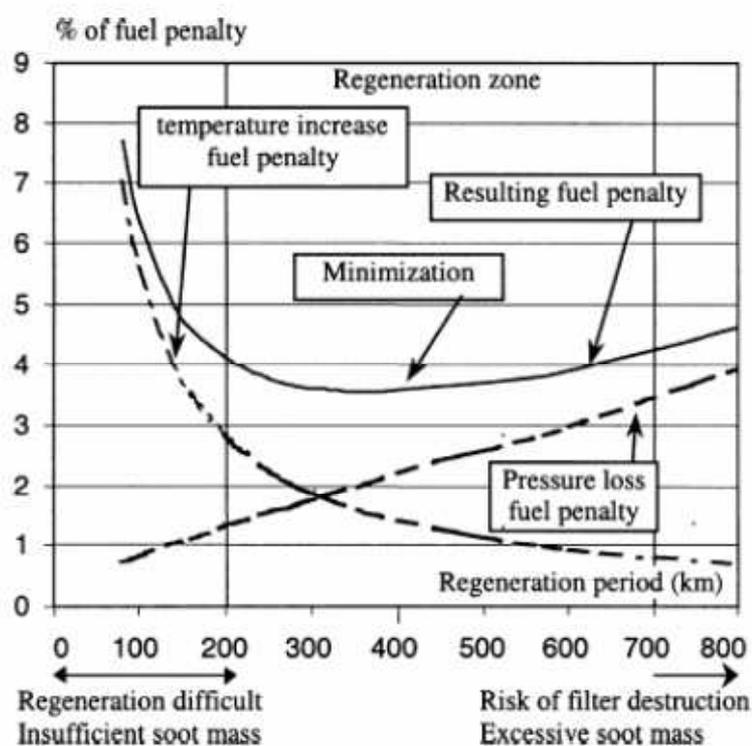


Figura 50: Bilanciamento tra penalità del consumo carburante e rigenerazione del DPF

Queste due problematiche creano un compromesso rappresentato dalla linea di minimizzazione in figura. La distanza ottimale alla quale far partire il processo di rigenerazione è compreso fra i 300 km e i 500 km che porterà ad un incremento del consumo di carburante pari al 3,5%.

In aggiunta al problema di minimizzazione, c'è sempre il pericolo di distruzione del filtro: se la rigenerazione ha inizio in un filtro che contiene un alto carico di particolato, la conseguente reazione esotermica può rompere o sciogliere lo strato ceramico del filtro rendendolo così inutilizzabile.

3. *Urea Selective Catalytic Reduction (Urea-SCR)*

L' Urea-SCR è un sistema di trattamento dei gas di scarico, per i motori lean burn, utilizzato per la riduzione delle emissioni degli NO_x , ed è uno dei sistemi più promettenti in quanto è in grado di ridurre di oltre il 90% le emissioni di NO_x nei motori diesel.

I sistemi Urea-SCR sono favoriti nel settore automobilistico grazie al loro basso costo di utilizzo rispetto ad altri sistemi di riduzione degli NO_x che richiedono carburante supplementare come riducente (HC-SCR) o rigenerazioni (LNTs). Sebbene sia una valida opzione per i motori a benzina con combustione magra, questo sistema viene utilizzato perlopiù nei motori diesel, sia perché ci sono tecniche più promettenti che possono essere utilizzate per i motori a benzina, sia perché il problema degli NO_x di quest'ultimi non è grave come nei motori diesel.

I catalizzatori SCR richiedono l'iniezione di urea (AdBlue) nei gas di scarico a monte del catalizzatore. L'urea si decompone rapidamente nei gas caldi formando, negli strati del catalizzatore, ammoniaca in fase gassosa. L'ammoniaca viene utilizzata come riducente dal catalizzatore per ridurre selettivamente gli NO_x sulla sua superficie tramite reazioni catalitiche [31].

Per conseguire elevati livelli di efficienza di conversione degli NO_x , i sistemi SCR devono avere un ricco stoccaggio di ammoniaca al loro interno. Questo però può portare ad "espulsioni" di tale sostanza allo scarico e quindi nell'ambiente.

L'ammoniaca è considerata pericolosa per la salute e in più emette uno sgradevole odore. Attualmente le normative vigenti non prendono in considerazione l'emissione di ammoniaca, ma nella futura normativa Euro VI verrà regolamentata anch'essa. Tuttavia, per evitare questo inconveniente, che rappresenta al momento uno dei difetti dei catalizzatori SCR, si possono adottare diversi approcci, come ad esempio, aumentare il volume del catalizzatore oppure utilizzare un catalizzatore ossidante di ammoniaca a valle del catalizzatore SCR. Questi sistemi però, sebbene aumentino la capacità di riduzione degli NO_x e riducano l'espulsione di ammoniaca, nella pratica sono causa di costi aggiuntivi e poche volte si possono adottare per mancanza di spazio a disposizione.

Molti studi hanno lavorato per il miglioramento del catalizzatore SCR in modo da aumentarne la capacità di stoccaggio dell'ammoniaca e la sua efficienza di conversione degli NO_x [32,33]. Allo stato attuale si ritiene che il metodo più immediato ed economico per far avanzare le prestazioni dell'SCR, cioè migliorare la riduzione degli NO_x e ridurre l'espulsione di ammoniaca, sia attraverso il miglioramento del controllo di dosaggio dell'urea.

Ci sono diversi tipi di Urea-SCR che possono essere utilizzati ma le formulazioni più comuni sono Vanadio, Fe-zeolite e Cu-zeolite; ciascuno di loro ha differenti caratteristiche di ossidazione, riduzione degli NO_x ed assorbimento/stoccaggio dell'ammoniaca.

Una rappresentazione schematica delle principali reazioni di riduzione dell'NO_x che avvengono all'interno dell'SCR, è mostrata nella seguente figura.

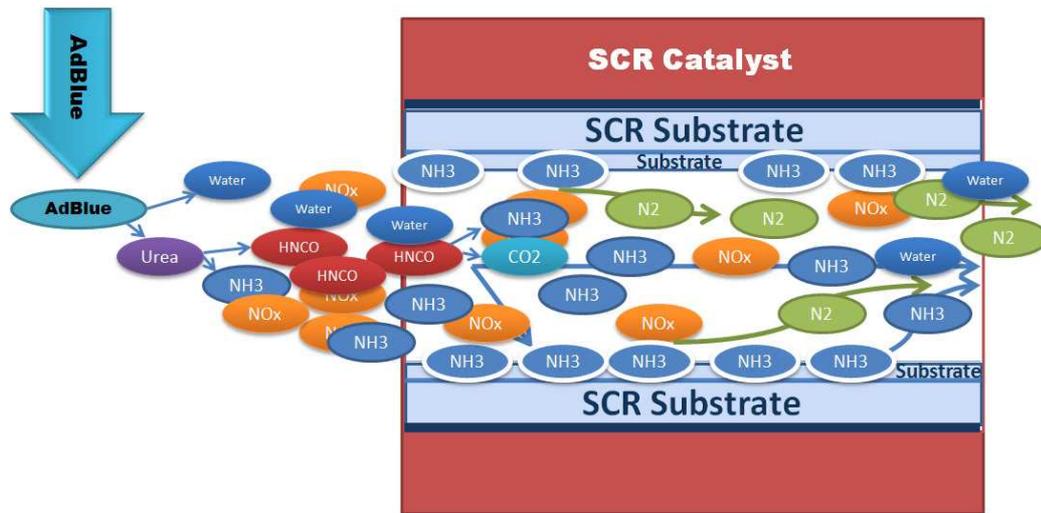


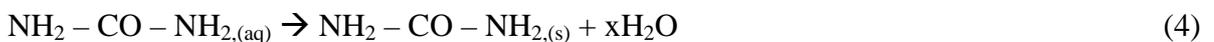
Figura 51: Rappresentazione schematica delle reazioni di riduzione dell'NO_x all'interno dell'SCR

La riduzione degli NO_x è un processo che può essere riassunto in tre fasi principali:

- Nella prima fase, la soluzione acquosa di urea (AdBlue), viene iniettato a monte del catalizzatore per essere convertito in NH₃ (ammoniaca);
- Nella seconda fase, l'ammoniaca viene assorbita dal substrato presente all'interno del catalizzatore SCR;
- Nella terza fase, l'ammoniaca assorbita reagisce con l'NO_x convertendolo in molecole di azoto e acqua.

Per i sistemi SCR utilizzati nelle applicazioni automobilistiche, la soluzione acquosa di urea (32,5%) chiamata AdBlue, è la fonte specifica di ammoniaca. L'AdBlue viene convertito in ammoniaca in tre fasi: evaporazione, decomposizione ed idrolisi, come mostrato nelle equazioni (4), (5) e (6).

Evaporazione dell'AdBlue:



Decomposizione dell'urea:



Idrolisi dell'acido isocianico:



La reazione che porta all' evaporazione dell'AdBlue è principalmente influenzata dalla dimensione delle gocce di urea iniettata e dalla temperatura. Per questo motivo la velocità con cui avviene la reazione varia dal tipo di iniezione dell'urea e dalle condizioni di funzionamento del motore.

Una volta evaporata l'urea, con il processo di decomposizione vengono generati una quantità pari di moli di ammoniaca e acido isocianico. Recenti studi hanno dimostrato che questo processo dipende fortemente dalla temperatura; la reazione inizia in genere ad una temperatura di 200° C e raggiunge la velocità massima verso i 350° C.

Se la temperatura dei gas di scarico è inferiore ai 200°C, la reazione di decomposizione dell'urea è in grado di generare sottoprodotti altamente indesiderati, come acido cianurico e biureto, che vanno a depositarsi sulle pareti del condotto di scarico e difficilmente sono removibili.

Per evitare questo problema, l'iniezione di urea inizia quando la temperatura supera i 200° C e per limitare le perdite di calore il tratto del tubo di scarico, che va dall'iniettori di AdBlue fino all'entrata del catalizzatore SCR, ha un design a "doppia parete".

L'idrolisi è un altro processo che può convertire l'acido isocianico, generato dalla decomposizione dell'urea, in quantità pari di ammoniaca e anidride carbonica. Questa reazione, invece, è inattiva al di sotto dei 400° C; tuttavia con la presenza di un catalizzatore a base di zeolite la velocità di reazione cresce molto velocemente.

Per riassumere, se la temperatura dei gas di scarico è sufficientemente alta, se l'iniettore AdBlue e la geometria del sistema SCR sono stati ben progettati per avere un'evaporazione veloce della soluzione acquosa di urea e se si ha un tempo sufficientemente lungo di permanenza dei gas di scarico nel tratto compreso tra l'iniettore AdBlue e il catalizzatore SCR, è possibile convertire il 100% dell'urea in ammoniaca fin dall'inizio del catalizzatore SCR.

Una volta prodotta l'ammoniaca, questa deve essere assorbita e quindi stoccata nel substrato del catalizzatore. Questo è un processo a doppio senso che può essere spiegato con la seguente equazione:



dove θ_{free} rappresenta il substrato del catalizzatore SCR libero e NH_3^* rappresenta l'ammoniaca assorbita dal substrato.

Una variabile importante fortemente legata all'assorbimento dell'ammoniaca è la capacità di stoccaggio del catalizzatore SCR, a sua volta influenzata dalla temperatura. Studi hanno dimostrato che la capacità di stoccaggio dell'ammoniaca, per un catalizzatore a base di zeolite, può ridursi da 1,4 g/l a 200°C a 0,05 g/l a 400°C.

Tale caratteristica è un fattore critico per il corretto funzionamento del catalizzatore SCR, perché se la capacità di stoccaggio dell'ammoniaca non viene considerata correttamente, si possono avere fuoriuscite dalla marmitta.

Ora, l'ammoniaca assorbita precedentemente, reagisce nel catalizzatore provocando la riduzione dell' NO_x all'interno dell'SCR. Le reazioni sono elencate di seguito:



Le reazioni (8), (9) e (10) sono meccanismi di riduzione dell' NO_x che avvengono all'interno del catalizzatore Urea-SCR. L'equazione (8) è la reazione "standard" dell'SCR e si verifica in assenza di NO_2 . Appena l' NO_2 è presente nei gas di scarico la reazione (9), che ha una cinetica molto più veloce, domina e provoca un netto miglioramento sull'attività di conversione degli NO_x ; tale attività aumenta con i volumi crescenti dell' NO_2 fino ad un rapporto di NO_2/NO pari a 1/1. Se la quantità di NO_2 aumenta fino a superare questo rapporto, la velocità di reazione diminuisce e l'eccesso di NO_2 viene convertito come mostrato nell'equazione (10).

La reazione (9), in cui una mole di NO e una mole di NO_2 reagiscono con l'ammoniaca, è fondamentale per il buon funzionamento del sistema SCR. Come si può osservare dalla stessa equazione, il catalizzatore SCR lavora meglio quando ci sono concentrazioni molari uguali di NO e NO_2 . Dal momento che i motori diesel producono principalmente NO , è utile utilizzare un catalizzatore ossidante per trasformare parte degli NO in NO_2 appunto. Per questo motivo, sistemi più recenti, utilizzano un catalizzatore DOC a monte dell'SCR in modo da migliorarne l'efficienza.

Oltre alle reazioni principali di riduzione degli NO_x descritte sopra, i catalizzatori SCR possono operare anche come catalizzatori ossidanti per alcuni gas specifici.

Le possibili reazioni di ossidazione sono:

Ossidazione dell' NO



Ossidazione dell'ammoniaca



In genere l'ossidazione dell'ammoniaca è indesiderata perché consuma l'ammoniaca necessaria per le reazioni di riduzione dell'NO_x e quindi provoca iniezioni aggiuntive di AdBlue. La reazione di ossidazione dell'NO è presente nei catalizzatori SCR a base di Fe-zeolite, ed inoltre è una reazione vantaggiosa perché è più facile convertire l'NO₂ in N₂ piuttosto che in NO.

Un tipico sistema SCR è composto dal serbatoio di urea, dall'iniettore di urea, dai componenti di dosaggio e dal catalizzatore vero e proprio. Alcuni sistemi includono anche un catalizzatore di ossidazione a monte, un catalizzatore ad idrolisi ed infine, se necessario, un ulteriore catalizzatore di ossidazione. Questo sistema prende il nome di VHSO:

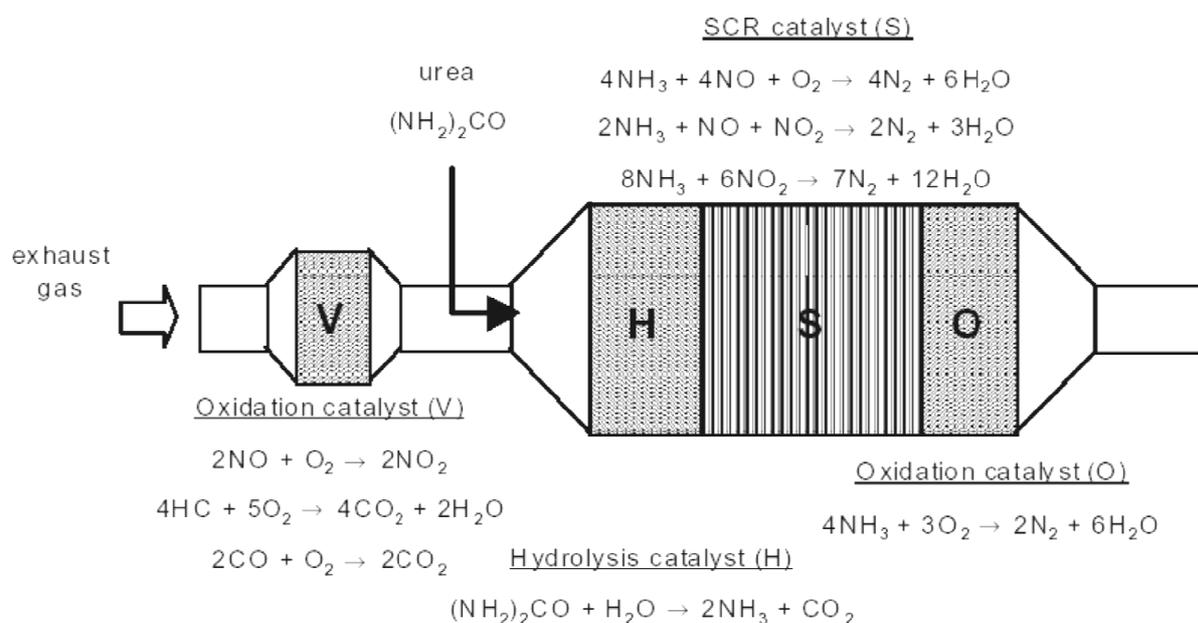


Figura 52: Schema del sistema Urea-SCR VHSO

Il catalizzatore di ossidazione (indicato in figura con la lettera V) viene utilizzato principalmente per convertire l'NO in NO₂. Come già precedentemente detto, il catalizzatore SCR lavora meglio quando ci sono concentrazioni molari uguali di NO e NO₂. Dal momento che i motori diesel producono principalmente NO, è utile utilizzare un catalizzatore ossidante per trasformare parte degli NO in NO₂. Bisogna far attenzione però alla formulazione del catalizzatore ossidante, che deve essere selezionato in modo appropriato per non convertire troppa NO in NO₂, pena la scarsa efficienza del catalizzatore SCR.

Il diagramma seguente mostra una tipica curva di conversione del catalizzatore ossidante per una particolare concentrazione di platino. Si noti che la conversione degli NO in NO₂ è fortemente influenzata dalla temperatura e dalla velocità dei gas in transito.

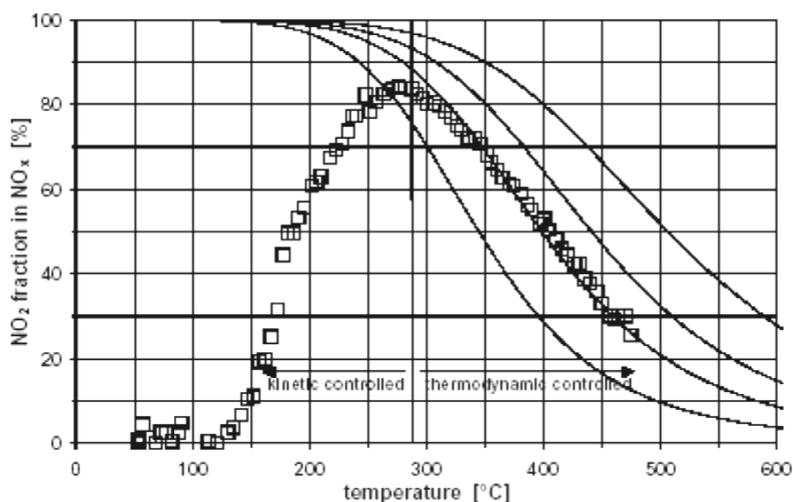


Figura 53: Diagramma di conversione nel catalizzatore ossidante

Il catalizzatore ad idrolisi, indicato in figura 52 con la lettera H, è utilizzato per convertire l'urea iniettata in ammoniaca gassosa. Poiché l'urea si decompone termicamente già alle tipiche temperature dei gas di scarico, è possibile che questo catalizzatore non sia richiesto per alcuni sistemi.

Il catalizzatore indicato con la lettera S è dove effettivamente avviene la riduzione selettiva degli NO_x con l'ammoniaca prodotta a monte attraverso il catalizzatore H.

L'ultimo catalizzatore, indicato con la lettera O, è un catalizzatore ossidante che ha il compito di ossidare l'ammoniaca in eccesso che "scivola" dal catalizzatore S. Questo catalizzatore è un salvaguardia contro lo sgradevole odore e gli effetti potenzialmente pericolosi dell'ammoniaca che potrebbe uscire dai tubi di scarico delle automobili.

In Europa vengono utilizzati catalizzatori SCR con substrati rivestiti di pentossido di vanadio come componente catalitico attivo. Il processo di produzione è simile a quello utilizzato per la costruzione dei catalizzatori a tre vie. Nel caso in cui l'SCR venga installato subito dopo un filtro antiparticolato, sono stati sviluppati rivestimenti a base di zeolite per resistere alle elevate temperature di rigenerazione necessarie per il filtro antiparticolato.

Una delle problematiche maggiori degli attuali sistemi SCR è la distribuzione equa della soluzione acquosa di urea, iniettata nel flusso dei gas di scarico, come liquido finemente disperso. Infatti maggiore è la dimensione delle gocce, più tempo è necessario affinché

queste evaporino nei gas di scarico. In aggiunta, una distribuzione disomogenea, porta a differenze di concentrazione di ammoniaca sulla superficie del catalizzatore con conseguente riduzione dell'efficienza del catalizzatore. Un aiuto a tal problema arriva dall'uso di substrati dalla forma particolare che conferiscono una turbolenza al flusso dei gas di scarico.

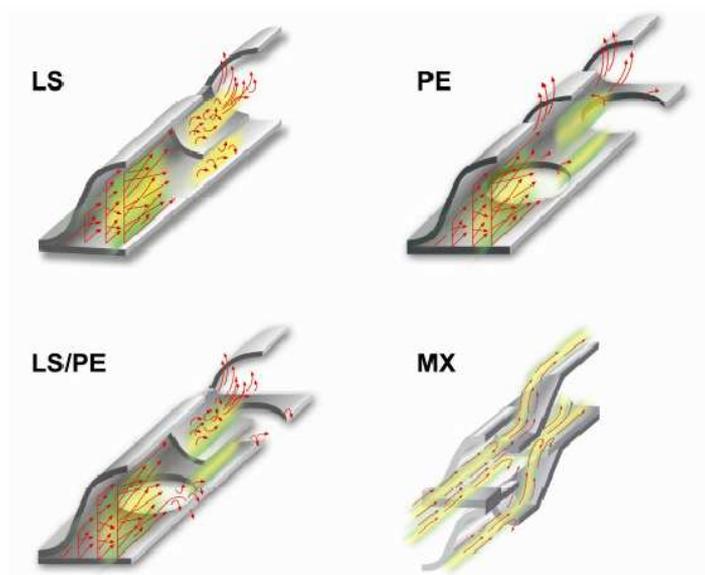


Figura 54: Forma dei substrati del catalizzatore

Oltre a procurare un effetto di miscelazione, questa particolare geometria influisce positivamente anche sull'efficienza del volume specifico del catalizzatore grazie al miglioramento del trasferimento di massa all'interno dei canali del catalizzatore. Per esempio, la struttura LS da un vantaggio del 20% in termini di efficienza a parità di volume e densità delle celle.

Infine, guardando ad un altro elemento chiave del sistema SCR, Holderbaum in [34] ha valutato la posizione relativa del catalizzatore SCR rispetto al filtro antiparticolato (DPF).

Considerando il carburante aggiuntivo necessario per riscaldare il sistema SCR per l'avviamento a freddo e per rigenerare il DPF con frequenze diverse, a causa dei cambiamenti dovuti dalla rigenerazione passiva dell' NO_2 , gli autori concludono che, per una vettura di 1800 kg equipaggiata con un motore diesel da 2 litri, se l'avviamento a freddo si verifica più frequentemente ogni 60 km, è meglio installare l'SCR prima del DPF.

La figura 55 mostra alcuni risultati: si noti che la soglia dei 60 km è maggiore della distanza utilizzata per i cicli di certificazione, dove il posizionamento dell'SCR dietro il DPF comporta una penalità del consumo di carburante pari al 2% rispetto al posizionamento frontale.

Inoltre il posizionamento frontale dell'SCR migliora anche le emissioni di CO₂ e NO_x.

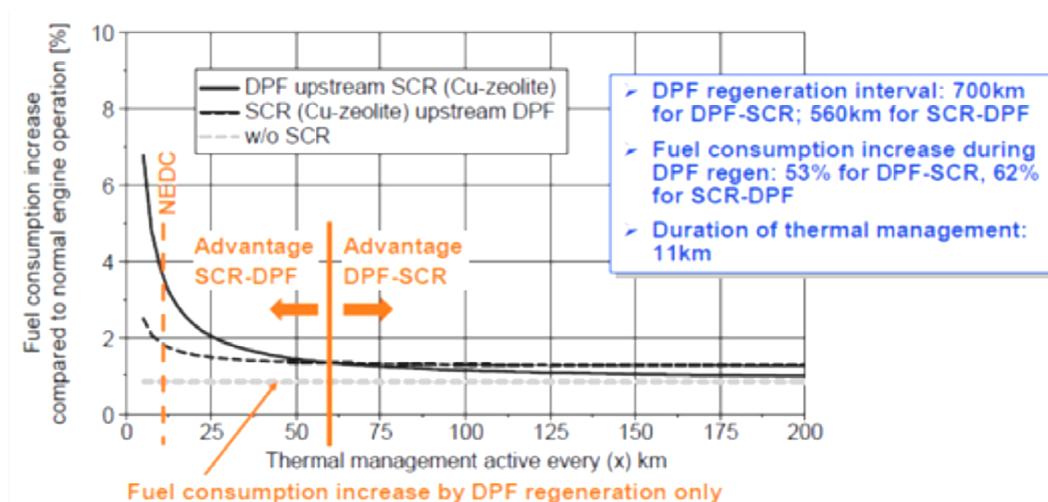


Figura 55: Valutazione sul posizionamento dell'SCR

4. Lean NO_x Trap (LNT)

Le soluzioni tecniche che, a breve termine, sono in grado di soddisfare le normative sulle emissioni inquinanti sono solo due: Urea-SCR, discusso precedentemente, ed LNT.

I catalizzatori LNT sono la tecnologia deNO_x leader per applicazioni su auto di piccole e medie dimensioni equipaggiati con motori lean burn, sia benzina che diesel, e per tutte quelle applicazioni in cui lo spazio è limitato e risulta difficile l'utilizzo di urea.

Il principio di funzionamento degli LNT è quello di immagazzinare chimicamente gli ossidi di azoto sulla superficie del catalizzatore quando le condizioni dei gas di scarico sono magre. Quando le condizioni dei gas si modificano verso un ambiente più ricco, gli NO_x immagazzinati nel catalizzatore vengono rilasciati e trattati per essere ridotti in N₂, utilizzando gli agenti riducenti presenti nei gas di scarico ricchi.

L'efficienza di conversione degli NO_x è nominalmente del 70%, dunque inferiore rispetto ai catalizzatori SCR di nuova generazione che arrivano al 90% e, l'utilizzo dei metalli preziosi, allo stato attuale, è molto elevato (10/12g per un motore da 2 litri); tuttavia il costo di questo sistema è inferiore a quello del sistema SCR.

Vediamo ora quali sono le reazioni che avvengono in questo catalizzatore durante il suo funzionamento.

Durante la fase di stoccaggio degli NO_x, il catalizzatore LNT sta ricevendo i gas di scarico, in condizioni "magre", dal motore o, in alcuni casi, da un convertitore catalitico posizionato a monte dell'LNT.

Di seguito vengono mostrati i meccanismi di reazione di base che avvengono all'interno dell'LNT:

Ossidazione dell'NO



Stoccaggio dell'NO₂



La prima reazione è l'ossidazione dell'NO in NO₂ nel catalizzatore. Questa reazione è la chiave per il funzionamento efficace del catalizzatore LNT in quanto lo stoccaggio dell'NO è più lento dell'NO₂. Per questo motivo è importante convertire quanto più possibile NO in NO₂ per raggiungere elevati tassi di stoccaggio di NO_x.

La seconda reazione è lo stoccaggio dell'NO₂ sulla superficie del catalizzatore composta da BaCO₃ (carbonato di bario); il bario è l'elemento più comune utilizzato come materiale di accumulo, tuttavia esistono altri materiali che hanno le stesse capacità e possono essere utilizzati al suo posto.

Dal momento che la capacità di stoccaggio della trappola LNT non è infinita, gli NO_x immagazzinati devono periodicamente essere eliminati e ridotti in N₂: questo processo prende il nome di "rigenerazione della trappola".

Rilascio degli NO₂ immagazzinati



Riduzione degli NO₂



Riduzione degli NO in N₂ con gli agenti riducenti disponibili



L'ossido di bario ritorna carbonato di bario



La rigenerazione delle trappole LNT avviene quando il rapporto aria/combustibile, dei gas di scarico in ingresso al catalizzatore, scende al di sotto del valore stechiometrico.

In questa sequenza di reazioni il nitrato di bario si decompone in ossido di bario rilasciando così l'NO₂. L'NO₂ rilasciato, viene poi ridotto dai riducenti disponibili nei gas di scarico

“ricchi”. Se non ci sono abbastanza riducenti da garantire la conversione di tutti gli NO_2 presenti, accade che questi escano dal catalizzatore senza essere trattati, il che è ovviamente indesiderabile. Comunque, i riducenti più attivi sono CO e H_2 , ma ce ne possono essere altri che aiutano in misura minore.

Le variazioni delle condizioni magra/ricca dei gas di scarico non sono un problema per i motori a benzina che, grazie all'iniezione diretta, sono in grado di operare sia in condizioni di combustione stechiometrica sia in condizioni di combustione magra; per questo motivo i catalizzatori LNT sono più utilizzati nei motori benzina. Il problema si pone per il motore diesel che, difficilmente può funzionare regolarmente con titolo ricco.

Inoltre, è chiaro che la specie che viene stoccata nel catalizzatore è l' NO_2 e non l' NO . Questo fatto ha un impatto significativo sulla progettazione del catalizzatore per il motore diesel in quanto, degli NO_x prodotti da quest'ultimo, solo il 10-20% sono NO_2 . Ciò indica che è necessario prevedere un sistema di conversione degli NO in NO_2 per avere un'ottima efficienza del catalizzatore LNT. Solitamente, questa conversione, risulta semplice quando avviene in eccesso di ossigeno come nel caso dei gas di scarico dei motori diesel. Affinché avvenga tale reazione gli LNT sono composti anche da metalli preziosi come il platino.

Attualmente ci sono due aspetti della ricerca LNT che continuano a ricevere una notevole attenzione. In primo luogo, la durata del catalizzatore deve essere migliorata al fine di soddisfare i requisiti di efficienza durante l'intera vita del veicolo, stabiliti dalle future normative sulle emissioni. In secondo luogo, diverse formulazioni dell'LNT sono state sviluppate per rientrare nelle temperature di funzionamento e di desolfurazione necessarie per soddisfare la gamma di diversità delle attuali applicazioni diesel.

Il malfunzionamento o addirittura la disattivazione totale del catalizzatore LNT può essere dovuto a due cause principali. La prima è l'esposizione dell'LNT a temperature troppo elevate causate, da un alto carico di lavoro del motore, dalla rigenerazione del filtro antiparticolato o dalla desolfurazione dell'LNT: temperature troppo alte possono sinterizzare i metalli preziosi e/o creare reazioni indesiderate tra i diversi componenti del catalizzatore rendendolo praticamente inutilizzabile.

L'altra causa principale della disattivazione del catalizzatore è l'avvelenamento da zolfo. La disattivazione è associata alla formazione di solfati sul catalizzatore che ne riduce la sua capacità di stoccaggio. Questo avvelenamento è reversibile, ma le condizioni necessarie per la desolfurazione sono abbastanza dure per i componenti del catalizzatore (si può arrivare a

temperature superiori ai 600°C) per cui, a lungo andare, questo processo provoca l'invecchiamento termico del catalizzatore.

Di recente, sono stati fatti sostanziali miglioramenti al fine di ovviare alle problematiche dovute allo zolfo:

- Nuove formulazioni mostrano una migliore stabilità termica al fine di resistere alle condizioni di desolfurazione ed aumentare la capacità di stoccaggio degli NO_x;
- Sono state migliorate le strategie di desolfurazione rendendole più rapide ed efficienti durante i cicli di guida reali;
- Sono stati migliorati i sistemi di controllo della temperatura durante il processo così da evitare escursioni incontrollate di temperatura oltre quella necessaria per la desolfurazione.

Una delle principali sfide che si presentano nell'applicazione del catalizzatore LNT in Europa, è la temperatura estremamente bassa dei gas di scarico durante il ciclo di guida NEDC. La figura 56 mostra l'istogramma delle temperature per la BMW 330d recentemente messa in commercio in Europa, e la curva di conversione degli NO_x per la formulazione del suo catalizzatore LNT.

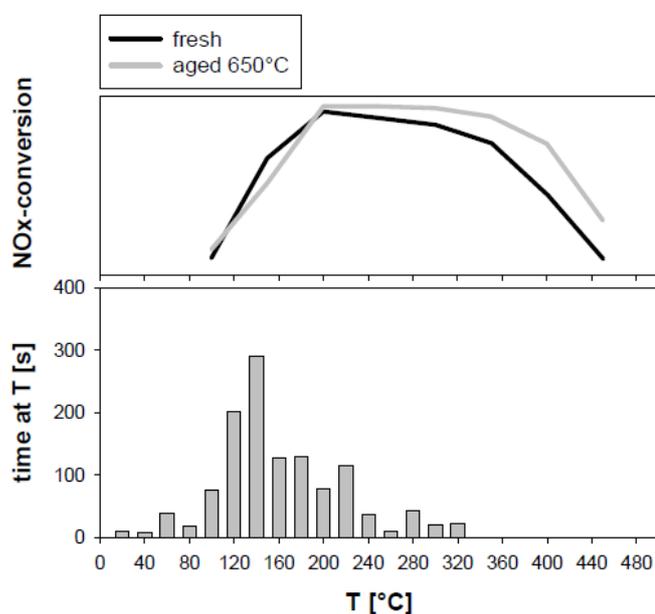


Figura 56: Profilo di temperatura della BMW 330d nel ciclo NEDC

Dato che le emissioni di NO_x del motore sono pressoché lineari nel ciclo di marcia europeo, l'istogramma delle emissioni di NO_x è simile all'istogramma delle temperature [35]. I dati nella figura accanto mostrano che la distribuzione della temperatura, e quindi anche la distribuzione delle emissioni di NO_x, hanno un picco intorno ai 140°C. A queste temperature tutti i catalizzatori automobilistici fanno fatica a funzionare correttamente.

Il fattore chiave è dunque quello di fornire e mantenere ottime prestazioni di conversione degli NO_x già alle basse temperature. La BMW 330d è un esempio istruttivo su come il sistema LNT deve essere ottimizzato per soddisfare i futuri requisiti EURO 6.

Prestazioni a basse temperature, il rilascio di zolfo e la stabilità termica sono tutti parametri strettamente correlati in quanto il danno al catalizzatore deriva, almeno in parte, dal processo di desolfurazione.

Uno degli obiettivi della ricerca in corso sugli LNT, è quello di abbassare la temperatura di rilascio dello zolfo. L'abbassamento della temperatura del processo di desolfurazione è particolarmente importante per le applicazioni europee in quanto, il rendimento del catalizzatore durante il funzionamento alle basse temperature, è molto sensibile all'esposizione termica, molto di più rispetto al funzionamento alle alte temperature.

Il layout della linea di scarico dei gas nella BMW 330d è mostrato nella figura seguente: un catalizzatore LNT seguito da un filtro antiparticolato che funge anche da catalizzatore ossidante c(DPF).

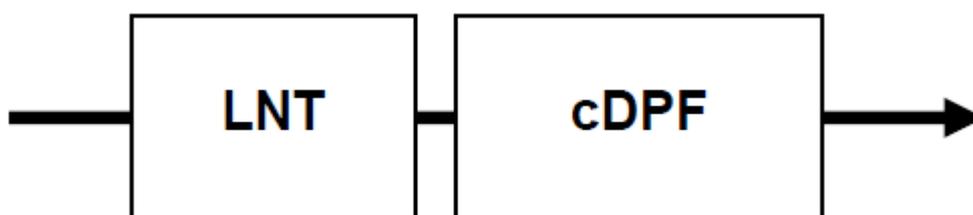


Figura 57: Layout schematico del sistema di trattamento dei gas di scarico della BMW 330d

La rigenerazione del filtro DPF richiede temperature di circa 600°C; se il processo di desolfurazione del catalizzatore LNT avvenisse a temperature comparabili, si potrebbe sfruttare la sinergia tra i due dispositivi. E' quindi fondamentale progettare la formulazione del catalizzatore LNT in modo tale che il processo di desolfurazione avvenga con temperature tra i 600°C ed i 650°C.

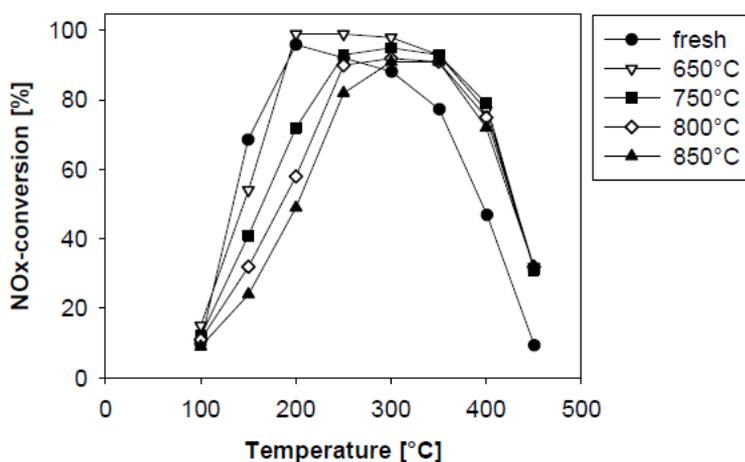


Figura 58: Conversione degli NOx in funzione della temperatura per le formulazioni degli LNT impiegati nella BMW 330d

La figura 58 mostra le finestre di conversione degli NO_x per catalizzatori LNT nuovi ed esemplari che hanno subito un invecchiamento termico.

I risultati dimostrano che l'invecchiamento termico colpisce soprattutto le prestazioni del catalizzatore per temperature di funzionamento inferiori ai

250°C. Tuttavia, dopo l'invecchiamento a 650°C questo calo di prestazioni è appena percettibile. Solo un invecchiamento a temperature superiori a 750°C può provocare un calo delle prestazioni significativo a temperature inferiori a 300°C. Oltre questa temperatura invece, l'invecchiamento provoca un aumento delle prestazioni: questo fenomeno è legato alla sinterizzazione dei metalli preziosi. Ad alte temperature, i metalli preziosi hanno un effetto destabilizzante sullo stoccaggio dei nitrati. Tramite la sinterizzazione, si riduce la concentrazione dei metalli preziosi riducendo così l'effetto destabilizzante.

Come già precedentemente accennato, per quanto riguarda il futuro sviluppo dell'LNT, ci sono due aspetti che spiccano:

- Migliorare la durata nel tempo e le prestazioni alle basse temperature;
- Cercare di ridurre, per quanto possibile, i costi di produzione.

Su alcuni veicoli di piccole dimensioni, lo spazio a disposizione per il catalizzatore LNT potrebbe essere limitato: questo significa aumentare le prestazioni specifiche per unità di volume del catalizzatore.

La durata del catalizzatore LNT e la sua efficienza sono state migliorate nel corso degli anni, principalmente grazie all'utilizzo di materiali migliori e al processo di desolfurazione a temperature più basse. Proprio per migliorare quest'ultimo, Chen e il suo gruppo di ricercatori, hanno aggiunto un catalizzatore PO_x (partial oxidation catalyst) per ridurre parzialmente gli idrocarburi in idrogeno e monossido di carbonio [36]. Il risultato, come mostrato in figura 59, è una caduta della temperatura di desolfurazione a 150°C, con il doppio della quantità di zolfo estratta.

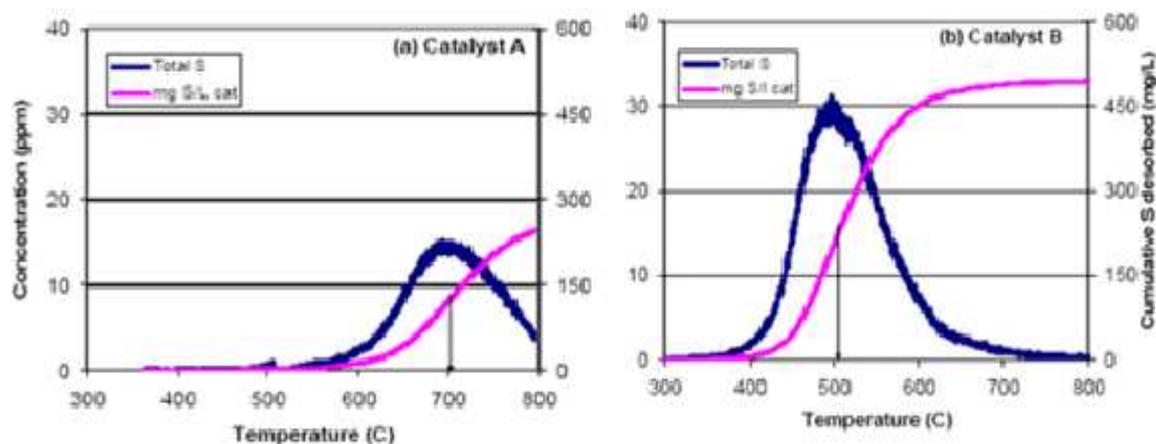


Figura 59: Confronto tra i risultati del processo di desolfurazione su un LNT con catalizzatore PO_x aggiunto (destra) e uno senza (sinistra)

Per guarda il secondo aspetto, i catalizzatori LNT sono influenzati dall'andamento del mercato dei metalli preziosi.

In uno scenario in cui il costo dei metalli preziosi è relativamente basso, il catalizzatore LNT risulta economicamente interessante come soluzione tecnica da adottare. Viceversa, con l'aumentare dei prezzi dei metalli, necessariamente bisogna diminuire la quantità utilizzata nei catalizzatori oppure utilizzare metalli meno costosi.

Come risultato, parte degli sforzi sono rivolti nel migliorare l'efficienza del catalizzatore riducendo l'utilizzo dei metalli preziosi. Ad esempio, Qi nel suo lavoro [37], descrive un catalizzatore LNT senza platino che ossida l'NO in NO₂ utilizzando minerali alcalino terrosi chiamati "perovskiti". Le prestazioni sono simili a quelle di un catalizzatore LNT contenente platino per temperature superiori ai 300° C, ma l'efficienza di riduzione degli NO_x è ridotta del 10% per temperature inferiori ai 250° C. Tuttavia, il costo di questo nuovo catalizzatore è pari a circa la metà di uno contenente platino.

5. *LNT + SCR*

La combinazione dei due catalizzatori, LNT + SCR, può ottenere prestazioni ottimali se l'LNT viene progettato per produrre ammoniaca. I fondamenti della formazione di ammoniaca sono stati studiati da Kouakou in [38]: la formazione di NH₃ si ha al verificarsi di reazioni esotermiche in grado di liberare siti dai metalli preziosi per facilitare la strada verso la dissociazione dell'NO e H₂ e/o successive reazioni superficiali, portando alla formazione finale di ammoniaca.

In questo tipo di sistemi, solitamente il catalizzatore LNT viene posto prima dell'SCR: in questo modo, l'ammoniaca prodotta dal primo, viene utilizzata dal secondo per ridurre gli NO_x che superano l' LNT.

Il catalizzatore SCR può migliorare la conversione degli NO_x da parte dell'LNT riducendo al minimo le emissioni di ammoniaca. Un'altra caratteristica fondamentale del sistema LNT + SCR è che, il miglioramento di prestazioni nelle emissioni, lo si può ottenere facendo fronte ad un costo incrementale relativamente basso: infatti l'SCR non contiene metalli preziosi, ma usa metalli di base poco costosi come il rame, il vanadio o il ferro.

Il sistema LNT + SCR è stato studiato da diversi ricercatori; ad esempio Enderle in [39] ha suggerito che la parte posteriore dell'SCR può essere utilizzata sia per migliorare la conversione degli NO_x dell'LNT, sia per affrontare le emissioni di zolfo provenienti dal processo di desolfurazione dell'LNT.

Xu, invece, ha dimostrato che i catalizzatori SCR a base di rame sono più efficaci di quelli in ferro per migliorare le prestazioni di conversione degli NO_x dell'LNT a bassa temperatura [40]. Inoltre, i catalizzatori SCR a base di rame sono favoriti anche rispetto a quelli a base di vanadio per la loro superiore resistenza termica e la maggior capacità di stoccaggio dell'ammoniaca [44,42], caratteristica molto importante per il catalizzatore SCR di questo sistema.

Abbiamo visto, precedentemente, che il catalizzatore SCR è molto efficiente nel promuovere la reazione tra gli NO_x e l' NH_3 per produrre N_2 e H_2O . Inoltre l'SCR può ridurre l'ammoniaca in N_2 utilizzando l' O_2 presente nei gas di scarico. Dato che è più facile che si verifichi la prima reazione, l'SCR riesce a ridurre al minimo le emissioni di ammoniaca quando riceve, dall'LNT, livelli comparabili di NO_x e NH_3 .

Nel caso in cui l'SCR riceva più NH_3 che NO_x , parte dell'ammoniaca può essere espulsa dal catalizzatore senza essere ossidata. Una situazione simile può accadere quando il catalizzatore SCR viene posto a valle di un catalizzatore LNT di grandi dimensioni, che è in grado di convertire una grande quantità di NO_x ma, allo stesso tempo, di produrre altrettanta ammoniaca.

Un LNT più piccolo, invece, è in grado di fornire un miglior equilibrio di NO_x e NH_3 al dispositivo SCR. Tuttavia, un LNT di dimensioni ridotte, può limitare le prestazioni di conversione del sistema in condizioni ad alto flusso degli NO_x . Ciò è particolarmente vero a temperature elevate, dove la capacità di stoccaggio dell'ammoniaca dell'SCR risulta inferiore; per cui la maggior parte del lavoro di conversione del sistema viene demandata all'LNT.

Una potenziale soluzione a questa problematica è l'uso di molteplici zone alternate di LNT ed SCR: la prima zona di LNT è sufficientemente piccola da limitare la conversione degli NO_x ; così facendo fornisce più NO_x che NH_3 alla successiva zona SCR che, a sua volta può utilizzare la maggior quantità di NH_3 per ridurre ulteriori NO_x . Poi, la prossima zona LNT, converte più NO_x e produce solo un po' di ammoniaca per l'SCR seguente.

Attraverso questo artificio è possibile fornire buone prestazioni di conversione ed emissioni anche ad alto flusso di NO_x ed alle alte temperature.

Theis, Dearth e McCabe in [43] presentano una valutazione sui benefici di un sistema così fatto, ovvero con un design a "sandwich". Un design a 4 zone viene confrontato con uno a 8 zone ed uno classico a 2 zone (LNT + SCR semplice) ed infine con un sistema formato unicamente da un catalizzatore LNT (vedi figura 60).

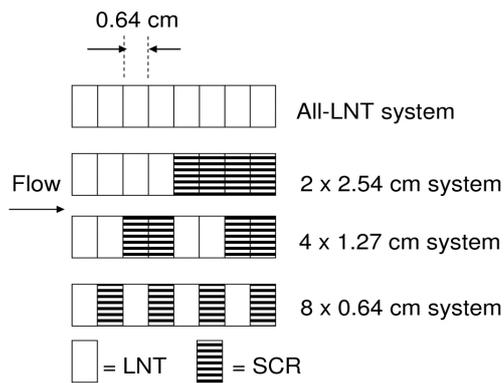


Figura 60: Schema dei catalizzatori testati

Tutti i sistemi hanno la stessa lunghezza complessiva e vengono valutati in base alla loro efficienza di conversione degli NO_x , alla resa di NH_3 , alla resa di N_2O e alla conversione degli HC e CO secondo un test operante per 60 secondi in modalità magra seguiti da 5 secondi in modalità ricca.

I quattro sistemi testati forniscono essenzialmente la stessa capacità di conversione degli NO_x ma, i tre sistemi che utilizzano l'SCR, utilizzano la metà dei metalli preziosi usati per il sistema "all-LNT". Inoltre, i due sistemi a "sandwich" producono minor fuoriuscita di ammoniaca, rispetto al classico sistema LNT + SCR e "all LNT", grazie al loro miglior equilibrio tra NO_x e NH_3 nelle zone SCR. In più, la struttura a 8 zone ha prodotto meno emissioni di N_2O rispetto alle altre tre nel test 60/5. Ciò è dovuto al fatto che gli SCR provvedono ad una significativa porzione di conversione degli NO_x , in quanto l'SCR a base di Cu-zeolite è meno propenso alla generazione degli N_2O rispetto al platino contenuto negli LNT. Questo è particolarmente vero nelle zone d'ingresso al catalizzatore SCR dove le concentrazioni di NO_x sono più alte e il potenziale di generazione di N_2O è maggiore.

Valutando i sistemi con un test di 60/3,5, si è osservato che la struttura ad 8 zone produce minori emissioni di N_2O e NH_3 rispetto ai sistemi "all-LNT" e LNT + SCR classico, pur raggiungendo la stessa capacità di conversione del sistema "all-LNT".

Un ulteriore vantaggio delle strutture a "sandwich" è il miglioramento della conversione degli HC con tempi più brevi. Questo fenomeno è attribuito al fatto che gli SCR a base di zeolite riescono a "trattenere" parte degli HC durante la fase ricca del test in modo che la zona a valle dell'LNT possa ossidare questi HC durante la seguente fase di magra del test.

In definitiva, possiamo dire che, dato che il dispositivo SCR aiuta ad aumentare l'efficienza totale del sistema de NO_x , è possibile ridurre il carico dei metalli preziosi nel dispositivo LNT del 25% o più [40]. In generale il sistema LNT + SCR lavora meglio di uno composto dal singolo dispositivo LNT e la riduzione dei metalli preziosi nell'LNT favorisce la produzione di ammoniaca che può essere usata nel dispositivo SCR.

SOLUZIONI GENERALI PER ENTRAMBI I PROPULSORI

Ci sono soluzioni che, in linea di principio, possono essere applicate sia per i motori a benzina che per i motori diesel. Tra queste, alcune sono da applicare al gruppo motore, altre sono miglioramenti da adottare all'intero veicolo. Più precisamente, del primo gruppo fanno parte:

- Disattivazione dei cilindri;
- Sistemi Start & Stop e Free-Wheeling.

Nel secondo, invece, troviamo:

- Riduzione della massa del veicolo;
- Riduzione del coefficiente di resistenza con l'aria;
- Riduzione della resistenza di rotolamento degli pneumatici.

Disattivazione dei cilindri

La disattivazione dei cilindri è una delle principali tecnologie studiate e sviluppate, appositamente per i motori di grandi dimensioni (V6, V8 e V12), con lo scopo di ridurre il consumo di carburante durante il loro funzionamento a basso carico. Ad esempio, un motore V6, può funzionare con tutti e 6 i cilindri in fase di accelerazione e a pieno carico mentre può operare con 3 cilindri in caso di funzionamento a basso carico come avviene, per esempio, durante la guida a basse velocità in città.

La disattivazione dei cilindri crea, in un certo senso, un motore a cilindrata variabile per cui è possibile godere della potenza di un motore di grande capacità ma, all'occorrenza, si può avere il risparmio di carburante che solo un motore di piccole dimensioni può offrire.

Come abbiamo già detto, la disattivazione dei cilindri viene impiegata per ridurre il consumo di carburante, e quindi le emissioni di CO₂, durante il funzionamento con carichi leggeri. In queste situazioni infatti, la valvola a farfalla è quasi chiusa e il motore deve spendere energia per aspirare l'aria all'interno dei cilindri; di conseguenza le perdite di pompaggio sono molto elevate. Disattivando parte dei cilindri del motore, la valvola a farfalla viene aperta di più per fornire la stessa potenza diminuendo così le perdite di pompaggio e aumentando la pressione in ogni cilindro. La disattivazione dei cilindri che si intendono "fermare", in linea teorica viene ottenuta tenendo chiuse le loro valvole di aspirazione e di scarico e disabilitando l'iniezione di carburante. La transizione tra normale funzionamento del motore e disattivazione dei cilindri richiede modifiche dei tempi di accensione, fasatura delle valvole e posizione della valvola a farfalla.

Quindi possiamo dire che, la tecnica di disattivare parte dei cilindri per i motori a combustione interna di grande cilindrata, migliora l'efficienza a basso carico in quanto la cilindrata del motore

viene regolata a seconda del carico di funzionamento: potenza e coppia sono massimizzati per condizioni ad alto carico, mentre il risparmio di carburante è massimizzato per il funzionamento a basso carico.

Un esempio pratico di questa tecnica è il sistema VCM (Variable Cylinder Management) introdotta da Honda nel 2005 sulla Accord Hybrid 3 litri V6. Durante il funzionamento a basso carico, questo sistema disattiva un'intera bancata dei cilindri attraverso il rilascio di un perno sincronizzatore in grado di bloccare il movimento delle camme e dei bilancieri. Questo perno sincronizzatore viene comandato da una pressione idraulica a sua volta controllata da un solenoide dedicato. Con il sistema VCM, Honda dichiara una riduzione del consumo di carburante pari al 10% rispetto al modello sprovvisto di tale sistema.

Honda non è l'unica ad aver messo sul mercato vetture equipaggiate con un sistema simile; molti altri produttori hanno incorporato la disattivazione dei cilindri nei loro modelli.

Ma quasi tutti questi sistemi, per disattivare il funzionamento dei cilindri, prevedono il blocco delle valvole di scarico e aspirazione ed ovviamente dell'iniezione di carburante; un passo in avanti per lo sviluppo di questa tecnologia potrebbe essere quello di disattivare, non solo le valvole di aspirazione e di scarico, ma anche il movimento dei pistoni.

Ebbene, in un recente lavoro [44], due ricercatori hanno proposto un sistema meccanico in grado di fare proprio questo: bloccare valvole e pistoni dei cilindri che si intende disattivare. Il vantaggio che deriva dal bloccare anche il pistone è la riduzione delle perdite per attrito, incrementando così i benefici di conversione dell'energia del carburante a basso carico. In un motore a combustione interna mediamente il 7-15% delle perdite totali per attrito deriva dal sistema di distribuzione, mentre il pistone è responsabile del 45-50% come si può vedere dalla figura 61 [45].

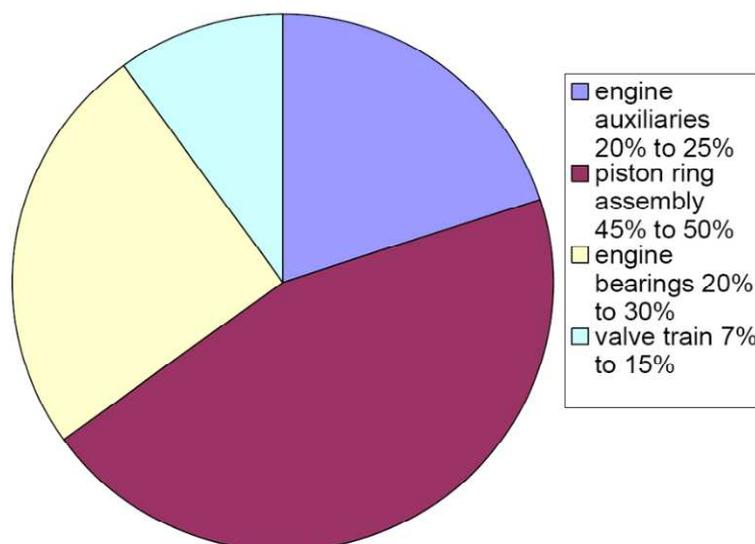


Figura 61: Fattori che compongono le perdite per attrito in un motore a combustione interna

Questo significa che, mentre fermare il solo movimento delle valvole di metà dei cilindri di un V8 comporta una riduzione degli attriti solo in piccola percentuale, fermare oltre alle valvole anche il movimento degli stessi pistoni può ridurre il totale degli attriti fino al 25%.

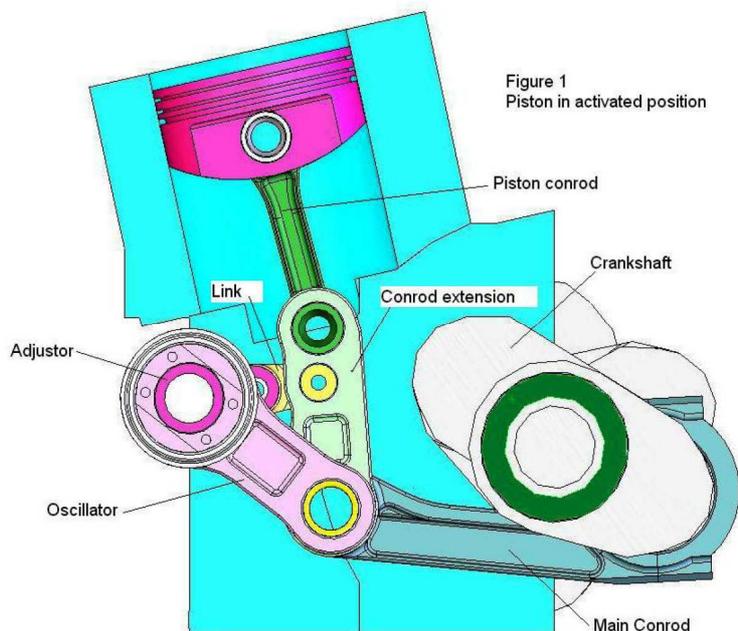


Figura 62.a: Meccanismo di disattivazione con pistone in posizione attiva

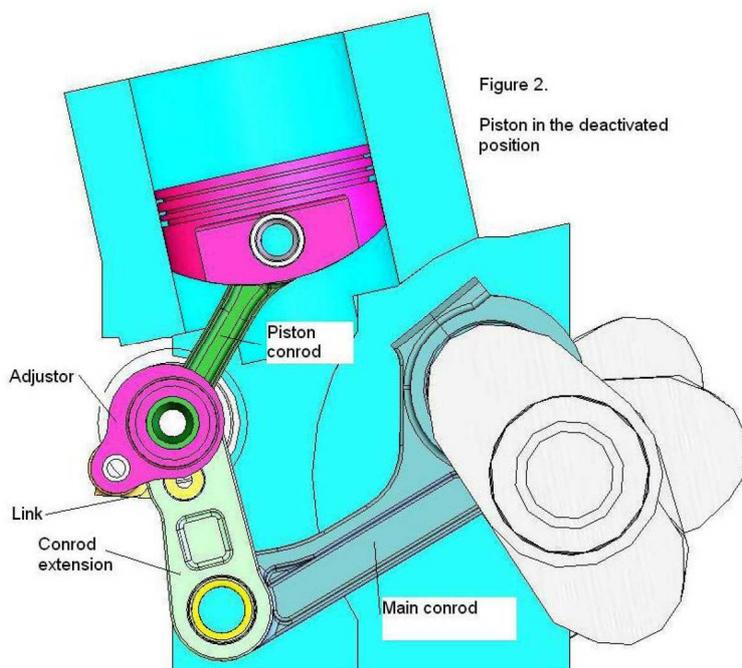


Figura 62.b: Meccanismo di disattivazione con pistone in posizione disattivata

Le figure 62.a e 62.b presentano il principio di funzionamento del meccanismo di disattivazione del pistone. In particolare, le due figure mostrano rispettivamente il pistone in posizione attiva e in posizione disattivata. Il meccanismo è essenzialmente un dispositivo regolabile composto da quattro elementi. Un membro oscillante (Oscillator), posizionato sul lato opposto del cilindro rispetto l'albero motore, si collega a quest'ultimo tramite la biella principale (Main Conrod). Il pistone si collega al membro oscillante tramite la sua biella (Piston Conrod), un paio di estensioni di biella (Conrod extension) e un collegamento (Link), in modo tale che tale meccanismo di forma triangolare mantenga una posizione fissa. Con questo tipo di meccanismo c'è sempre un offset tra la linea centrale del cilindro e l'albero motore. Questo offset ha poca importanza per i motori con disposizione dei cilindri a "V", mentre per i motori con una disposizione "in linea" l'offset può

essere relativamente piccolo.

Ruotando l'elemento regolatore (Adjustor) rispetto al membro oscillante, i perni inferiori della biella del pistone sono posizionati per essere concentrici con l'asse di rotazione dell'oscillatore.

In questa posizione, il movimento del pistone è ridotto a zero, mentre il membro oscillatore rimane sincronizzato con l'albero motore tutto il tempo.

Il movimento relativo per passare da una posizione all'altra è dovuto al sistema di azionamento che consiste in un movimento assiale di un piccolo attuatore che può essere idraulico, elettromagnetico od effettuato con altri mezzi meccanici.

Lo studio dei due ricercatori, prosegue con l'analisi delle performance di due motori ai quali viene applicato il meccanismo sopra discusso; I motori in questione sono un V8 benzina e un V8 turbo diesel, le cui caratteristiche sono riassunte nelle tabelle sottostanti:

Tabella 4: Caratteristiche tecniche del V8 benzina

displacement per cylinder [litres]	0.5498	no. of intake valve per cylinder	2
number of cylinders	8	Intake valve dia. [mm]	30
engine layout	V-8	Intake valve max. lift [mm]	9
compression ratio CR	10	IVO [deg]	360 (0)
Bore B [mm]	92	IVC [deg]	622 (+82)
Stroke S [mm]	82.7	No. of exhaust valve per cylinder	2
connecting rod length [mm]	143	Exhaust valve dia. [mm]	27
wrist pin offset [mm]	0	Exhaust valve max. lift [mm]	9
clearance vol. [m ³]	0.6108·10 ⁻⁴	EVO [deg]	140 (-40)
engine type	S.I.	EVC [deg]	392 (+32)

Tabella 5: Caratteristiche tecniche del V8 turbo diesel

displacement per cylinder [litres]	0.4877	no. of intake valve per cylinder	2
number of cylinders	8	Intake valve dia. [mm]	27
engine layout	V-8	Intake valve max. lift [mm]	8.5
compression ratio CR	19.5	IVO [deg]	350 (-10)
Bore B [mm]	84	IVC [deg]	580 (+40)
Stroke S [mm]	88	No. of exhaust valve per cylinder	2
connecting rod length [mm]	150	Exhaust valve dia. [mm]	24
wrist pin offset [mm]	0	Exhaust valve max. lift [mm]	8.5
clearance vol. [m ³]	0.2636·10 ⁻⁴	EVO [deg]	140 (-40)
engine type	C.I.	EVC [deg]	370 (+10)

La simulazione ha mostrato che, per il motore V8 4.4 litri naturalmente aspirato a benzina, la disattivazione di metà dei cilindri può migliorare il risparmio di carburante, per i punti operativi tipici del ciclo di guida NEDC a basso carico, di oltre il 30%. La stessa simulazione, ma per il V8 4.0 litri turbo diesel, mostra invece un miglioramento di oltre il 20%.

Sebbene i benefici in termini di prestazioni e consumi sono molto allettanti, i problemi principali di questo meccanismo sono potenzialmente i costi, la complessità e quindi l'affidabilità.

E' ovvio che il meccanismo è più complesso rispetto al tradizionale pistone-biella-manovella, comunque tutte le connessioni sono ad incastro e sono facilmente lubrificabili; inoltre l'affidabilità non dovrebbe essere diversa da quella di un motore tradizionale, dato che i cuscinetti possono

essere scelti in base alle pressioni d'esercizio calcolate prendendo in considerazione i carichi più elevati prodotti dal meccanismo.

Ciò avrà una limitazione sulla velocità massima del motore: tuttavia, i motori che utilizzeranno questo approccio, saranno progettati per l'economia di carburante piuttosto che per le altissime velocità. Per i motori diesel invece questo non risulta un problema in quanto il meccanismo può essere progettato per funzionare in modo efficace fino a 5000 rpm.

Infine, i componenti aggiuntivi che compongono il meccanismo inevitabilmente aggiungeranno costi e pesi al motore. Ciò nonostante i componenti sono semplici da fabbricare per una produzione di massa e il loro costo non dovrebbe superare il 5-8% del costo complessivo del motore; stesso discorso vale per il peso. Inoltre, il costo aggiuntivo, può essere ammortizzato in breve tempo dal risparmio di carburante che questo meccanismo è in grado di ottenere.

Start & Stop e Free - Wheeling

Considerando che nel 2008 solo il 5% dei veicoli presenti in Europa fu equipaggiato con sistemi Start & Stop, oggi si prevede che questa percentuale crescerà in maniera esponenziale. Tale crescita sarà dovuta al rapporto molto favorevole tra costi e benefici di tale sistema: generalmente questa tecnologia è in grado di ridurre del 5% il consumo di carburante per il ciclo di marcia europeo NEDC e solitamente i nuovi componenti che costituiscono il sistema Start & Stop sono compatibili con quelli già esistenti sulla vettura. Questo significa che tale tecnologia può essere adattata rapidamente ed in modo economico per tutti i nuovi veicoli presenti sul mercato.

Inizialmente il sistema Start & Stop fu previsto solo per le autovetture con cambio manuale, poi si è esteso anche per le vetture con cambio automatico e ricopre tutti i segmenti di mercato: dalle citycar alle automobili di lusso.

Il principio base che sta dietro al sistema Start & Stop è l'eliminazione della coppia di trascinamento del motore durante le condizioni di funzionamento al minimo, cioè quando non viene richiesta propulsione da parte del conducente. Spegnendo il motore, mentre lo si disaccoppia dalla trasmissione, si risparmia tutto quel carburante che altrimenti verrebbe consumato solo per permettere al motore di superare le perdite e rimanere acceso anche a veicolo fermo.

Il processo di spegnimento e riavvio del motore deve avvenire in maniera automatica in modo tale che tutto funzioni senza l'intervento del guidatore.

La sfida, associata all'installazione di questi sistemi è dunque quella di ottenere un'elevata sensibilità del conducente ovvero, lo spegnimento del motore, il riavvio e la ripresa della marcia

deve avvenire in modo tale che il conducente percepisca molto poco di questa operazione; la situazione ideale sarebbe quella di un conducente del tutto ignaro.

In ogni caso questo sistema risulta particolarmente efficace durante la guida in città: infatti il traffico cittadino, le strade congestionate, le fermate ai semafori possono far consumare una notevole quantità di carburante al veicolo, anche se fermo.

Ormai, al giorno d'oggi, questa tecnologia ha raggiunto un certo grado di maturazione e, come già detto in precedenza, è sicuramente un'ottima soluzione per ridurre i consumi di carburante e quindi le emissioni di CO₂. In [46] viene mostrato lo sviluppo ed il test di un sistema Start & Stop in grado di ridurre il consumo di carburante del 5,3% nel ciclo urbano e del 4,8% nel ciclo combinato.

Il prossimo passo logico, dopo lo Start & Stop, è quello che viene chiamato "Free - Wheeling": vediamo di cosa si tratta.

In generale, anche durante la marcia per inerzia si ha una perdita di potenza che può variare a seconda delle caratteristiche del motore. Per evitare tale perdita è necessario prevedere, nel cambio del veicolo, un meccanismo che permetta di trasmettere solo la coppia positiva del motore e non quella negativa (coppia negativa del motore vuol dire usare quest'ultimo come freno). Un effetto free-wheeling può essere ottenuto disaccoppiando il motore dalla trasmissione agendo tramite il pedale della frizione o spostando la trasmissione in folle.

Il conducente può sperimentare l'effetto del free-wheeling con una semplice prova i cui risultati sono mostrati nella figura sottostante.

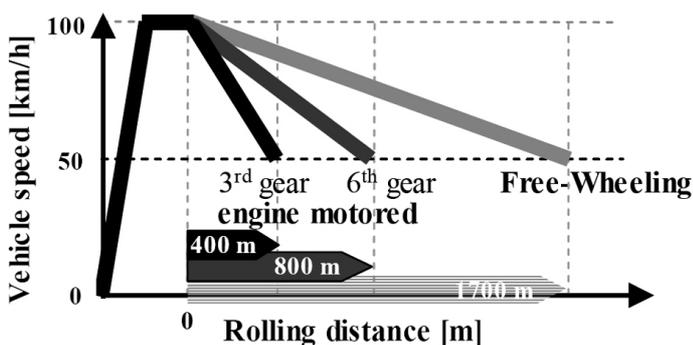


Figura 63: Confronto fra la distanza percorsa per inerzia in free-wheeling, con la 3^a marcia inserita e la 6^a. (3,6L V6 NA, 1900kg)

La prova consiste nel raggiungere una velocità di 100 km/h, dopodiché si osserva qual è la distanza percorsa dal veicolo per inerzia fino al raggiungimento dei 50 km/h. Dalla figura si può vedere che, lasciando ingranata la terza marcia la distanza percorsa per inerzia è di 400 m, con la sesta marcia la distanza è di 800 m mentre

disaccoppiando il motore dalla trasmissione (e quindi procedendo in free-wheeling) la distanza percorsa è di 1700 m. Dunque, durante la marcia per inerzia in free-wheeling, si ha la possibilità di spegnere il motore oppure di tenerlo acceso ma funzionando al minimo. Quest'ultimo consumerà comunque del carburante, ma in quantità minore rispetto alla marcia per inerzia con trasmissione accoppiata al motore.

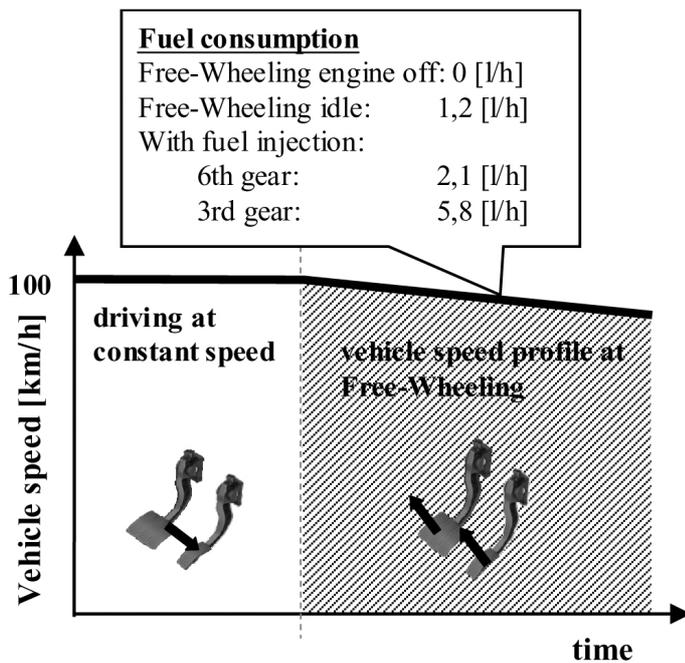


Figura 64: Confronto fra il consumo di carburante

Bisogna notare che il potenziale risparmio di carburante dipende fortemente dal profilo di velocità, ovvero dal ciclo di guida. In caso contrario, questo profilo di velocità viene definito dal guidatore.

In ogni caso, significativi benefici sull'economia di carburante possono essere ottenuti non appena il conducente rilascia il pedale del gas per proseguire la marcia per inerzia. Ovviamente un guidatore dallo stile di guida sportivo, dinamico o aggressivo, che accelera e frena frequentemente non potrà beneficiare dei vantaggi del free-wheeling.

All'atto pratico, la marcia in free-wheeling con motore al minimo, può già essere eseguita dal guidatore: per i veicoli con cambio manuale è sufficiente che il conducente spinga il pedale della frizione o metta il cambio in folle, mentre per i veicoli con cambio automatico basta passare da "D" (Drive) a "N" (Neutral).

Per quanto riguarda il free-wheeling con motore spento, nel caso di veicoli con cambio manuale, si potrebbe utilizzare un approccio simile a quello usato per i sistemi Start & Stop: quando il guidatore mette in folle e rilascia il pedale della frizione, il motore viene spento a prescindere dalla velocità del veicolo; successivamente il motore sarà riavviato non appena verrà ripremuto il pedale della frizione. Questo approccio dovrebbe essere relativamente semplice da implementare, tuttavia questo rappresenta un nuovo modo di funzionamento del veicolo, che richiede una "modifica" del comportamento del conducente e forse anche un certo addestramento pratico in quanto, l'attivazione del free-wheeling, viene demandata al buon senso del guidatore.

Per facilitare il compito del guidatore, nel cruscotto dell'abitacolo, tramite display, si potrebbe indicare quando è il momento giusto per passare al free-wheeling e quale marcia inserire quando si intende accelerare nuovamente.

Il free-wheeling con motore spento è molto più facile da applicare alle vetture con cambio automatico, in quanto l'elettronica può controllare direttamente la frizione o la trasmissione così come pure lo spegnimento e il riavvio del motore.

Lo studio [47] quantifica il potenziale di CO₂ emesso tramite il metodo free-wheeling per le diverse condizioni di guida ed i diversi cicli di marcia. Le simulazioni e le misurazioni dei veicoli sono state effettuate al fine di ricavare requisiti fondamentali per il sistema del veicolo, per il motore, per il sistema di avviamento e la trasmissione.

Prima di proseguire con la presentazione dei risultati di tale lavoro, bisogna dire che il potenziale di riduzione della CO₂, ottenibile con questo approccio, dipende dal comportamento di guida e quindi dal ciclo di guida con cui si eseguono i test. Il grande vantaggio, in termini di risparmio di carburante, non può essere visto nei cicli di guida attuali, dove ci sono dei limiti di velocità predefinite, bensì i benefici sono maggiormente visibili durante la guida reale del veicolo.

Detto questo, per le simulazioni di prova, è stato sviluppato con Simulink un modello di veicolo al fine di studiare i benefici derivanti dalle due diverse strategie: Start & Stop e Free - Wheeling.

Il modello di simulazione è stato configurato e convalidato con dati di misura di tre veicoli appartenenti alla classe media.

veicoli simulati

Vehicle #	1	2	3
Vehicle weight	1900kg	1500kg	1470kg
Engine	3.6L V6 NA	1.4L TC	1.6L TC Diesel
Fuel consumption at idling	1.2 L/h	0.6 L/h	0.4 L/h

strategie di Start & Stop e Free o NEDC

Vehicle #	1	2	3
Start/Stop@0km/h	-3.8%	-3.5%	-4.1%
Start/Stop@20km/h	-4.7%	-4.1%	-5.0%
Free-Wheeling Idling + St/St@0km/h	-4.7%	-4.3%	-4.2%
Free-Wheeling Engine Off + St/St@0km/h	-6.0%	-5.2%	-6.1%

Come detto prima, il beneficio del free-wheeling è intrinsecamente limitato nel caso dei cicli di guida predefiniti, tuttavia i risultati emersi dalla prova usando il ciclo di guida NEDC sono riportati nella tabella 7.

Per la modalità d' esecuzione del ciclo di guida reale si rimanda all'articolo [47], ma è emerso che, guidando con uno stile di guida "economico", il free-wheeling, in collaborazione con il sistema Start & Stop, permette di ottenere un risparmio di carburante di oltre il 10%.

Recentemente, la tecnologia free-wheeling è già stata introdotta sul mercato per alcune applicazioni ibride; tuttavia, grazie al suo significativo potenziale risparmio di carburante che è in grado di ottenere durante il ciclo di guida reale, questa tecnologia verrà adottata presto anche per i veicoli "non ibridi".

Riduzione della massa del veicolo, della resistenza con l'aria e dell'attrito di rotolamento degli pneumatici

Recentemente è stato condotto uno studio [48] con l'obiettivo di quantificare il potenziale di riduzione delle emissioni di CO₂, nel ciclo di guida europeo (NEDC), attraverso i miglioramenti più importanti delle caratteristiche del veicolo. Lo svolgimento dello studio può essere riassunto in questo modo: sono stati scelti sei veicoli (3 con motori a benzina e 3 con motore diesel) di diverse dimensioni, peso e cilindrata del motore in modo che potessero rappresentare la flotta di autovetture disponibili in Europa. Successivamente sono stati raccolti dei dati per il funzionamento del modello del veicolo, tra cui:

- Peso del veicolo;
- Caratteristiche aerodinamiche;
- Valori della resistenza al rotolamento degli pneumatici.

Le caratteristiche principali dei veicoli utilizzati come modello sono presentati nella tabella 4:

Tabella 6: Caratteristiche dei veicoli modello

	Gasoline small	Gasoline medium	Gasoline large	Diesel small	Diesel medium	Diesel large
Mass (kg)	1130	1250	1360	1020	1360	1590
Capacity (cc)	1390	1598	2198	799	1968	2196
Max power (kW)	55	85	114	30	103	99
Frontal area (m ²)	2.05	2.61	2.4	2.0	2.61	2.52
Aerodynamic drag coeff. Cd	0.32	0.32	0.28	0.36	0.32	0.28
Rolling resistance factor	0.011	0.01	0.01	0.01	0.011	0.011

Dopodiché sono stati confrontati i dati del consumo carburante dei “veicoli modello” forniti dalle case costruttrici con quelli ottenuti dalle prove dei cicli di guida di marcia europeo. La tabella 9 mostra i dati raccolti:

Tabella 7: Valori ottenuti in prova e riportati dalle case costruttrici del consumo carburante dei "veicoli modello"

Driving cycle	UDC (Cold)			EUDC			NEDC		
	Simulated (l/100 km)	Reported (l/100 km)	Deviation (%)	Simulated (l/100 km)	Reported (l/100 km)	Deviation (%)	Simulated (l/100 km)	Reported (l/100 km)	Deviation (%)
Model									
Gasoline small	8.38	8.65	3.1	5.45	5.25	-3.8	7.31	7.41	1.3
Gasoline medium	9	8.8	-2.3	5.73	5.6	-2.3	7.81	7.64	-2.3
Gasoline large	10.5	10.35	-1.4	6.25	6.1	-2.5	8.95	8.80	-1.7
Diesel small	4.49	4.5	0.2	3.5	3.6	2.8	4.13	4.17	1.0
Diesel medium	6.85	6.54	-4.7	4.05	4.15	2.4	5.83	5.67	-2.8
Diesel large	8.84	8.9	0.7	5.57	5.5	-1.3	7.65	7.66	0.2

Infine, dopo aver raggiunto una convergenza ottimale tra i valori ottenuti in prova e quelli segnalati, sono state condotte simulazioni per valutare come ogni caratteristica del veicolo influisca sul consumo di carburante e quindi sulle emissioni di CO₂.

Tutte le simulazioni sono state condotte utilizzando “Vehicle Simulator 2002”, uno strumento che si basa sul software di simulazione Simulink.

I risultati delle simulazioni, indicano relazioni lineari tra i cambiamenti delle caratteristiche del veicolo e le emissioni di CO₂. Sebbene in termini assoluti, le differenze di variazione di CO₂ è risultata significativa a seconda dei modelli di veicolo, in termini relativi, tutti i modelli hanno dimostrato un comportamento simile.

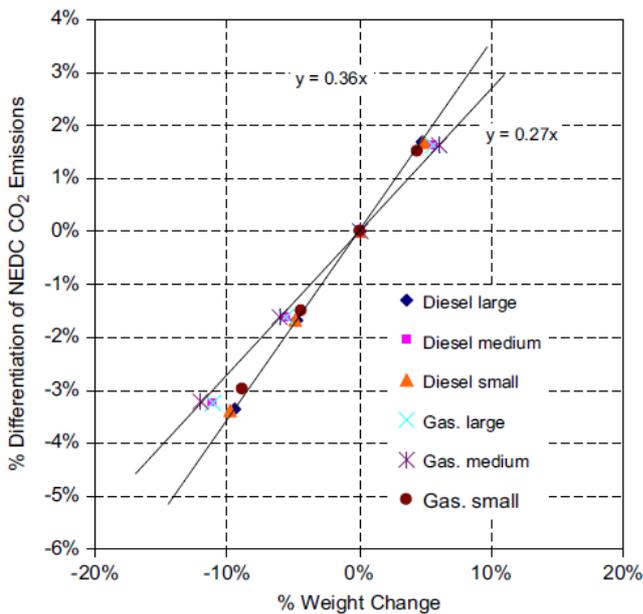


Figura 65: Variazione delle emissioni di CO₂ al variare del peso dei veicoli

La figura 65 mostra che la riduzione della massa del veicolo ha avuto un impatto quasi equivalente su tutti i veicoli e che la riduzione di CO₂ ha seguito un trend lineare in tutti i casi. Le simulazioni mostrano che, una riduzione della massa del veicolo del 5% e del 10%, porteranno ad una riduzione delle emissioni di CO₂ pari a 1,3-1,8% e 2,7-3,6% rispettivamente. Gli effetti benefici della riduzione della massa si riflettono sia sulla potenza del motore (infatti veicoli più leggeri richiedono motori meno potenti per essere accelerati ad una determinata velocità), sia sull'attrito di rotolamento degli pneumatici

(minore è il peso del veicolo e minore sarà l'entità dell'attrito).

Negli ultimi vent'anni, il peso delle diverse categorie di veicoli passeggeri ha subito un crescente aumento. L'aumento di peso delle autovetture è dovuto al soddisfacimento di alcune richieste specifiche per il comfort dei passeggeri come alzacristalli elettrici, sedili più comodi, aria condizionata, o a specifiche di sicurezza come airbag, sistemi di controllo della frenata, ecc; in più le norme di sicurezza in caso di incidente hanno richiesto telai sempre più robusti e ciò, ovviamente, ha incrementato la massa del veicolo.

Il peso del veicolo può essere ridotto utilizzando materiali leggeri, in sostituzione a quelli attualmente utilizzati per la produzione, e una riprogettazione del veicolo stesso.

Sostituire i materiali vuol dire rimpiazzare i materiali pesanti, come ferro e acciaio, con materiali “weight-saving” come alluminio, acciai ad alta resistenza (HSS), magnesio, materie plastiche e compositi a matrice polimerica. Di questi, l'alluminio e l'HSS sono i più convenienti per un volume di produzione su vasta scala.

Passando alla resistenza aerodinamica, il design aerodinamico del veicolo, l'aria che passa per l'abitacolo e il vano motore, il flusso d'aria attraverso i passaruota per raffreddare i freni, la superficie del sottoscocca, gli specchietti retrovisori, i tergicristalli sul parabrezza, le antenne, le maniglie sulle porte, ecc sono tutti elementi che aumentano la resistenza all'aria.

La forza dell'aria che ne risulta può essere calcolata con la seguente formula:

$$F_w = C_d * A * \frac{\rho * V^2}{2}$$

Dove:

- C_d è il coefficiente di penetrazione dell'aria;
- A è la superficie frontale del veicolo;
- ρ è la densità dell'aria;
- V è la velocità del veicolo in moto.

Per le vetture moderne più recenti, il coefficiente C_d è stato ridotto al di sotto dello 0,30. Questa riduzione è stata ottenuta attraverso il progresso tecnologico dello stile aerodinamico del corpo vettura in quanto si è cercato di rendere il flusso d'aria uniforme su tutta la carrozzeria e i suoi componenti esterni.

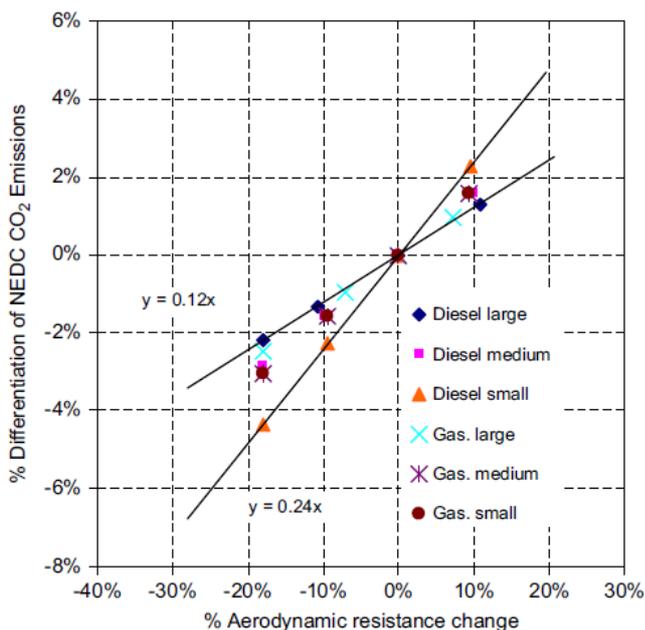


Figura 66: Variazione delle emissioni di CO₂ al variare della resistenza aerodinamica

In figura 66 sono mostrati i risultati dell'impatto della resistenza aerodinamica sulle emissioni di CO₂. I valori corrispondono all'effetto combinato dei cambiamenti del coefficiente di penetrazione e della area frontale del veicolo; quindi, una riduzione della forza resistente dovuta all'attrito con l'aria, non necessariamente è una conseguenza del miglior design aerodinamico, ma può essere dovuto anche alla minor superficie frontale del veicolo.

La riduzione della resistenza aerodinamica ha portato, al consumo di carburante e quindi alle emissioni di CO₂, miglioramenti leggermente

inferiori rispetto a quelli apportati dalla riduzione della massa del veicolo. Questo risultato, però, non sorprende data la bassa velocità media del ciclo di marcia europeo (33 km/h).

Tuttavia, in questo caso, il potenziale di riduzione oscilla maggiormente a seconda dei modelli.

La figura 66 mostra che, una riduzione della resistenza aerodinamica del 5% e del 10%, può produrre benefici sulla riduzione di CO₂ dello 0,6-1,2% e dell'1,2-2,4% rispettivamente.

E' importante notare che, le piccole autovetture (per intenderci le citycar), tendono a presentare un più alto vantaggio rispetto le autovetture più grandi. Questo avviene perché le citycar, solitamente, hanno un design dalle geometria "cubica" e ciò deteriora sensibilmente le caratteristiche aerodinamiche.

Infine, la resistenza di rotolamento degli pneumatici dipende dalla massa del veicolo e dal coefficiente di attrito di rotolamento tra pneumatici e strada ad una data velocità. Il valore del coefficiente d'attrito varia a seconda del materiale degli pneumatici, dalla loro larghezza e dalla pressione di gonfiaggio.

In figura 67, viene mostrata la potenziale riduzione delle emissioni di CO₂ al variare della resistenza di rotolamento.

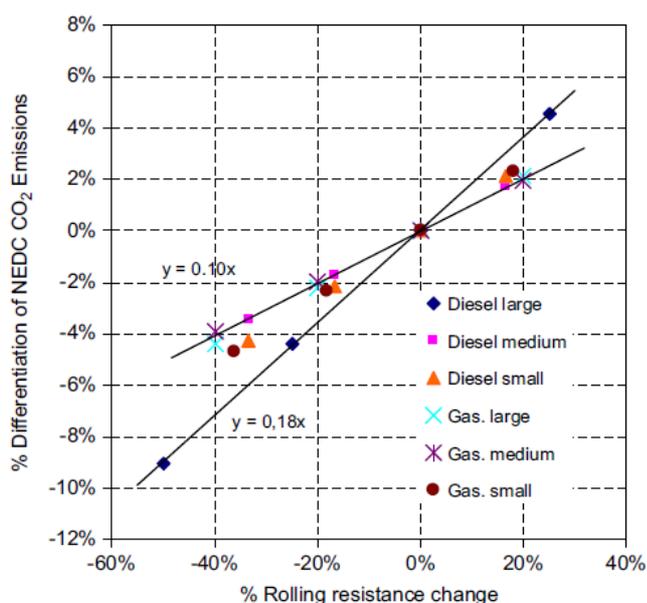


Figura 67: Variazione delle emissioni di CO₂ al variare della resistenza di rotolamento

In generale ci sono due modi per ridurre la resistenza al rotolamento:

- Guidare con pneumatici gonfiati alla corretta pressione e ben allineati;
- Utilizzare pneumatici a basso coefficiente di rotolamento costruiti con materiali appositi.

I dati delle simulazioni, non sono irrealistici in quanto possono essere ottenuti proprio attraverso l'utilizzo di pneumatici ad alta efficienza energetica: questi pneumatici sono già presenti sul mercato e rappresentano la tecnologia con la quale si intende ridurre l'attrito di rotolamento.

Per questa simulazione, la riduzione delle emissioni di CO₂ è stata ottenuta unicamente attraverso la riduzione dell'attrito di rotolamento degli pneumatici senza tener conto della riduzione del peso che influisce anch'esso sulla resistenza al rotolamento.

Ridurre l'attrito di rotolamento del 10 e 20% porterebbe ad una riduzione del consumo di carburante pari a 1-1,25% e 2-2,5% rispettivamente. Per i veicoli più pesanti, tale beneficio può arrivare ad 1,8% e 3,6%.

Tuttavia, è ovvio che bisogna evitare una drastica riduzione del coefficiente di rotolamento in quanto può causare perdita di aderenza degli pneumatici in condizioni di strada bagnata, provocando così potenziali rischi per la sicurezza.

Conclusioni

L'obiettivo della tesi era quello di presentare una panoramica delle potenziali soluzioni tecniche che, a breve termine, potranno essere adottate sui motori a benzina e diesel con lo scopo di ridurre le emissioni di CO₂, come previsto dalle normative vigenti. Inoltre si è cercato di quantificare il beneficio che ogni soluzione riesce ad ottenere in termini di risparmio carburante.

Per quanto riguarda i motori a benzina, le principali soluzioni che vedremo applicate a breve saranno sicuramente il downsizing, la sovralimentazione e l'iniezione diretta. Queste tre tecnologie applicate insieme permettono già di fare un significativo passo in avanti permettendo una potenziale riduzione dei consumi fino al 15-20%.

Dopodiché, per migliorare ulteriormente l'efficienza del motore, il passo successivo è l'utilizzo di valvole ad attuazione variabile che hanno lo scopo di controllare la quantità d'aria in ingresso nel cilindro: si cerca quindi di eliminare la valvola a farfalla per ridurre le perdite di pompaggio.

Sommando questa tecnologia alle precedenti, il consumo di carburante può essere ridotto del 20-22%.

Un'altra soluzione che permette di avere buoni risultati a basso costo è il sistema EGR che ha dimostrato di essere molto utile per consentire il ridimensionamento dei motori a benzina. Inoltre, combinato al funzionamento stechiometrico del motore, questa strategia consente ai produttori di ridurre significativamente il consumo di carburante mantenendo basse emissioni.

Infine, l'ultima soluzione più sofisticata e complessa, è la variazione del rapporto di compressione che ha lo scopo di massimizzare l'efficienza di conversione dell'energia del carburante, e quindi ridurre i consumi e le emissioni a seconda dei carichi di lavoro.

Per quanto riguarda i motori diesel, gli interventi sul motore non sono molti, in quanto questo propulsore presenta già una buona efficienza di conversione dell'energia del carburante. Tuttavia anche per esso si può applicare la strategia del downsizing e piccoli miglioramenti per migliorare il processo di combustione, come iniettori ad alta pressione, miglior design della testata e miglior sistema di gestione dell'aria. Tuttavia, gli sviluppi maggiori per questo propulsore sono concentrati sul sistema di trattamento dei gas di scarico, in quanto il problema dei motori diesel non è l'eccessiva produzione di CO₂, ma l'elevata quantità di NO_x prodotti per via del suo processo di combustione.

I principali metodi di riduzione degli NO_x prevedono l'utilizzo del sistema Urea-SCR oppure degli LNT: i primi richiedono l'iniezione di urea per trattare gli NO_x presenti nei gas di scarico ed è un sistema molto efficiente e poco costoso; principalmente è scelto per applicazioni diesel anche se lo si può utilizzare per i motori a benzina lean burn. Il secondo è leader per applicazioni su vetture di piccole dimensioni o dove lo spazio è minimo. La sua efficienza è leggermente inferiore ai sistemi SCR e richiede l'uso di metalli preziosi. Gli LNT, a differenza degli SCR, immagazzinano gli ossidi di azoto sulla loro superficie, quando le condizioni dei gas di scarico sono magre. Quando le condizioni dei gas si modificano verso un ambiente più ricco, gli NO_x immagazzinati nel catalizzatore vengono rilasciati e trattati per essere ridotti in N₂ utilizzando gli agenti riducenti presenti nei gas di scarico ricchi.

Infine ci sono quelle tecnologie/soluzioni che possono essere applicate sia sulle vetture diesel che benzina. Di questa categoria fanno parte:

- Il sistema di disattivazione dei cilindri, applicabile solo ai motori di grandi dimensioni (V6, V8, V12) che permette una riduzione dei consumi di carburante disattivando parte dei cilindri durante la marcia a basso carico come avviene durante la guida in città.
- Sistemi Start & Stop e Free - Wheeling: il primo prevede lo spegnimento del motore durante le fermate prolungate, come avviene ai semafori o durante una strada trafficata, e la successiva riaccensione per la partenza. Il secondo ha lo scopo di sfruttare l'inerzia del veicolo per percorrere quanto più distanza possibile con motore spento o funzionante al minimo. Entrambe le strategie ottengono buoni risultati sul risparmio di carburante durante la guida reale di tutti i giorni.
- Riduzione della massa del veicolo, della resistenza con l'aria e dell'attrito di rotolamento: sono tutti fattori che influenzano il consumo di carburante. Utilizzando materiali più leggeri e resistenti è possibile ridurre la massa del veicolo; ristudiare il design della vettura permette di ridurre il coefficiente di penetrazione e l'area frontale. Infine, utilizzare pneumatici ad alte prestazioni di ultima generazione consente di ridurre l'attrito di rotolamento. Queste modifiche possono ridurre il consumo di carburante anche del 5-6% a seconda dei gradi di miglioramento di ognuno dei fattori.

In un futuro più lontano, date le normative sempre più restrittive ed al costo del carburante che andrà sicuramente aumentando, ci si muoverà sempre di più verso l'auto elettrica, passando per l'ibridazione, ed allo sviluppo dei biocarburanti. Allo stato attuale, nessuna delle due tecnologie è così competitiva da poter sostituire il motore a combustione interna ma sicuramente potranno essere oggetto di studio per un prossimo lavoro.

BIBLIOGRAFIA

1. A.E. Atabani, Irfan Anjum Badruddin, S. Mekhilef, A.S. Silitonga; "A review on global fuel economy standards, labels and technologies in the transportation sector". *Renew Sustain Energy Rev* (2011), doi: 10.1016/j.rser.2011.07.092
2. Timothy V. Johnson; "Review of CO₂ Emissions and Technologies in the Road Transportation Sector". SAE Technical Paper 2011-01-0367.
3. C. Schernus, C. Dieterich, C. Nebbia, A. Sehr, S. Wedowski, R. Weinowski; "Turbocharging of Downsized Gasoline DI Engines with 2 and 3 Cylinders". SAE Technical Paper 2011-24-0138, doi:10.4271/2011-24-0138.
4. J.E. Kirwan, M. Shost, G. Roth, J. Zizelman; "3-Cylinder Turbocharged Gasoline Direct Injection: A High Value Solution for Low CO₂ and NO_x Emissions". SAE Technical Paper 2010-01-0590.
5. B. Lecointe, G. Monnier; "Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection". SAE Technical Paper 2003-01-0542.
6. H.C. Watson, E.E. Milkins, K. Roberts, W. Bryce; "Turbocharging for fuel efficiency". SAE paper 830014.
7. H.G. Rosenkranz, H.C. Watson, W. Bryce, A. Lewis; "Driveability, Fuel Consumption and Emissions of a 1.3 Litre Turbocharged Engine Developed as Replacement for a 2.0 Litre Naturally Aspirated Engine". *I.Mech.E.*, Paper No. C118/86.
8. D. Petitjean, L. Bernardini, C. Middlemass, S.M. Shahed; "Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements". SAE Technical Paper 2004-01-0988.
9. C.B. Selecman, K.B. McMahon, Martec Group, Study done for Garrett Engine Boosting Systems. Engine data from open sources, manufacturer web sites.
10. T.K. Garrett, K. Newton, W. Steeds; "Chapter 16 - Turbocharging and supercharging", *Motor Vehicle*, 2000.
11. J. Wagner, B. Mencher, S. Keller; "Bosh System Solutions for Reduction of CO₂ and Emissions". SAE Technical Paper 2008-28-0005.
12. E. Achleitner, H. Backer, A. Funaioli; "Direct Injection Systems for Otto Engines". SAE Technical Paper 2007-01-1416.
13. K.B. McMahon, C. Selecman, F. Botzem, B. Stablein; "Lean GDI Technology Cost and Adoption Forecast: The Impact of Ultra-Low Sulfur Gasoline Standards". SAE Technical Paper 2011-01-1226, doi: 10.4271/2011-01-1226.

14. T. Pauly, S. Franschek, R. Hoyer, S. Eckhoff; “Cost and Fuel Economy Driven Aftertreatment Solutions –for Lean GDI-“. SAE Technical Paper 2010-01-0363.
15. C. Brustle, D. Schwarzenthal; “VarioCam Plus – A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine”. SAE Technical Paper 2001-01-0245.
16. Y. Wang, T. Megli, M. Haghgooie, K.S. Peterson; “Modeling and Control of Electromechanical Valve Actuator”. SAE Technical Paper 2002-01-1106, doi:10.4271/2002-01-1106.
17. C. Luttermann, E. Schunemann, N. Klauer; “Enhanced VALVETRONIC Technology for Meeting SULEV Emission Requirements”. SAE Technical Paper 2006-01-0849.
18. A. Boretti; “Use of Variable Valve Actuation to Control the Load in a Direct Injection, Turbocharged, Spark-Ignition Engine”. SAE Technical Paper 2010-01-2225.
19. http://www.fptmultiair.com/flash_multiair_ita/home_ita.htm.
20. M. Kaiser, U. Krueger, R. Harris, L. Cruff; “Doing More with Less – The Fuel Economy Benefits of Cooled EGR on a Direct Injected Spark Ignited Boosted Engine”. SAE Technical Paper 2010-01-0589.
21. T. Alger, T. Chauvet, Z. Dimitrova; “Synergies between High EGR Operation and GDI Systems”. SAE Technical Paper 2008-01-0134.
22. <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.
23. M. Schwaderlapp, K. Habermann, K.I. Yapici; “Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts”. SAE Technical Paper 2002-01-1103.
24. A. Boretti, J. Scalzo; “Exploring the Advantages of Atkinson Effects in Variable Compression Ratio Turbo GDI Engines”. SAE Technical Paper 2011-01-0367, doi:10.4271/2011-01-0367.
25. T. Korfer, M. Lamping, A. Kolbeck, S. Pischinger, D. Adolph, H. Busch; “Potential of Modern Diesel Engines with Lowest Raw Emissions – a Key Factor for Future CO₂ Reduction”. SAE Technical Paper 2009-26-025.
26. M. Tatur; “Future Directions in Engines and Vehicles”. US Department of Energy “Directions in Engine Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference”, September 27-30, 2010, Detroit.
27. T. Korfer, M. Lamping, A. Kolbeck, S. Pischinger; “Potential of Modern Diesel Engines with Lowest Raw Emissions – a Key Factor for Future CO₂ Reduction”. SAE Technical Paper 2009-26-025, doi:10.4271/2009-26-25.
28. T. Tomoda, H. Ohki, T. Koyama, K. Fujiwara; “Study of Diesel Combustion Improvement for Ultra Low Compression Ratio”. Aachen Colloquium, October 2010.

29. M. Weissbaeck, H. Sorger, F. Zieher, M. Howlett, S. Krapf, P. Gutmann; "Tomorrow's Diesel Engine: Layout and Achieved Results Examples from Current Development Projects in a Production Context". Aachen Colloquium, October 2010.
30. M. Cisternino; "Influence of Mild Hybridization on Performance and Emission in a 4 Cylinder in-Line Common Rail Diesel Engine". US Department of Energy "Directions in Engine Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference", September 27-30, 2010, Detroit.
31. M. Koebel, M. Elesner, M. Kleemann; "Urea-SCR: a promising technique to reduce NO_x emissions from automotive Diesel engines". Catalysis Today, pag. 335-345.
32. A. Grossale, I. Nova, E. Tronconi; "Study of a Fe-zeolite-based system as NH₃-SCR catalyst for diesel exhaust aftertreatment". Catalysis Today, Vol. 136, pag. 18-27.
33. P. Way, K. Viswanathan, P. Preethi, A. Gilb, N. Zambon, J. Blaisdell; "SCR performance optimization through advancements in aftertreatment packaging". SAE 2009 World Congress, SAE Paper 2009-01-0633.
34. B. Holderbaum, Kwee; "Integration of DPF and SCR – Interfaces and Interactions", presentation at the 5th International CTI Forum, SCR Systems, Fellbach, Germany, April 2009.
35. F. Rohr, I. Gribtede, S. Bremm; "Concept Study for NO_x Aftertreatment Systems for Europe". SAE Technical Paper 2009-01-0632.
36. H. Chen, S. Mulla, M. Konduru, J.P. Cox; "NO_x Adsorber Catalysts Improved Desulfation Properties and Enhanced Low-Temperature Activity". SAE Technical Paper 2009-01-0283.
37. G. Qi, C. Kim, W. Li; "Pt-Free, Perovskite-Based LNT Catalyst". US Department of Energy Directions in Engine Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, September 27-30, 2010, Detroit.
38. A. Kouakou, F. Fresnet, P. Granger, F. Dainhaut; "New Insight in Ammonia Formation During the Purge of a Lean NO_x Trap in Vehicles Running Conditions". SAE Technical Paper 2009-01-2710.
39. C. Enderle, G. Vent, M. Paule; "BLUETEC Diesel Technology – Clean, Efficient and Powerful". SAE Technical Paper 2008-01-1182, doi:10.4271/2008-01-1182.
40. L. Xu, R. McCabe, W. Ruona, G. Cavataio; "Impact of a Cu-zeolite SCR Catalyst on the Performance of a Diesel LNT+SCR System". SAE Technical Paper 2009-01-0285, doi:10.4271/2009-01-0285.

41. J.A. Ura, J. Girard, G. Cavataio, C. Montreuil; “Cold Start Performance and Enhanced Thermal Durability of Vanadium SCR Catalysts”. SAE Technical Paper 2009-01-0625, doi:10.4271/2009-01-0625.
42. G. Cavataio, J.Y. Kim, J.R. Warner, J.W. Girard; “Development of Emission Transfer Functions for Predicting the Deterioration of a Cu-Zeolite SCR Catalyst”. SAE Technical Paper 2009-01-1282, doi:10.4271/2009-01-1282.
43. J.R. Theis, M. Dearth, R. McCabe; “LNT+SCR Catalyst System Optimized for NO_x Conversion on Diesel Applications”. SAE Technical Paper 2011-01-0305, doi:10.4271/2011-01-0305.
44. A. Boretti, J. Scalco; “Piston and Valve Deactivation for Improved Part Load Performances of Internal Combustion Engines”. SAE Technical Paper 2011-01-0368, doi:10.4271/2011-01-0368.
45. A. Comfort; “An Introduction to Heavy-Duty Diesel Engine Frictional Losses And Lubricant Properties Affecting Fuel Economy – Part I”. SAE Technical Paper 2003-01-3225, doi:10.4271/2003-01-3225.
46. J. Bishop, A. Nedungadi, G. Ostrowski, B. Surampudi, P. Armiroli, E. Taspinar; “An Engine Start/Stop System for Improved Fuel Economy”. SAE Technical Paper 2007-01-1777.
47. N. Mueller, S. Strauss, S. Tumback, Guo-Chang Goh, A. Christ; “Next Generation Engine Start/Stop Systems: “Free-Wheeling”. SAE Technical Paper 2011-01-0712, doi:10.4271/2011-01-0712.
48. G. Fontaras, Z. Samaras; “On the way to 130 g CO₂/km – Estimating the future characteristics of the average European passenger car”. Energy Policy 38, 1826-1833, 2010.