

Sulla possibilità di realizzare alte percentuali di EGR in MCI ad accensione spontanea di media taglia

sovralimentati in configurazioni a bassa ed alta pressione

Gli standard emissivi imposti dalla normativa internazionale rappresentano dei vincoli progettuali sempre più stringenti, obbligando i Costruttori a sviluppare tecnologie già disponibili verso una maggiore efficienza di abbattimento e ad investire sulla ricerca di soluzioni alternative, volte ad ottemperare ai vincoli imposti, preservando le prestazioni veicolo, in termini di guidabilità e consumo di combustibile. Le emissioni di ossidi di azoto e di particolato, come è noto, rappresentano il problema principale dei motori ad accensione spontanea ad iniezione diretta. Le soluzioni proposte per il loro contenimento sono di varia natura e contemplano sia l'utilizzo di sezioni di post-trattamento dei gas di scarico (DeNox e filtri anti-particolato), sia il ricorso a tecnologie di combustione innovative (HCCI, PCCI, LTC ecc.). Le soluzioni attualmente più utilizzate per la riduzione di tali inquinanti in camera di combustione, tuttavia, risultano spesso tra loro in competizione.

I dispositivi di post-trattamento dei gas di scarico, d'altra parte, sono chiamati ad operare nei motori a ciclo Diesel in un ambiente fortemente ossidante [1, 2], tipico dei gas combusti che derivano da un processo di combustione magra (lean combustion). Per questo motivo, la riduzione dei NOx presenta maggiori difficoltà rispetto all'ossidazione di CO ed HC. Le tecnologie SCR e SNCR [3, 4], così come le trappole di NOx [3, 5, 6], presentano ancora numerosi problemi aperti, tra i quali l'affidabilità a lungo termine, la

La tecnologia attualmente più utilizzata per controllare la formazione di ossidi di azoto in camera di combustione è il ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation-EGR). Con tale tecnologia, tuttavia, possono facilmente essere raggiunti limiti di fumosità del motore quando le percentuali di EGR sono tali da ridurre eccessivamente il rapporto aria/combustibile locale. Ulteriori incrementi della portata EGR, necessari per ottemperare alle richieste delle future normative in ambito emissivo, possono essere ottenuti solo tramite una opportuna strategia di controllo del limite inferiore del rapporto aria combustibile, agendo sul rapporto di sovralimentazione. Nel presente articolo, gli autori presentano un'analisi teorica e sperimentale svolta su un motore di media taglia light duty ad accensione spontanea ed iniezione diretta, finalizzata alla definizione dei limiti operativi della configurazione OEM in termini di limiti di fumosità motore e funzionalità del gruppo di sovralimentazione, in caso elevate percentuali di ricircolo, sia in configurazione short route che long route. L'attività teorica, basata su un modello matematico del sistema, è stata supportata da una campagna di sperimentazione al banco, con il motore in configurazione originale ed equipaggiato con un ramo di ricircolo long route. Gli autori si soffermano in primis su alcuni aspetti energetici connessi al ricircolo a bassa pressione, stimando le richieste energetiche in termini assoluti e percentuali, per poi focalizzare l'attenzione sui limiti connessi alla funzionalità del gruppo di sovralimentazione in condizione di alto ricircolo, sia ad alta che a bassa pressione.

Articolo **VINCITORE** del Premio Carmelo Caputo nella quarta edizione indetta dalla

Sezione ATI del Lazio, associato al 64° Congresso Nazionale dell'ATI - L'Aquila, 8-11 settembre 2009

Prof. Michele Anatone, ing. Roberto Valente, ing. Carlo Villante (Ricercatore ENEA), Università degli Studi dell'Aquila. Gli autori ringraziano il Prof. Roberto Cipollone per i preziosi consigli offerti. Il presente lavoro è stato sviluppato nell'ambito di una Convenzione di Ricerca tra il Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale dell'Università degli Studi dell'Aquila e la DAYCO ENSA S.L. - Spain, sul ricircolo a bassa pressione dei gas di scarico nei motori alternativi a combustione interna.

Mi è particolarmente gradito presentare il lavoro risultato vincitore del Premio Caputo 2009, a cui vanno riconosciute la prerogativa e il merito di essere rigoroso e ben condotto e di affrontare una tematica particolarmente attuale nel settore degli MCI e di notevole valenza strategica nel breve-medio termine. Merita di essere sottolineato con viva soddisfazione che questa quarta edizione del Premio ha visto un apprezzabile livello dei numerosi lavori selezionati, che testimoniano la vivacità e vitalità della ricerca nazionale nel settore delle Macchine e dei Sistemi Energetici e rappresentano il modo migliore e più degno di ricordare ed onorare il compianto Maestro cui il Premio è intitolato e mantenere vivo il Suo messaggio ed insegnamento di mezzo secolo di proficua e fertile attività in questo settore.

Prof. ing. Giuseppe Leo Guizzi
(Presidente della Commissione aggiudicatrice del Premio Caputo 2009)

disponibilità di urea ed il suo stoccaggio a bordo, le necessità di rigenerazione ed i catalizzatori basati sull'utilizzo di metalli preziosi. Il processo di combustione [7] nei motori ad accensione spontanea ad iniezione diretta, contraddistinto da elevati valori del rapporto aria/combustibile (α) ed elevate temperature locali, è intrinsecamente causa di una formazione significativa di ossidi di azoto. Le emissioni di particolato solido, invece, sono dovute essenzialmente alla natura diffusiva del processo di combustione e sono fortemente influenzate dal valore locale del rapporto α . Tecnologie avanzate di combustione a bassa temperatura (LTC) [8] perseguono l'obiettivo di contenere la formazione di entrambi gli inquinanti e basano il loro principio di funzionamento sull'ossidazione del combustibile in una carica completamente omogenea (HCCI) [8, 9, 10, 11] o parzialmente omogenea (PCCI, PPC) [12]. Tuttavia, sono ancora irrisolti problemi di controllo motore in un intervallo di funzionamento sufficientemente ampio, soprattutto durante i transitori.

La tecnologia attualmente più utilizzata per controllare la formazione di ossidi di azoto in camera di combustione è il ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation-EGR) [13, 14] e sembra essere anche la più promettente per l'immediato futuro, in riferimento ai veicoli leggeri per il trasporto di passeggeri. Essa opera principalmente una riduzione della temperatura locale di fiamma (effetto termico) e secondariamente una diminuzione della concentrazione di ossigeno nella zona di reazione (effetto di diluizione) [15, 16, 17]. Con tale tecnologia, tuttavia, possono facilmente essere raggiunti limiti di fumosità del motore quando le percentuali di EGR sono tali da ridurre eccessivamente il rapporto aria/combustibile locale [14, 15, 18, 19]. Per frazioni di ricircolo elevate, inoltre, si può avere un decadimento della qualità della combustione, con conseguente instabilità di funzionamento e diminuzione di rendimento. Il ricircolo dei gas di scarico è una tecnologia ben nota, sia in letteratura che in ambito industriale, che consente un buon controllo sulla formazione di NO_x nei motori a ciclo Diesel. La configurazione più usata nei motori che equipaggiano veicoli leggeri è quella in cui i gas combusti vengono prelevati a monte della turbina del sovralimentatore, raffreddati e reimmessi nel condotto di aspirazione, a valle del compressore (EGR short route ad alta pressione). Tuttavia, la recente normativa sugli standard emissivi ha evidenziato alcuni limiti sull'efficacia di tale configurazione. L'opportunità di soddisfare le normative future tramite sistemi EGR è condizionata dalla possibilità di raggiungere percentuali di ricircolo sensibilmente più alte di quelle attualmente tollerabili, in un ampio intervallo di funzionamento motore, preservando la stabilità e la qualità del processo di combustione. Ciò può essere ottenuto agendo su:

- Configurazione di ricircolo dei gas di scarico, valutando anche layouts a bassa pressione (EGR long route) ed EGR interno [10, 20, 21, 22];

- Dispositivi di controllo della portata ricircolata, come ad esempio valvole on/off o di laminazione [23, 24, 25]; il miglioramento della refrigerazione della portata EGR prima della reintroduzione nel manifold di aspirazione [14, 24, 26, 27, 28]; Gestione motore e degli ausiliari al fine di mantenere il valore del rapporto aria/combustibile al di sopra del limite di fumo, in ogni punto di funzionamento motore [25, 26, 15, 29, 30].

L'implementazione di nuove strategie di ricircolo, quindi, richiede modifiche nei percorsi dei flussi di massa, nei punti di lavoro motore e del gruppo di sovralimentazione, nei parametri di combustione e di iniezione di combustibile. Tutto ciò necessita di una profonda comprensione dei fenomeni termici e fluidodinamici coinvolti, assistiti da rilievi sperimentali ed indagini teoriche, al fine di ottenere le migliori prestazioni dal sistema EGR.

Nel presente articolo, gli autori presentano un'analisi teorica e sperimentale svolta su un motore di media taglia light duty ad accensione spontanea ed iniezione diretta, finalizzata alla definizione dei limiti operativi della configurazione OEM (Original Equipment Manufacturing) in termini di limiti di fumosità motore e funzionalità del gruppo di sovralimentazione, in caso di elevate percentuali di ricircolo, sia in configurazione short route che long route. L'attività teorica, basata su un modello matematico del sistema, è stata supportata da una campagna di sperimentazione al banco, con il motore in configurazione originale ed equipaggiato con un ramo di ricircolo long route. Gli autori si soffermano in primis su alcuni aspetti energetici connessi al ricircolo a bassa pressione, stimando le richieste energetiche in termini assoluti e percentuali, per poi focalizzare l'attenzione sui limiti connessi alla funzionalità del gruppo di sovralimentazione in condizione di alto ricircolo, sia ad alta che a bassa pressione.

Layout di sperimentazione

Il propulsore oggetto di sperimentazione è un motore ad accensione spontanea ed iniezione diretta le cui principali caratteristiche sono le seguenti:

- Potenza massima: 130 kW @ 3.250 Rpm;
- Coppia massima: 400 Nm @ 2.000 Rpm;
- Cilindrata: 2.998 cm³;
- 4 cilindri in linea;
- 4 valvole per cilindro (2 di asp. e 2 di sca.);
- Sistema di iniezione BOSCH UniJet Common Rail di II gen.;
- Corsa: 104 mm;
- Alesaggio: 95,8 mm;
- Rapporto di compressione: 19:1;
- Turbocompressore Garrett (Turbina VGT T202H(50)T74; compressore C224(60)T50).

Il motore è stato sperimentato su banco dinamometrico AVL. Sono state misurate pressione e temperatura in tutti i principali punti della linea di aspirazione e scarico (Figura 1). La

misurazione delle emissioni inquinanti, in particolare, data la loro rilevanza, si è avvalsa di strumenti di precisione: AVL AMA 1800 (NO_x, HC, CO, CO₂); AVL MicroSoot (Soot). Le variabili di controllo motore ed ausiliari sono state attuate tramite una ETK-ECU completamente programmabile, con interfaccia ETAS-INCA. Il layout può riprodurre sia configurazioni short route che long route, eventualmente utilizzando un compressore nel ramo di ricircolo.

Aspetti energetici connessi al ricircolo a bassa pressione

Un primo obiettivo del lavoro è stato la valutazione delle potenzialità di ricircolo del propulsore, quando equipaggiato con il condotto di ricircolo a bassa pressione. A tal fine si è realizzato un modello matematico dei condotti aspirazione e scarico, calibrato tramite i dati sperimentali relativi al motore in configurazione "No-EGR".

Modellistica del ricircolo a bassa pressione

È stato modellizzato il ramo di ricircolo a bassa pressione, separandolo dal sistema complessivo, ed imponendo le condizioni al contorno in termini di portata e temperatura dei gas (misurate al banco al variare del punto di funzionamento del motore). Il modello tratta la fluidodinamica dei condotti in maniera monodimensionale transitoria distinguendo tra perdite di carico concentrate e distribuite.

Calibrazione del modello

La procedura di calibrazione del modello è stata la seguente:

- Definizione delle perdite di carico dei quattro rami, individuabili nei condotti di aspirazione a monte compressore e scarico a valle turbina e comprendenti le sezioni di post trattamento dei gas combusti, il silenziatore, il filtro dell'aria ed il debimetro, in funzione della portata sulla base dei dati sperimentali in configurazione EGR = 0%. A questo fine sono stati elaborati i dati sperimentali misurati in tutto il range operativo del motore;
- Caratterizzazione dello scambiatore di calore EGR e del ramo di ricircolo. A tal fine sono stati elaborati i dati ottenuti durante le prove del motore in una configurazione LR naturale (senza dispositivi di aumento e/o controllo della portata ricircolata).

Caratterizzazione delle condizioni al contorno

In una logica di Replacement EGR si osserva come alcune grandezze possano essere definite invarianti rispetto alla portata nel ramo EGR long route: esse sono le condizioni di temperatura e pressione all'aspirazione e allo scarico (ambiente) e la portata massica in ingresso al compressore. Si ipotizza, inoltre, che la temperatura dei gas combusti a val-

le del catalizzatore non sia sensibilmente influenzata dalla portata di ricircolo. In questa ipotesi i dati relativi alle suddette grandezze al variare del punto operativo del motore, misurati sperimentalmente in configurazione "No-EGR", possono essere utilizzati come condizione al contorno nella simulazione della configurazione con ricircolo a bassa pressione ("Long-Route"). I dati richiesti possono essere facilmente ottenuti rielaborando i risultati riguardo alle condizioni di scarico post-turbina (pressione, temperatura e portata).

Risultati

La simulazione è stata svolta per ognuno dei punti motore sperimentati, nelle seguenti condizioni:

- Ricircolo EGR Long Route naturale, al variare del diametro dei condotti (1", 2" e 3");
- Ricircolo EGR Long Route artificialmente incrementato, al variare del diametro dei condotti con determinate percentuali obiettivo (40% e 50%). Tali percentuali potrebbero essere non raggiungibili per il bloccaggio sonico del condotto di ricircolo.

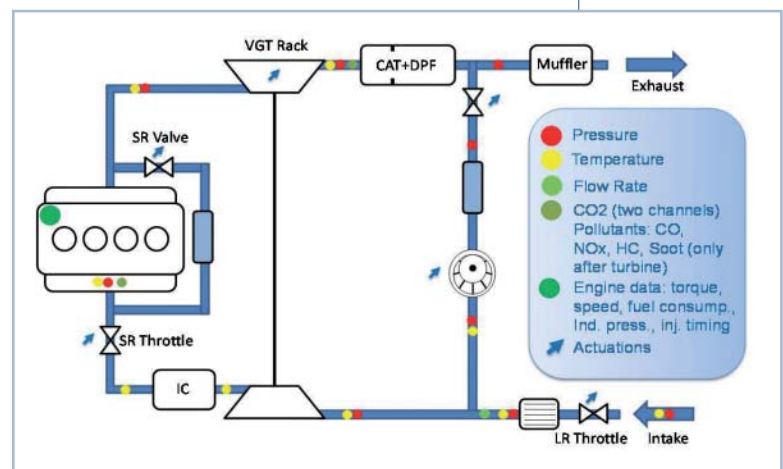


FIGURA 1
Layout di sperimentazione

Il fine di questa seconda analisi è il calcolo delle potenze fluidodinamiche da fornire alla portata ricircolata obiettivo. Questo dato infatti permette di quantificare le perdite energetiche introdotte dal ricircolo rispetto alla potenza fluidodinamica disponibile.

A seconda delle tecnologie scelte per fornire tale potenza, l'energia richiesta sarà a carico del gruppo turbocompressore e del suo sistema di controllo (nel caso di regolazione della portata EGR tramite valvole di laminazione all'aspirazione e/o allo scarico), oppure potrà essere fornita per via meccanica e/o elettrica (nel caso in cui si scelga di inserire un compressore nel ramo di ricircolo). I risultati delle simulazioni sono riportati in Figura 2, con riferimento esclusivo (per ragione di sintesi) all'obiettivo EGR del 50%. Si osserva una forte dipendenza della portata dalle dimensioni del condotto nel EGR LR naturale. Nel caso

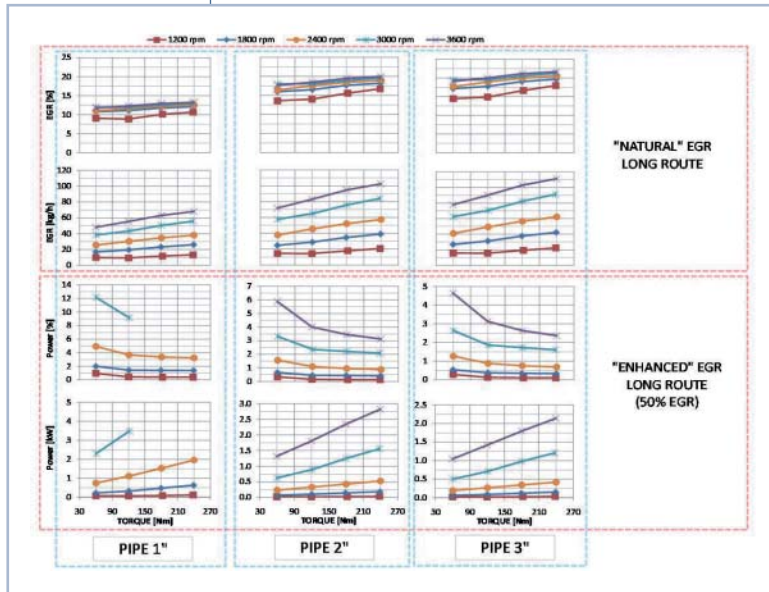


FIGURA 2 - Stima delle potenzialità del ricircolo long route

di condotto di ricircolo da 1", gli obiettivi di ricircolo non sono sempre raggiungibili. L'incidenza percentuale della potenza fluidodinamica necessaria sulla potenza erogata dal motore in ciascun punto di lavoro (terza riga di Figura 2) può essere considerata rappresentativa della penalizzazione introdotta dal ricircolo in termini di rendimento globale. Per valutare correttamente le ripercussioni del sistema EGR sulle prestazioni del motore è necessario considerare che l'obiettivo imposto del 50% va inteso come riferimento per l'analisi, ma potrebbe essere non richiesto in molti punti della mappa per il raggiungimento dei vincoli di emissione. In particolare le condizioni di lavoro maggiormente influenti sul comportamento complessivo del motore nella sua configurazione light duty (sul ciclo normalizzato NEDC) sono quelle a medio-basso a carico e medio-bassa velocità di rotazione. Da una analisi sperimentale su tale ciclo, le condizioni di funzionamento più grave,

tra quelle in cui è richiesta una elevata percentuale di ricircolo sembrano essere tra 200 e 300 Nm con velocità crescente da 1.200 a 2.200 Rpm. In tutto il campo di interesse con riferimento al condotto da 2" (che sembra quello di maggior interesse progettuale), la perdita energetica è ampiamente sotto il punto percentuale, e la potenza fluidodinamica richiesta si mantiene al disotto dei 300 W.

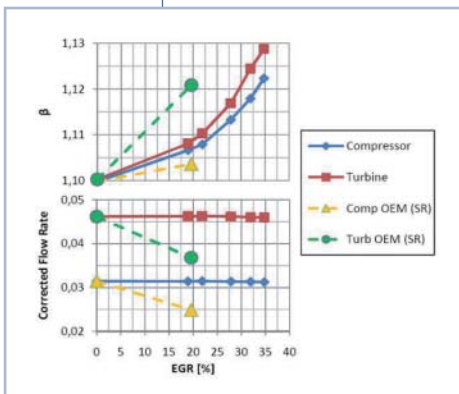


FIGURA 3 - Condizioni di sovralimentazione (portate corrette e rapporti di compressione ed espansione) durante il trade-off EGR

Limiti di sovralimentazione

L'introduzione di un ramo di ricircolo altera necessariamente le portate che fluiscono nei condotti di aspirazione e scarico del motore, influenzando anche le condizioni di funzionamento del gruppo sovralimentatore e le strategie di controllo implementate. Per assicurare stabilità ed efficienza di combustione e limitare la formazione di particolato, è necessario che nelle zone di reazione ci sia una massa di ossigeno sufficiente all'ossidazione del combustibile: questo vuol dire garantire un valore opportunamente alto del rapporto aria/combustibile nel cilindro. D'altro canto, per inibire la formazione di NOx bisogna che la concentrazione di ossigeno sia contenuta. Ciò si ottiene ricircolando alte percentuali di gas combusti ed aumentando la massa complessivamente aspirata nel cilindro, in modo da mantenere costante il valore di α .

Gli attuali motori Diesel sovralimentati consentono di agire sulla pressione di sovralimentazione per aumentare, a parità di regime di rotazione e carico, la massa complessivamente intrappolata all'interno dei cilindri. Tuttavia, i valori di pressione necessari alla mandata del compressore potrebbero non essere raggiungibili per mezzo dei convenzionali gruppi turbocompressore. In particolar modo, alle basse velocità e ai bassi carichi, la potenza disponibile alla turbina è limitata ed il compressore potrebbe non essere in grado di fornire il rapporto di compressione necessario; inoltre, in presenza di portate ridotte è possibile incorrere in problemi di pompaggio ed instabilità di funzionamento. In generale, per assicurare la massima flessibilità di intervento al sistema EGR, è necessario che il gruppo di sovralimentazione riesca ad operare con rapporti di compressione relativamente alti, in un intervallo di portata ampio, garantendo valori di efficienza sufficientemente elevati. Nella Figura 3 si riportano i dati misurati in termini di punto di lavoro del gruppo sovralimentatore durante un trade-off EGR (graduale sostituzione della carica fresca con i gas combusti, fino al limite di fumosità del motore, ovvero al limite di stabilità della combustione).

L'aumento di gas ricircolato è ottenuto tramite la progressiva chiusura di una valvola di laminazione all'aspirazione del motore. Nella configurazione LR si evidenzia una sostanziale costanza della portata nel gruppo, mentre nella configurazione SR la portata EGR non circola nel gruppo e diminuisce la portata dello stesso. Per quanto riguarda il rapporto di sovralimentazione, entrambe le configurazioni evidenziano un incremento: nel caso LR i rapporti di sovralimentazione di turbina e compressore aumentano entrambi in ragione delle perdite introdotte dalla progressiva chiusura della valvola di laminazione all'imbocco dell'aspirazione motore; nel caso SR l'aumento è molto più sensibile per la turbina in ragione dell'azione sulla rack della turbina a geometria variabile (che genera una sovrappressione nel manifold di scarico), il lieve aumento nel

compressore è da attribuirsi all'utilizzo combinato (proprio per l'aumento di EGR) della geometria variabile della turbina (SR rack) e valvola EGR SR (SR valve). Diverso è il comportamento se ad una logica di trade-off (Replacement EGR) si sostituisce una più conservativa logica di mantenimento del rapporto di miscela (Additional EGR). In questa ipotesi, trascurando le perdite di carico (e quindi sottostimando in parte i rapporti di sovralimentazione richiesti), il punto di lavoro del gruppo può essere in prima approssimazione stimato tramite le seguenti formule:

$$\left\{ \begin{aligned} \beta_{C,EGR} &= \frac{\beta_{C,noEGR}}{1 - EGR\%_{SR} - EGR\%_{LR}} \\ \dot{m}_{C,EGR} &= \frac{\dot{m}_{C,noEGR}}{1 - EGR\%_{LR}} \end{aligned} \right.$$

Attraverso una serie di accurate simulazioni dell'intero propulsore, si è valutata la possibilità di incrementare la portata di ricircolo con strategia additional-EGR, in particolari condizioni operative, considerate rappresentative delle

prestazioni del motore. Le condizioni operative sottoposte ad indagine (steady states) sono state scelte con riferimento ai cicli di omologazione del veicolo. L'allestimento preso in considerazione è quello light duty, che fa riferimento al ciclo NEDC, ed i punti A, B, C e D oggetto di simulazione sono rappresentati in Tabella 1. Lo stesso modello di simulazione ha permesso il calcolo completo dei punti di lavoro del gruppo con riferimento alle mappe del gruppo stesso. Nella Figura 4, sono rappresentati i punti di lavoro del gruppo di sovralimentazione nei punti motore scelti per la simulazione: gli stati B, C e D si collocano approssimativamente sulla stessa curva caratteristica della turbina (rack ≈ 0,3), mentre lo stato A si colloca su una curva caratteristica differente (rack = 0,4). Il compressore, invece, è esercito sempre vicino alla curva limite di pompaggio, in zone a basso rendimento. Nel seguito si riportano i risultati della simulazione (tramite un modello 1D pie-

TABELLA 1 - Punti motore stazionari simulati

| N | PME | Coppia | EGR (OEM) | |
|---|-------|--------|-----------|------|
| | Rpm | bar | Nm | kg/h |
| A | 2.200 | 12 | 286 | 33,4 |
| B | 1.500 | 9 | 215 | 23,5 |
| C | 1.500 | 5 | 119 | 35,7 |
| D | 1.500 | 2 | 48 | 50,4 |

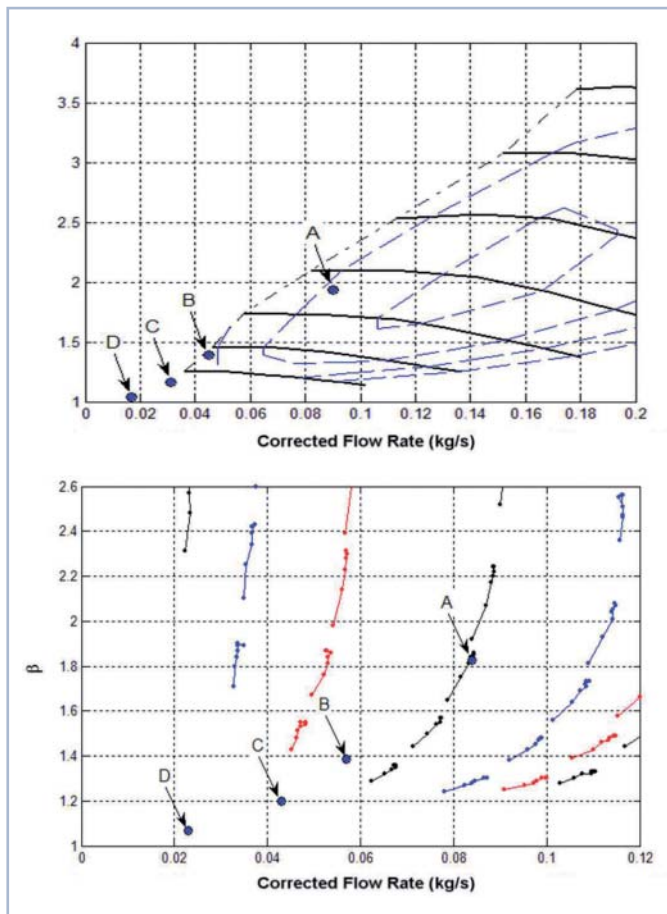


FIGURA 4 - Configurazione OEM SR: punti di lavoro del TC

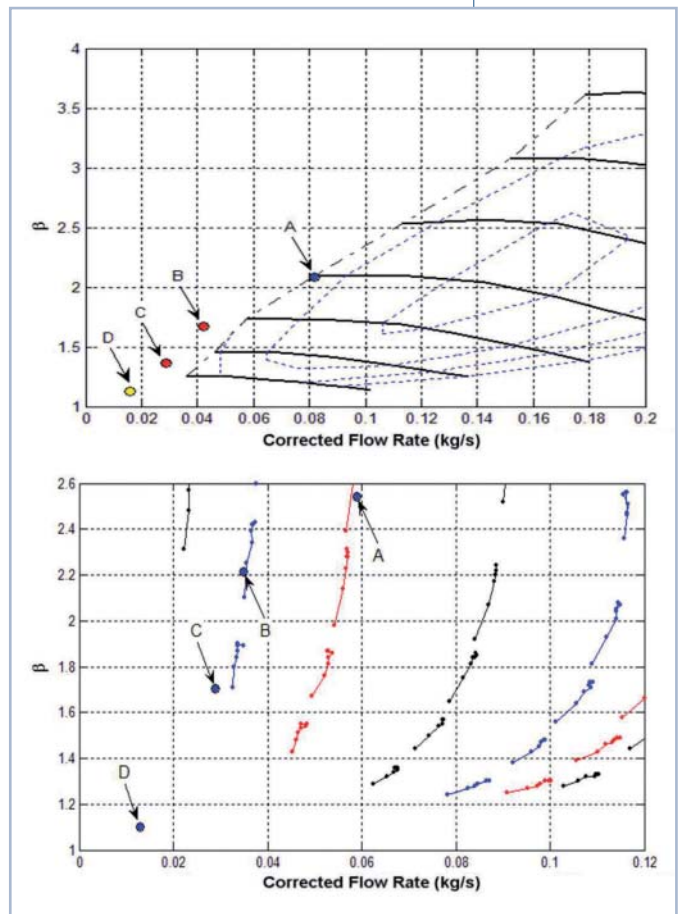


FIGURA 5 - Configurazione SR con elevate percentuali di EGR: punti di lavoro sul TC

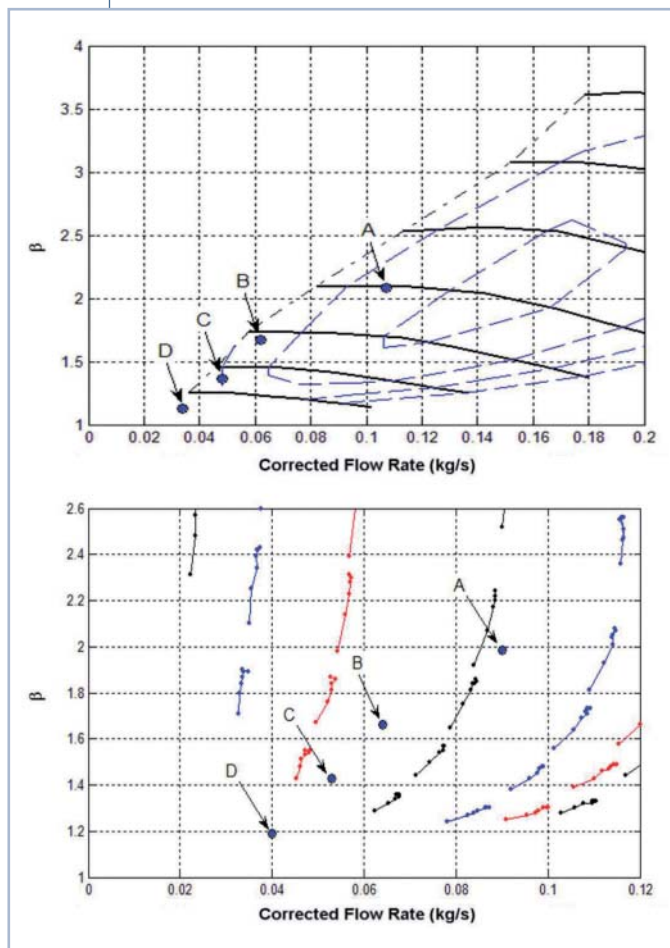


FIGURA 6 - Configurazione LR con elevate percentuali di EGR: punti di lavoro sul TC

namamente transitorio del motore), condotta ottenendo le portate di ricircolo obiettivo tramite configurazioni differenti: solo EGR SR, solo EGR LR e l'intervento contemporaneo dei due sistemi (EGR SR+LR). Partendo dalla conoscenza dei punti di funzionamento con EGR SR OEM, il modello permette di valutare la portata che evolve al compressore ed il rapporto di compressione necessario al raggiungimento delle portate volute mantenendo costante il rapporto aria/combustibile. In prima approssimazione, si suppone

che la temperatura in ingresso al compressore e la temperatura nel manifold di aspirazione siano invarianti rispetto alla portata di EGR. Nella configurazione SR, i gas riciclati non attraversano il compressore, ma ne modificano il punto di lavoro con un incremento del rapporto di compressione. Come si nota in Figura 5, lo stato A con EGR SR si avvicina molto alla linea di pompaggio del compressore, ma è ancora interno; gli stati B e C sono in piena zona di pompaggio; sul punto D rimangono dei dubbi perché non sono disponibili dati in quella zona di funzionamento del compressore. In Figura 5 appare chiaro come, per aumentare la portata di ricircolo, sia necessario intervenire sulla posizione del rack, chiudendo la schiera statorica. Il punto A si è spostato approssimativamente dalla curva con rack=0,4 alla curva rack=0,2, mentre i punti B, C e D si sono spostati dalla curva con rack=0,3 alla curva con rack=0,1. In definitiva, gli obiettivi di EGR imposti non sembrano compatibili, almeno nei punti analizzati, con la tecnologia ad alta pressione, se non agendo sul gruppo di sovralimentazione. Il compressore, in particolare non presenta molti margini all'incremento di rapporto di compressione, sebbene la turbina sia ancora in grado di fornire la potenza necessaria. Nella configurazione LR (Figura 6), i gas riciclati attraversano il compressore, modificandone il punto di lavoro con un incremento del rapporto di compressione ed un incremento della portata corretta. Complessivamente, gli spostamenti dei punti di funzionamento del compressore restano interni alla zona operativa.

Il prelievo dei gas combusti avviene a valle della turbina, la quale, pertanto, elabora una quantità di gas maggiore. Il controllo del gruppo agisce sulla rack per consentire il transito della portata maggiore e fornire al compressore una potenza più alta. Adottando la strategia di ricircolo a bassa pressione, l'obiettivo di portata di EGR, mantenendo costante il rapporto α , può essere raggiunto più agevolmente. I punti di lavoro del gruppo di sovralimentazione sono ancora nel campo operativo delle due turbomacchine. In una configurazione mista SR+LR, il ricircolo di gas avviene contemporaneamente su due linee. I gas riciclati sulla linea LR contribuiscono all'aumento del rapporto di compressione ed aumentano le portate elaborate dalle due turbomacchine. I gas riciclati sulla linea SR non influ-

abstract

ENGLISH

On the Possible Realization of High EGR Percentages in Medium-size Turbo-charged Compression Ignition ICEs in both Low and High Pressure Configurations

The most used technology able to inhibit NOx formation in combustion chamber is the Exhaust Gas Recirculation (EGR). Smoke limits, however, can be easily reached when

EGR grow up to fulfill the emission limits. Further percentage increase, necessary to observe the oncoming more severe regulations, can be performed only if a control strategy is implemented on A/F ratio lower limit, based on turbo-charging level. In this paper the authors present an analysis performed on a medium size light duty turbocharged direct

injection Diesel engine aimed to the definition of the current engine layout limit in terms of smoke emission and turbocharger functionality, in case of increased EGR rates, both in short route and in long route configuration. The theoretical activity based on a mathematical model of the engine has been supported by a focused experimental campaign on

test bench, with engine in original configuration and equipped with a long route EGR pipe. The authors firstly focus on some aspects related to fluid-dynamic energy requests in long-route EGR configurations, and then on the limits imposed by turbocharger functionality, making at this regard a comparison between short route and long route layouts.

scono sulla portata delle turbomacchine, ma aumentano i rapporti di compressione ed espansione. I punti di lavoro della turbina e del compressore dipendono dalle frazioni di ricircolo sulla linea SR e sulla linea LR. La simulazione prevede 4 differenti distribuzioni di portata tra SR e LR per ogni punto stazionario. I risultati ottenuti sono riportati nelle figure che seguono, soltanto relativamente ai punti di funzionamento sul piano del compressore, in quanto più critici di quelli della turbina. In Figura 7, in cui ad ogni punto motore sono stati associati 4 casi relativi alle diverse ripartizioni delle portate, i punti segnati in blu indicano il corretto funzionamento del compressore, quelli in rosso indicano il pompaggio del compressore, mentre quelli in giallo sono punti incerti. Dall'osservazione della Figura risulta chiaro come, spostandosi verso la zona a bassa velocità e basso carico motore, sia più vantaggioso adottare la strategia di ricircolo a bassa pressione, in termini di stabilità del gruppo di sovralimentazione.

Conclusioni

L'attività svolta ha fornito interessanti informazioni circa l'utilizzo di varie tecnologie di ricircolo dei gas di scarico su un motore alternativo a combustione interna ad accensione spontanea, che equipaggia veicoli per il trasporto leggero di passeggeri e merci. In particolare, è stato studiato il comportamento del sistema in presenza di un condotto di ricircolo a bassa pressione dei gas di scarico.

Il ricircolo a bassa pressione si pone come valida soluzione per il contenimento di NOx e particolato solido in vista dei futuri standard emissivi, dimostrando la potenzialità di preservare il buon funzionamento del motore (stabilità ed efficienza di combustione, emissioni di particolato contenute) anche in caso di elevate percentuali di ricircolo.

L'attività svolta ha contribuito ad evidenziare alcuni aspetti connessi alle necessità energetiche connesse al ricircolo a bassa pressione e ai limiti operativi introdotti dalle condizioni di lavoro del gruppo sovralimentatore. A tale riguardo le principali risultanze del lavoro sono le seguenti:

- l'incidenza della perdita energetica connessa al ricircolo a bassa pressione, per applicazioni light duty, è ampiamente sotto il punto percentuale, e la potenza fluidodinamica richiesta si mantiene al disotto dei 300 W;
- nella configurazione OEM i punti di lavoro del gruppo di sovralimentazione sono molto prossimi ai limiti di stabilità del compressore. Ciò limita fortemente l'azione in configurazioni Short route, mentre consente margini di intervento in configurazione long route in cui l'aumento di portata ricircolata genera un aumento di portata nel gruppo a parità di rapporto di sovralimentazione (con logiche di Replacement EGR), ovvero con un leggero aumento dello stesso (nel caso di logiche Additional EGR). Ciò permette al punto di lavoro di allontanarsi dalla curva di pompaggio e, spesso, di aumentare l'efficienza del gruppo.

Bibliografia

- [1] Alkemade U.G., Schumann B., *Engines and exhaust after treatment systems for future automotive applications*. Solid State Ionics 177 (2006) 2291-2296.
- [2] Zheng M., Reader G.T., *Energy efficiency analyses of active flow aftertreatment systems for lean burn internal combustion engines*. Energy Conversion and Management 45 (2004) 2473-2493.
- [3] Sullivan J.A., Keane O., *A combination of NOx trapping materials and urea-SCR catalysts for use in the removal of NOx from mobile diesel engines*. Applied Catalysis B: Environmental 70 (2007) 205-214.
- [4] Balle P. et al., *Selective catalytic reduction of NOx by NH3 on Fe/HBEA zeolite catalysts in oxygen-rich exhaust*. Applied Catalysis B: Environmental 85 (2009) 109-119.

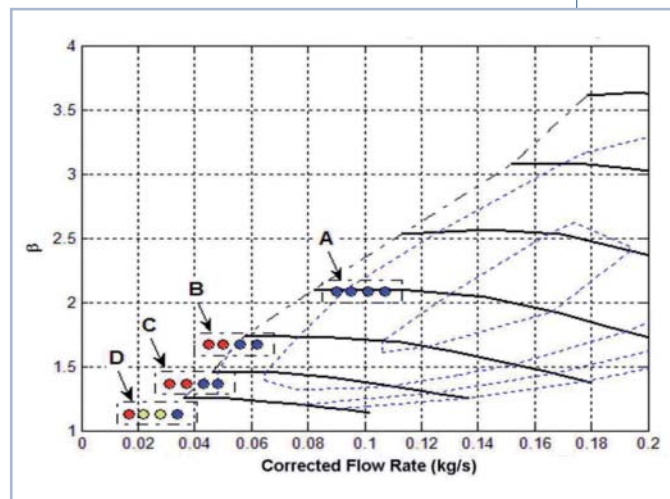


FIGURA 7 - Configurazione mista SR+LR con elevate percentuali di EGR: punti di lavoro sulla mappa del compressore

- [5] Fino D. et al., *Removal of NOx and diesel soot over catalytic traps based on spinel-type oxides*. Powder Technology 180 (2008) 74-78.
- [6] Epling W. S et al., *The effects of regeneration conditions on NOx and NH3 release from NOx storage/reduction catalysts*. Applied Catalysis B: Environmental 74 (2007) 117-129.
- [7] Heywood J.B., *Internal combustion engines Fundamentals*. 1988.
- [8] Dec J.E., *Advanced compression-ignition engines - understanding the in-cylinder processes*. Proceedings of the Combustion Institute 32 (2009) 2727-2742.
- [9] Lei Shi et al., *Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)*. Energy 31 (2006) 2665-2676.
- [10] Bression G. et al., *Comparative Study in LTC Combustion between a Short HP EGR Loop without Cooler and a Variable Lift and Duration System*. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008.
- [11] Dubreuil A. et al., *HCCI combustion: Effect of NO in EGR*. Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 2879-2886.

Rinnovabili, LA CHANCE GEOTERMICO

Il 6 novembre ad Ancona, al Teatro delle Muse, sono stati presentati i risultati della ricerca **"SISTEMI AVANZATI DI PRODUZIONE PER GEOTERMIA"**. Lo studio, cofinanziato dalla Regione Marche e condotto da Università Politecnica delle Marche, Università di Urbino, Università di Camerino e laboratorio di ricerca Eta, fornisce solidità scientifica ad un'innovazione portata al settore da Energy Resources, azienda attiva nel settore delle energie rinnovabili, e sviluppata in collaborazione con Alseo Palificazioni. Si tratta di una **speciale sonda a spirale che rende più accessibile il sistema geotermico utilizzato per riscaldare e raffrescare gli ambienti utilizzando il calore della terra**. La sonda a spirale può essere inserita in perforazioni che vanno da 8 a 25 metri, contro i 100-150 metri necessari per il modello tradizionale ad "U". I costi di installazione, che rappresentano il principale ostacolo alla diffusione del geotermico, vengono così abbattuti fino al 50%. Lo studio ha confermato i vantaggi di questa innovazione, esplorandone tutte le implicazioni tecnico-scientifiche. In particolare ha consentito: lo sviluppo di un modello matematico per la previsione del comportamento della sonda al variare dei diversi parametri; la validazione del sistema, con misure su impianti pilota; lo sviluppo di un macchinario per l'industrializzazione delle sonde; lo sviluppo di un software specifico per l'applicazione di questa tecnologia.

L'innovazione favorisce la diffusione del geotermico, sistema che presenta numerosi vantaggi: **impatto zero sull'ambiente** (vengono stimati in 26,1 i milioni di tonnellate di petrolio risparmiati ogni anno nel mondo, con una media di 16 milioni di tonnellate di anidride carbonica non immessa nell'atmosfera), **sicurezza** (niente gas metano o gpl), integrazione architettonica (l'impianto è invisibile), **alta incentivazione** (che cresce del 30% in abbinamento con il fotovoltaico e che offre ulteriori vantaggi con il recente Piano Casa), **detrazione fiscale del 55%** per la riqualificazione energetica, riduzione delle pratiche burocratiche. Negli impianti domestici di medie dimensioni, l'investimento è recuperabile in 6/8 anni (che si riducono di 1/3 anni se viene impiegata la sonda a spirale) a fronte di minori consumi di energia elettrica e dell'azzeramento di spesa del combustibile fossile, dopodiché il risparmio annuo ammonta a circa 1.500-2.000 euro rispetto al sistema tradizionale. Nella ricerca si profila una crescita del geotermico dalle 6 alle 9 volte in Italia nei prossimi 10 anni, in presenza di politiche di incentivazione e azioni di sensibilizzazione.

Lo studio **"Sistemi avanzati di produzione per geotermia"** ha consentito all'azienda ideatrice di trasformare il brevetto italiano in brevetto internazionale e di avere il quadro scientifico per sviluppare le potenzialità della geotermia, rendendola conveniente e applicabile non solo in grandi strutture, ma anche in normali abitazioni. Le prime applicazioni di questa innovazione sono presenti nella nuova sede della Rainbow a Loreto e nell'eco-resort Ca' Virginia a San Giorgio di Montecalvo in Foglia, nel pesarese. Il progetto, oltre che un contributo alla ricerca tecnico-scientifica, rappresenta anche un positivo esempio di sinergia tra impresa, mondo accademico e istituzione pubblica nel fornire risposte concrete alla crescente domanda di energia e alla necessità di uno sviluppo sostenibile.

ENERGY RESOURCES - www.energyresources.it

- [12] Yun H. et al., *Development of Premixed Low-Temperature Diesel Combustion in a HSDI Diesel Engine*. SAE 2008-01-0639, 2008.
- [13] Kitamura Y. et al., *Fundamental investigation of NOx formation in diesel combustion under supercharged and EGR conditions*. SAE 2005-01-0364, 2005.
- [14] Maiboom A. et al. *Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine*. Energy 33 (2008) 22-34.
- [15] Ruggiero A et al., *Combustion Technologies to meet Euro 6 Emissions Standards on a Diesel D-segment Passenger Car*. Diesel Engine Conference 2008.
- [16] Idicheria C.A., Pickett L.M., *Soot formation in diesel combustion under high EGR conditions*. SAE 2005-01-3834, 2005.
- [17] Treea D.R., Svensson K.I., *Soot processes in compression ignition engines*. Progress in Energy and Combustion Science 33 (2007) 272-309, 2007.
- [18] Abd-Alla G.M., *Using EGR in internal combustion engines: a review*, Energy Conversion and Management 43 (2002) 1027-1042.
- [19] Idicheria C.A., Pickett L.M., *Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio*. Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 2931-2938.
- [20] Chatterjeet S. al., *NOx and PM control from HD diesel engine using a combination of Low pressure EGR and continuously regenerating diesel particulate filter*. SAE 2003-01-0048, 2003.
- [21] Weber O. et al., *Variable Valve Timing and Hybrid EGR: Competition or Collaboration?*. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008.
- [22] Arnold S. et al., *Advanced turbocharging technologies for heavy-duty diesel engines*, SAE 2001-01-3260, 2001.
- [23] Lundqvist U, et al., *A comparison between different EGR systems for HD diesel engines and their effect on performance, fuel consumption and emissions*. SAE Paper 2000-01-0226, 2000.
- [24] Tomazic D., Pfeifer A.. *Cooled EGR, A must or an option for 2002/04*. SAE 2002-01-0962, 2002.
- [25] Langridge S., Fessler H., *Strategies for high EGR rates in a diesel engine*, SAE 2002-01-0961, 2001.
- [26] Zheng M. et al., *Diesel engine exhaust gas recirculation. A review on advanced and novel concept*. Energy Conversion and Management 45 (2004) 883-900.
- [27] Abu-Hamdeh N.H., *Effect of cooling the recirculated exhaust gases on diesel engine emissions*. Energy Conversion and Management 44 (2003) 3113-3124.
- [28] Hountalas D. T et al., *Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions*. Energy (2007), doi:10.1016/j.energy.2007.07.002, 2007.
- [29] Knecht W., *Diesel engine development in view of reduced emission standards*. Energy (2007), doi:10.1016/j.energy.2007.10.003.
- [30] Shirakawa T. et al., *Study of strategy for model based control of EGR and VGT in a diesel engine*. SAE 2001-01-2006, 2001.
- [31] Valente R., *Sistemi innovativi di riduzione degli ossidi di azoto nei motori alternativi a combustione interna*, Ph.D. Thesis, University of L'Aquila, 2009.