

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe 36/S
Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

In

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

**ANALISI COMPARATIVA DI UN CIRCUITO *LOW*
PRESSURE e *HIGH PRESSURE EGR*
PER UN MOTORE DIESEL SOTTOSTANTE A
NORMATIVA AMERICANA
US LEV III ULEV 125 -**

**“Comparative analysis between *Low* and *High Pressure EGR*
circuit for a Diesel engine according to
US LEV III ULEV 125 emission regulation”**

CANDIDATO

Alessandro Bettini

RELATORE

Chiar.mo Prof. Ing. Davide Moro

CORRELATORE

Ing. Alessandro Verzè

Anno Accademico

2011/2012

Sessione III

Alla mia Famiglia

INDICE

PREFAZIONE	1
INTRODUZIONE	3
Introduzione L'AZIENDA VM MOTORI S.p.A.	5
<i>Motore V6</i>	10
<i>Motori 3/4 cilindri in linea</i>	12
<i>Record mondiali</i>	17
<i>Collaborazioni VM Motori S.p.A.</i>	17
<i>Settore Industriale/Agricolo</i>	19
<i>Settore Marino</i>	19
<i>Dislocazione VM Motori S.p.A.</i>	20
Introduzione IL MOTORE DIESEL	23
<i>Nascita ed evoluzione del motore Diesel</i>	24
<i>Funzionamento del motore</i>	27
<i>La combustione</i>	29
<i>Sistema d'iniezione Common Rail</i>	35
<i>Sovralimentazione</i>	40
<i>Compressore volumetrico</i>	42
<i>Turbocompressore</i>	43
<i>Turbocompressore a geometria variabile VGT</i>	45
<i>Le emissioni inquinanti</i>	48
<i>Il circuito EGR</i>	50

Capitolo 1 OGGETTO DELLO STUDIO.....	53
1.1 Il motore L424.....	54
1.1.1 Il motore L424: Sistema EGR.....	57
1.1.2 Il motore L424: Sistema di iniezione.....	59
1.1.3 Il motore L424: Circuito aria.....	61
1.1.4 Il motore L424: Sistema Blow-By.....	64
1.1.5 Il motore L424: Sovralimentazione dinamica.....	66
1.1.5.1 Turbocompressore: Generalità.....	66
1.1.5.2 Turbocompressore: Nomenclatura.....	67
1.1.5.3 Turbocompressore: Design.....	70
1.2 Il veicolo Jeep Wrangler.....	72
Capitolo 2 DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA MOTORE STATICO	75
2.1 La strumentazione di banco.....	78
2.1.1 Il freno a correnti parassite.....	78
2.1.2 Strumentazione per l'acquisizione del consumo di combustibile: la bilancia.....	82
2.1.3 Strumentazione per la misura del flusso di Blow-By.....	84
2.1.4 Strumentazione per la misura della fumosità.....	84
2.1.5 Strumentazione per analisi emissioni inquinanti.....	85
2.1.6 I sistemi Indicating.....	91
2.1.6.1 Software per l'acquisizione della pressione di combustione.....	91
2.1.6.2 Trasduttore di pressione in camera di combustione.....	94
2.1.6.3 Il sensore ottico di posizione angolare dell'albero motore.....	95
2.1.7 Strumentazione dSPACE.....	96
2.1.8 Il sensore di misura del punto morto superiore.....	99
2.1.9 Strumentazione per l'acquisizione dati del banco prova: giraffa...	101

2.1.10 Strumenti per l'acquisizione di portate.....	102
2.1.10.1 Misuratori a turbina o palette	103
2.1.10.2 Misuratori magnetici	104
2.1.10.3 Misuratori ad effetto Coriolis	107
2.1.10.4 SensyFlow	108
2.2 Allestimento di una prova motore	109
2.2.1 Grandezze coinvolte nel processo di banco prova.....	111
2.2.2 Indicazioni sulla configurazione della prova e del motore.....	116
2.2.3 Indicazioni sulle modalità di misura.....	118
2.2.4 Operazioni preliminari a motore spento.....	119
2.2.5 Operazioni preliminari a motore acceso	120
2.3 Gestione del banco prova.....	120
Capitolo 3 DESCRIZIONE DEL MODELLO CENTRALINA	
dSPACE.....	126
3.1 Regolatori PID	127
3.1.1 Generalità.....	127
3.1.2 Regolatore proporzionale	130
3.1.3 Regolatore proporzionale integrale.....	131
3.1.4 Regolatore proporzionale derivativo	134
3.1.5 Regolatore proporzionale integrale derivativo.....	135
3.2 Il sistema di controllo elettronico	137
3.2.1 La centralina elettronica.....	137
3.2.2 Sensori e attuatori	139
3.2.3 Centralina controllo motore e software di interfacciamento.....	140
3.2.4 Centralina dSPACE e software di interfacciamento.....	141
3.3 Strategia di controllo motore dSPACE Low Pressure EGR	144
3.3.1 Modello centralina dSPACE	144
3.3.2 Devices Encapsulation	146
3.3.2.1 Input Devices	147
3.3.2.2 Output Devices.....	148

3.3.3 Comunicazione CAN	150
3.3.3.1 FrmMngRx	151
3.3.3.2 FrmMngTx	152
3.3.4 ASMod Strategy.....	153
3.3.5 PCR Strategy.....	154
3.3.6 VSwCtl Strategy.....	158
3.3.7 LPEGRCtl Strategy	159
3.3.8 SpltGov Strategy.....	162
Capitolo 4 NORMATIVE EMISSIONI E CICLI	
 D'OMOLOGAZIONE.....	168
4.1 Criterio di ottimizzazione	169
4.1.1 La normativa Europea	169
4.1.1.1 Normativa per automobili e autocarri leggeri	171
4.1.2 La normativa Americana US LEV III ULEV 125.....	177
4.1.2.1 Low Emission Vehicle III (LEV III) Standards.....	178
4.2 Variabili in gioco e Output da ottimizzare: l'attività di Trade-Off	185
Capitolo 5 COMPARATIVA CIRCUITI EGR: HIGH PRESSURE	
 E LOW PRESSURE.....	190
5.1 Il sistema High Pressure EGR	191
5.1.1 Generalità.....	191
5.1.2 Metodo di ricircolo.....	192
5.1.3 Motivo del ricircolo.....	193
5.2 Il sistema Low Pressure EGR.....	194
5.3 Il motore L424: Architettura Low Pressure EGR.....	197
5.3.1 Il circuito Low Pressure EGR Long Route	198
5.3.2 Il circuito Low Pressure EGR Short Route	202

Capitolo 6 DEFINIZIONE MODELLO ASMod DELL'ARIA ...	210
6.1 Analisi del punto di rugiada in ingresso compressore.....	211
6.1.1 Il diagramma psicrometrico.....	215
6.1.2 Metodi di calcolo.....	218
6.2 Coefficiente di riempimento	221
6.2.1 Calibrazione efficienza volumetrica corretta.....	224
6.2.2 Calibrazione efficienza volumetrica Swirl.....	227
6.2.3 Coefficiente correttivo efficienza volumetrica ASMod_facIntMnfDsTempCor_C.....	231
6.3 Mappa Swirl	232
Capitolo 7 RISULTATI OTTENUTI AL BANCO PROVA MOTORE STATICO	238
7.1 Trade-Off AntMI-Boost	239
7.1.1 Mappa AntiMI.....	240
7.1.2 Mappa Boost	244
7.2 Interazione tra valvola ECV e valvola Low Pressure EGR.....	246
7.2.1 Mappa di Split strategia ECV.....	249
7.3 Mappa EGR Rate.....	252
7.4 Piano quotato High Pressure EGR e Low Pressure EGR	255
7.4.1 Piano quotato High Pressure EGR.....	255
7.4.2 Piano quotato Low Pressure EGR.....	261
7.5 Comparativa emissioni High Pressure EGR e Low Pressure EGR.....	266
7.5.1 Vantaggi del sistema Low Pressure EGR	270
CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	276
Bibliografia.....	278

PREFAZIONE

Questa tesi di laurea nasce dall'esperienza maturata presso la VM Motori S.p.A. nell'ufficio CRM (Centro Ricerca Motori) di ingegneria divisione del reparto R&D (*Research and Development*) situato a Cento di Ferrara.

In tale esperienza si sono affrontate le problematiche inerenti al settore automotive riguardo la ricerca e lo sviluppo dei motori endotermici Diesel.

Il periodo nel quale ho effettuato il tirocinio previsto dall'ordinamento accademico dell'università per la tesi presso la VM è trascorso tra ottobre 2012 e marzo 2013.

La prima parte della tesi consiste in un approccio introduttivo che definisce l'ambito lavorativo in cui opera VM Motori S.p.A. e successivamente, dopo aver definito l'oggetto di tesi in questione, si passa alla definizione ed alla calibrazione di un circuito *Low Pressure EGR* di un propulsore diesel da 200HP@3800rpm di potenza e 500Nm@1600rpm di coppia per uso automobilistico, tutto mediante l'ausilio di software quali *AdαMO*, *INCA*, *CONTROLDESK NEXT GENERATION*, *DoE*, *DIAdem* ed *INDICOM*, software per lo studio della calibrazione al banco sviluppo.

INTRODUZIONE

Andiamo ad analizzare gli aspetti che contraddistinguono la VM Motori S.p.A. dalle altre aziende specializzate nel settore automotive, facendo riferimento ai campi produttivi in cui si applica l'ingegneria meccanica ed analizzandone gli aspetti tecnici, metodici e gestionali.

Da notare il ruolo fondamentale dell'automotive nell'economia mondiale in riferimento alla produzione dei principali propulsori Diesel, primarie fonti produttive della VM.

Introduzione L'AZIENDA VM MOTORI S.p.A.



La VM Motori S.p.A. è un'azienda fondata nel 1947, a Cento in provincia di Ferrara (Italia), per iniziativa di due imprenditori locali di cognome Vancini e Martelli (*Fig.1*): di qui l'acronimo VM che identificherà l'azienda fino ai giorni nostri. Situata in una regione nota in tutto il mondo per le sue aziende meccaniche (ad esempio: Ferrari, Lamborghini, Maserati, Ducati) l'azienda costruisce ben presto il primo motore Diesel italiano, raffreddato ad aria e ad iniezione diretta.



Fig.1 Vancini e Martelli fondatori VM Motori S.p.A.

VM Motori è specializzata nella progettazione e costruzione di motori diesel per gli impieghi più diversi.

Inizialmente destinati ai settori industriali, agricoli e marini, a partire dalla metà degli anni '70 un'innovativa famiglia di propulsori di concezione estremamente avanzata trovò pronta applicazione nel settore automobilistico: si trattava di propulsori dotati di sovralimentazione di serie.

Questi motori hanno poi finito per caratterizzare profondamente la produzione della casa italiana occupando circa il 70% della fetta produttiva VM.

Il mercato ha bisogno di un propulsore di questo tipo: semplice, poco costoso, affidabile e dai consumi ridotti. La sua produzione si sviluppa rapidamente ed esce ben presto dai confini nazionali per arrivare sui mercati dei paesi del Mediterraneo.

Ben presto occorre trovare nuovi spazi produttivi. Nel 1962 viene inaugurato il nucleo base del suo stabilimento di produzione che già prevede una articolazione completa dei servizi che poi si insedieranno e si svilupperanno per dar vita a un complesso produttivo organico e funzionale.

Esso consta, come è naturale, di una direzione, di servizi acquisti, vendite e post-vendite e soprattutto di un servizio tecnico opportunamente strutturato e dimensionato per consentire la costituzione di un reparto Ricerca e Sviluppo, che svolgerà un ruolo estremamente importante nell'evoluzione dell'azienda e dei suoi prodotti.

Il nuovo stabilimento nel 1964 è in grado di mettere sul mercato diverse famiglie di motori, sempre raffreddati ad aria, che trovano pronta applicazione su macchine industriali, e sulle barche da pesca, in particolare destinate al mare Adriatico.

La produzione dei motori viene suddivisa per famiglie costituite da propulsori a 1, 2, 3, 4 e 6 cilindri, caratterizzati da una costruzione modulare dei componenti che semplifica la realizzazione e ne abbassa i costi.

Il principio della modularità viene applicato ancora oggi nella produzione motoristica VM.

Nel 1971 l'attività dell'azienda si era sviluppata a tal punto da aver bisogno di cospicui investimenti per poter sviluppare una serie di progetti già pronti.

La proprietà individuò in un'operazione di fusione con gli Stabilimenti Meccanici Triestini di Trieste la soluzione idonea a consentire il processo di sviluppo in atto.

Nacque la Stabilimenti Meccanici VM S.p.A. con due stabilimenti di produzione, uno a Cento ed uno a Trieste, nei quali furono ripartite le diverse gamme di prodotto.

Nel 1974 tra i motori prodotti nello stabilimento di Cento fu realizzata la nuova serie di motori HR, a precamera, raffreddati ad acqua, sovralimentati e ad elevato regime di rotazione (4200 rpm).

Sono questi i motori che sul finire degli anni '70 troveranno le prime applicazioni nel settore automobilistico, anche a seguito della prima, grave, crisi petrolifera che coinvolse il mondo dell'auto.

Grazie al diesel i costruttori del settore trovarono una prima soluzione al lievitare dei costi nel settore del trasporto merci e persone.

Al salone dell'auto di Francoforte del 1979 fu presentata la prima vettura equipaggiata con un motore diesel prodotto nello stabilimento di Cento: si trattava di un'Alfetta prodotta dall'Alfa Romeo di Arese.

Già alla metà degli anni '80 il settore dei motori per auto era diventato molto importante per la VM, che grazie ad esso ha potuto superare agevolmente le difficoltà che andava incontrando in quegli anni il comparto dei motori: quelle stesse difficoltà che negli anni successivi portarono a diverse fusioni tra alcuni gruppi del settore, con conseguente riduzione del numero dei marchi presente sul mercato.

Sul finire degli anni '80, la Finmeccanica, la finanziaria pubblica dell'IRI che deteneva il pacchetto azionario dell'azienda, decise di mettere in vendita la VM, ritenendo non più strategica per il gruppo pubblico la produzione dei motori diesel.

A dicembre dell'89 con un'operazione di *Leverage Buy Out* che coinvolse i dirigenti e poté contare sull'intervento finanziario della banca inglese *Midland Montague*, la VM Motori tornò ad essere un'azienda privata, con un unico stabilimento di produzione a Cento, e con la dichiarata volontà di sviluppare ulteriormente quello che era diventato il suo settore produttivo più importante: i motori per auto.

Nel gennaio del 1990, a Milano, l'azienda presentò un nuovo rivoluzionario motore per l'auto, denominato *Turbotronic*, che insieme alla sovralimentazione, aveva introdotto l'impiego dell'elettronica nel controllo del processo di combustione del motore.

Con *Turbotronic* era nato quello che fu definito il motore più pulito del mondo, che sarebbe stato prodotto dalla VM per circa un decennio e che avrebbe consentito di realizzare un parco clienti costituito dai più importanti nomi del mercato (Ford, Chrysler, General Motors oltre a Rover, Alfa Romeo ed altri).

Ormai tre quarti del fatturato dell'azienda veniva prodotto dal settore in espansione un po' in tutti i mercati e particolarmente in quello europeo.

L'azienda era diventata quindi particolarmente appetibile e, infatti, nel mese di gennaio del 1995 la VM fu acquistata dalla Detroit Diesel Corporation, un gruppo americano impegnato nel settore del diesel, che si collocava ai primi posti nel mercato americano.

Anche in questa sua nuova collocazione, l'azienda poté continuare nella sua politica produttiva, instaurando un importante rapporto di fornitura con la Chrysler della quale tuttora motorizza la versione diesel di Voyager e Cherokee, che sono due veicoli guida del settore.

Nel 2000 VM Motori, insieme a Detroit Diesel Corporation, è entrata a far parte del gruppo DaimlerChrysler. Nel 2003 è stato definito il pacchetto azionario della Società che risulta così ripartito: 51% Gruppo Penske, 49% Gruppo DaimlerChrysler.

Con una capacità produttiva di 80.000 motori e con un organico di un migliaio di dipendenti, l'azienda oggi opera in uno stabilimento di 85.000 mq, di cui 50.000 coperti, all'interno del quale sviluppa la propria ricerca in collaborazione con i più importanti istituti internazionali e progetta i propulsori delle nuove generazioni.

Nel Luglio 2007 General Motors acquista il 50% del pacchetto azionario di VM. L'assetto societario è ora composto da GM e Penske Corporation. Con quest'operazione VM entra nell'area d'influenza del Gruppo GM. Questo è l'anno in cui si stabilisce il record storico di 97.000 motori prodotti, grazie all'introduzione di un nuovo 4 cilindri RA428, montato su tutti i veicoli del gruppo Chrysler, quali Jeep Cherokee e Wrangler, Dodge Nitro e Chrysler Voyager. Un altro eccezionale successo di questo periodo è la prima applicazione diesel VM su un SUV (Jeep Cherokee) per il mercato americano. Nel 2011 è stata lanciata una nuova linea di prodotto, costituita da un motore da 3.0L, in configurazione a V, estendendo il campo d'applicazione dei prodotti VM ad una classe di veicoli quali SUV d'alta gamma e lussuose berline come il Grand Cherokee della Jeep e la nuova Lancia Thema.

Un ulteriore aggiornamento del motore RA428 conduce al propulsore A428, EURO 5 dalle alte prestazioni, montato sulle tradizionali Jeep SUV Cherokee e Wrangler, così come sulla nuova Lancia Voyager.

La struttura societaria è inoltre cambiata con la sostituzione di Penske corporation da parte del gruppo Fiat. La nuova proprietà è quindi costituita da una *Joint Venture* paritaria al 50% fra GM ed il gruppo Fiat.

VM quindi accoppia alla sua riconosciuta flessibilità nel campo della progettazione un'altrettanto significativa capacità di adeguare le proprie strutture produttive alle fluttuanti esigenze del mercato.

La ricca gamma dei suoi prodotti e la grande capacità progettuale dei suoi tecnici fanno di VM un partner ideale per la definizione di qualsiasi progetto applicativo nel campo del diesel, dove, peraltro, i suoi prodotti, oltre che per la qualità, sono estremamente competitivi sul piano dei costi.

Ricerca ed innovazione, flessibilità ed adattabilità sono i principi base su cui poggia la filosofia VM. L'alto livello di supporto dato al cliente sin dall'inizio d'ogni progetto e fino alla sua conclusione, ne assicura ogni volta la soddisfazione.

Sofferamoci sul settore automotive: il mercato auto diesel ha attraversato negli ultimi anni un periodo di crescita senza precedenti. In tutta Europa, la penetrazione delle auto Diesel è cresciuta a livelli record poiché molti automobilisti sono passati dai tradizionali motori a benzina a veicoli equipaggiati con una nuova generazione di propulsori Diesel.

Da tempo sono passati i giorni dei vecchi motori Diesel, lenti e di grande cilindrata che equipaggiavano le auto venti anni fa.

Oggi i consumatori richiedono automobili ad alte prestazioni. Ad ogni lancio di un nuovo veicolo, il diesel viene proclamato come la prima scelta. La logica conseguenza è che la penetrazione del diesel ha superato il 50% in Europa.

Negli ultimi 15 anni, VM ha sviluppato una nuova serie di prodotti. Il risultato è una serie di famiglie di motori con 4 valvole per cilindro, con architettura in linea da 3 e 4 cilindri, o con doppia bancata da 6 cilindri a V, dotati di sistema d'iniezione Common Rail ad altissime pressioni che rispettano pienamente le più stringenti normative sulle emissioni, con consumi in linea con i migliori concorrenti sul mercato.

Vediamo il motore V6 ed i motori a 3/4 cilindri in linea:

Motore V6


La raffinatezza, la potenza e le emissioni estremamente ridotte rendono il motore 3.0L 24V il massimo della sua categoria.

Questo motore è particolarmente flessibile nella sua progettazione e produzione e può essere personalizzato per rispondere alle richieste del cliente, per applicazioni sia trasversali che longitudinali.

Le principali caratteristiche tecniche sono: un doppio albero a camme in testa comandato a catena e 4 valvole per cilindro. Ogni valvola è comandata da un bilanciere. Gli iniettori sono posti in asse col cilindro. L'EGR raffreddato è inserito nelle teste. La pompa a vuoto è parte integrale di uno degli alberi a camme, ottenendo una maggiore efficienza. La pompa olio è di tipo ad ingranaggi.

Nella versione da 250 CV per impiego automobilistico, questo motore sovralimentato è leader in termini di potenza, coppia, comfort ed emissioni. Inoltre, l'ingombro ridotto del motore assicura la possibilità d'installazione anche in spazi ristretti. La VM è molto fiera di questo motore (*Fig.2*) e crediamo che esso rappresenti il futuro dei Diesel ad alta potenza. Già da oggi.

> A 630 DOHC



A 630 DOHC
3000 cc - 6 cil. - 24 Valvole

Motore	A 630 DOHC
Cilindrata	2987 cc
Cilindri	6 a V di 60 gradi
Valvole	24
Iniezione	Common Rail
Potenza max	184 kW/4000 rpm
Coppia	550 Nm/2000 rpm
Peso	220 Kg
Emissioni	Euro 5

Fig.2 Motore V6 A 630 DOHC

Motori 3/4 cilindri in linea

VM ha tenuto il passo con l'evoluzione delle richieste del mercato (maggiore potenza specifica, migliori consumi, e ridotte emissioni di scarico) disegnando una serie di motori rivoluzionari dotati delle più avanzate tecnologie d'avanguardia. Questi motori, frutto di oltre 25 anni di presenza nel settore automobilistico e dell'esperienza maturata sui motori 2 valvole/cilindro, hanno collocato VM alla pari dei più prestigiosi produttori di motori diesel. Vediamoli di seguito (*Fig.3*), (*Fig.4*), (*Fig.5*), (*Fig.6*) e (*Fig.7*):

A 428 DOHC

Il motore A 428 DOHC è l'evoluzione del noto motore VM a 4 cilindri 2.8L che, già ben introdotto sul mercato, si presenta per il 2007 con significativi miglioramenti. Esso è stato arricchito infatti delle più avanzate tecnologie, per consentirgli di rispettare le sempre più stringenti normative sulle emissioni da un lato, e le richieste prestazionali del mercato dall'altro.

In particolare il sistema di iniezione Common Rail, con pressione massima di 1600 bar, è stato equipaggiato di iniettori piezo elettrici che permettono un accurato controllo dei parametri di iniezione, consentendo fino a 5 iniezioni consecutive ravvicinate (230 microsecondi). Si ottiene così la massima efficienza di combustione, mantenendo al contempo minime sia la rumorosità che le emissioni nocive.



Motore	A 428 DOHC
Cilindrata	2776
Cilindri	4
Valvole	16
Iniezione	Common Rail
Potenza max	147kW@3800rpm
Coppia	500Nm@2000rpm
Peso	210 Kg
Emissioni	EURO 5

Fig.3 Motore A 428 DOHC

A 315 SOHC
1500 cc - 3 Cil. - 12 Valvole

Questa famiglia di motori, sviluppata a fine anni '90, ottenne un enorme successo nella versione Euro 3, prodotto da Hyundai in Corea su licenza VM. Ulteriori miglioramenti tecnologici introdotti da VM hanno incrementato le prestazioni e ridotto le emissioni nocive fino a livello Euro 5. La nuova licenza concessa a GM Korea ha reso questo motore il più popolare motore diesel mai prodotto in Corea.

L'estrema flessibilità nella applicazione e nei vari livelli di prestazioni consentono la motorizzazione di una amplissima gamma di veicoli, dalle piccole autovetture ai SUV.

Nel suo complesso, sono stati prodotti più di 1 milione di motori di questa serie, ben al di là di ogni aspettativa, grazie alla solidità della struttura del basamento, alla tecnologia semplice ed economica della distribuzione a monoalbero in testa e alle minime vibrazioni, compensate mediante l'impiego di masse controrotanti in coppa. Il sistema a ricircolo dei gas di scarico raffreddati, unito alla valvola a farfalla sull'aspirazione, al sistema di iniezione common rail ad alta pressione e al turbocompressore a geometria variabile hanno consentito il rispetto delle più severe normative anti-inquinamento.



Motore	A 315 SOHC
Cilindrata	1493 cc
Cilindri	3 in linea
Valvole	12
Iniezione	Common rail
Potenza max	77 kW/4000 rpm
Coppia	200 Nm/2000 rpm
Peso	140 kg
Emissioni	EURO 5


Fig.4 Motore A 315 SOHC

A 420 SOHC
2000 cc - 4 Cil. - 16 Valvole

Questi motori, sviluppati a fine anni '90, ottennero un enorme successo nella versione Euro 3, prodotto da Hyundai in Corea su licenza VM. Ulteriori miglioramenti tecnologici introdotti da VM hanno incrementato le prestazioni e ridotto le emissioni nocive fino a livello Euro 5. La nuova licenza concessa a GM Korea ha reso questo motore il più popolare motore diesel mai prodotto in Corea.

L'estrema flessibilità nella applicazione e nei vari livelli di prestazioni consentono la motorizzazione di una amplissima gamma di veicoli, dalle piccole autovetture ai SUV.

Nel suo complesso, sono stati prodotti più di 1 milione di motori di questa serie, ben al di là di ogni aspettativa, grazie alla solidità della struttura del basamento, alla tecnologia semplice ed economica della distribuzione a monoalbero in testa e alle minime vibrazioni, compensate mediante l'impiego di masse controrotanti in coppa. Il sistema a ricircolo dei gas di scarico raffreddati, unito alla valvola a farfalla sull'aspirazione, al sistema di iniezione common rail ad alta pressione e al turbocompressore a geometria variabile hanno consentito il rispetto delle più severe normative anti-inquinamento.



Motore	A 420 SOHC
Cilindrata	1991 cc
Cilindri	4 in linea
Valvole	16
Iniezione	Common rail
Potenza max	110 kW/4000 rpm
Coppia	310 Nm/2000 rpm
Peso	170 kg
Emissioni	EURO 5

Fig.5 Motore A 420 SOHC

R 425 DOHC

2500 cc - 4 Cil. - 16 Valvole

È la prima famiglia di motori VM che ha utilizzato il sistema di iniezione Common Rail. Sviluppato a partire dalla metà degli anni '90, si è dimostrato il più longevo dei prodotti VM mantenendo una sua costante modernità, nel corso degli anni, aggiornato fino alla attuale versione Euro 5. E' stata superata da tempo la soglia delle 300,000 unità prodotte ed è tuttora attuale in virtù delle tecnologie all'avanguardia adottate nello sviluppo iniziale.

L'affidabilità del prodotto, affinata e garantita dai grandi volumi prodotti, costituisce uno dei principali pregi di questa famiglia. La flessibilità di impiego: dal SUV alla grande monovolume, dal veicolo commerciale leggero al vero fuoristrada, ne consentono l'impiego sui più svariati veicoli.

La tecnologia impiegata permette inoltre la produzione di versioni a installazione longitudinale o trasversale, con elevate potenze specifiche e ottimi consumi. Le principali caratteristiche prevedono: 4 valvole per cilindro mosse da doppio albero in testa, turbocompressore a geometria fissa o variabile con intercooler, sistema di iniezione CR a 1600 bar, sistema EGR raffreddato, masse controrotanti in coppa.



Motore	R 425 DOHC
Cilindrata	2499 cc
Cilindri	4 in linea
Valvole	16
Iniezione	Common rail
Potenza max	115 kw/3800 rpm
Coppia	400 Nm/2000 rpm
Peso	220 kg
Emissioni	EURO 5

Fig.6 Motore R 425 DOHC

R 428 DOHC
2800 cc - 4 Cil. - 16 Valvole



È la prima famiglia di motori VM che ha utilizzato il sistema di iniezione Common Rail. Sviluppato a partire dalla metà degli anni '90, si è dimostrato il più longevo dei prodotti VM mantenendo una sua costante modernità, nel corso degli anni, aggiornato fino alla attuale versione Euro 5. E' stata superata da tempo la soglia delle 300,000 unità prodotte ed è tuttora attuale in virtù delle tecnologie all'avanguardia adottate nello sviluppo iniziale.

L'affidabilità del prodotto, affinata e garantita dai grandi volumi prodotti, costituisce uno dei principali pregi di questa famiglia. La flessibilità di impiego: dal SUV alla grande monovolume, dal veicolo commerciale leggero al vero fuoristrada, ne consentono l'impiego sui più svariati veicoli.

La tecnologia impiegata permette inoltre la produzione di versioni a installazione longitudinale o trasversale, con elevate potenze specifiche e ottimi consumi. Le principali caratteristiche prevedono: 4 valvole per cilindro mosse da doppio albero in testa, turbocompressore a geometria fissa o variabile con intercooler, sistema di iniezione CR a 1600 bar, sistema EGR raffreddato, masse controrotanti in coppa.

Motore	R 428 DOHC
Cilindrata	2776 cc
Cilindri	4 in linea
Valvole	16
Iniezione	Common rail
Potenza max	120 kW/3600 rpm
Coppia	420 Nm/2000 rpm
Peso	220 kg
Emissioni	EURO 5

Fig.7 Motore R 428 DOHC

VM Motori cominciò a fornire motori per il settore auto nel 1979, quando il mercato del petrolio mostrò i primi segni di crisi, e doveva essere trovata un'alternativa più economica ai tradizionali motori a benzina. I nostri motori potenti, puliti, turbocompressi ad iniezione indiretta, apparvero ben presto sul mercato europeo. Il primo veicolo ad essere equipaggiato con un motore diesel VM fu l'Alfa Romeo Alfetta.

Record mondiali

- **1982** - Sul circuito di Nardò (Lecce), un'Alfetta TD e una Giulietta TD, equipaggiate con un turbodiesel VM di 2000cc, stabilirono 7 record mondiali di velocità sulle distanze di 5/10/25/50 mila km e 5/10/25 mila miglia;
- **1991** - L'Alfa 164 TD equipaggiata con un 4 cilindri VM 2.5L, è stata giudicata come l'auto più affidabile del mondo dopo un test di 24 ore sul circuito francese di Montlhery. Le concorrenti erano: Citroen XM D12, Lancia Thema Turbo DS, Mercedes 300D Turbo e Peugeot 605 SRDT Turbo;
- **2000** - Il Chrysler Voyager motorizzato dall'ultimo motore VM 2.5L 16 valvole, ha battuto 22 record mondiali di distanza e velocità, compresa la più grande distanza percorsa in 24 ore con un pieno di carburante (1724km).

Collaborazioni VM Motori S.p.A.

Chrysler

VM iniziò i rapporti di collaborazione con *Chrysler* nel 1992, fornendo motori ad iniezione indiretta per il *Voyager*.

Nel 2001, seguendo le indicazioni del mercato, Chrysler decise di passare ai motori VM più moderni, ad iniezione diretta di tipo Common Rail.

Alfa Romeo

La fornitura all'Alfa Romeo cominciò nel 1979 con l'*Alfetta* e si concluse nel 1997 con la 164.

Il rapporto tra VM e Alfa rappresenta una significativa testimonianza dei punti di forza dei nostri prodotti, considerando anche che l'Alfa era stata acquisita dalla Fiat fin dal 1987.

Toyota

Il motore VM fu scelto per motorizzare il *Land Cruiser* costruito in Europa. La fornitura VM per questo veicolo durò dal 1986 al 1992, quando le restrizioni sulle importazioni dal Giappone furono introdotte in Europa.

Ford

Ford scelse di equipaggiare la *Scorpio* con il motore VM grazie alle alte prestazioni in termini di potenza, coppia e basse emissioni allo scarico. La fornitura durò dal 1993 al 1998.

Rover

Diversi veicoli della famiglia Rover furono motorizzati da VM motori, compresa la *Range Rover*, la SD1 e la 825. La fornitura iniziò nel 1982 e si concluse nel 1997.

Opel

Il motore VM fu scelto per le sue prestazioni e basse emissioni: per soddisfare la normativa EURO 2 non era necessario montare il catalizzatore. La fornitura durò dal 1996 al 1998.

Altri

VM ha anche fornito motori per un buon numero di progetti di volumi limitati, ma non necessariamente di breve durata.

Una delle collaborazioni più lunghe è stata con *Bucher-Guyer* per il veicolo *Duro*.

Attualmente VM collabora anche con Maserati per la produzione di motori Diesel ad alta potenza.

Settore Industriale/Agricolo

Per il settore industriale invece grazie al successo ottenuto nel settore automobilistico la VM Motori dispone delle più avanzate tecnologie, dei sistemi d'iniezione, dei turbocompressori e dei materiali e produce oggi modernissimi motori ad iniezione diretta ed indiretta.

I miglioramenti conseguiti hanno portato una ricaduta, in termini di evoluzione, sul motore industriale; risultati consistenti nelle prestazioni, abbattimento dei livelli di emissioni nocive e, soprattutto, una grande affidabilità e durata anche nelle condizioni più gravose ed ad ogni latitudine.

Una delle principali caratteristiche del motore industriale è l'elevata coppia a basso numero di giri ed il contemporaneo elevato incremento di coppia fra i giri di potenza massima ed i giri di coppia massima.

Fin dalla sua fondazione, nel 1947, la VM produce motori agricoli; ciò ha consentito di acquisire un'enorme esperienza nel settore che le permette oggi di produrre motori all'avanguardia sia in termini di prestazioni che di emissioni.

Anche in questo settore i motori sono tenuti a rispettare i limiti sempre più rigorosi posti a difesa dell'ambiente con soluzioni tecniche sempre più sofisticate.

Dalla sua produzione di motori industriali VM ha derivato una serie di motori appositamente progettati e particolarmente adatti per gli impieghi stazionari, come ad esempio motopompe e pompe antincendio, che vengono impiegati da molti anni in condizioni ambientali e di lavoro particolarmente avverse.

Settore Marino

Vediamo ora per concludere i motori Marini VM: il meglio da una delle poche aziende nel mondo che progetta e costruisce esclusivamente motori Diesel.

Il risultato di una originale tecnologia progettuale e produttiva in continua evoluzione verso nuovi traguardi di prestazione, senza nulla togliere al vasto gruppo dei fondamentali vantaggi che la gente di mare, più di ogni altra utenza, sa apprezzare.

Grazie alla loro robustezza e versatilità con contenuti costi d'esercizio ed ingombri ridotti, questi diesel risultano adatti agli impieghi, anche i più gravosi, della nautica professionale, come dimostra l'adozione da parte di numerosi enti militari e civili per imbarcazioni di particolare impegno e utilizzo intensivo.

Dislocazione VM Motori S.p.A.

Come si è constatato l'azienda dispone di diverse aree produttive tutte dislocate in prossimità della città di Cento (FE) (Fig.12): una direzione, uffici per il servizio acquisti, vendite e post-vendite, produzione, area assemblaggio, officine specializzate e soprattutto di un servizio tecnico opportunamente strutturato: uffici tecnici, R&D (*Research and Development*) e CRM (Centro Ricerca Motori) area di ricerca avanzata della divisione Ricerca e Sviluppo (R&D).

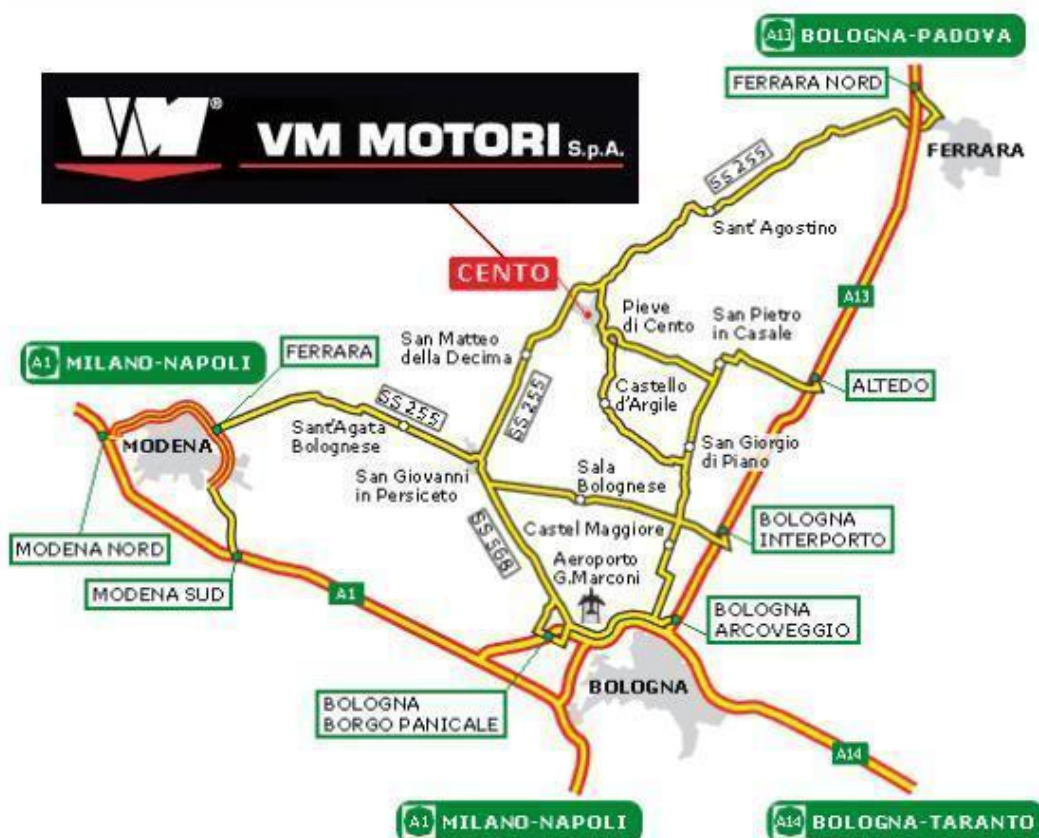


Fig.12 Dislocazione aree produttive VM (ubicazione)

Nell'immagine sottostante (Fig.13) possiamo vedere l'ingresso portineria di una delle più grosse aziende produttrici di motori endotermici a Diesel per il settore automotive.



Fig.13 Sede in via Ferrarese

La VM è un'azienda dotata di grande versatilità e pertanto l'ideale per poter sfruttare al massimo l'esperienza di tirocinio come occasione per affiancare numerose attività di sviluppo motore al banco prova e nel contempo conoscere la realtà aziendale.

In particolare l'attività di ricerca su cui si concentra quest'elaborato di tesi riguarda la caratterizzazione di un innovativo circuito *Low Pressure EGR* per un motore Diesel ad alte prestazioni attualmente in fase di sviluppo. Quest'attività ha lo scopo di evidenziare la miglior soluzione per le emissioni inquinanti su un nuovo motore diesel ad alte prestazioni con frazionamento ridotto senza andare a penalizzare potenza motore, coppia e consumi.

Trattandosi di un componente di fondamentale importanza per un motore turbodiesel, è necessario valutare l'impatto delle possibili soluzioni, non solo dal punto di vista delle performance, ma anche considerando il cruciale aspetto del contenimento delle emissioni inquinanti.

Per questo motivo, come sarà descritto in modo dettagliato successivamente, il protocollo di prova VM per la caratterizzazione del circuito prevede una serie di test, svolti a banco prova, finalizzati alla valutazione dell'impatto delle configurazioni *Hardware* su tutti gli indicatori di interesse per lo sviluppo di un motore.

Introduzione IL MOTORE DIESEL

L'attività svolta in questo lavoro di tesi riguarda una parte di sviluppo del motore *L424* progettato e sviluppato da VM Motori. Questo propulsore, di cui si descriveranno le principali caratteristiche nel prossimo capitolo, è un turbodiesel di 2400 cc, destinato ad equipaggiare il veicolo Jeep Wrangler nel 2013. Si rende opportuno riportare un breve approfondimento sulle principali caratteristiche di un motore diesel sovralimentato, al fine di comprendere con maggior chiarezza l'esposizione delle attività trattate nei capitoli successivi, che riportano le fasi dell'attività sperimentale effettuata.

Nascita ed evoluzione del motore Diesel

Il motore diesel è un motore a combustione interna. Il primo progetto di questo tipo di motore fu presentato dall'ingegnere Rudolf Diesel nel 1892, da cui ha preso il nome.

Da quella intuizione si sono sviluppati, grazie alle continue innovazioni tecniche e alla necessità di soddisfare a limiti sempre più stringenti sugli inquinanti, i moderni motori diesel raggiungendo in questi ultimi anni un livello di sofisticazione prima impensabile.

Agli inizi il motore diesel rimase vincolato all'utilizzo negli impianti fissi a causa del peso rilevante ed un sistema di iniezione poco evoluto che consentiva unicamente la portata costante di combustibile.

Viste le caratteristiche si constatò, però, che era ideale per l'impiego sulle navi dato che, oltre a sottrarre meno spazio rispetto al motore a vapore, non richiedeva una caldaia e, cosa molto importante, lo spazio necessario per lo stivaggio del carbone.

Compresi tali vantaggi, la Fiat iniziò, nel 1908, la produzione di un Diesel da impiegare proprio sulle navi e, in particolare, su quelle da guerra.

Con lo scoppio della prima guerra mondiale, la richiesta di motori diesel da destinare alle navi diede un grande impulso alla ricerca e allo sviluppo degli stessi motori.

Già dai primi anni del '900 il motore diesel iniziò ad equipaggiare pure gli autoveicoli, in particolare gli autocarri leggeri e, poco dopo, quelli pesanti. Per quanto riguarda l'impiego a bordo delle automobili invece si tratta di storia recente, è infatti solo dall'inizio degli anni '80 che ha iniziato a diffondersi in maniera sensibile su questo genere di veicoli. Inizialmente si trattava di motori progettati essenzialmente per garantire affidabilità ed economia di esercizio, tralasciando le prestazioni, veramente modeste.

Successivamente, negli anni '90, l'esenzione dal pagamento del superbollo per le auto eco-Diesel (tutte le vetture prodotte dal 1991) convinse le case a investire nella progettazione di nuovi, più performanti, motori, concentrando i propri sforzi soprattutto nel campo dell'iniezione e della sovralimentazione. Il primo risultato di tante ricerche fu

l'impianto di iniezione Common Rail, progettato dalla casa italiana Fiat e industrializzato dalla Bosch.

Tuttavia lo sviluppo, come anticipato prima, non ha riguardato solo gli impianti di iniezione ma anche la sovralimentazione, che ora può contare su turbocompressori a geometria variabile. Grazie a un particolare sistema elettromeccanico consentono di sviluppare una pressione di sovralimentazione maggiore ai bassi regimi rendendo l'erogazione del motore più fluida e pronta.

In *Fig.1* possiamo vedere un esempio di architettura a V di un motore Diesel a 6 cilindri:



Fig.1 Esempio di motore Diesel a 6 cilindri con architettura a “V”

Funzionamento del motore

Nel caso dei motori diesel l'accensione della miscela aria carburante avviene per compressione, in seguito al raggiungimento di particolari condizioni di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione. L'accensione della miscela avviene quindi spontaneamente e non è provocata da una scintilla o altro agente esterno come per i motori alimentati a benzina.

In linea di massima, i motori diesel per autotrazione sono a 4 tempi, per quanto esistano diverse applicazioni in cui viene utilizzato il 2 tempi soprattutto nell'ambito dei motori marini. Per quanto riguarda i motori diesel a 4 tempi l'intero ciclo motore è caratterizzato da 4 fasi:

1. **Fase di aspirazione:** il movimento del pistone dal punto morto superiore al punto morto inferiore determina una depressione all'interno del cilindro che richiama aria dall'esterno. I motori tradizionali sono detti "aspirati" in quanto l'aria viene aspirata a pressione ambiente, tramite un'apposita valvola d'immissione. Attualmente, per motivi legati ad aspetti prestazionali, la quasi totalità dei motori diesel per autotrazione sono di tipo 'sovralimentato', cioè l'aria aspirata dal cilindro viene compressa ad una pressione maggiore di quella ambiente prima di entrare nel cilindro.
2. **Fase di compressione:** l'aria intrappolata all'interno del cilindro viene compressa dal movimento del pistone verso il punto morto superiore raggiungendo elevati valori di pressione e temperatura. L'iniezione del combustibile avviene con un certo angolo di anticipo rispetto al punto morto superiore.
3. **Fase di combustione e espansione:** il raggiungimento delle condizioni critiche di pressione e temperatura determina l'autoaccensione della miscela. Durante questa fase si ha un repentino incremento di temperatura e pressione nel cilindro, che si traduce con lavoro utile raccolto sul pistone mediante l'espansione.

4. **Fase di scarico:** dopo l'espansione, i gas combusti presenti all'interno del cilindro vengono espulsi attraverso la risalita del pistone. In questa fase è importante l'istante di apertura delle valvole di scarico; infatti aprendo con un certo anticipo le valvole si ha una fase di scarico spontanea, in regime sonico, che permette di ridurre il lavoro del pistone per la fase di scarico forzata.

Alla fine della corsa, o poco dopo, si richiude la valvola di scarico; nel frattempo si è riaperta quella di aspirazione e un nuovo ciclo incomincia per continuare a ripetersi regolarmente.

In Fig.2 possiamo vedere le fasi di un motore a 4 tempi:

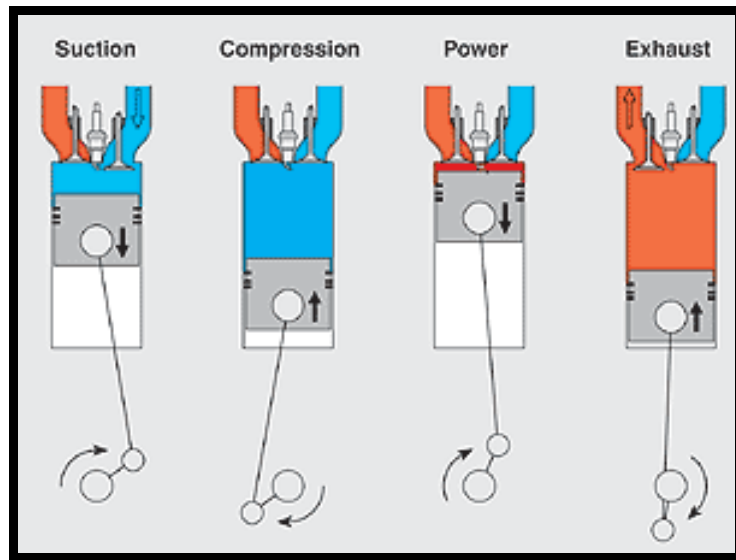


Fig.2 Motore a 4 tempi

La combustione

Il motore a ciclo Diesel è caratterizzato da un rapporto volumetrico di compressione piuttosto elevato (16–20), questo provoca un aumento di temperatura pari a 500–600°C della carica d'aria, immessa nel cilindro durante la fase di aspirazione. Unitamente a questo si aggiunge l'effetto del turbo, che porta un ulteriore contributo positivo sia alla temperatura che alla pressione.

Considerati i valori dei parametri motoristici appena indicati e riferendoci all'andamento della pressione riportato in *Fig.3*, si analizza il processo di combustione.

Quando lo spillo dell'iniettore si alza, il combustibile viene polverizzato in camera di combustione ad elevata pressione e temperatura.

La successiva diffusione e vaporizzazione delle goccioline genera una miscela di aria e combustibile piuttosto eterogenea.

Poiché la temperatura e la pressione in camera sono superiori a quelle di autoaccensione del combustibile, dove il rapporto di miscela è prossimo a quello stechiometrico si generano dei punti di accensione spontanea.

Le reazioni di pre-ossidazione, che localmente si attivano, investono rapidamente tutte le molecole circostanti incrementando la velocità della loro combustione. Il processo dell'intera fase di combustione si evolve così nel tempo interessando tutta la quantità di combustibile iniettata sempre secondo le stesse fasi: polverizzazione, vaporizzazione, diffusione e combustione. La temperatura in camera sale oltre 2000°C e la pressione fino a 150-200 bar.

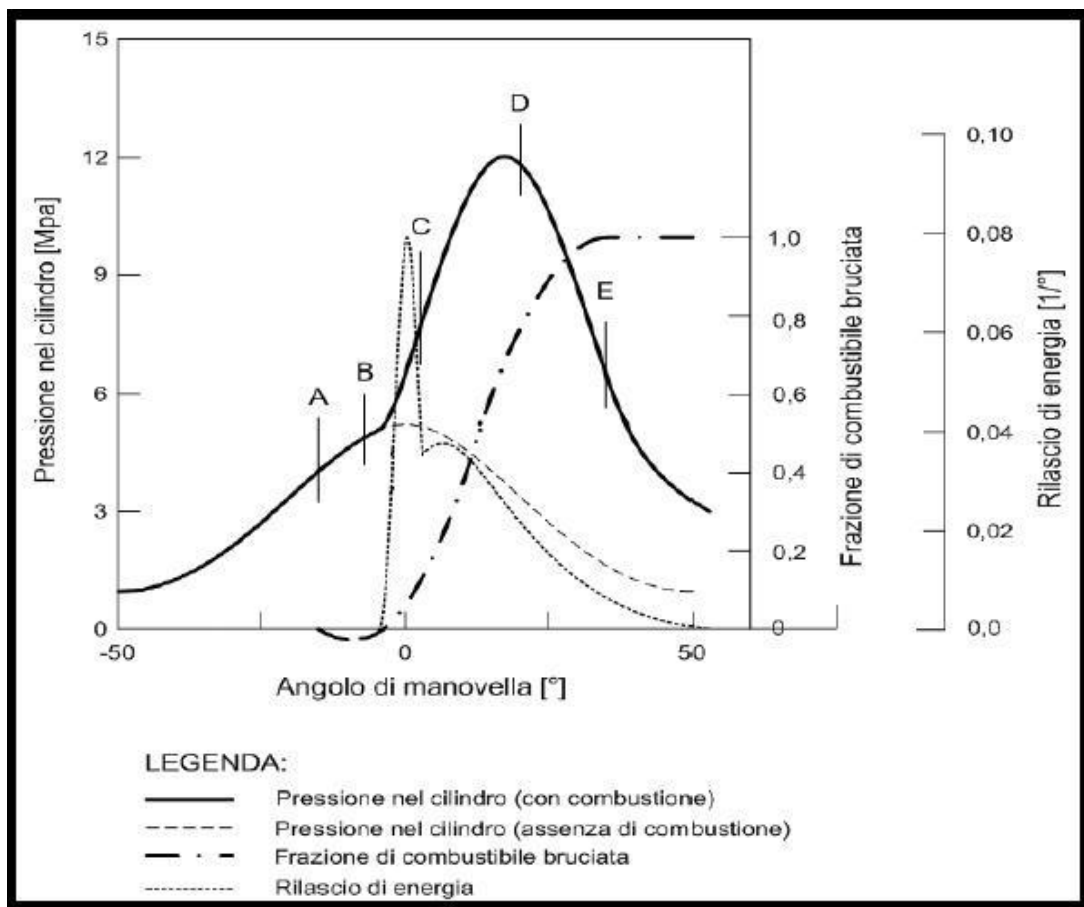


Fig.3 Curve di pressione, frazione in massa di combustibile bruciato e curva di rilascio del calore di un motore Diesel

Nel processo di combustione del motore Diesel si distinguono quattro stadi:

- **Ritardo (AB):** inizia quando il combustibile viene iniettato in camera e termina quando si innesca la combustione;
- **Combustione rapida (BC):** rapida propagazione della combustione a tutta la carica pre-miscelata formatasi durante il ritardo con conseguente aumento della temperatura e della pressione;
- **Combustione controllata (CD):** combustione regolata dai processi di diffusione, del nucleo centrale del getto e del combustibile successivamente iniettato; la quantità di energia liberata può essere graduata attraverso il controllo dell'iniezione e la sua suddivisione in più parti;

- **Completamento della combustione (DE)**: l'iniezione è terminata e si completano le ossidazioni delle molecole di combustibile precedentemente iniettato in camera.

Il ritardo d'accensione è la fase che inizia all'apertura dell'iniettore, determinata in corrispondenza dell'alzata della spina di quest'ultimo, e finisce all'avvio della combustione, individuato con l'incremento dell'1% della pressione rispetto a quella che si avrebbe con semplice compressione. E' in questa fase che si ha la formazione della carica premiscelata; tanto più è grande la quantità di carica prodotta, tanto maggiore è il rendimento termico e la velocità con cui aumenta la pressione e la temperatura in camera. La conseguenza della crescita repentina di questi parametri fisici è l'incremento della rumorosità del motore, delle vibrazioni e delle sollecitazioni termo-meccaniche sui suoi organi.

Nello specifico, la fase del ritardo d'accensione può essere ulteriormente divisa in due intervalli:

- **Fisico**: contenente la riduzione del getto in goccioline, il riscaldamento e l'evaporazione delle stesse ed, infine, la diffusione dei vapori all'interno dell'aria, con la formazione della miscela aria-combustibile;
- **Chimico**: comprendente la decomposizione delle molecole più grandi dell'idrocarburo, l'attacco della loro struttura da parte dell'ossigeno e la formazione di composti intermedi e l'avvio delle reazioni di autoaccensione.

L'intervallo fisico è influenzato dalle caratteristiche di iniezione, dai moti dell'aria e dalle condizioni fisiche della camera di combustione.

Quello chimico, invece, dipende dalle dimensioni della molecola di combustibile, dalla sua struttura e dal numero di cetano. Si ritiene che, nella scala dei tempi, l'intervallo fisico avvenga prima di quello chimico, anche se in realtà non esiste una vera e propria distinzione fra i due.

Facendo riferimento in particolare all'iniezione diretta, si analizzano le due fasi della combustione successive al ritardo d'accensione.

La Fig.4 mostra la distorsione subita dal getto di iniezione causato dal moto turbolento dell'aria in camera di combustione, generato in modo preponderante dal fenomeno di *Swirl* (moto rotatorio organizzato della carica su un piano circonferenziale).

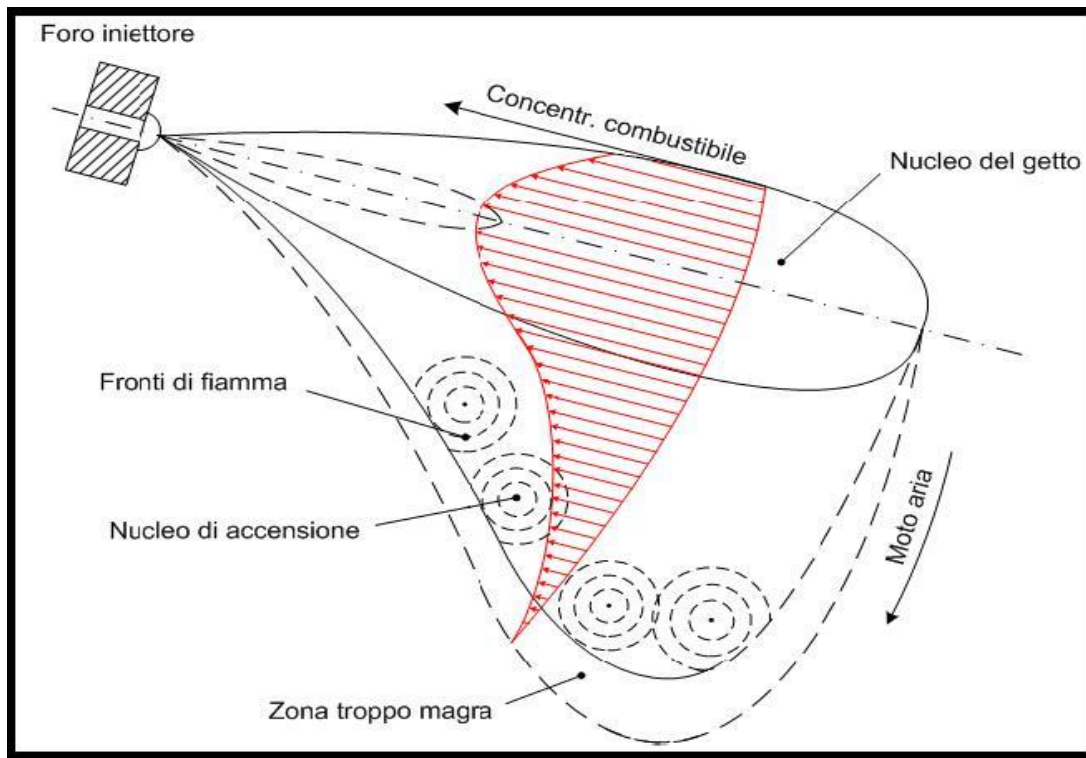


Fig.4 Getto d'iniezione in camera di combustione

All'interno dello spray è possibile distinguere un nucleo centrale, dove la concentrazione di combustibile è maggiore, e una regione periferica, in cui le goccioline di dimensioni più piccole sono trascinate dall'aria, riscaldate e vaporizzate.

In questa zona di pre-miscelazione (zona 1 – Fig.5) si creano localmente dei punti in cui il rapporto di miscela è quello stechiometrico. Qui, se la temperatura e la pressione sono maggiori di quelle di autoaccensione, si ha l'innescò delle reazioni di combustione. I piccoli fronti di fiamma che si originano investono la miscela circostante che, essendo mediamente magra, non genera prodotti di parziale ossidazione.

Si possono trovare, invece, ossidi di azoto (NO_x), a causa della natura esotermica delle reazioni di ossidazione e, quindi delle elevate temperature raggiunte localmente.

Nella parte ancora più esterna del getto, l'eccessiva magrezza della miscela impedisce l'avanzamento del fronte di fiamma. Le molecole di combustibile non partecipano alle reazioni di combustione, ma sono coinvolte in una semplice decomposizione e parziale ossidazione, causa della presenza di idrocarburi incombusti (HC).

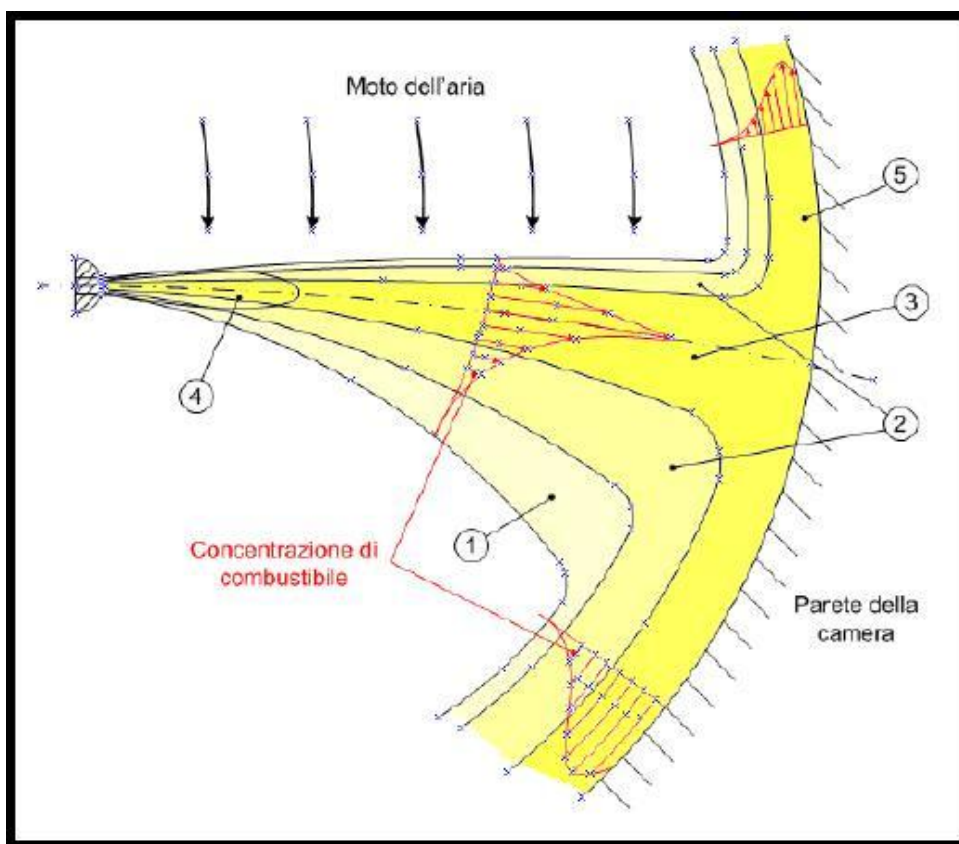


Fig.5 Diffusione getto in camera di combustione

Man mano che il fronte di fiamma avanza dall'esterno verso il nucleo centrale del getto, la fiamma incontra goccioline di combustibile di dimensioni sempre maggiori. Se quest'ultime sono già allo stato gassoso (zona 2 e confine con zona 3 – Fig.5), si avvia una combustione di tipo pre-miscelato, secondo quanto detto per la zona 1.

Se, invece, le goccioline sono ancora allo stato liquido (zona 3 – Fig.5), si parla di combustione diffusiva poiché, in un primo momento esse ricevono calore dal fronte di fiamma, sufficiente a provocarne l'evaporazione; i vapori formati si mescolano con la carica circostante e solo dopo aver raggiunto una miscelazione sufficiente, si innescano le reazioni di ossidazione anche in questa zona.

Tra i prodotti della combustione, in questa regione del getto si trovano NO_x, viste le elevate temperature che si instaurano, e monossido di carbonio (CO) o idrocarburi incombusti (HC).

L'ultima quantità di combustibile (zona 4 – Fig.5) è iniettata in camera con una pressione inferiore, dato che l'iniettore sta per chiudersi. Si formano, così, gocciole liquide piuttosto grandi che, circondate istantaneamente dai gas caldi, evaporano e si decompongono prima di penetrare adeguatamente in camera. La combustione, in questa regione, produce soprattutto CO, particolato (PM) e HC per l'insufficiente quantità di comburente.

La prima parte del carburante iniettato (zona 5 – Fig.5), invece, raggiunge la camera di combustione e la testa del pistone formando un film liquido che evapora successivamente. Il ritardo è dovuto alla temperatura più bassa della parete rispetto alla parte centrale del getto e all'equilibrio termico che si crea tra la parete stessa e il film. Se il motore è alimentato con aria sufficientemente turbolenta capace di garantire un sufficiente apporto di ossigeno e un'apprezzabile miscelazione, si ha la combustione di questi vapori nell'ultima fase. Altrimenti, la semplice decomposizione e la parziale ossidazione producono idrocarburi incombusti, particolato e altri prodotti come perossidi e aldeidi.

La successiva discesa del pistone al punto morto inferiore (espansione) genera un rimescolamento turbolento dei rimanenti vapori di combustibile e prodotti di parziale ossidazione con l'ossigeno ancora libero. Questo fenomeno favorisce il completamento delle reazioni di ossidazione ma non costituisce la garanzia per non avere tali prodotti allo scarico.

Sistema d'iniezione Common Rail

I combustibili usati nei motori Diesel hanno una bassa volatilità. E' necessario quindi che vengano iniettati in camera di combustione sotto forma di fine spray. Il mescolamento con l'aria calda in ingresso all'aspirazione e l'interazione con la camera di combustione ricavata in parte sul pistone, ne permettono l'evaporazione; successivamente i vapori si diffondono ed entrano in contatto con l'ossigeno, formando una miscela Aria-Combustibile che verrà successivamente coinvolta nelle reazioni di ossidazione.

La dinamica con cui si svolgono tutti i processi sopra descritti, è strettamente dipendente dalle modalità con cui avviene l'iniezione e dalle sue caratteristiche.

Il sistema di alimentazione grazie al quale oggi è possibile implementare l'iniezione elettronica sui motori Diesel è il Common Rail (Fig.6).

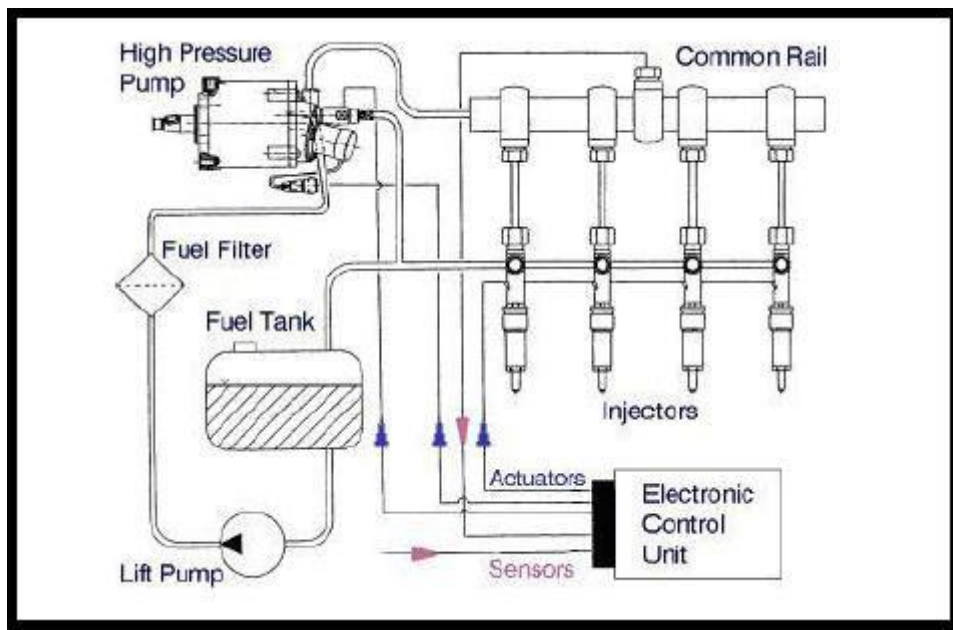


Fig.6 Schema di un dispositivo di iniezione Common Rail

E' un sistema d'iniezione che si basa sull'utilizzo di un accumulatore di pressione comune a tutti gli iniettori che permette di utilizzare pressioni d'iniezione molto elevate su tutto il campo di funzionamento del motore.

Come mostrato in Fig.7, il circuito è caratterizzato da una pompa di bassa pressione (1) che alimenta, alla pressione di 5 bar, la pompa di alta pressione (5), la quale altrimenti non sarebbe in grado di aspirare combustibile dal serbatoio.

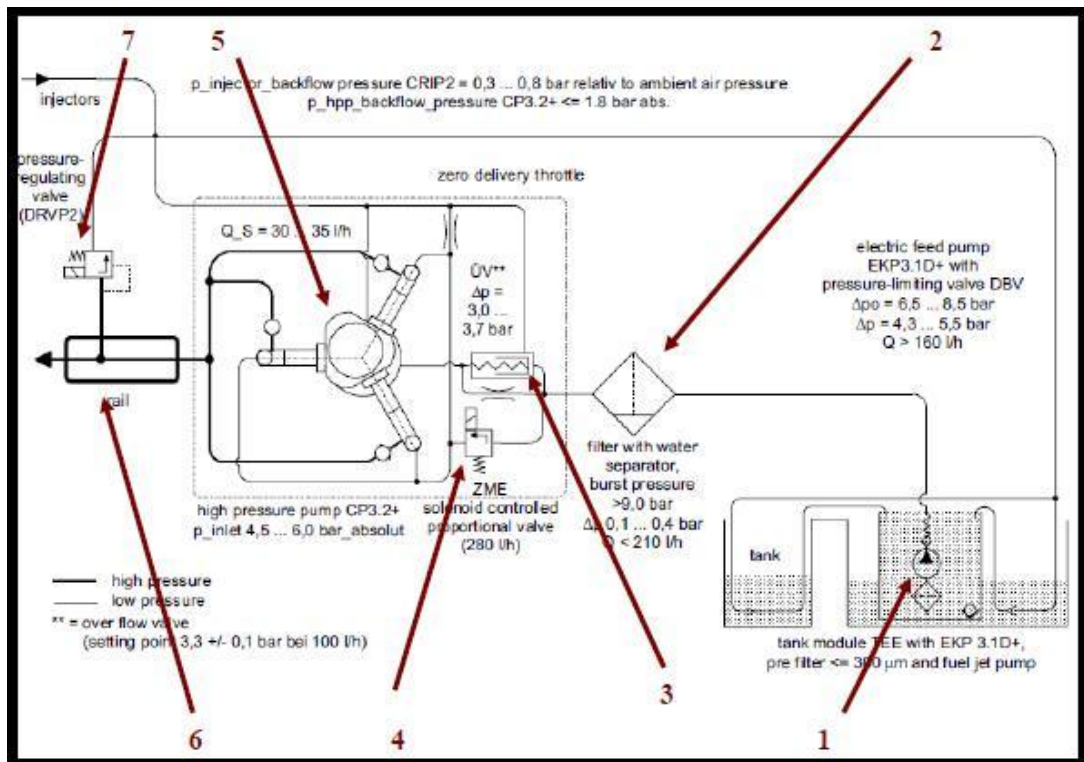


Fig.7 Schema del circuito gasolio per un motore con sistema di iniezione Common Rail

Attraverso una valvola (MPROP) regolatrice di portata (4), il gasolio giunge alla pompa di alta pressione; quest'ultima incrementa la pressione fino a 150-200 MPa grazie al trascinamento diretto da parte del motore tramite una cinghia. La mandata della pompa giunge poi al Rail cui sono collegati gli elettro-iniettori.

L'unità di controllo definisce l'avvio dell'iniezione (fasatura) e la quantità da iniettare, attraverso degli impulsi di tensione inviati agli iniettori; il tempo di apertura dello spillo dipenderà quindi dalla durata di questi impulsi (*Energizing Time*).

Un sensore di pressione posto sul Rail, regola l'apertura di una valvola (7) in grado di rinviare al serbatoio il combustibile in eccesso in caso di avviamento a freddo, fase in cui l'MPROP potrebbe trovarsi a lavorare in condizioni critiche a causa della bassa temperatura del gasolio e quindi della sua elevata densità.

Tra i parametri indispensabili all'unità di controllo si riportano:

- Segnale del sensore di giri sull'albero motore, per mantenere la sincronia tra motore e centralina;
- Segnale del sensore di fase sull'albero a camme, per render nota alla centralina l'esatta posizione del motore all'avviamento;
- Il potenziometro del pedale acceleratore, per conoscere le richieste di coppia del conducente;
- Segnale del sensore di pressione carburante nel Rail, per consentire alla centralina di regolare la pressione del gasolio;
- I sensori di temperatura acqua motore, olio motore, aria e gasolio per le varie correzioni necessarie;
- Le condizioni ambientali;
- La portata d'aria aspirata.

I benefici di tale sistema sono molteplici; primo fra tutti la possibilità di servire un gran numero di iniettori e pertanto un gran numero di cilindri; di raggiungere alte pressioni del carburante senza sfruttare gli alti regimi del motore; di polverizzare la miscela, consentendo di sfruttarla senza dispersioni e utilizzandone una quantità sempre più modesta, col risultato, ovvio, di minori consumi a parità di livello di emissioni inquinanti.

Un altro vantaggio è dato dal disegno che dovrà assumere il motore in base alle esigenze di spazio all'interno del cofano, piuttosto che al contrario, in quanto il sistema Common Rail servendo diversi iniettori può allocarsi in qualsiasi parte del vano disponibile, potendo contare sulla pressione d'iniezione come indice di efficienza.

E' inoltre utile sapere che il sistema Common Rail teme molto l'acqua eventualmente presente nel gasolio, tanto che questi motori sono dotati di filtri più potenti disposti in sequenza in modo da evitare che raggiunga la pompa di alta pressione, che comporterebbe l'irreparabile danneggiamento del sistema stesso.

Ruolo non meno importante giocano gli elettro-iniettori, che rappresentano un'innovativa soluzione tecnica.

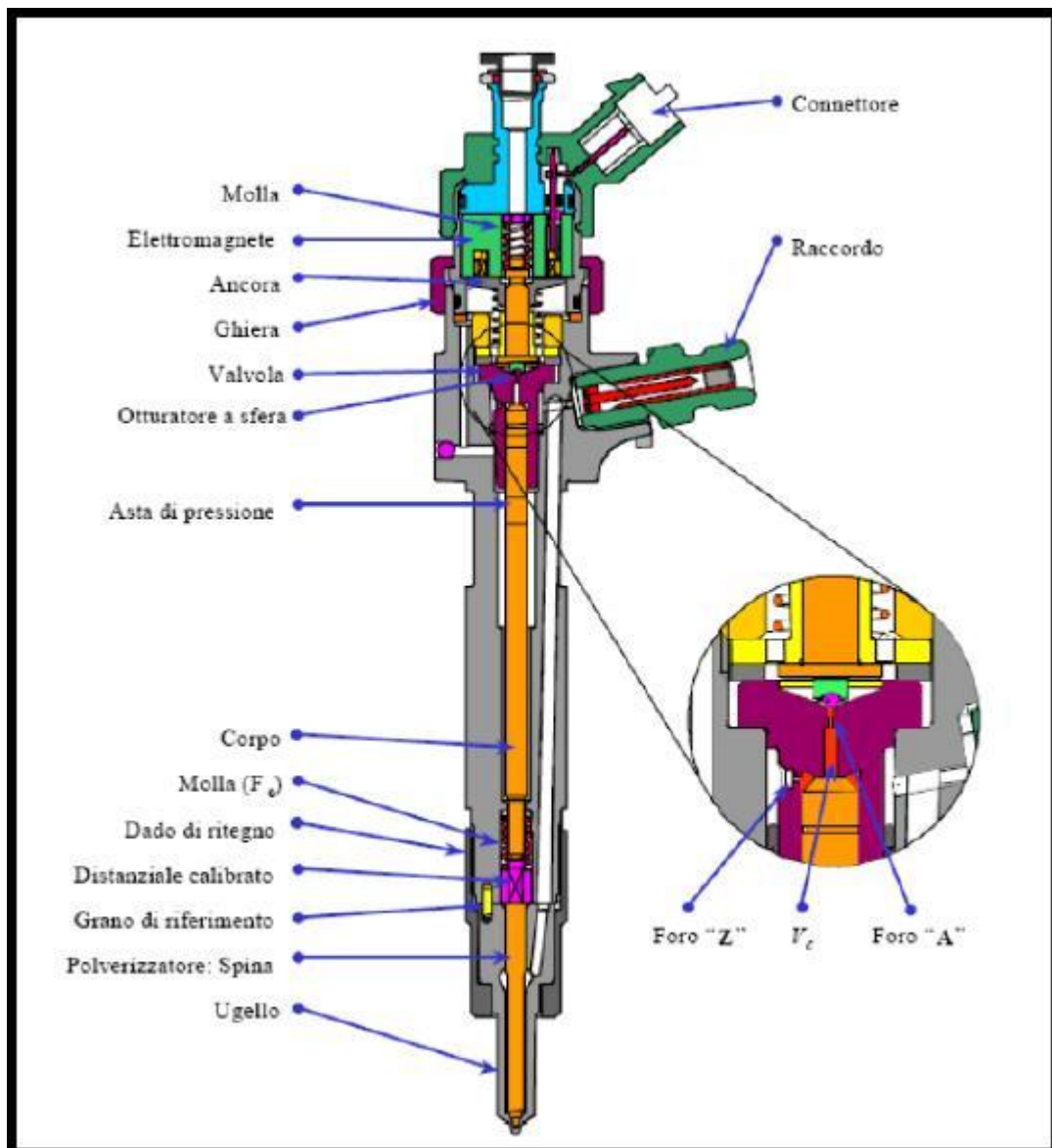


Fig.8 Iniettore MI Diesel per motori con sistema di iniezione Common Rail

In particolare, in *Fig.8*, si riporta lo schema di un elettro-iniettore MI a comando elettromagnetico. E' composto di due parti principali:

- Elettrovalvola di comando composta di bobina e valvola pilota;
- Attuatore/Polverizzatore composto di asta di pressione, spina e ugello la cui estremità presenta i fori d'uscita del combustibile.

L'elettro-magnete, eccitato attraverso un impulso elettrico inviato dalla centralina, richiama un'ancora magnetica solidale con una piccola asta (ago-pilota) che si alza vincendo la forza di pre-carico esercitata dalla molla che la sovrasta.

Sollevandosi, l'ago-pilota consente all'otturatore a sfera di scoprire la luce del foro A permettendo il deflusso del combustibile verso il serbatoio dal volume di controllo V_c compreso fra asta di comando e valvola. Quando nel volume di controllo la pressione scende dal valore del Rail al valore del serbatoio, crolla anche la forza che agisce sulla superficie superiore dell'asta di pressione cui è connesso lo spillo.

Sull'asta di comando stessa, a questo punto agisce, dal basso verso l'alto, solo la forza esercitata dal combustibile ad alta pressione nel volume che circonda la parte più vicina all'ugello della spina e la forza di pre-carico della molla. Poiché la molla deve solamente garantire la tenuta dello spillo in assenza di pressione nel circuito di alimentazione del combustibile, la forza esercitata dalla molla risulta inferiore a quella dovuta alla pressione del combustibile. Di conseguenza, in virtù dei carichi applicati, l'asta di comando si alza determinando l'apertura del foro dell'iniettore e quindi l'iniezione del combustibile.

L'iniezione termina quando cessa l'impulso elettrico e, quindi, l'eccitazione dell'elettromagnete: l'ago pilota, sotto l'azione della molla che spinge l'otturatore sferico a battuta, chiude il foro A.

Nel V_c la pressione torna a salire a valori analoghi a quelli del Rail.

Sovralimentazione

Per aumentare il coefficiente di riempimento si deve necessariamente aumentare la quantità di aria introdotta nel collettore di aspirazione e ciò lo si può ottenere mediante una sovralimentazione.

Quindi si definisce sovralimentazione l'operazione mediante la quale si precomprime l'intera (od una parte della) carica fresca al di fuori del cilindro di lavoro, con lo scopo di aumentare la massa di aria che un motore riesce ad aspirare ogni ciclo.

Un motore a quattro tempi, come noto, rinnova la propria carica attraverso la corsa del pistone di espulsione dei gas combusti e la sua successiva ridiscesa, per richiamare nel cilindro il fluido presente nel condotto di aspirazione. Esso si dice quindi sovralimentato quando si fa aumentare la densità della carica fresca nel collettore di aspirazione ad un valore più elevato di quello che corrisponde alle condizioni dell'ambiente circostante, mediante un compressore.

Il principale scopo che ci si propone con la sovralimentazione è quello di introdurre nel cilindro una massa di aria o carica fresca superiore a quella corrispondente all'aspirazione naturale, per ottenere una maggior potenza a parità di cilindrata.

In generale la sovralimentazione comporta i seguenti vantaggi:

- a) Riduce l'ingombro, il peso e quindi anche il costo per unità di potenza sviluppata al motore;
- b) Può migliorare il rendimento, ossia diminuire i consumi specifici (specialmente per il Diesel e quando si sfrutta l'energia dei gas di scarico per comprimere aria fresca);
- c) Migliora il processo di combustione nel Diesel, riducendo il ritardo all'accensione e permettendo di bruciare combustibili più scadenti di quelli utilizzati nei motori ad aspirazione naturale;
- d) Rende il motore meno rumoroso, perché l'aumento di pressione fa diminuire il ritardo di accensione, mentre la turbina posta sullo scarico regolarizza le onde di pressione nei collettori;

- e) Grazie alle maggiori pressioni e temperature che si raggiungono in camera contribuisce a rendere parte degli scambi meno inquinanti, perché permette di recuperare le inevitabili perdite di potenza che comunemente si accompagnano ai provvedimenti che riducono le emissioni (adozione di marmitte catalitiche, ecc...);
- f) Si ha una modesta diminuzione di potenza al diminuire della densità dell'aria ambiente, dovuta ad un aumento di quota o ad un cambiamento di condizioni atmosferiche (se si utilizza un turbocompressore, si ha un aumento del rapporto fra le pressioni a cavallo del compressore, dovuto all'aumento del salto adiabatico in turbina, che si trova scaricare in un ambiente a pressione più bassa).

Di contro la sovralimentazione presenta anche punti deboli:

- a) Aumento dei carichi meccanici e termici sui principali organi del motore;
- b) Pericolo di detonazione nei motori a combustione comandata (quindi non nei motori Diesel);
- c) Tempi più lunghi di risposta nei transitori (specialmente quando si utilizza un turbocompressore).

Generalmente la sovralimentazione può essere ottenuta con due diversi sistemi: con il turbocompressore (spesso indicato solo con *turbo*) o con il compressore volumetrico, o più raramente con entrambi i metodi. Altri sistemi usati possono essere il compressore centrifugo ed il *Comprex* (è dispositivo ad *onda di pressione*, tipo di sovralimentazione differente rispetto al turbocompressore o al compressore volumetrico).

Lo scopo della sovralimentazione è quello di aumentare la massa volumica della carica fresca, con cui viene alimentato il motore, attraverso un incremento di pressione.

Quando non è richiesto un aumento di potenza particolarmente elevato, la pressione di sovralimentazione è contenuta entro il valore di 1 bar.

Con l'aumento di temperatura, causato dalla compressione, si riduce la densità dell'aria e aumentano le sollecitazioni termiche degli elementi del motore interessati alla combustione.

Quando si raggiungono valori superiori a 1.5-2 bar, occorre raffreddare l'aria all'uscita dal compressore per mezzo di uno scambiatore di calore (intercooler), installato a valle del compressore.

La sovralimentazione si adatta meglio ai motori Diesel che ai motori a ciclo Otto nei quali trova un limite nella detonazione. Infatti nei motori Diesel l'aumento della pressione tende a ridurre il ritardo di accensione e quindi a rendere la combustione meno violenta. E' pertanto possibile con la sovralimentazione introdurre una quantità supplementare di aria e di combustibile per aumentare la potenza fino al limite dell'emissione di fumo.

La maggior parte dei motori Diesel è oggi sovralimentata grazie alla disponibilità di turbocompressori a gas di scarico efficienti e affidabili, forniti da ditte specializzate.

Compressore volumetrico

Il compressore volumetrico viene azionato dall'albero motore tramite una cinghia, e forza l'immissione del quantitativo d'aria predeterminato all'interno del collettore d'aspirazione.

Essendo collegato direttamente all'albero motore, questo compressore, segue tutte le variazioni subite dal motore; quando ad esempio il motore aumenta il numero di giri in fase di accelerazione, la girante del compressore ruota più velocemente e quindi si riesce a fornire più aria al motore. Quindi questo sistema permette una sovralimentazione più pronta fin da subito, dato che non necessita dei gas di scarico, ma assorbe potenza dal motore, però garantisce una buona elasticità del propulsore a tutte le andature. Quindi il fondamentale pregio di questo sistema di sovralimentazione è di entrare subito in azione nel momento più opportuno fornendo una risposta molto rapida a seconda delle varie esigenze. Tutto ciò però toglie energia meccanica al motore.

Tale sistema, inoltre, è schematicamente meno complesso e più facile da mettere a punto.

Da non sottovalutare anche il vantaggio della minore manutenzione di cui necessita e della maggiore affidabilità e possibilità di avere all'interno del vano motore temperature leggermente più basse e meno stressanti rispetto a quelle provocate dal turbocompressore.

Gli svantaggi di questo sistema sono che non riesce a garantire le prestazioni massime del turbocompressore, dovuto ai limiti fisici del sistema e ha maggiori consumi, in quanto non riesce a sfruttare i gas di scarico ma assorbe energia dal motore, con un rendimento inferiore rispetto a un motore aspirato o turbocompresso.

Turbocompressore

Il motore sovralimentato mediante turbocompressore è un motore che sfrutta parte dell'energia dei gas di scarico, altrimenti persa, per muovere una turbina opportunamente collegata ai collettori di scarico. Tale turbina è a sua volta collegata mediante un albero (lubrificato dall'impianto di lubrificazione del motore) che muove il compressore. Il compressore una volta azionato dalla turbina, inizia (seppur con un certo ritardo che è maggiore tanto più è grande la turbina) a comprimere l'aria presente in aspirazione al motore. La compressione aumentando la sua energia cinetica e la sua temperatura. Comprimendola aumenta notevolmente la massa di aria aspirata e la conseguente quantità di combustibile che può essere bruciato nella combustione. Questo metodo ottimizza il riempimento dei cilindri e quindi il rendimento volumetrico.

La turbina è posta a valle del collettore di scarico per cui in tale dispositivo regna una pressione superiore a quella atmosferica (la pressione atmosferica regna a valle della turbina). Per tale motivo si verifica che lo scarico avviene ad una pressione diversa da quella atmosferica. Quando allo scarico si verifica che i valori di pressione e temperatura dei gas sono troppo elevati si potrebbe compromettere il funzionamento del compressore. Per tale motivo dalla parte della turbina esiste una valvola, detta *Waste-Gate*.

Si tratta di una valvola di massima pressione montata sulla turbina (attenzione, non sul compressore) che *bypassa* i gas di scarico dai collettori direttamente alla marmitta nel caso la pressione di esercizio sia superiore a quella impostata.

In questo modo la girante della turbina non riceve più la spinta dei gas di scarico e rallenta.

Non appena le pressioni in gioco tornano in sicurezza, la *Waste-Gate* permette nuovamente ai gas di scarico di passare attraverso la turbina accelerandola e dandogli così la possibilità di azionare la girante del compressore che, ovviamente, gira allo stesso regime della girante della turbina.

Con questo tipo di sovralimentazione turbina e compressore non sono collegati direttamente all'albero motore e, quindi, possono girare più velocemente di quest'ultimo. Ciò permette di utilizzare un compressore dinamico, in particolare un compressore centrifugo. Il vantaggio fondamentale della sovralimentazione con turbocompressore è la possibilità di svincolarsi dal numero di giri del sovralimentazione meccanica. Tuttavia questo sistema di sovralimentazione presenta come inconveniente un certo ritardo alla risposta rispetto al comportamento che avrebbe il motore equipaggiato con compressore volumetrico; in quanto ora il collegamento con il motore non è di tipo meccanico ma di tipo fluidodinamico e quindi, a causa dell'inerzia del sistema rotorico Compressore-Turbina, non si riesce a variare rapidamente il numero di giri del turbocompressore.

Il disegno del compressore centrifugo accoppiato alla turbina ha fatto notevoli progressi grazie all'esperienza acquisita nei motori di aviazione e nelle turbine a gas.

In *Fig.9* possiamo vedere il compressore a gas di scarico:

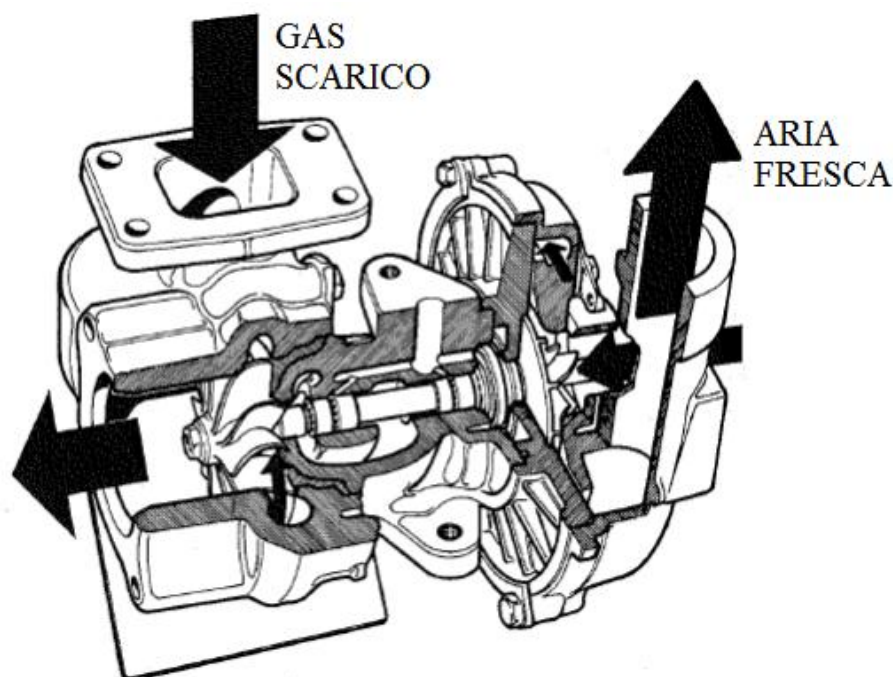


Fig.9 Compressore a gas di scarico

Turbocompressore a geometria variabile VGT

Il turbocompressore è un altro elemento sul quale è opportuno soffermarsi.

Il motore 2400 cc è dotato di un turbo sovralimentatore a gas di scarico a geometria variabile, VGT (*Variable Geometry Turbine*). A differenza di una turbina a geometria fissa con valvola *Waste-Gate*, la presenza di palette a calettamento variabile sul distributore della turbina, permette di regolare i valori del rendimento di espansione, e quindi di gestire a piacimento la sovralimentazione. Si può infatti garantire oltre ad un miglior rendimento complessivo, anche una migliore risposta nei transitori e una caratteristica di coppia del motore più favorevole alla trazione stradale.

La maggiore efficienza della turbina è giustificata dal fatto che, grazie alla possibilità di variare l'incidenza delle palette del distributore, si è in grado di modificare il triangolo di velocità del flusso in ingresso al rotore e quindi di ridurre le perdite dovute all'urto.

Soprattutto nelle applicazioni automotive, può infatti capitare spesso che la velocità in ingresso non risulti tangente al bordo di attacco della paletta rotorica a causa delle variazioni della portata o del regime rispetto alle condizioni di progetto: controllando il calettamento delle palette statoriche si riesce ad avere un angolo di ingresso sempre prossimo alle condizioni ottimali, riducendo le perdite e migliorando quindi il rendimento.

Un altro aspetto importante è legato alla possibilità di regolare la sezione di passaggio del distributore della turbina, da un valore minimo ad un valore massimo. Ridotte sezioni di passaggio sono particolarmente utili ai bassi regimi e carichi, per avere un elevato rapporto di espansione attraverso la turbina e di conseguenza elevate velocità dei gas a valle del distributore. In tal modo si è in grado di sopperire alla scarsa energia termica dei gas e di trasmettere più lavoro, sotto forma di energia cinetica alla turbina, e quindi al compressore.

Vediamola in *Fig.10*:

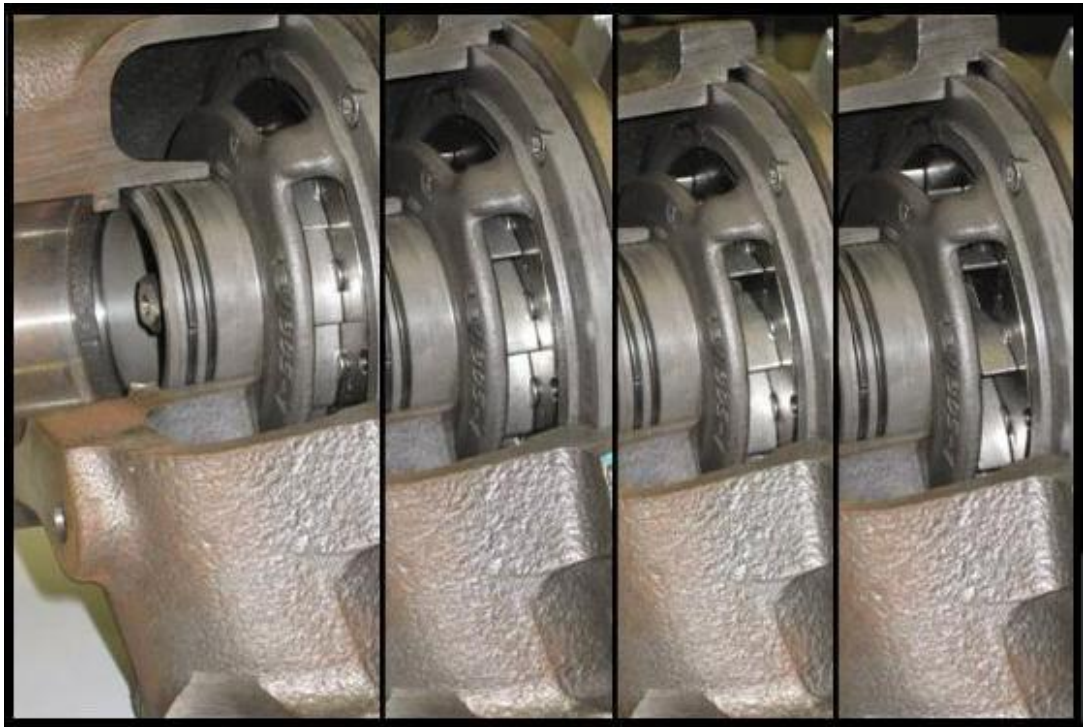


Fig.10 Sequenza immagini con apertura palette VGT crescente

Aumentando il regime di rotazione del motore (e con esso la portata di gas evolventi), il distributore si apre progressivamente per poter smaltire tale portata senza aumentare eccessivamente il rapporto di espansione, e contenendo quindi l'incremento di contropressione allo scarico.

Essendo, infatti, in una zona ad alto rendimento della turbina ed elaborando portate piuttosto elevate, non sono necessarie grandi velocità dei gas per trasmettere il moto necessario alla turbina.

Da notare che, in assenza di un circuito di *By-Pass* (presente invece nel caso in cui si utilizzi la *Waste-Gate*), l'intera portata dei gas di scarico è elaborata dalla turbina con un conseguente migliore recupero energetico della loro entalpia.

L'impiego di un sistema a geometria variabile permette inoltre di ridurre, a parità di capacità di smaltimento portate, le dimensioni della turbomacchina, in particolare del rotore, contenendo l'inerzia delle parti rotanti e quindi garantendo una risposta più pronta alle variazioni di carico.

L'utilizzo dell'energia dei gas combusti può essere ottimizzato in tutto il campo di funzionamento del motore, garantendo un consistente incremento di coppia ai bassi regimi ed evitando allo stesso tempo che la velocità della turbomacchina aumenti eccessivamente, quando il motore opera in *Full-Load*.

L'aria che giunge al compressore uscirà ad una pressione tanto più elevata quanto maggiore è la velocità periferica delle palette che compongono la girante. Se il diametro di quest'ultima è piccolo, come avviene nel caso dei compressori per autoveicoli, la sua velocità di rotazione deve essere molto elevata se si vogliono raggiungere rapporti di compressione significativi.

Per il motore oggetto di studio il limite meccanico della girante compressore (A1), in termini di velocità periferica, per i giri turbo è fissato a 220.000 giri/min.

Le emissioni inquinanti

Negli ultimi anni il mondo si è trovato a dover ammettere che i danni causati dall'inquinamento atmosferico, sfociati nel buco nella barriera d'ozono e nel *Global Warming*, possono provocare danni irreparabili all'ecosistema terrestre. Sicuramente uno dei settori che alimenta l'inquinamento atmosferico è quello dei motori endotermici che producono energia bruciando carburante e disperdendo nell'ambiente sostanze tossiche.

A causa di queste problematiche si è reso necessario porre dei limiti sull'inquinamento che i mezzi di trasporto possono produrre. Sono quindi state introdotte leggi, che per l'Europa sono denominate *EURO*. Sono norme che impongono limiti sulla quantità di inquinanti prodotta e alle quali i costruttori di automobili devono attenersi per poter fornire veicoli più "puliti" e quindi più competitivi sul mercato.

Recentemente la ricerca si è concentrata molto nell'ambito dei combustibili a basso o addirittura nullo impatto ambientale come metano, idrogeno e energie alternative.

Poiché ancora non si sono raggiunti i livelli di competitività dei motori standard Diesel o Benzina, in parallelo sono stati sviluppati metodi di trattamento delle emissioni inquinanti in modo da rientrare all'interno delle normative EURO.

In questa sezione verranno dunque presentate le diverse tipologie di inquinanti prodotte dai motori Diesel e le metodologie di trattamento per la loro riduzione.

Gli inquinanti immessi nelle macchine termiche in atmosfera si possono sinteticamente dividere in:

- ***Prodotti di combustione incompleta***: (ossido di carbonio, incombusti, perossidi, aldeidi, ecc.) di natura tossica, in grado di provocare danni fisiologici di entità che dipende dalla composizione chimica;
- ***Prodotti di ossidazione completa di sostanze contenute nel combustibile (zolfo) e/o nell'aria (azoto)***: (ossidi di azoto) nocivi per ogni forma di vita animale e vegetale;

- **Prodotti di ossidazione completa già presenti in atmosfera:** (vapore acqueo e anidride carbonica) alterano i normali cicli di produzione e distribuzione, modificando il bilancio tra l'energia assorbita e quella irradiata dalla terra (effetto serra).

I motori a combustione interna dei mezzi di trasporto sono una delle principali fonti di inquinamento delle aree urbane ad intenso traffico, soprattutto per gli strati più bassi dell'atmosfera. Gli inquinanti da essi prodotti sono:

- **Monossido di carbonio (CO);**
- **Ossidi di azoto (monossido NO e biossido NO₂, generalmente indicati con NO_x);**
- **Idrocarburi derivati dalla parziale combustione o dalla semplice decomposizione (sinteticamente indicati con HC);**
- **Particolato (PM);**
- **Ossidi di zolfo (SO_x);**
- **Anidride carbonica (CO₂).**

L'unione Europea ha stabilito delle normative a cui i motori devono sottostare per poter essere commercializzati. Tali normative definiscono i limiti, negli anni diventati sempre più stringenti, entro cui devono rimanere confinate le quantità di inquinanti emesse dai vari tipi di veicolo.

Le procedure per la misura degli inquinanti, prescritte dalle varie normative al riguardo, prevedono quindi l'esecuzione in laboratorio di un ciclo di prova che simuli le condizioni operative reali del motore. Durante la prova, gli inquinanti sono raccolti e misurati con modalità rigorosamente fissate dalla legge.

Successivamente verrà trattato in maggior dettaglio il ciclo previsto nella procedura europea per il veicolo che verrà equipaggiato con il motore oggetto dello studio.

Il circuito EGR

Per poter rispettare queste norme la ricerca ha portato all'introduzione di un numero sempre maggiore di nuovi componenti specifici per l'abbattimento delle emissioni: si pensi ad esempio ai sistemi di catalizzazione, di sovralimentazione, di ricircolo dei gas di scarico (EGR), di iniezione del carburante ad alta pressione.

In particolare il circuito EGR, letteralmente *Exhaust Gas Recirculation*, è una valvola che permette il ricircolo di una parte dei gas di scarico, facendoli tornare in ingresso al collettore di aspirazione. I gas in uscita dal motore, essendo esausti, e quindi inerti, ovvero con una bassa percentuale di ossigeno, non partecipano alla combustione, permettendo di controllare le temperature che si sviluppano in camera di combustione, dirette responsabili della formazione degli ossidi di azoto (NOx). E' importante sottolineare che i motori Diesel funzionano con rapporti Aria-Combustibile globalmente magri.

In Fig.11 possiamo vedere lo schema del circuito EGR in un motore a combustione interna.

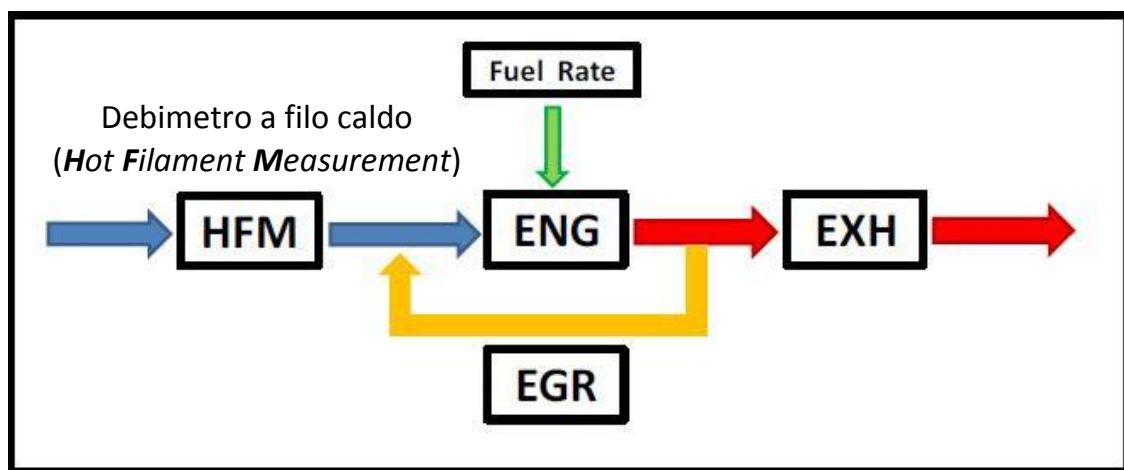


Fig.11 Schema dei flussi relativi ad un motore con circuito EGR

Una parte dei gas di scarico viene spillata dal collettore e, tramite una valvola parzializzatrice, convogliata in aspirazione.

La differenza di pressione positiva tra uscita scarico e ingresso aspirazione fa sì che i gas fluiscano e vadano a miscelarsi con l'aria in ingresso.

Con normative sempre più restrittive riguardo l'emissione di NOx si è reso necessario introdurre altri componenti, in grado di aumentare la porzione di gas ricircolata:

- **EGR cooler**: scambiatore di calore aria/acqua in grado di raffreddare i gas di scarico in ingresso motore e quindi aumentarne la densità;
- **Valvola On-Off di By-Pass del cooler**: comandata a distanza tramite depressore; è utilizzata generalmente in condizione di regime minimo, avviamento a freddo, e più in generale ogni qual volta le temperature dei gas di scarico si trovano al di sotto dei 150°C circa, per ovviare al possibile problema di depositi sulla valvola EGR che potrebbero provocare il bloccaggio della stessa;
- **Valvola a farfalla nel condotto d'aspirazione (TVA)**: introdotta quale ulteriore aiuto all'azione di ricircolo condotta dalla valvola EGR; parzializzando, diminuisce la pressione positiva in aspirazione; di conseguenza cresce il ΔP tra aspirazione e scarico, e quindi la portata di ricircolo a parità di grado di parzializzazione operato dalla valvola EGR, in *Fig.12* possiamo vedere il modello solido del componente EGR.

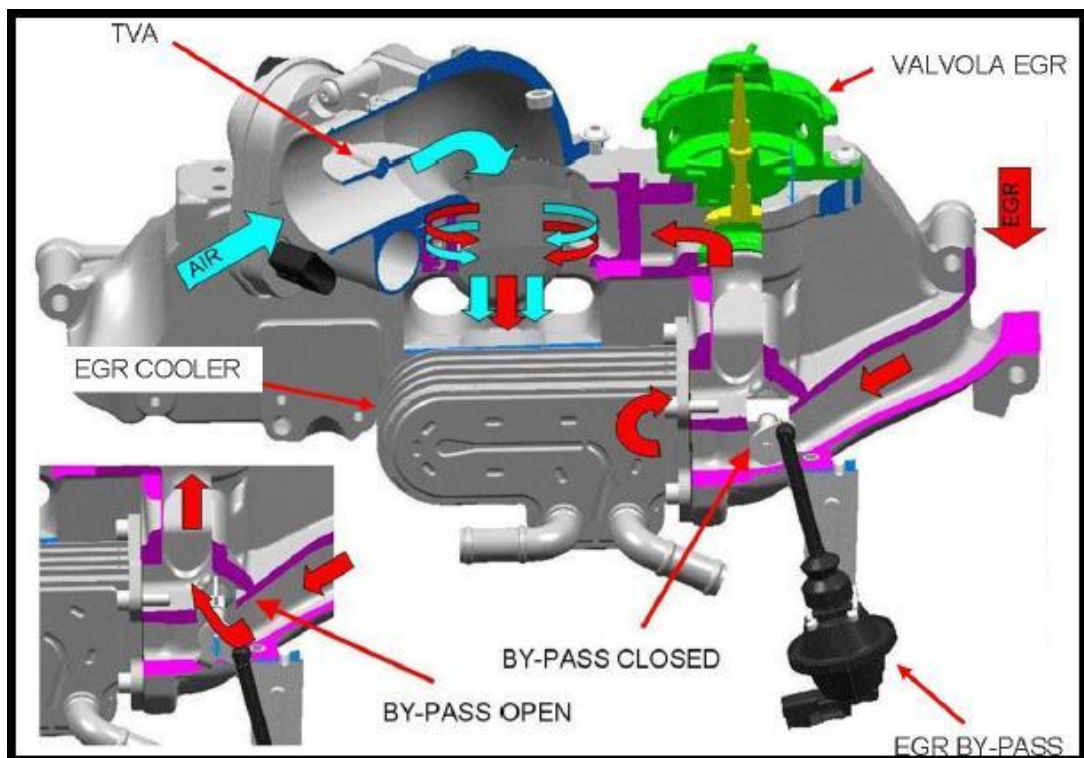


Fig.12 Modello solido del componente EGR (Assembly)

1 ***Capitolo 1 OGGETTO DELLO STUDIO***

In questo capitolo faremo un'esposizione generale dell'oggetto preso in esame, il motore Diesel *L424*, analizzandone i principali aspetti tecnici ed ingegneristici.

Infine, in conclusione del capitolo, faremo una descrizione generale del veicolo su cui andrà installato questo propulsore.

1.1 Il motore *L424*

Il motore *L424* è un motore Diesel di media cilindrata destinato ad equipaggiare veicoli per il trasporto di persone, questo motore deriva da un 2800 cm³ di analoga concezione, ma si differenzia per la presenza del sistema di ricircolo dei gas di scarico *Low Pressure EGR* ed un ridotto frazionamento.

In particolare, il veicolo Jeep Wrangler, è un mezzo che nasce per l'utilizzo *Off-Road*, ma può trovare impiego anche in ambito urbano.

Di seguito, *Tab.1*, riportiamo le principali caratteristiche tecniche del motore:

Cilindrata	2446 cm ³
N.° Cilindri	4
Coppia Massima	500 Nm a 1600 rpm
Potenza Massima	149 kW (203 CV) a 3800 rpm
N.° Valvole per cilindro	4
Rapporto di compressione	16.5:1
Sistema iniezione	Common Rail 1800 bar, DI-Solenoid
Turbocompressore	VGT (Variable Geometry Turbine)
Normativa Emissioni	US LEV III ULEV 125

Tab.1 Principali prestazioni e caratteristiche del motore L424

La prima applicazione di questo propulsore potrebbe essere prevista nel 2013, anno entro il quale quindi, dovrà aver completato il suo sviluppo al fine di sottostare ai limiti di emissioni dettate dalla normativa Americana *US LEV III ULEV 125* e di ricavare da esso le prestazioni volute per la tipologia di installazione su veicolo.

In *Fig.1* vediamo il motore *L424* oggetto dello studio nella sua configurazione completa, ovvero dotato di tutti gli organi ausiliari montati.

Probabilmente in futuro, prima dell'entrata in produzione del motore, si pensa all'eliminazione dello scambiatore di calore relativo all'*High Pressure EGR* per ridurne i costi produttivi a carico del cliente, ottenendo così un motore a minor costo produttivo con analoghe emissioni inquinanti grazie soprattutto anche al sistema *Low Pressure EGR*.

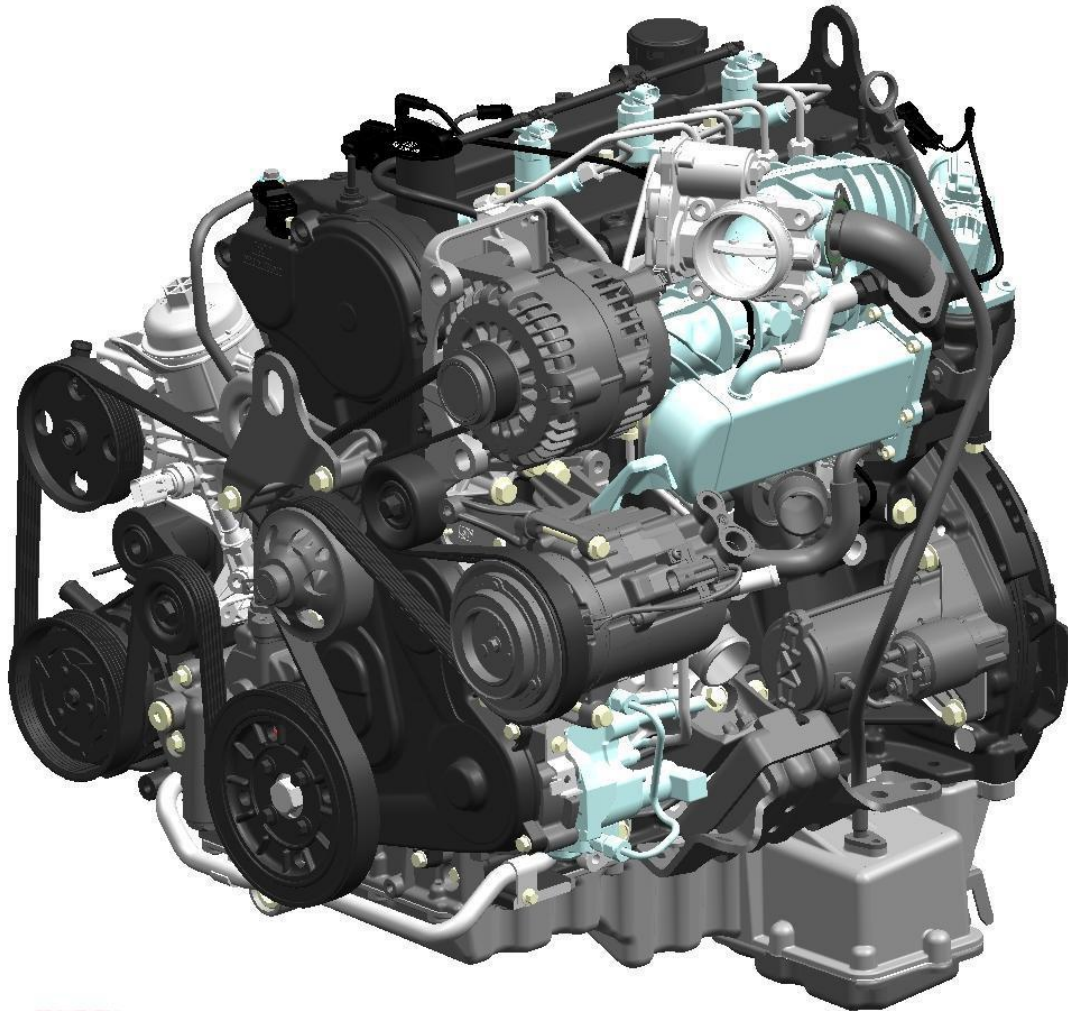


Fig.1 Motore Diesel L424

A seguire in *Fig.2*, si riportano le curve di coppia e potenza del motore *L424* (derivante dall'*L428*) e nei successivi paragrafi una breve descrizione degli organi ed elementi caratteristici di questo motore.

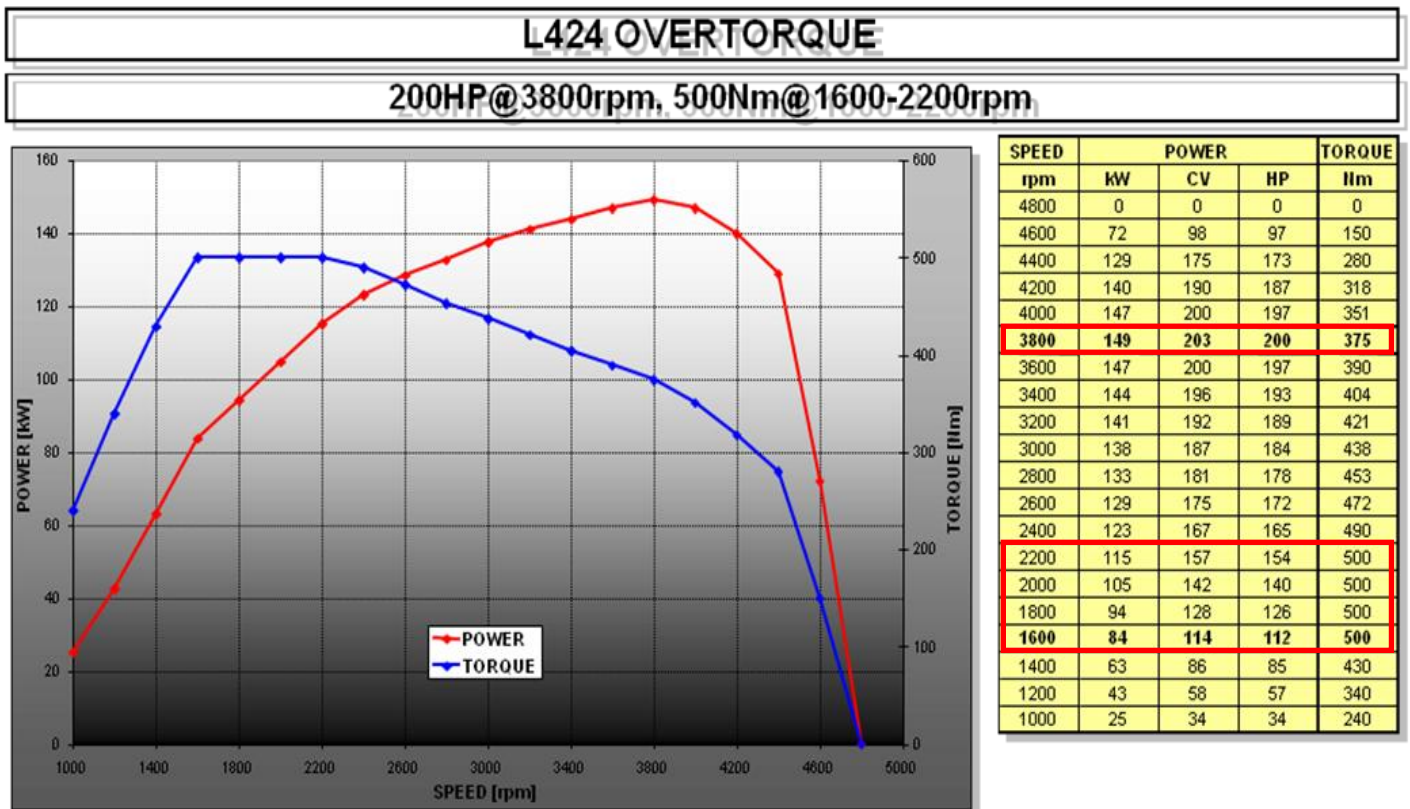


Fig.2 Curve di coppia e di potenza del motore L424

1.1.1 Il motore L424: Sistema EGR

Questo motore a differenza del precedente L428, è costituito da due sistemi di ricircolo dei gas di scarico, un sistema classico ad alta pressione (*High Pressure EGR*) ed un sistema innovativo di ricircolo a bassa pressione (*Low Pressure EGR*).

Il nuovo modulo *High Pressure EGR*, montato sul motore L424 US LEV III ULEV 125, oltre ad avere una nuova tipologia di valvola modulatrice, consente di poter scegliere se escludere o meno il raffreddamento dei gas riciccolati, mediante il comando di un *By-Pass* gestito da un'elettrovalvola. Questa funzionalità, completamente gestita dall'ECU (*Electronic Control Unit*), permette di ottimizzare il funzionamento dell'EGR in termini di riduzione degli ossidi di azoto, senza però penalizzare le emissioni di idrocarburi (HC) ed ossidi di carbonio (CO) oltre a simulare la configurazione finale del motore che sarà senza scambiatore di calore per l'*High Pressure EGR*.

Questo sistema di *By-Pass* sull'*High Pressure EGR* permette di gestire sia il *Low Pressure EGR* in configurazione completa, che il singolo sistema *High Pressure EGR* installato precedentemente nell'L428 in modo tale da poter fare un confronto dei due sistemi di ricircolo dei gas di scarico.

Il valore di portata EGR obiettivo è determinato da una mappatura teorica all'interno dell'ECU; successivamente questo valore viene corretto tenendo conto della pressione atmosferica, della temperatura dell'aria aspirata e della temperatura del motore. La quantità di gas da ricircolare viene determinata dalla centralina motore in due fasi:

1. Controllo in *Close Loop* tra il valore di *EGR Rate* calcolato da modello e quello richiesto dalla mappa base (*Set-Point*). Il valore modellato è ottenuto tramite la strategia MCC (*Model based Charge Control*) che consente di stimare la quantità di gas riciccolati sulla base dei valori misurati da alcuni sensori (T5, T3, P3, Plenum, EGR, TVA);
2. Controllo in *Close Loop* tra comando elettrico ed effettivo spostamento dello stelo valvola EGR.

Durante la prima fase, l'ECU rileva il valore di portata aria misurata dal debimetro e lo verifica con il valore memorizzato al suo interno. In base alla quantità di aria aspirata ed attraverso una mappatura, il controllo motore elabora una richiesta di apertura della valvola EGR. Nella seconda fase un'ulteriore mappa, sempre in funzione del regime motore, è utilizzata per trasformare la richiesta di apertura nel reale comando della valvola EGR che tra l'altro tiene anche conto dell'effettiva tensione della batteria.

In Fig.3 vediamo il modulo *High Pressure EGR*:

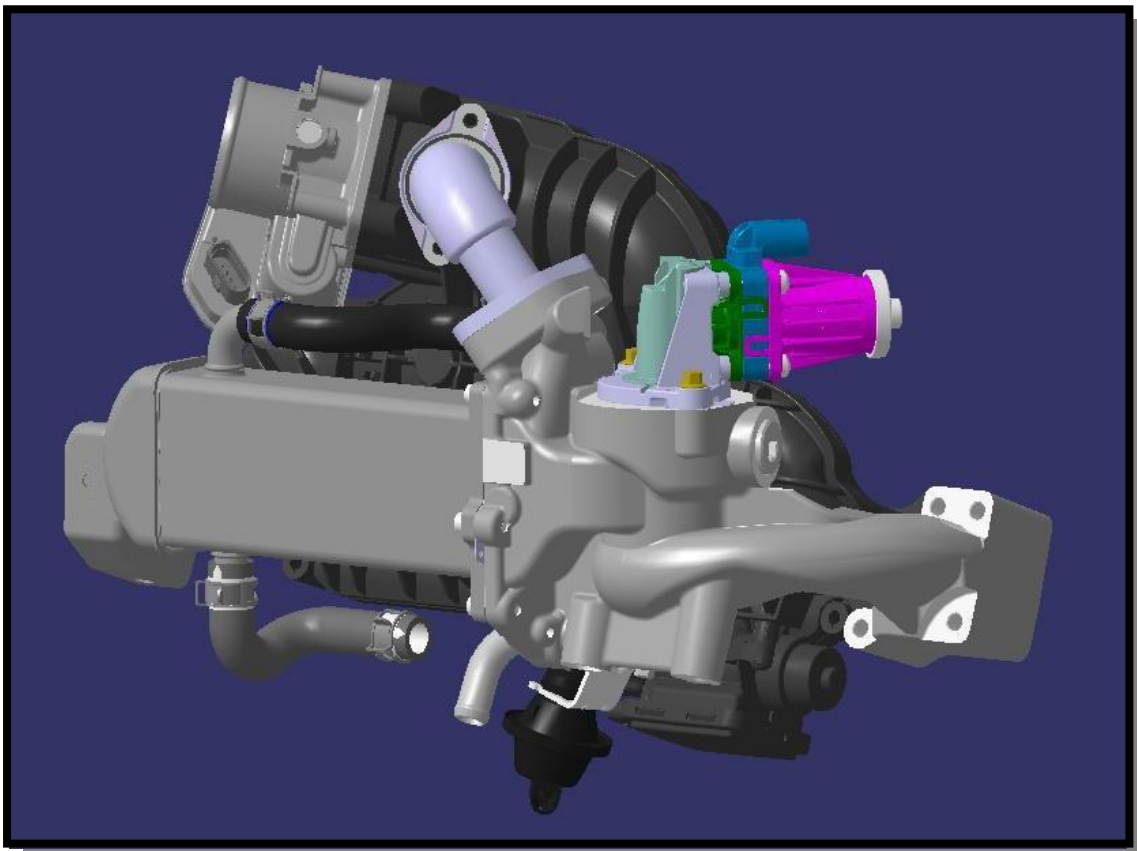


Fig.3 Modulo High Pressure EGR

Analogamente per il ramo *Low Pressure* avremo uno scambiatore di calore con valvola EGR, ma non la valvola di *By-Pass*.

L'attuatore per il *By-Pass* del circuito di raffreddamento dell'EGR ad alta pressione è di tipo pneumatico e lavora in depressione; il vuoto necessario alla sua movimentazione è prelevato dal serbatoio del vuoto.

L'attuatore ha a disposizione solo due posizioni: nella posizione di riposo i gas ricircolati attraversano lo scambiatore di calore dove i gas esausti ricircolati vengono raffreddati in uno scambiatore aria/acqua di grandi dimensioni per garantire il sufficiente raffreddamento anche in caso di grandi portate; quando viene attuato il *By-Pass*, il flap convoglia i gas attraverso un condotto non raffreddato direttamente all'uscita del modulo.

La centralina controllo motore comanda la posizione di *By-Pass* agendo su un'elettrovalvola pneumatica *On-Off*.

1.1.2 Il motore L424: Sistema di iniezione

Il sistema di iniezione utilizzato sul motore *L424* (*Fig.4*) è di tipo Common Rail, ed è composto da:

1. Pompa di alta pressione
2. Linea alta pressione iniettori *CRI 2.20_400cc_7h C5060051D*
3. DRV (valvola di regolazione pressione a freddo posta sul Rail)
4. Sensore di pressione
5. Rail iniettori
6. 4 iniettori *CRI 2.20_400cc_7h C5060051D*
7. Raccordo tubazione per iniettore

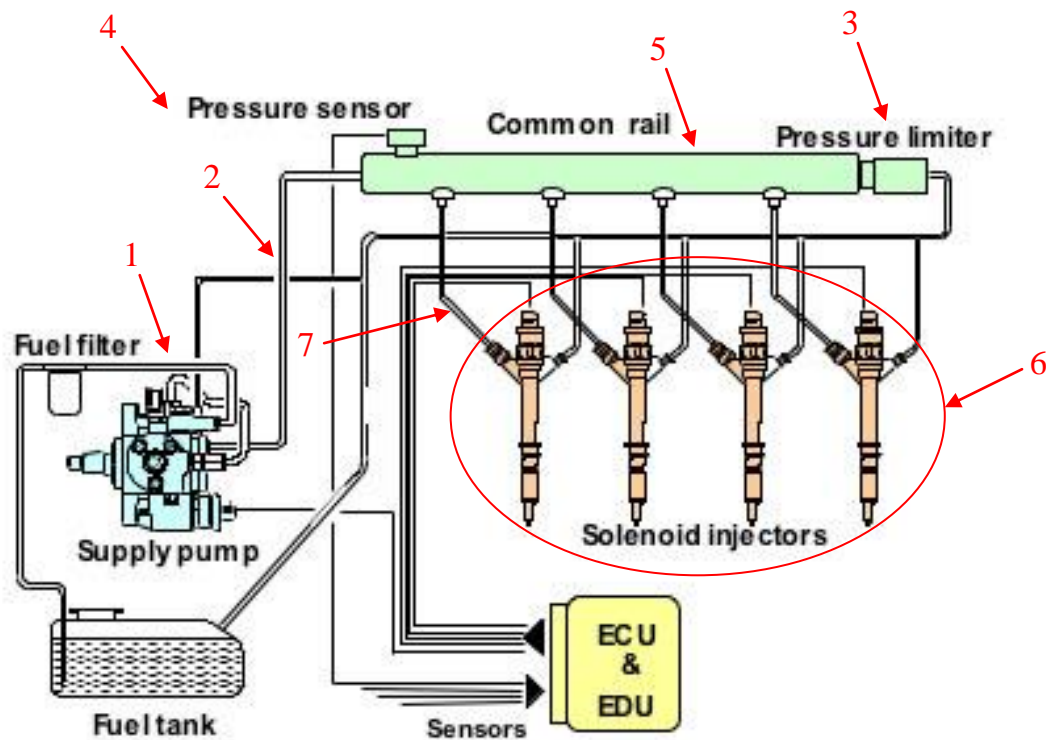


Fig.4 Sistema di iniezione Diesel Common Rail

La pompa di alimentazione del sistema Common Rail è del tipo Bosch CP1H3, l'effetto viene realizzato mediante due elementi pompanti. La distanza angolare tra un elemento pompante e l'altro è pari a 90° .

Caratteristica in questo sistema di alimentazione è la presenza di un regolatore di portata con filtro posto all'ingresso della pompa ad alta pressione. Il regolatore di portata regola il flusso del combustibile necessario agendo sull'ingresso dell'impianto di bassa pressione della pompa. Successivamente la pompa provvede ad alimentare correttamente il Rail. Questa soluzione, mandando in pressione solo il combustibile necessario, migliora il rendimento energetico e limita il riscaldamento del combustibile nell'impianto.

Quando il sistema è caldo la regolazione è attuata dal regolatore di portata e non più dalla valvola DRV la che andrebbe a disperdere liquido in pressione e quindi ad alto contenuto energetico.

Gli iniettori installati sul motore (di produzione Bosch) prevedono la sola alimentazione di alta pressione che, una volta raggiunto l'interno dell'iniettore, viene ripartita in due parti distinte, di cui una destinata principalmente alla alimentazione del polverizzatore, l'altra al controllo dell'asta di pressione; entrambe le suddette parti di portata contribuiscono inoltre alla lubrificazione degli organi in movimento dell'elettro-iniettore, grazie ai consistenti trafiletti presenti in un sistema operante a così elevate pressioni di esercizio.

L'attuatore/polverizzatore è composto dall'ugello all'estremità del quale sono ricavati 7 fori per l'uscita del gasolio e dal complesso asta di pressione spina. L'ugello viene alimentato dal gasolio in pressione quando il complesso asta di pressione-spina è in posizione sollevata; il sollevamento di quest'ultima viene realizzato mediante uno squilibrio di forze contrapposte persistenti su tale complesso.

1.1.3 Il motore L424: Circuito aria

L'aria, dopo aver subito il processo di filtraggio passa attraverso il debimetro ed arriva al turbocompressore; da questo, compressa e riscaldata, passa all'intercooler, dove subisce uno scambio di calore con l'esterno raffreddandosi ed aumentando di densità per favorire il riempimento motore; quindi, mediante una tubazione rigida, l'aria compressa giunge al corpo farfallato motorizzato (TVA – *Throttle Valve Actuator*) e quindi al collettore di aspirazione.

In Fig.5 vediamo il collettore di aspirazione con le farfalle di *Swirl* le quali sono situate in uno dei due *Runner* di aspirazione di ogni cilindro; queste permettono di regolare il moto di *Swirl* della carica fresca in ingresso.

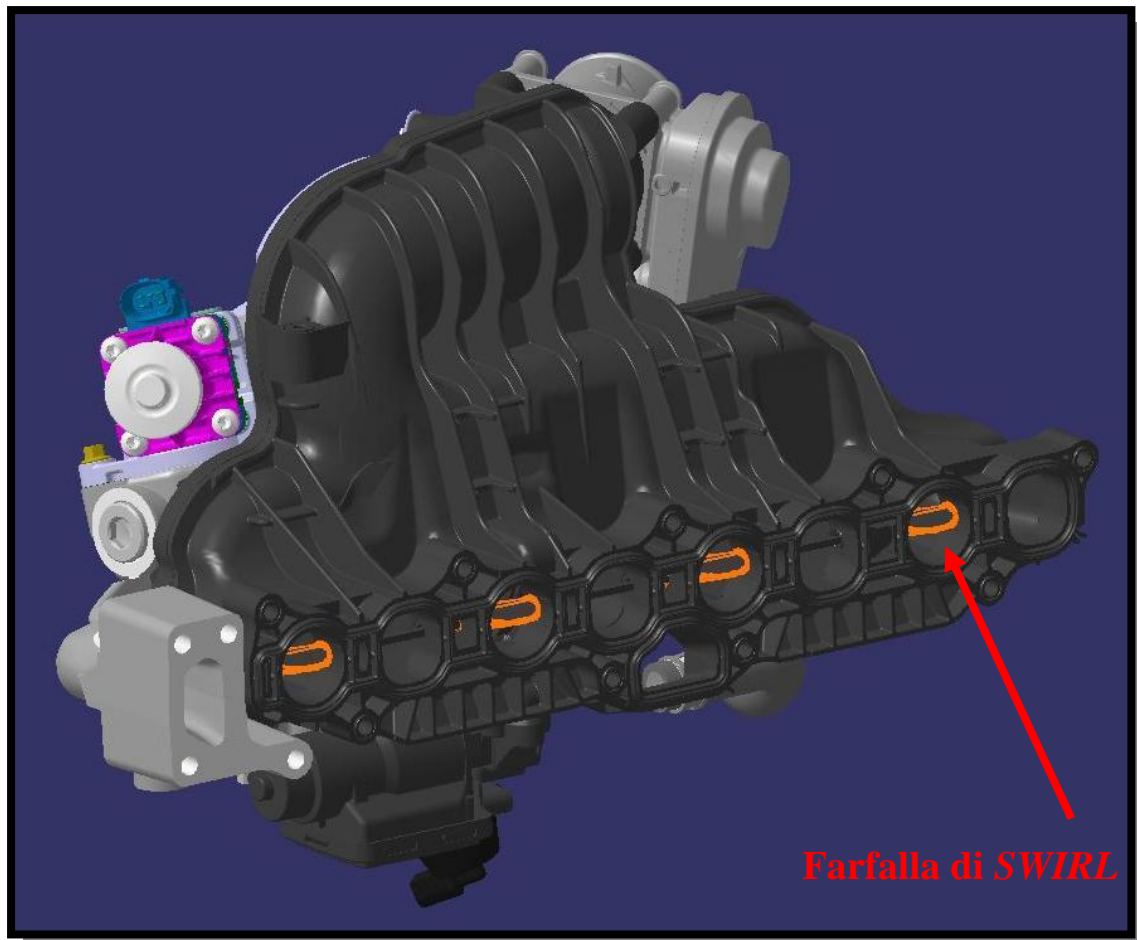


Fig.5 Collettore di aspirazione con farfalle di Swirl

Il corpo farfallato è del tipo motorizzato con sensori di posizione e viene utilizzato dalla centralina controllo motore per regolare la quantità di aria aspirata dal motore.

In *Fig.6* possiamo vedere il corpo farfallato che in fase di funzionamento acquista le seguenti funzioni:

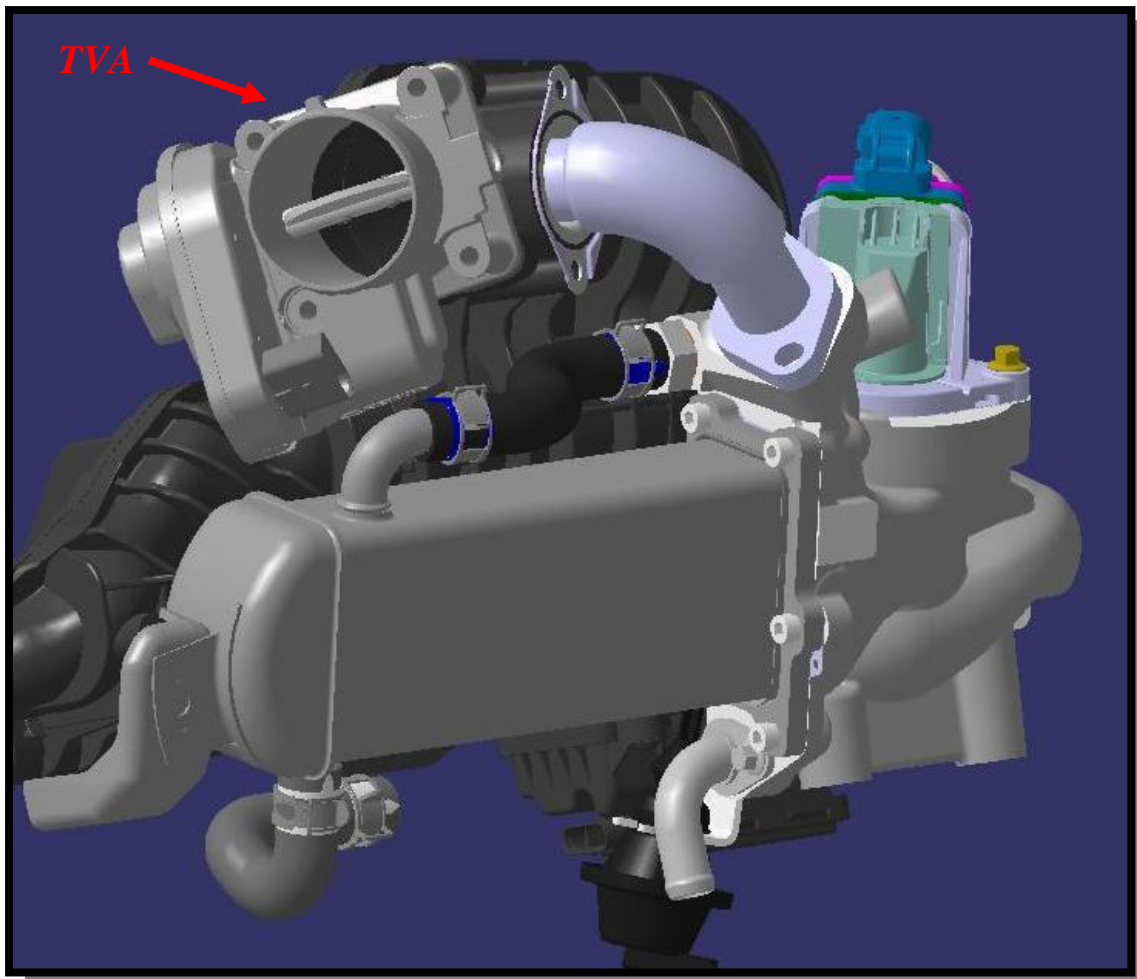


Fig.6 Corpo farfallato

- **Spegnimento motore:** chiudendo la valvola a farfalla si viene a creare una forte depressione nel condotto di aspirazione, con relativo aumento del lavoro di pompaggio che determina pertanto il rapido spegnimento del motore;
- **Funzione antirumore:** in condizioni di funzionamento al minimo la farfalla parzializza il condotto di aspirazione. In questo modo si crea una discontinuità nel moto della colonna d'aria, riducendo notevolmente il rumore di aspirazione percepito;

- **Ricircolo EGR:** nelle particolari condizioni in cui è necessario il ricircolo di molto EGR e le pressioni nel collettore di scarico non lo consentono (in quanto la differenza di pressione tra scarico e aspirazione è minima), si riducono le pressioni nel collettore parzializzando la farfalla e favorendo il ricircolo di una maggiore quantità di EGR. Questa funzione è abbinata alla chiusura delle palette del turbo a geometria variabile, sempre con lo scopo di aumentare le differenze di pressione tra aspirazione e scarico;
- **Rigenerazione:** parzializzando il condotto di aspirazione durante le fasi di rigenerazione del filtro antiparticolato, si determina una riduzione della portata aria aspirata, con conseguente aumento delle temperature dei gas di scarico. In questo modo si agevola il fenomeno di rigenerazione.

1.1.4 Il motore *L424*: Sistema *Blow-By*

Il sistema *Blow-By* è un sistema che serve a raccogliere i vapori di olio che si sviluppano nel basamento motore e nelle teste cilindri, evitando che si disperdano all'esterno del motore, per condensarne una parte e rinviarli in coppa.

I vapori dell'olio che si sviluppano all'interno del motore vengono aspirati da un separatore centrifugo posto sulla testa motore (*Fig.7*).

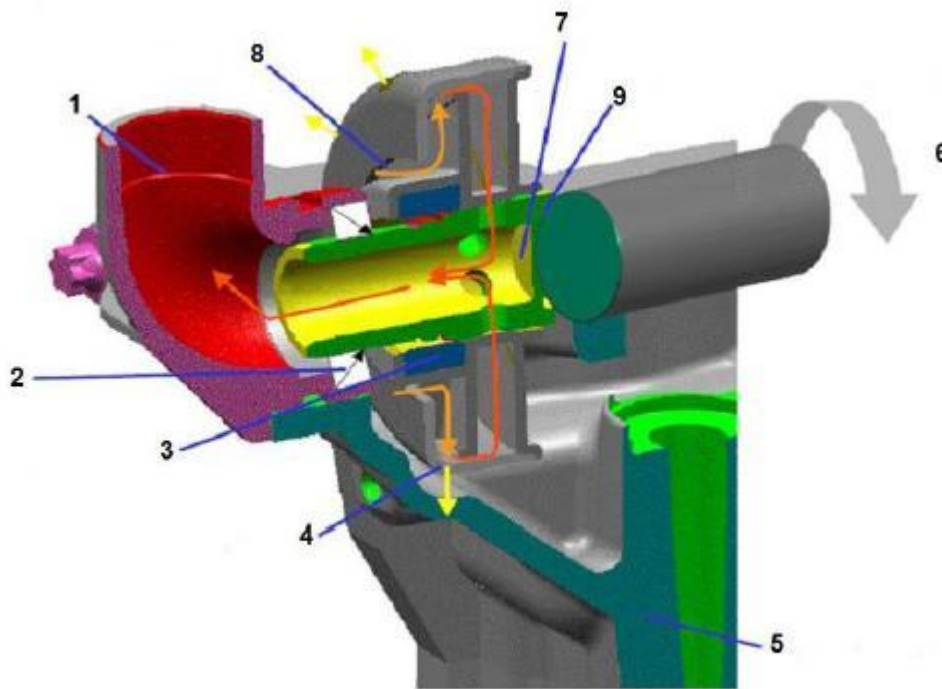


Fig.6 Separatore Centrifugo

Il labirinto separatore (Fig.7), solitamente presente all'interno del coperchio distribuzione, serve a separare l'olio dai vapori provenienti dal basamento.

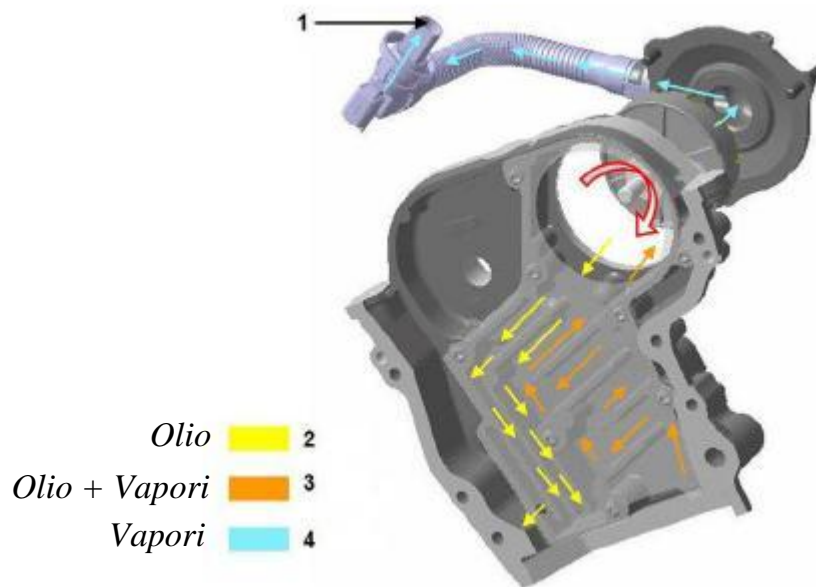


Fig.7 Labirinto di separazione

Sul condotto aria è presente un'elettrovalvola di interruzione del *Blow-By* che serve ad impedire l'aspirazione dei vapori durante la fase di *Cut-Off*.

1.1.5 Il motore *L424*: Sovralimentazione dinamica

Il turbocompressore del motore C5240324A è il componente oggetto dei test di caratterizzazione di una parte del lavoro svolto; saranno quindi presentate in dettaglio le caratteristiche tecniche del turbocompressore installato.

1.1.5.1 Turbocompressore: Generalità

Il turbocompressore C263(52)T57AR052 è di produzione *Garrett* con geometria variabile e garantisce una pressione relativa massima di circa 1.7 bar. La gestione della geometria variabile è affidata al modulo REA (*Rotary Electronic Actuator*) che si interfaccia direttamente con la centralina di gestione motore *dSPACE*. Questo sistema è dotato di un albero mobile in uscita con un sensore di posizione ad alta precisione senza contatto.

In *Fig.8* possiamo vedere il modulo REA:

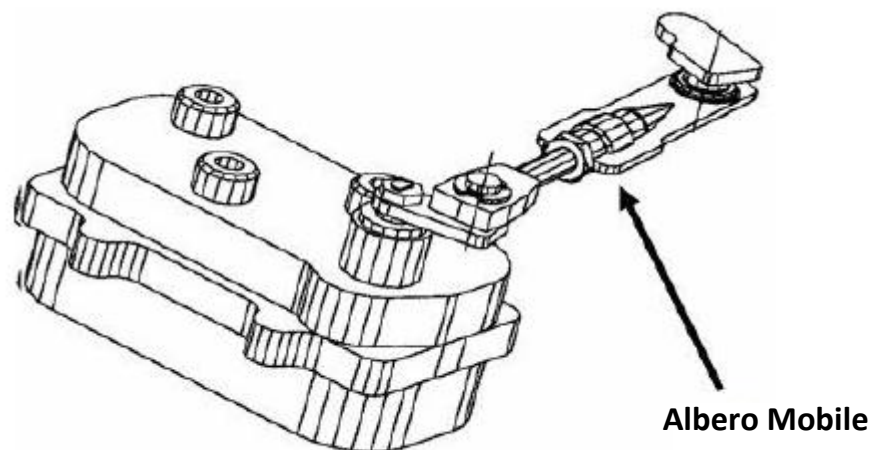


Fig.8 Modulo REA

1.1.5.2 Turbocompressore: Nomenclatura

Di seguito (Fig.9) sono riportati i dettagli tecnici più comuni del componente:

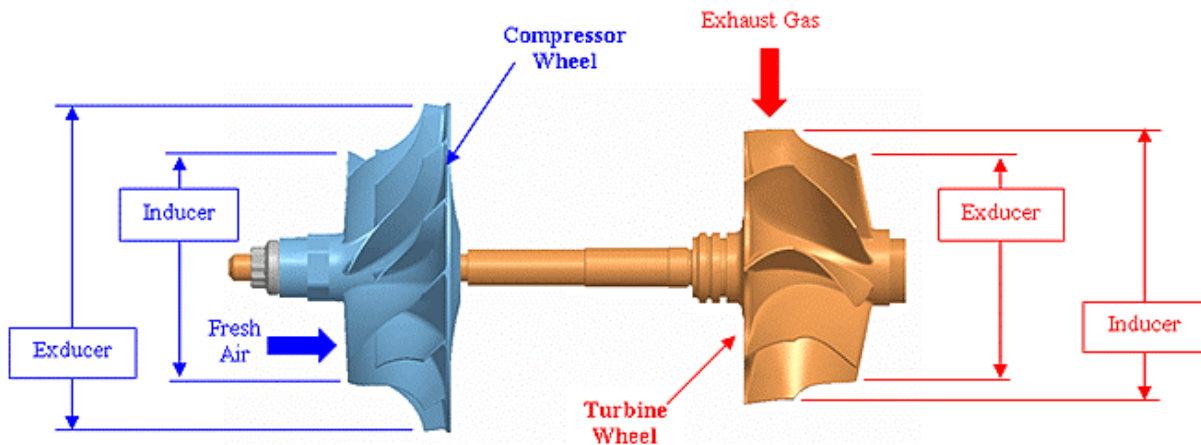


Fig.9 Dettagli tecnici nomenclatura

- **Taglia turbocompressore e turbina:** la taglia del turbocompressore è definita da un numero puro associato al diametro maggiore della girante turbina (*Inducer*) e dal diametro maggiore della girante compressore espresso in mm (*Exducer*).

La scelta di taglie elevate, tanto per la turbina che per il compressore, serve ad avere maggiore permeabilità e capacità di sovralimentare con il crescere delle portate.

In questo caso il diametro maggiore della girante turbina (taglia 17) è di 43mm (GTD1752VZK), mentre quello del compressore è 52mm;

- **Rapporto A/R** (vedi Fig.10 per il significato di A/R): un rapporto A/R maggiore, tanto per la turbina che per il compressore, significa avere una maggiore permeabilità; infatti, a parità di RTT, si ha una sezione A1 maggiore ossia una sezione di ingresso turbina o uscita compressore maggiore. Questo si traduce in un maggiore rendimento alle alte portate che però viene pagato con un peggior rendimento alle basse.

Il turbocompressore testato ha per il compressore un $A/R = 0.52$;

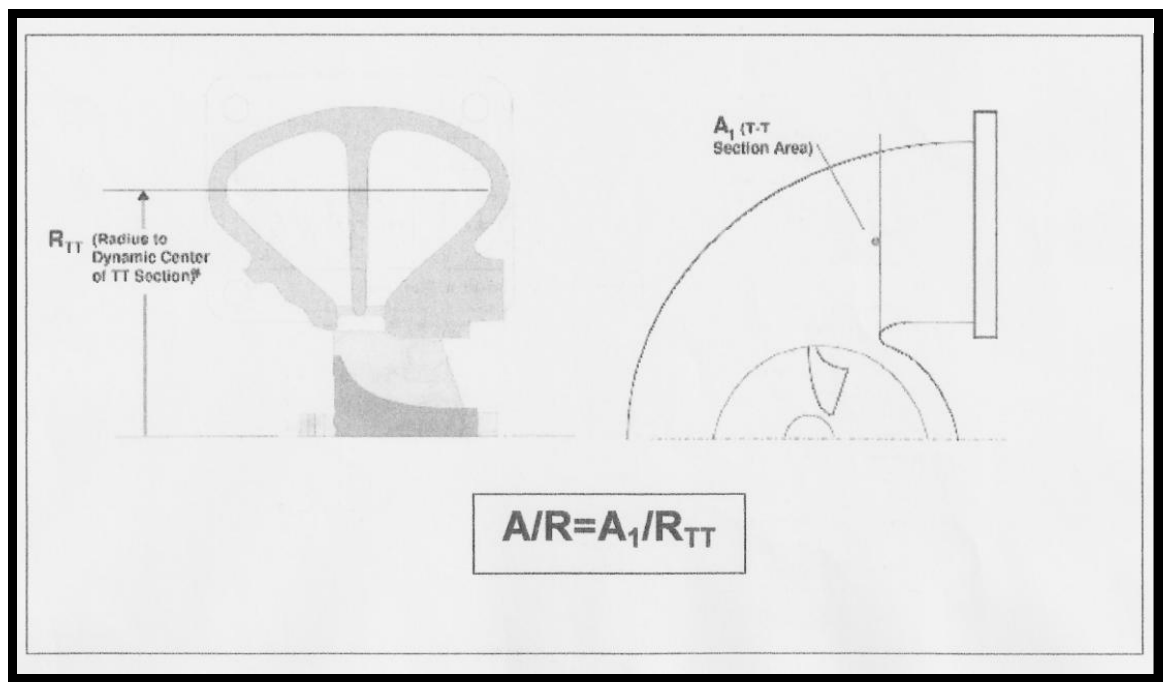


Fig.10 Rapporto A/R

- **Trim**: riferendosi alla Fig.9, si ha che il *Trim* è definito come:
 - $Trim = (Inducer/Exducer)^2 \times 100$, per il compressore;
 - $Trim = (Exducer/Inducer)^2 \times 100$, per la turbina.

Avere un *Trim* compressore maggiore, avendo il diametro *Exducer* fissato dalla taglia del compressore, significa avere un diametro *Inducer* maggiore, quindi maggiore permeabilità e rendimento alle alte portate e viceversa alle basse.

Avere un *Trim* turbina maggiore, avendo il diametro *Inducer* fissato dalla taglia turbina, significa avere un diametro *Exducer* maggiore, quindi maggiore permeabilità e rendimento con alte portate e viceversa con basse portate.

In questo caso il componente presenta per il lato compressore un valore di $Trim = 57$;

- **Hv**: avere un'altezza dei vani (Fig.11) del VGT maggiore significa avere maggiore permeabilità lato turbina ma, per contro, si ha una minore capacità di gestire i gas con basse portate;

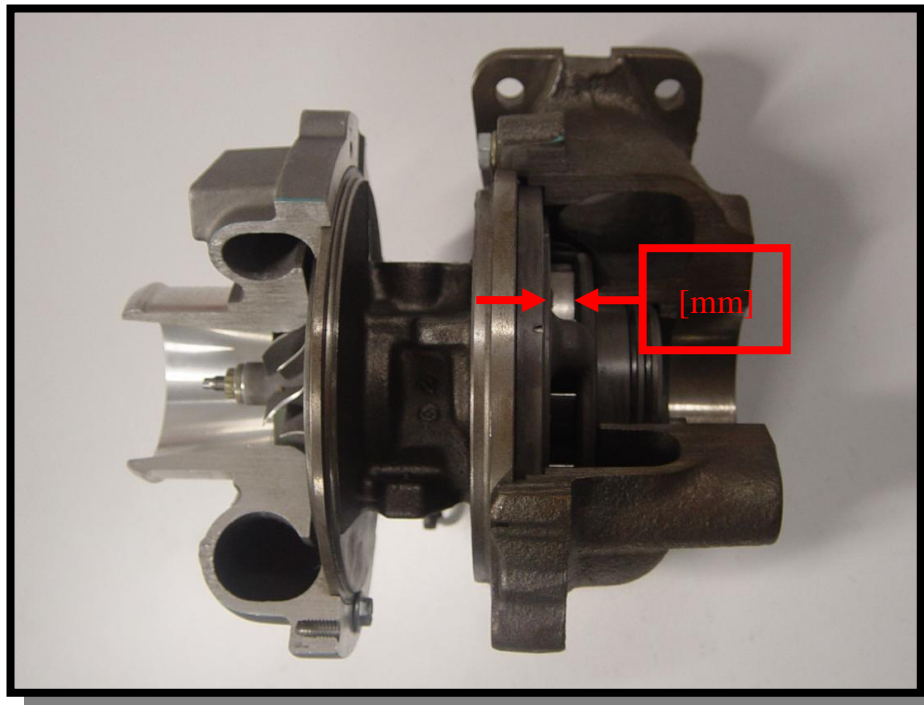


Fig.11 Hv

- **Min Flow**: questo valore rappresenta la portata di gas in kg/h che fluisce attraverso la turbina in fase di taratura su banco di flussaggio presso il fornitore, con vani completamente chiusi, sottoposta ad un certo ΔP . Il valore deve essere tale da garantire che non si avrà mai il contatto reciproco tra due vani contigui per tutta la vita del componente. Avere un flusso minimo ridotto, per quanto più rischioso da un punto di vista meccanico e più critico per l'aumento del numero di scarti da parte del fornitore (maggiori costi per il cliente), significa poter ricircolare maggiormente (può creare un $\Delta(P3-P5)$ maggiore) e poter avere un *Time To Boost* minore;

1.1.5.3 Turbocompressore: Design

La girante compressore (*Fig.12*) ha una struttura con 6 pale complete e 6 *Splitter*; questo tipo di girante è pensato per estendere il campo operativo fino alla zona di *Surge*, zona in cui è solitamente collocato il punto motore di massima coppia.

Questo assume una notevole importanza soprattutto per le applicazioni che richiedono di mantenere un alto livello di potenza anche a quote elevate.



Fig.12 Girante compressore

Per quanto riguarda invece la turbina, il lavoro di ottimizzazione svolto dal costruttore si è concentrato sia sulle pale del distributore che sulla girante.

Le pale del distributore sono di tipo curvato (*Fig.13*), ottimizzate contemporaneamente per le performance, la controllabilità e gli sforzi meccanici.

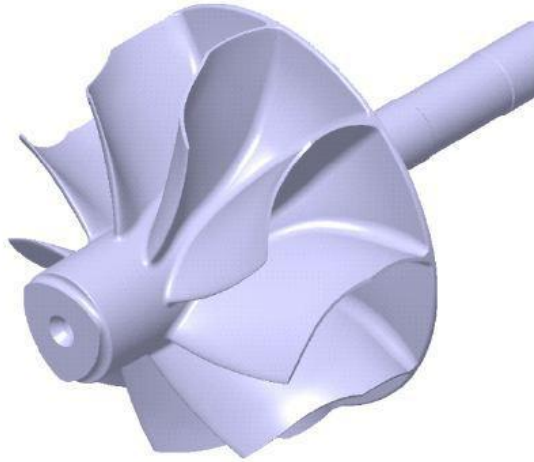


Fig.13 Girante turbina

In *Fig.14* possiamo vedere invece la rappresentazione 3D di una pala a geometria variabile (VGT – *Variable Geometry Turbine*):



Fig.14 Pala a geometria variabile (VGT)

1.2 Il veicolo Jeep Wrangler

Come accennato in precedenza, il veicolo Jeep Wrangler che potrebbe essere equipaggiato con il motore appena introdotto, è destinato al trasporto di persone ed è un veicolo nato per il fuoristrada. Di seguito è riportata un'immagine del veicolo Jeep Wrangler (*Fig.15*):



Fig.15 Il veicolo Jeep Wrangler

Il veicolo in questione verrà equipaggiato sia con cambio manuale che con cambio automatico; l'attività di calibrazione dei parametri centralina è stata effettuata in modo tale da ricoprire un'area di funzionamento valida sia per il cambio automatico che per il cambio manuale.

In realtà, a parità di ciclo di velocità effettuato dalla macchina, i punti di funzionamento del motore interessati durante lo svolgimento di tale ciclo, sono diversi, e per questo sarebbe necessario svolgere l'attività di calibrazione dei parametri di controllo, separatamente per i veicoli equipaggiati con le due diverse tipologie di cambio.

Questo però è stato momentaneamente evitato per studiare il motore in tutti i suoi possibili punti di funzionamento sia con cambio automatico che con cambio manuale effettuando un'analisi a 360° su tutto il motore.

2

Capitolo 2

DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA MOTORE STATICO

In questo capitolo parleremo degli strumenti utilizzati al banco prova motore statico per la calibrazione descrivendone le principali caratteristiche ed i principali componenti.

Lo sviluppo di motori endotermici sempre più prestanti richiede l'utilizzo di strumenti di test e di misura con notevoli caratteristiche.

Si pensi ad esempio alle norme sulle emissioni, sui consumi e sul motore, che richiedono, sia in fase di progetto, che in fase di test, strumenti sempre più efficienti.

Il banco prova (*Fig.1*) è uno strumento di misura e sviluppo progettato per il rilevamento di potenza, coppia motrice, consumi ed emissioni inquinanti oltre che per la messa a punto del motore in base all'utilizzo che se ne intende fare in seguito all'installazione su veicolo.

In altre parole l'attività di sviluppo a banco si svolge essenzialmente ai fini di definire il campo di funzionamento del motore e il comportamento, in termini di parametri caratteristici, punto per punto.

Non meno importante è l'attività di calibrazione dell'insieme di parametri mappati in centralina per il controllo delle diverse funzioni motore/vettura. Tali parametri controllano e governano principalmente le funzioni motore quali il sistema di iniezione, la sovralimentazione, i dispositivi anti-inquinamento e la diagnostica di sistema.

Il lavoro condotto in parallelo tra calibrazione, quale attività di mappatura di parametri in centralina, e sviluppo, prosegue poi in vettura con la verifica di un corretto funzionamento del motore in termini di prestazioni ed emissioni, definite inizialmente.

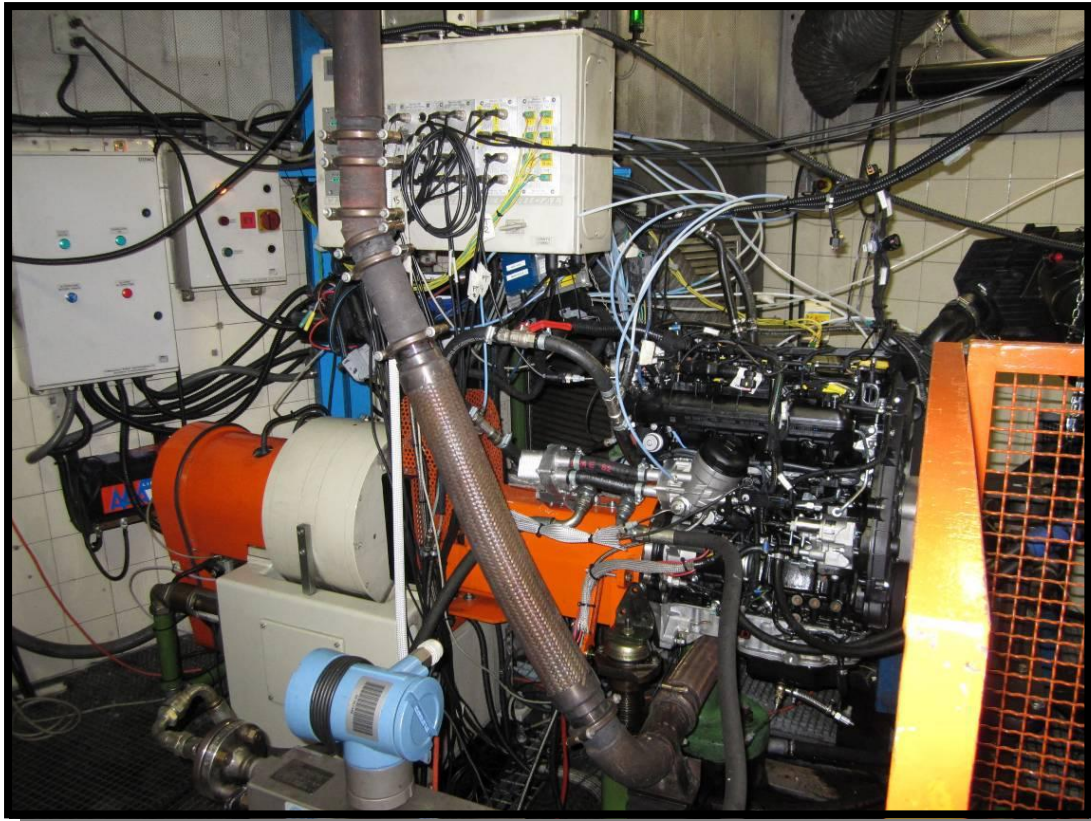


Fig.1 Banco prova motore statico

L'evoluzione dei banchi prova è legata anche alla necessità di trasferire in sala prova il maggior numero di test e collaudi che fino a qualche tempo fa erano possibili solo su strada. Le caratteristiche del veicolo sono simulate mediante la connessione di un sistema in grado di frenare ed eventualmente trascinare (nel caso di banco dinamico) il motore.

2.1 La strumentazione di banco

In questo paragrafo si riportano le principali caratteristiche degli strumenti presenti all'interno di una cella per prove al banco. Tali strumenti sono stati utilizzati nei vari test al banco prova motore previsti durante lo svolgimento dell'attività di validazione software e ottimizzazione di alcuni parametri ECU del motore L424.

2.1.1 Il freno a correnti parassite

Attualmente i banchi prova più usati sono di tre tipi, in base al tipo di freno utilizzato:

- *Idraulico;*
- *A correnti parassite;*
- *Dinamico.*

Il banco su cui è installato il motore oggetto dei test ha un freno il cui funzionamento è basato sul principio delle correnti parassite. Sono generate dal movimento di un disco polare all'interno di un campo magnetico e sono capaci di produrre una modificazione di flusso cui corrisponde una forza frenante (perciò si parla di freni elettromagnetici).

Sono composti inoltre da un modulo elettronico per la raccolta delle grandezze espresse dalla cella di carico.

Il freno (*Fig.2*) è quindi costituito da un rotore (albero motore) e da un disco polare a forma stellare, che ruota fra due camere di raffreddamento integrate col corpo frenante (dove si genera la forza di frenatura), sedi di un campo magnetico prodotto da una bobina eccitata in corrente continua.

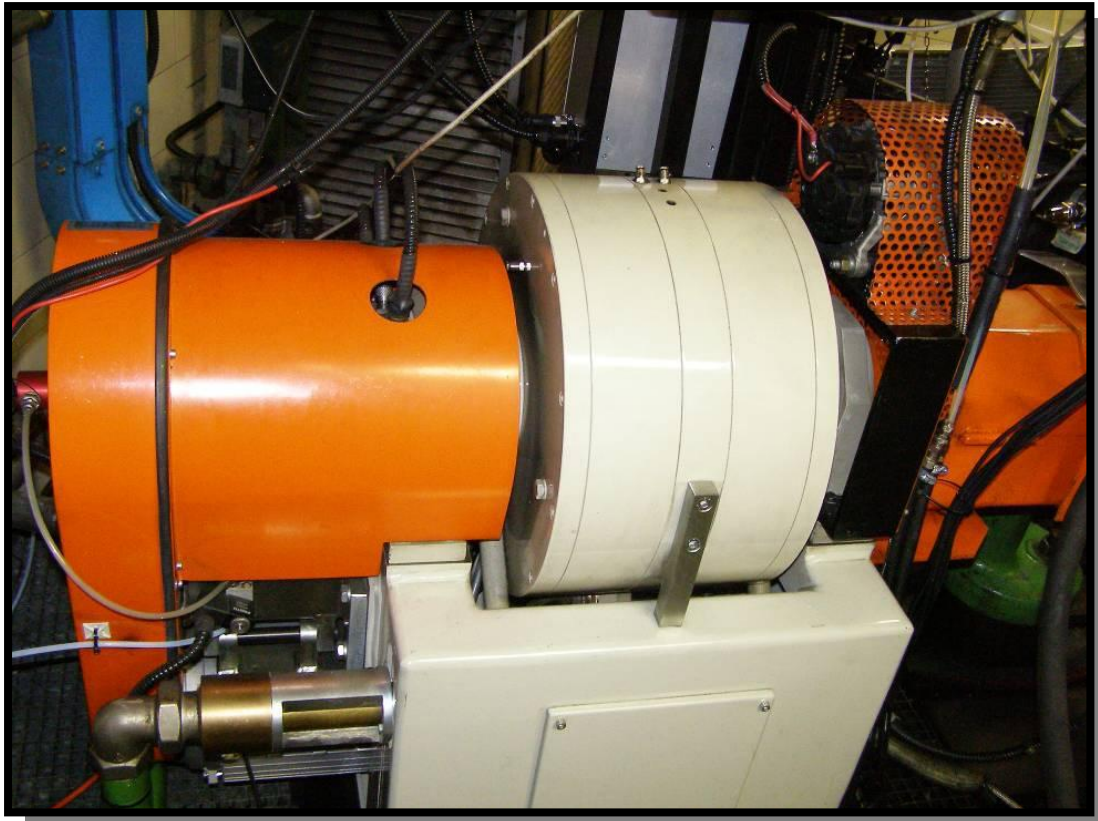


Fig.2 Freno dinamometrico

La rotazione del disco polare provoca una variazione nel tempo del flusso magnetico, generando le correnti parassite sullo strato metallico delle superfici delle camere di raffreddamento. Sono le correnti indotte che si comportano in modo tale da opporsi alla variazione del flusso magnetico e, di conseguenza, alla rotazione del rotore.

In *Fig.3* possiamo vedere i componenti principali di un freno dinamometrico:

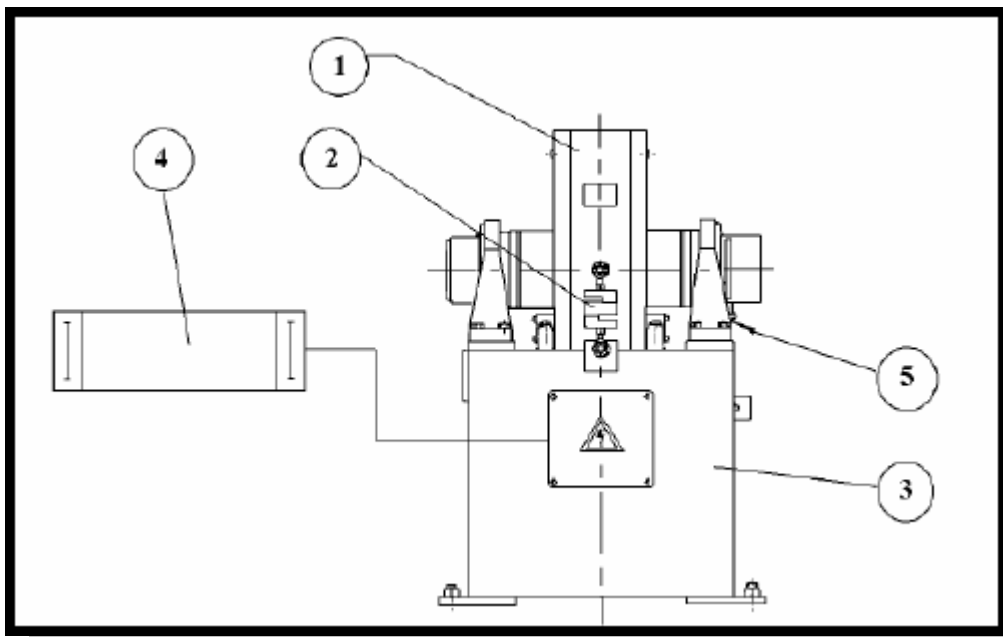


Fig.3 Componenti principali di un freno dinamometrico: 1) Corpo frenante; 2) Trasduttore di forza (cella di carico); 3) Basamento del freno; 4) Apparecchiatura di regolazione e visualizzazione freno; 5) Dispositivo di rilevazione velocità di rotazione freno (ruota fonica)

La forza generata dall'azione frenante del freno, viene equilibrata da una forza uguale e contraria da parte dello statore, per il principio di azione e reazione. In questa situazione l'intero corpo frenante, supportato all'estremità dell'albero da due cuscinetti inizierebbe a ruotare su se stesso. Ciò viene impedito dalla cella di carico costituita da un insieme di estensimetri a resistenza, uniti a formare un ponte di *Wheatstone*. La forza oggetto della misura deforma leggermente l'elemento di misura provocando una variazione di resistenza elettrica degli estensimetri proporzionale alla forza stessa. Il segnale che ne deriva (pochi millesimi di Volt) viene amplificato ed elaborato permettendo di ricavare il valore di coppia motrice.

L'energia cinetica sottratta al rotore è convertita per effetto Joule in calore, il quale viene smaltito grazie all'acqua di raffreddamento.

La regolazione della coppia frenante si ottiene variando con un potenziometro l'intensità della corrente continua che percorre l'avvolgimento.

Una volta posizionato il motore, è necessario realizzare il collegamento fra motore e freno. Dal momento che il funzionamento dei motori a combustione interna è di tipo impulsivo e soggetto ad oscillazioni di elevata intensità, l'utilizzo di un collegamento rigido non è possibile. Si interpongono dei giunti elastici (doppio giunto cardanico - *Fig.4*), elementi esagonali in gomma nei quali sono incorporati sei inserti metallici con foro passante per il montaggio sugli alberi, i quali devono avere flange triangolari. Le flange dispongono di tre fori e vengono montate ruotate fra loro di un angolo di 60° , in modo da garantire un collegamento non rigido e assorbire disallineamenti durante il moto.

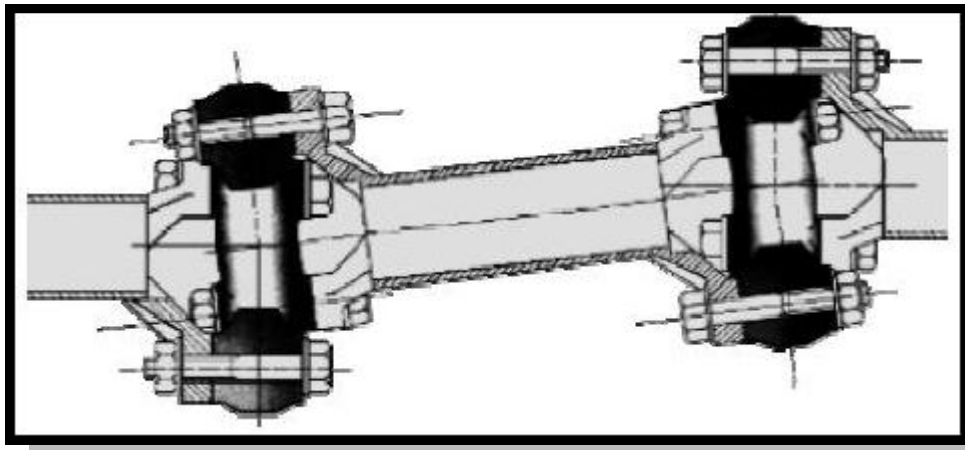


Fig.4 Giunto elastico di collegamento tra motore e freno

Un singolo giunto di questo tipo garantisce una condizione di omocineticità, senza dissipazione di energia degna di nota, per disallineamenti dell'ordine di un grado.

2.1.2 Strumentazione per l'acquisizione del consumo di combustibile: la bilancia

In generale le bilance gravimetriche sono tali in quanto usano la forza di gravità per indicare all'utente il peso di quello che si sta misurando. Da una parte, sul piatto, si mette il peso da misurare, e dall'altra si usano dei pesi conosciuti per bilanciare l'astina su cui il tutto è montato.

Quando il meccanismo è in equilibrio si contano le masse note usate e si determina il peso dell'oggetto.

L'*AVL Fuel Balance* (Fig.5) è un dispositivo in grado di misurare il consumo di combustibile, generalmente in *kg/h*, sfruttando la gravimetria.

Si tratta di uno strumento ad elevata precisione anche per piccole quantità e piccoli step temporali di acquisizione dati (fino a 10 Hz).

Inoltre la necessità di ridurre i consumi rende necessario implementare uno strumento che sia in grado di rilevare differenze di flusso tra due intervalli temporali consecutivi sempre più piccoli, operazione che la bilancia effettua con la massima affidabilità.

E' adatta all'esecuzione di misure in transitorio e in *Steady State* (stazionario).

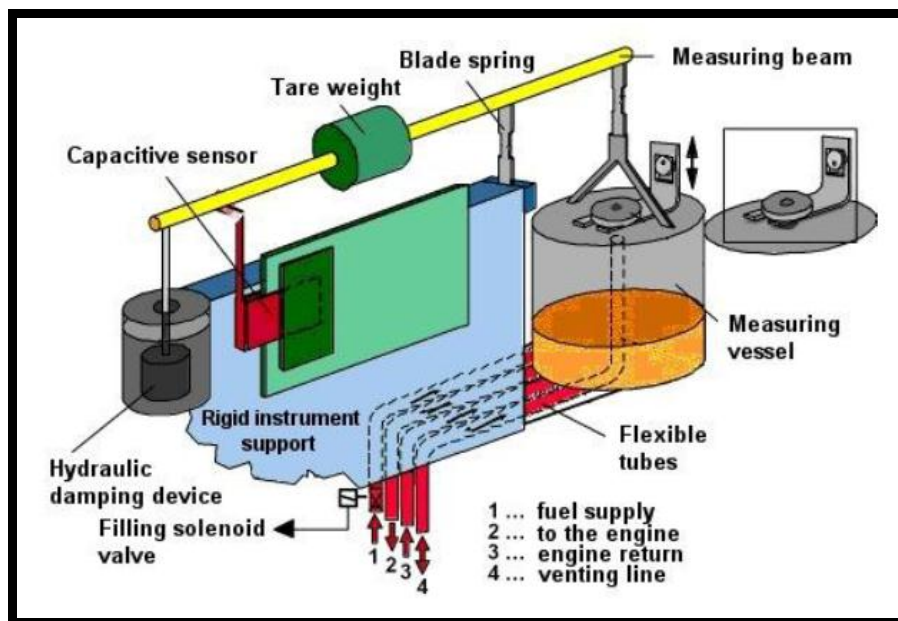


Fig.5 Schema di funzionamento AVL Fuel Balance

Il consumo di combustibile è determinato a partire dalla pesatura di un recipiente interno al dispositivo, facendo uso di un sensore di spostamento capacitivo, in grado di fornire in uscita un valore in portata massica e non volumetrica. Ciò implica che la densità del fluido in esame non debba essere determinata addizionalmente. I valori sono determinati con un'accuratezza dello 0.12%.

Nella foto della bilancia riportata in *Fig.6* sono indicati i vari flussi di interesse. In particolare in blu è riportato il condotto che porta dalla cisterna esterna alla cella; in giallo la presa d'aria, che innesca anche l'allarme in caso di mal funzionamento; in verde il condotto che va allo scambiatore di raffreddamento del gasolio e poi al motore.



Fig.6 AVL Fuel Balance con i principali flussi

2.1.3 Strumentazione per la misura del flusso di *Blow-By*

Col termine *Blow-By* si indica il trafileamento gassoso che ha luogo tra i segmenti e la canna del cilindro in fase di combustione ed espansione verso il basamento. Nei motori in buone condizioni meccaniche esso è indicativamente dell'ordine di 0.5-1%, del flusso gassoso totale che attraversa la camera di combustione. Con il passare dei chilometri, in seguito all'usura dei segmenti e delle canne dei cilindri, esso tende ad aumentare.

La diminuzione della pressione di compressione che ne consegue determina uno scadimento delle prestazioni.

L'elevata quantità di gas che in questo caso trafile nel basamento fuoriesce da quest'ultimo attraverso il sistema di sfiato (che per motivi ecologici è collegato al sistema di aspirazione in modo da permettere il ritorno dei vapori in questione all'interno dei cilindri ove i vapori dell'olio bruciano, mentre i gas combusti, essendo inerti, no).

In cella prova motore si trova un dispositivo dedicato alla misura del suddetto flusso, questo è si chiama *Blow-By Meter* ed è riportato in *Fig.7*.



Fig.7 Blow-By Meter

Come si vede in *Fig.8*, il suo funzionamento è basato su un tubo di misura dotato di due orifizi, opportunamente calibrato, in base al range di volume di gas misurato.

Attraverso un trasduttore di pressione opportunamente collegato ai due orifizi, si rileva la caduta di pressione.

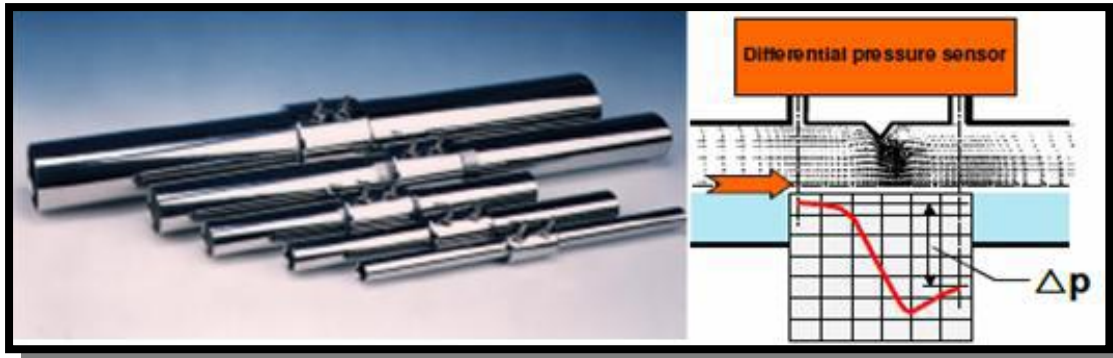


Fig.8 Schema di funzionamento del Blow-By Meter; tubi calibrati di misura per vari range di portata

2.1.4 Strumentazione per la misura della fumosità

La fumosità viene misurata da un filtro che rileva il quantitativo di carbone presente nei gas combusti allo scarico, connesso alla qualità della combustione del motore.

In *Fig.9* si può vedere la struttura interna del fumimetro:



Fig.9 Struttura interna del fumimetro

Lo strumento campiona un quantitativo, in volume, di gas di scarico e lo convoglia ad un filtro di carta presente al suo interno.

Coma si vede dalla *Fig.10*, il filtraggio provoca un annerimento della carta, valutato grazie all'utilizzo di una cellula fotoelettrica e di un microprocessore che trasforma la risposta di tipo elettrico della cellula in un numero chiamato FSN (*Filter Smoke Number*), che è una scala convenzionale definita dalla *ISO 10054*.

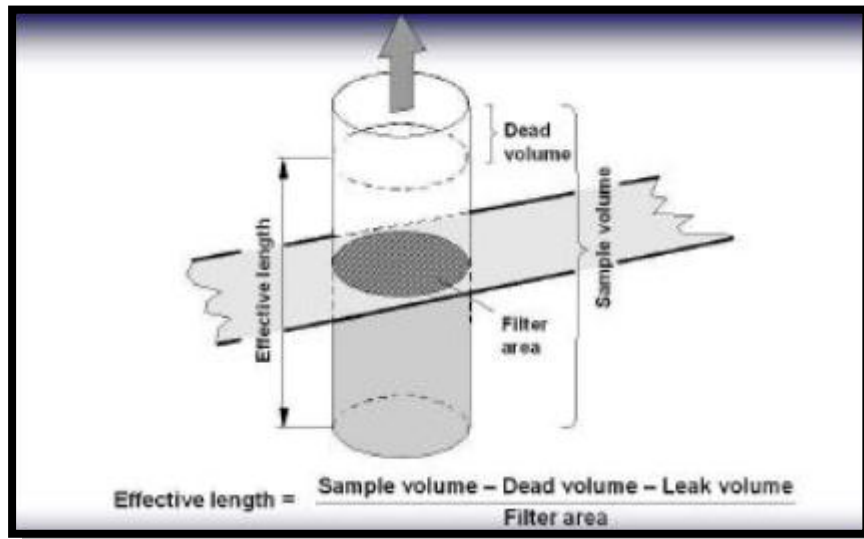


Fig.10 Schema del filtraggio del fumo attraverso il filtro

In conclusione l'entità della fumosità viene valutata con la lettura del tono di grigio del filtro, in base ad una scala predefinita.

La carta è composta da un rotolo che scorre volta per volta durante la richiesta di analisi fumimetro al banco da parte dell'operatore.

2.1.5 Strumentazione per analisi emissioni inquinanti

L'introduzione di normative antinquinamento, nei principali paesi industrializzati, ha portato allo sviluppo di una strumentazione adeguata per il rilievo di sostanze inquinanti ed alla definizione di condizioni di funzionamento più significative per eseguire tali misure.

Per le prove al banco si utilizza un sistema di analisi (analizzatore - Fig.11) quale raccogliatore dei rilievi delle principali sostanze inquinanti emesse allo scarico, oggetto di interesse in fase di sviluppo del motore. Al suo interno si trovano più dispositivi ognuno dei quali dedicato al rilevamento di alcune tipologie di inquinante.



Fig.11 Analizzatore esterno alla cella prova motore

Per la misura della concentrazione di CO , CO_2 , O_2 , sono solitamente usati i dispositivi NDIR (*Nondispersive Infrared Detectors*). Questi sfruttano il fatto che un gas esposto a radiazioni infrarosse, assorbe quelle di una particolare lunghezza d'onda, in base alle caratteristiche della sua struttura atomica.

Come mostrato in Fig.12 la sorgente di raggi infrarossi dirige le sue radiazioni sulle due celle di misura C e D contenenti gas del tipo di quello da rilevare (CO , O_2 , CO_2 ecc...), le quali sono divise dalla membrana M costituente una delle due armature di un condensatore elettrico.

Lungo il cammino dei raggi, fra sorgente e celle di misura, sono posti due volumi cilindrici con basi trasparenti ai raggi infrarossi.

Il primo B è riempito di azoto e serve da riferimento, mentre il secondo A è attraversato dal gas da analizzare. Se in quest'ultimo non è presente il componente da rilevare, il gas contenuto nelle celle di misura C e D assorbe la stessa quantità di energia. Ne deriva quindi un uguale innalzamento di temperatura e di pressione, che provoca due forze opposte sulla membrana M, impedendole di spostarsi.

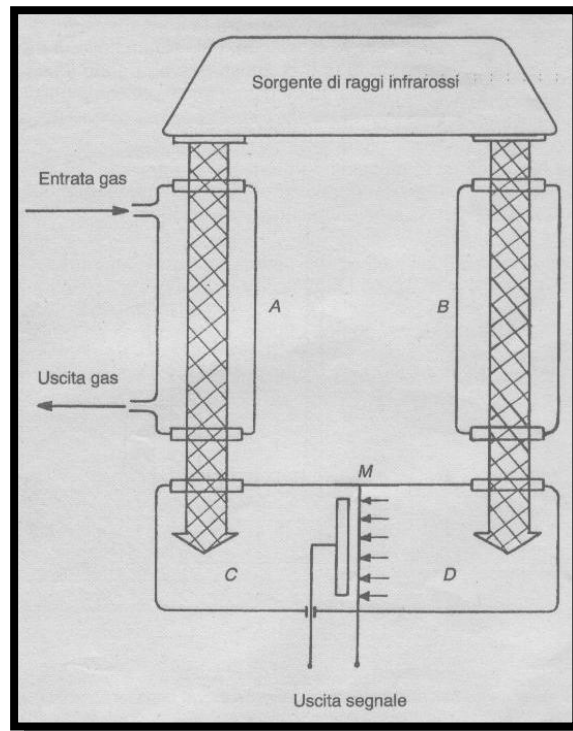


Fig.12 Principio di funzionamento di uno strumento di misura a raggi infrarossi non dispersivo

Quando nella cella A passa un campione da analizzare, esso assorbe una quantità di energia proporzionale alla sua concentrazione.

Le radiazioni assorbite non giungono quindi alla cella di misura C, per cui l'aumento di pressione del gas in essa contenuto è minore di quello relativo al gas nella cella D. Ne segue uno spostamento della membrana M, che viene trasformato in segnale elettrico proporzionale alla percentuale del componente da analizzare.

All'interno dell'analizzatore è presente anche uno strumento a ionizzazione di fiamma (Fig.13) in grado di rilevare la concentrazione di HC. Si basano sul principio per cui una fiamma di idrogeno puro, che brucia in aria, forma un trascurabile numero di ioni, mentre la combustione di idrocarburi, produce una ionizzazione abbastanza forte.

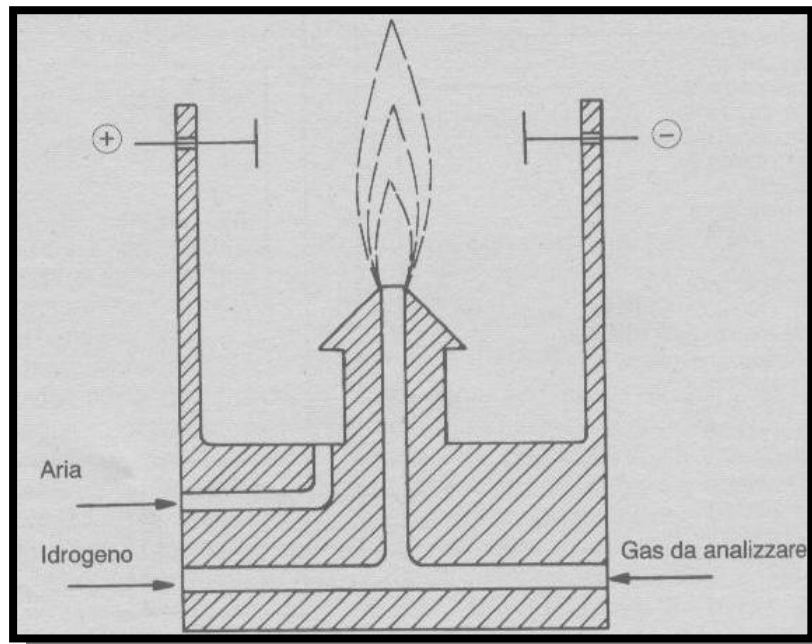


Fig.13 Principio di funzionamento di uno strumento di ionizzazione a fiamma

La parte sensibile di questi strumenti è quindi costituita da un bruciatore, nel quale un flusso calibrato di gas attraversa la fiamma sostenuta dalla combustione di idrogeno in aria. La presenza di idrocarburi nel gas in esame dà origine allora ad una ionizzazione proporzionale al numero degli atomi di carbonio bruciati. Poiché gli ioni sono particelle cariche elettricamente, si ottiene il passaggio di corrente tra due elettrodi, posti nelle vicinanze della fiamma, tra i quali è mantenuta una differenza di potenziale costante.

Quanto più numerosi sono gli idrocarburi che bruciano nella fiamma di idrogeno ed aria, tanto maggiore è la corrente ionica, funzione perciò della percentuale di HC contenuti nel gas da analizzare.

Lo strumento fornisce quindi una misura degli idrocarburi totali presenti nei gas di scarico, in quanto il suo segnale è proporzionale al numero di atomi di carbonio bruciati, indipendentemente dal tipo di idrocarburo cui essi appartengono. Esso è calibrato con un campione di gas che contiene una percentuale nota di idrocarburo di riferimento (metano, propano, esano, ecc).

La concentrazione di HC viene allora normalmente espressa come frazione in volume, in parti per milione (ppm).

La misurazione della concentrazione degli NO_x in ppm all'interno dell'analizzatore, è invece affidata ad un misuratore a Chemi-Luminescenza.

Questo è basato sulla reazione di ossidazione dell'NO che regola le modalità con cui quest'ultimo si combina con l'ozono (O₃) dando origine a molecole di NO₂ eccitate elettronicamente, che ritornano allo stato normale emettendo radiazioni luminose (con $h\nu =$ quanto elementare di energia, $h =$ costante di Plank; $\nu =$ frequenza della radiazione elettromagnetica prodotta).



L'intensità di questa emissione è proporzionale alla percentuale di NO contenuta nel campione da esaminare, ed è rilevata da un fotomoltiplicatore e trasformata in segnale elettrico (*Fig.14*).

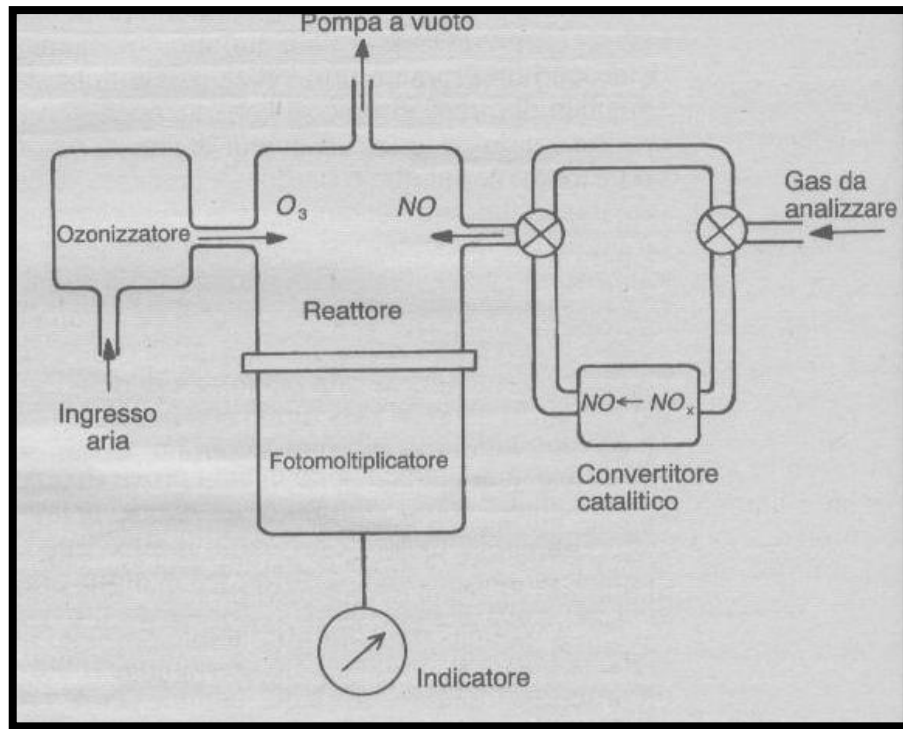
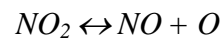


Fig.14 Principio di funzionamento di uno strumento di misura a Chemi-Luminescenza

Per misurare anche l'ossido NO₂, che con NO è contenuto nei gas di scarico, occorre far passare il campione di gas in esame in un convertitore catalitico, il quale trasforma l'NO₂ in NO secondo la relazione:



Di conseguenza lo strumento completo misura la concentrazione totale degli NO_x (NO + NO₂) presenti allo scarico, valutati come NO.

2.1.6 I sistemi Indicating

Come suggerisce il nome stesso, nei sistemi *Indicating* sono compresi tutti gli strumenti presenti sul motore e più in generale nella cella prova utili per misurare le grandezze d'interesse relative al ciclo indicato.

2.1.6.1 Software per l'acquisizione della pressione di combustione

L'*Indimeter* è un sistema elettronico per l'acquisizione ad alta frequenza e l'elaborazione di dati relativi al funzionamento di motori ai banchi prova. La parte hardware della strumentazione riceve i segnali provenienti dai vari trasduttori utilizzati sul motore e li campiona in corrispondenza degli impulsi ricevuti dal sensore di posizione angolare dell'albero motore. Il campionamento non è quindi eseguito ad intervalli temporali, bensì angolari (costanti).

L'hardware dell'*Indimeter* è provvisto di una porta seriale per il collegamento con un personal computer, dove un software permette la visualizzazione e la memorizzazione dei dati (Fig.15).

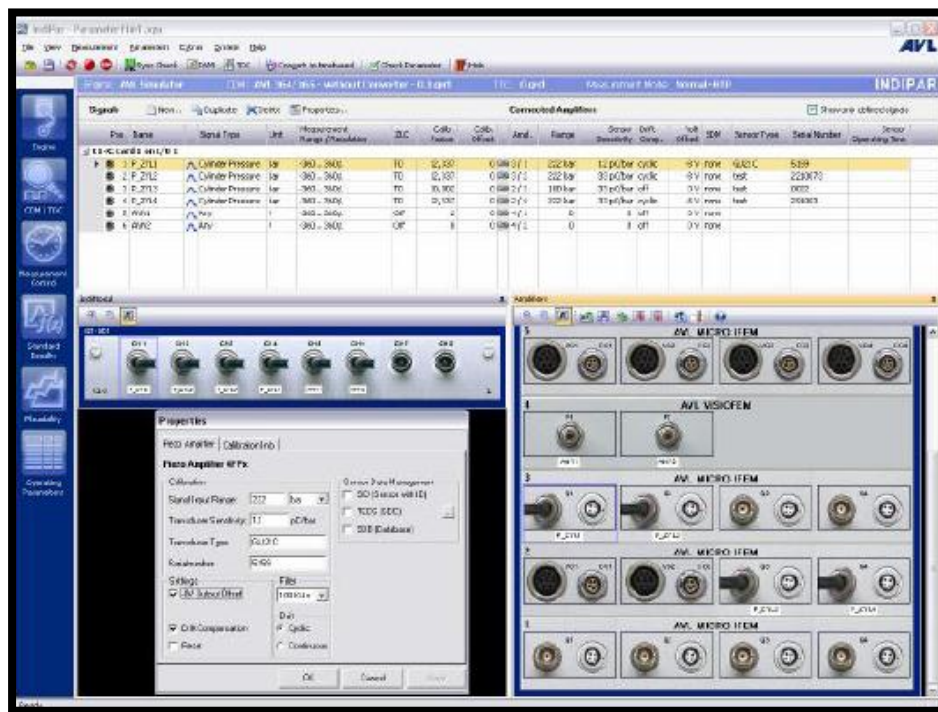


Fig.15 Schermata principale Indicom

Il software dispone anche di alcune funzioni per l'elaborazione dei cicli memorizzati. In particolare è possibile ottenere l'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella (Fig.16), il ciclo indicato del motore nel piano *Pressione-Volume* (Fig.17) e il rilascio termico espresso in funzione dell'angolo di manovella (Fig.18).

I tre grafici sono calcolati dal software mediante algoritmi che tengono conto dei parametri geometrici del motore e del coefficiente delle trasformazioni politropiche seguite dal fluido.

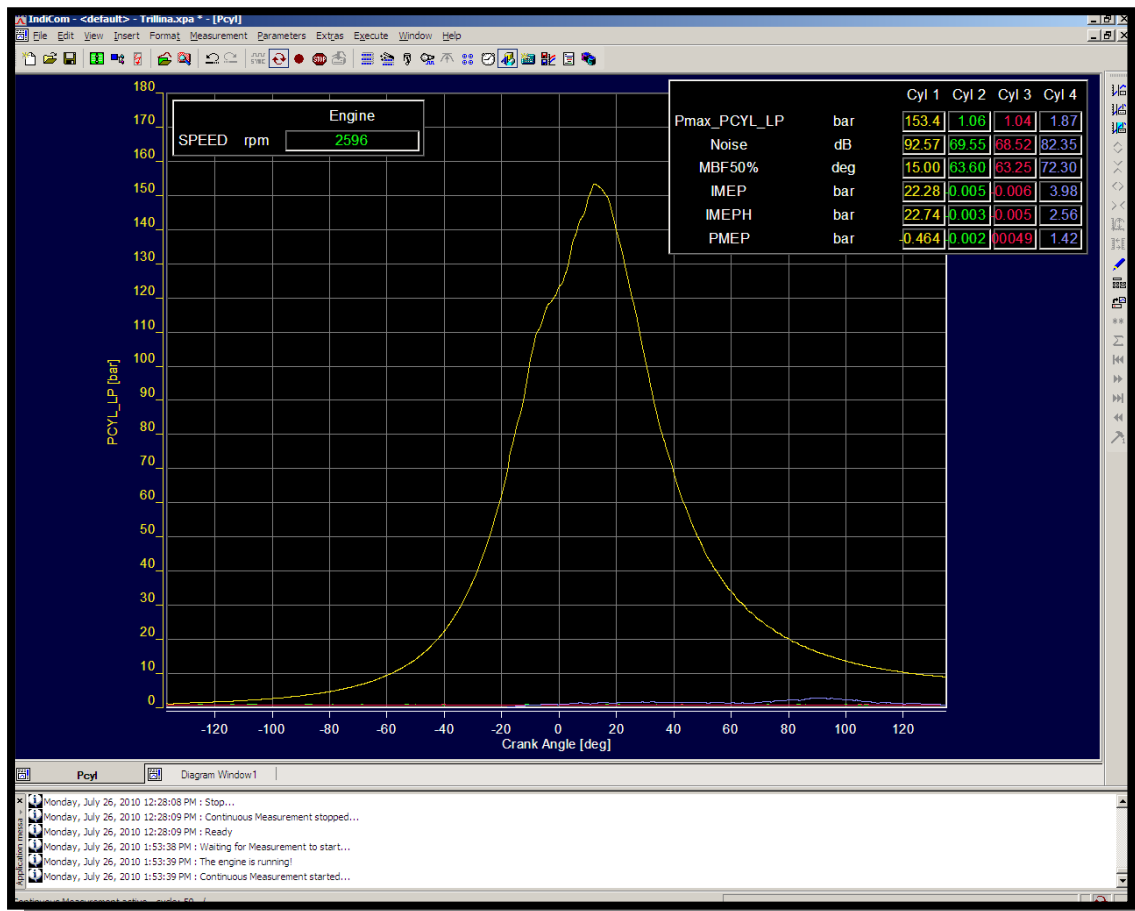


Fig.16 Schermata Indicom relativa all'andamento della pressione in un cilindro in funzione dell'angolo di manovella

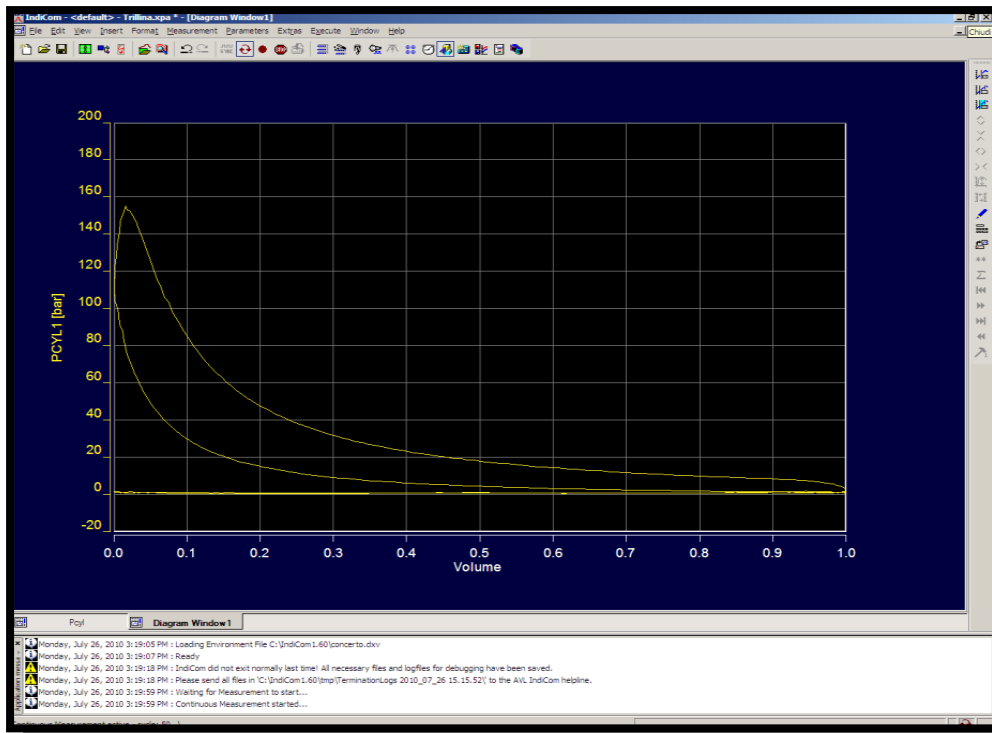


Fig.17 Schermata Indicom relativa al ciclo indicato di un cilindro nel diagramma P-V

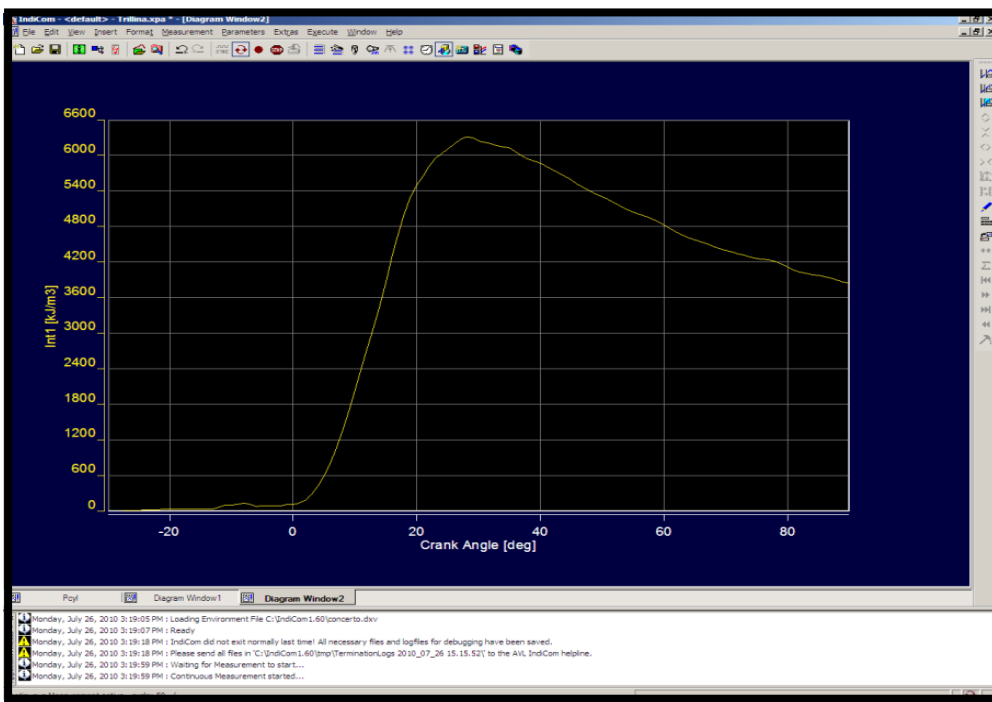


Fig.18 Schermata Indicom relativa all'andamento dell'integrale del rilascio termico per unità di cilindrata

2.1.6.2 Trasduttore di pressione in camera di combustione

L'andamento di pressione in camera si rileva mediante un trasduttore piezoelettrico, posizionato sulla testa e affacciato direttamente all'interno della camera di combustione, al posto della candele di preriscaldamento. Il funzionamento dei trasduttori piezoelettrici si basa sulla capacità dei cristalli di quarzo di emettere delle cariche elettriche in quantità proporzionale alla forza cui sono sottoposti.

Le cariche elettriche sono inviate ad un amplificatore di carica che trasforma il segnale in una differenza di potenziale, grandezza poi trasmessa ad uno dei canali in ingresso della strumentazione di acquisizione dati (giraffa di banco, vedi *Paragrafo 2.1.8*).

Il trasduttore utilizzato (non raffreddato), *Kistler (Fig.19)*, abbina alla dovuta resistenza agli stress termici e meccanici della combustione, un'elevata precisione di misura ed un ingombro ridottissimo, che lo rende particolarmente adatto ad essere utilizzato su questo tipo di motori.

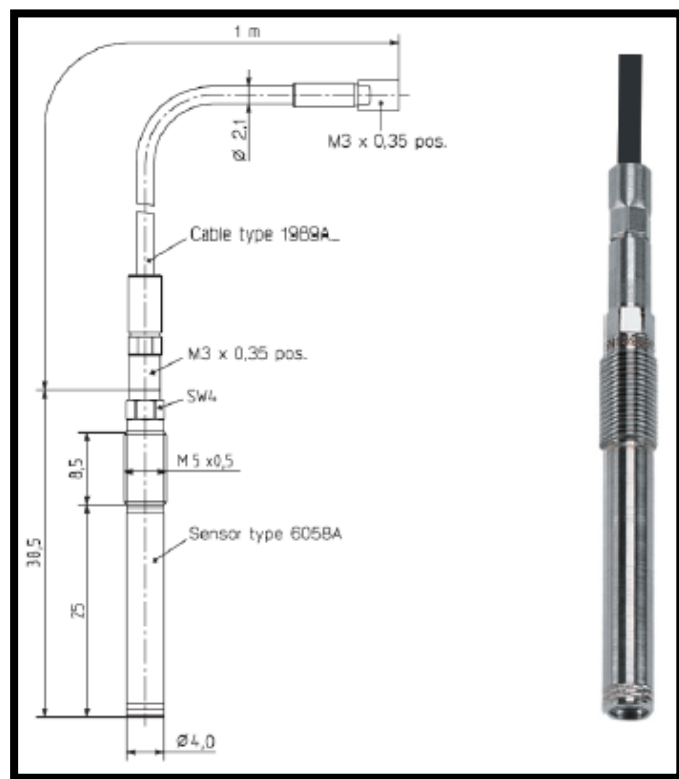


Fig.19 Trasduttore di pressione Kristler

2.1.6.3 Il sensore ottico di posizione angolare dell'albero motore

Il sensore utilizzato per determinare la posizione angolare dell'albero motore è un encoder ottico ad elevata precisione, in grado di raggiungere una risoluzione di un decimo di grado (via software). Costituito da una parte rotante, rigidamente collegata all'albero motore, e da una parte statorica, vincolata al blocco motore, questo strumento funziona utilizzando un disco finestrato solidale al rotore e due coppie di trasmettitori-ricevitori di luce infrarossa applicate nello statore. Ogni interferenza provocata dalle tacche presenti sul disco, causa l'emissione di un impulso da parte del diodo ricevitore. Il grosso vantaggio di una misura ottica è la bassa sensibilità alle interferenze di tipo elettrico presenti normalmente nei motori.

I segnali rilevati dalle coppie ricevitore-trasmettitore sono di due tipi: il primo fornisce un impulso ogni cinque decimi di grado e rappresenta la misura vera e propria, l'altro segnale fornito una volta ogni giro, è di sincronismo e, oltre ad essere utilizzato per misurare la velocità del motore, serve a correggere il primo segnale.

Per evitare imprecisioni di misura, dovute ai movimenti relativi tra Pick-Up e disco trasparente che si possono creare a causa delle oscillazioni flessionali dell'albero motore, rotore e statore sono collegati tramite un cuscinetto a gioco molto ridotto. Inoltre il vincolo fra motore e statore è realizzato mediante una coppia sferica applicata all'estremità di un lungo braccio (*Fig.20*) per limitare la rotazione dello statore rispetto all'asse del rotore in seguito alle oscillazioni.

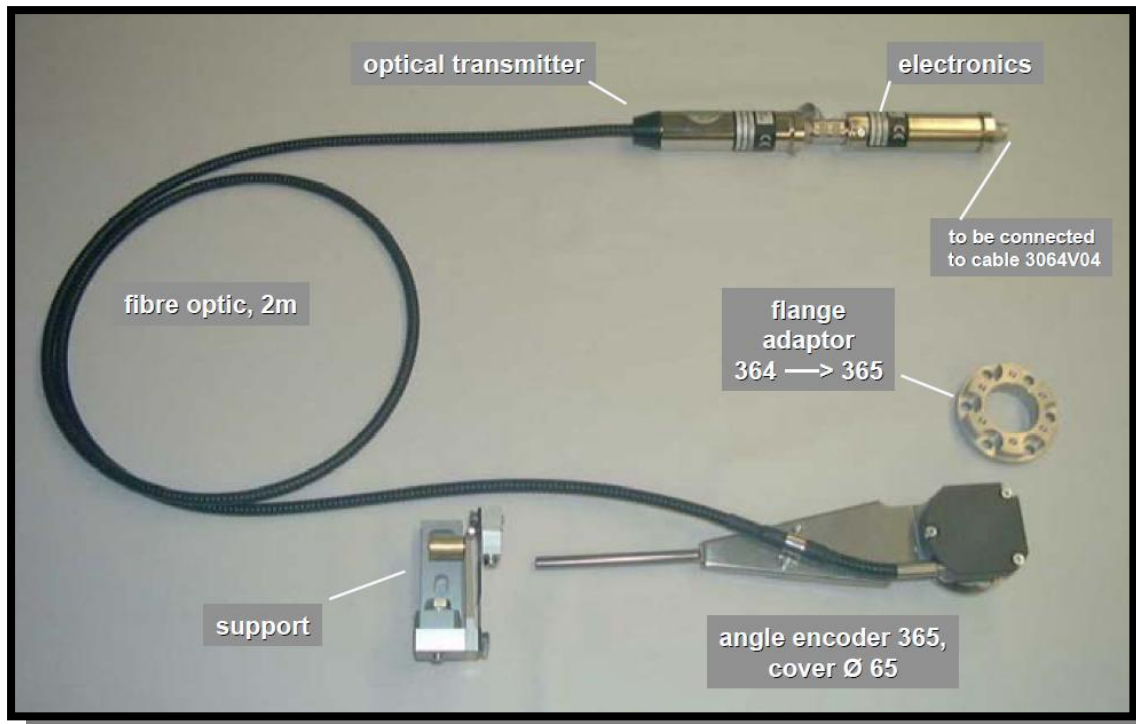


Fig.20 Componenti dell'encoder ottico

2.1.7 Strumentazione *dSPACE*

Il *MicroAutoBox* (Fig.21) è un sistema *Real Time* prodotto da *dSPACE*, installabile sia in vettura che al banco prova motore, in grado di eseguire strategie di controllo motore in *Rapid Prototyping* (l'insieme di tutte le attività destinate a calibrare in *Real Time* le mappe centralina per motori prototipali).

Tale modulo è uno dei protagonisti principali, in quanto il modello sviluppato, responsabile del controllo motore *Low Pressure EGR*, è stato caricato e compilato su questo componente; infatti, esso si prende carico dell'intera gestione dei sensori e attuatori necessari al funzionamento del sistema di sovralimentazione, andando a sostituire integralmente il software implementato nella centralina controllo motore.

Essendo dotato di una memoria non volatile (*Flash Memory*), il *MicroAutoBox* è in grado di eseguire autonomamente le strategie caricate al suo interno subito dopo la sua accensione.

In questo modo è in grado di eseguire l'ultima strategia programmata anche senza il collegamento diretto ad un computer.

Il suo hardware è dotato d'ingressi/uscite analogici e digitali. Inoltre supporta il protocollo per la comunicazione *CAN* (di cui parleremo nel *Paragrafo 3.3.3*).



Fig.21 Modulo centralina dSPACE MicroAutoBox

Dal lato attuatori, invece, il dispositivo *MicroAutoBox* non è sufficiente per comandare in potenza gli attuatori (in quanto dotato di uscite 0-12 V e quindi utilizzato solamente per la gestione software), allora viene affiancato da un ulteriore modulo centralina chiamato *RapidPro System* (*Fig.22*) che si occupa di tutta la gestione in potenza (*Power-Stage*) dedicata agli attuatori.

La necessità di utilizzare queste centraline aggiuntive rispetto alla centralina di riferimento vettura Bosch, nasce dal fatto che, la centralina Bosch non ha implementate tutte le strategie relative al controllo motore *Low Pressure EGR* (siccome è un sistema di ricircolo dei gas di scarico mai installato fin'ora), allora si è deciso di sviluppare in centralina *dSPACE*, per semplicità, oltre che alle strategie EGR, anche tutto il sistema aria motore.

Questo ha comportato un elevato risparmio in termini economici dato che l'implementazione del software per un nuovo sistema di gestione motore può comportare costi davvero esosi e non indifferenti.

Il sistema software ed hardware *dSPACE* viene totalmente gestito e programmato internamente all'azienda VM.

Il resto della gestione motore (sistema iniezione e tutto il controllo di coppia) viene, invece, affidato in parallelo alla centralina Bosch già installata precedentemente su vettura e quindi già provvista di tutte le strategie necessarie per il funzionamento motore.



Fig.22 Modulo centralina dSPACE RapidPro System

2.1.8 Il sensore di misura del punto morto superiore

Quando si effettua il rilievo della curva di pressione del motore utilizzando l'*Indimeter* per acquisire i dati, è necessario prima aver determinato l'esatta posizione angolare del punto morto superiore (*TDC*).

Ci sono due modi per condurre tale misurazione:

- **Determinazione statica del TDC**, mediante il *TDC Sensor*, quale strumento di elevata precisione;
- **Mediante un sensore capacitivo**, che alloggiato sulla testa, col motore in modalità trascinata e in assenza di iniezione, permette di giungere alla misura dinamica del *TDC*.

Il primo modo vede la determinazione del *TDC* per via meccanica, tramite un sensore che entra proprio in contatto col cielo del pistone (*Fig.23*).

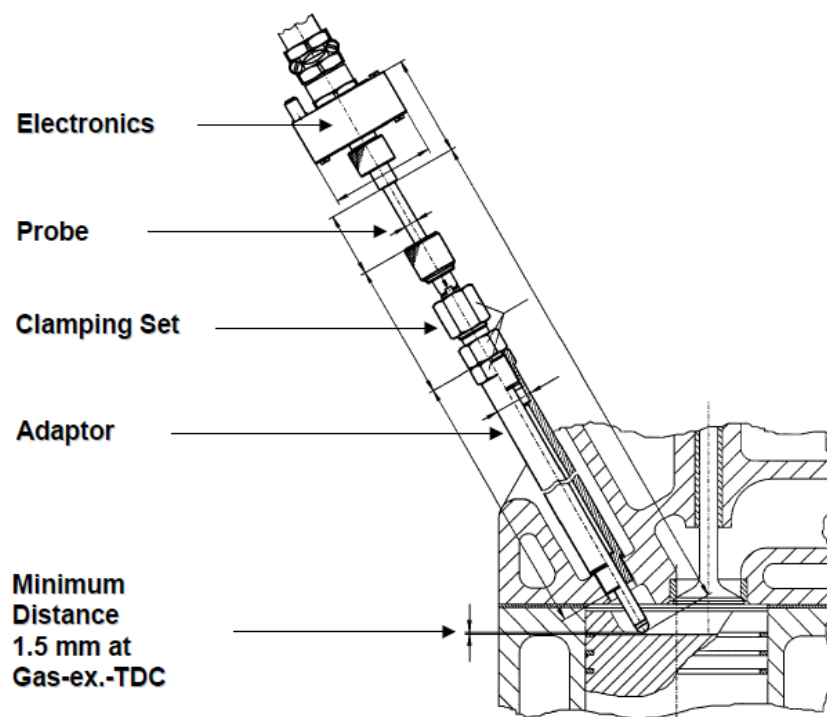


Fig.23 Assieme e montaggio del TDC Sensor

Il secondo fornisce una minor precisione della misura, in quanto si deve considerare il ritardo con cui il sensore riesce ad intercettare l'onda di pressione rispetto all'istante effettivo in cui il pistone raggiunge il punto morto superiore. Infatti come informazione preliminare è necessario fornire il *Loss Angle*, quale entità del ritardo, in genere scelto pari a 1° .

Il circuito elettronico dedicato invia un segnale analogico contenente tutti i punti acquisiti. Il valore massimo corrisponde alla posizione del *TDC* del motore. L'elaborazione dati viene eseguita direttamente in connessione con i valori angolari in uscita dall'encoder ottico angolare.

La Fig.24 riporta la procedura di calcolo utilizzata, che prende il nome di *Horizontal Cut Principle*.

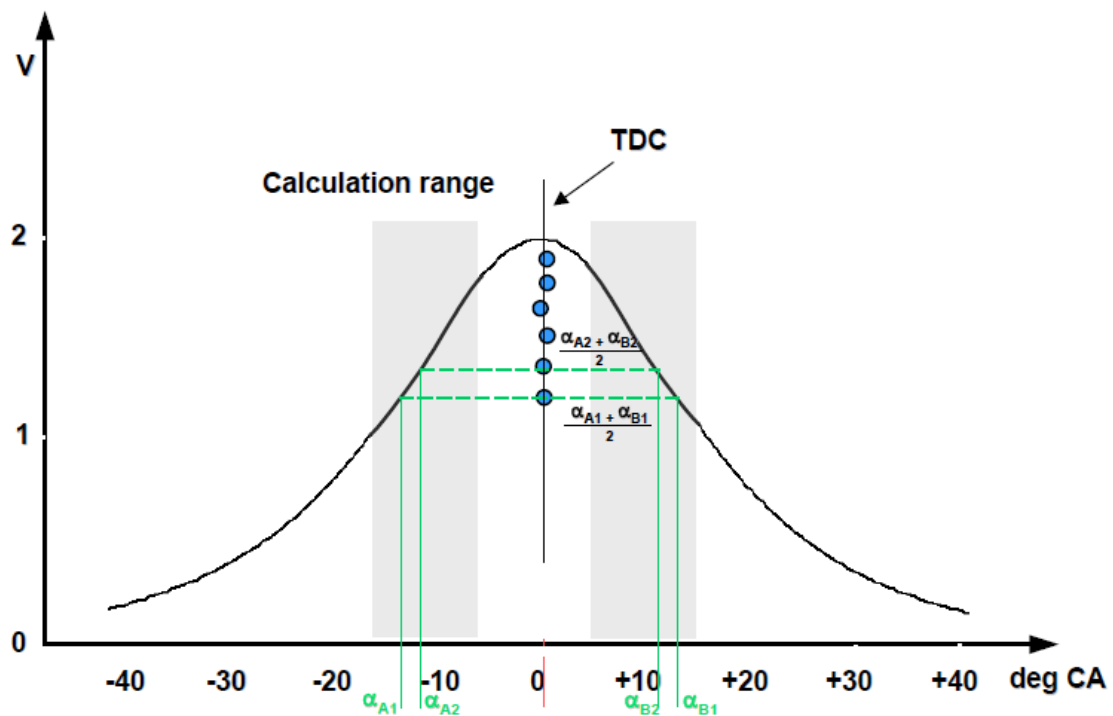


Fig.24 Procedura *Horizontal Cut Principle* per il calcolo del *TDC*

Il sensore, ogni 360° di rotazione dell'albero motore, rileva due valori angolari cui corrisponde lo stesso valore di *TDC*. Per trovarne la corretta posizione, il processore effettua una media sul *Taglio Orizzontale*, come dal nome della tecnica, sui due valori.

Alla fine si verranno ad avere una serie di punti, nell'intorno del valore angolare cui corrisponde la posizione precisa del *TDC*. La media angolare verrà presa come valore *Zero* ovvero come *TDC*.

2.1.9 Strumentazione per l'acquisizione dati del banco prova: giraffa

Il motore a banco è strumentato, in ogni punto d'interesse, con termocoppie/termoresistenze e sensori di pressione. La misura effettuata da ogni trasduttore è ricondotta ad un sistema di *Data Logging* presente in cella chiamato giraffa (*Fig.25*), che preleva, in analogico, il valore in V o mA e lo invia in rete al computer centrale.

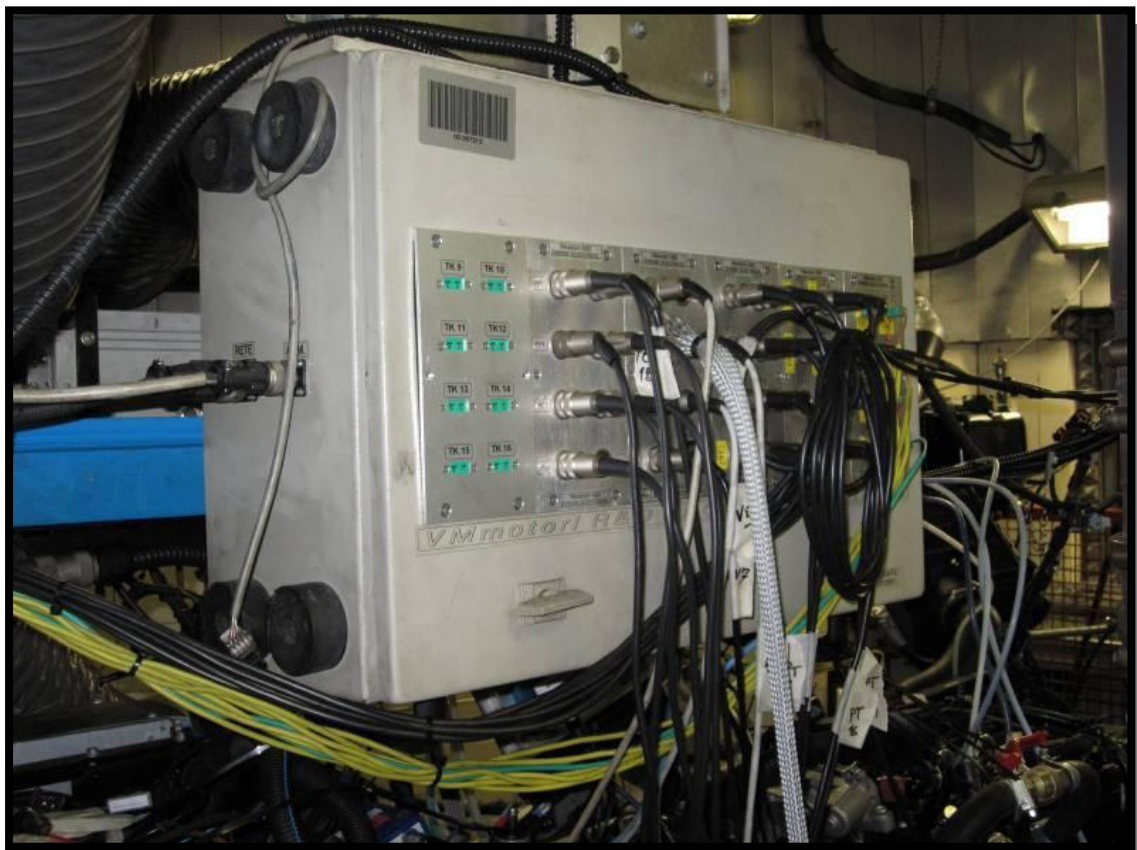


Fig.25 Giraffa di banco

All'interno vi sono i *Compact Fieldpoint*, ovvero dei moduli che contengono un certo numero di prese, ognuno dei quali può accogliere in ingresso trasduttori di temperatura o pressione, ma non entrambi.

2.1.10 Strumenti per l'acquisizione di portate

All'interno delle procedure di molte delle attività di banco è richiesto l'utilizzo di dispositivi in grado di misurare la portata dei fluidi coinvolti nel funzionamento del motore.

Esistono diversi dispositivi in grado di effettuare tali misure. Considerando la tipologia di fenomeno fisico che ne regolano il funzionamento, normalmente la frequenza di funzionamento è relativamente bassa (1-10 Hz).

Nella scelta del dispositivo di misura, si deve tener conto di:

- Tipo di fluido oggetto della misura: aria, acqua, olio, gasolio;
- Quanto è invasivo lo strumento (diametri in/out, lunghezza, ΔP , ecc...);
- Sensibilità e range di misura.

Solitamente una misura di portata viene ricondotta ad una di velocità, tenuto conto della relazione:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

dove:

- ρ = densità del fluido nelle condizioni al contorno presenti al momento della misura;
- V = velocità del fluido in esame;
- A = area della sezione di passaggio riservata al fluido.

Tra i principali sistemi di misura della portata utilizzati in ambito motoristico, si ricordano i seguenti:

2.1.10.1 Misuratori a turbina o palette

Sono utilizzati principalmente per acqua, olio, gasolio. Sono costituiti da un'elica che viene posta in rotazione dalla corrente fluida (analogamente ad una turbina idraulica Fig.26). Misurando la velocità di rotazione dell'elica (ad esempio mediante *Pick-Up* magnetici) e considerando diversi parametri quali densità, viscosità, sezione di passaggio del fluido e geometria delle palette, si può risalire alla portata.

Oggi tali strumenti possono avere dimensioni contenute, con buona precisione (fino a 0.05% del fondo scala) e caduta di pressione limitata. Generalmente il range di misura è funzione del diametro ed il valore minimo è 0.1 del fondo scala (elevato) a causa dell'inerzia della turbina. È rischioso utilizzare lo strumento per portate prossime a quella massima a causa degli eventuali distacchi di vena fluida che si possono verificare, alterando il comportamento dello strumento.

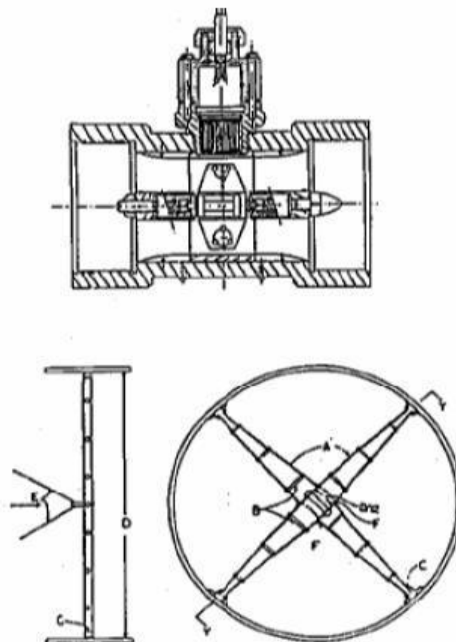


Fig.26 Misuratore di portata a turbina

2.1.10.2 Misuratori magnetici

Sono utilizzati principalmente per valutare le portate d'acqua.

Il funzionamento si basa sulla legge di induzione magnetica di *Faraday*:

$$E = \frac{dF}{dt}$$

dove:

- dF = variazione di flusso magnetico;
- dt = variazione di tempo;
- E = forza elettromotrice indotta in un circuito dalla variazione di campo magnetico, questa è pari alla velocità con cui varia il flusso concatenato.

Sono costituiti da una bobina, in cui scorre una corrente variabile nel tempo, avvolta attorno al condotto in cui passa il fluido. La corrente genera in quest'ultimo un campo magnetico oscillante.

Il moto di un fluido paramagnetico, come l'acqua, all'interno del condotto, perturba il campo magnetico generando una forza elettromagnetica funzione della velocità del fluido e quindi della sua portata massica (*Fig.27*).

I principali vantaggi introdotti dall'utilizzo di questo tipo di misuratori sono che non creano caduta di pressione e non sono intrusivi. Gli unici problemi sono legati ad un'applicazione vincolata all'utilizzo di fluidi paramagnetici e dal fatto che lo strumento ha diametro minimo pari a 10 mm.

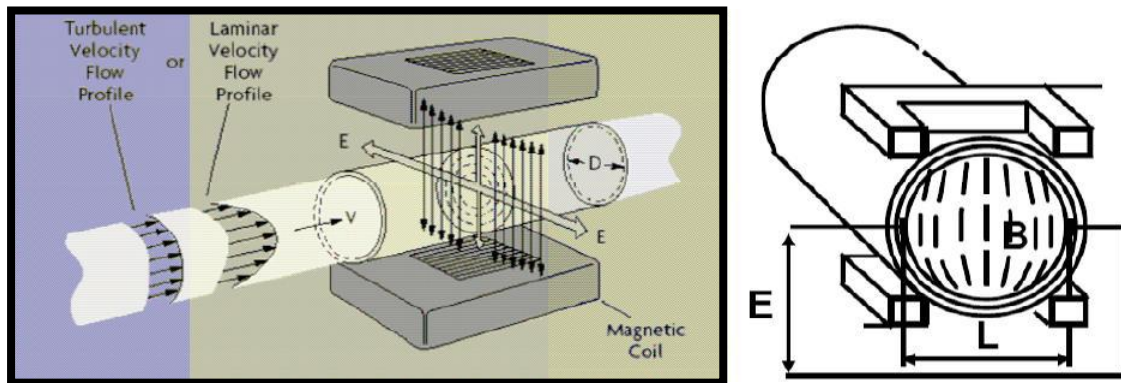


Fig.26 Schema di funzionamento di un misuratore di portata ad induzione magnetica

Il campo elettrico generato risulta:

$$E = B \cdot L \cdot V$$

dove:

- B = campo magnetico;
- L = lunghezza del conduttore, coincidente con il diametro del tubo;
- V = velocità del flusso;
- E = campo elettrico rilevato dagli elettrodi.

Ma poiché:

$$E = B \cdot L \cdot \frac{Q}{A}$$

Dove:

- Q = portata volumetrica;
- A = area della sezione di passaggio.

Allora si può dedurre che:

$$E \propto Q$$

Si riportano le specifiche tecniche dei modelli più utilizzati:

- **SIEMENS MAG 5000**

Limiti temperatura ambiente	-20°C / +50°C
Limiti temperatura fluido	-20°C / +120°C
Alimentazione	230 V
Output	4 / 20 mA
Frequenza	0 – 10 Hz
Accuratezza	± 0.5 %

- **YOKOGAWA GS01E10A01-01E**

Limiti temperatura ambiente	-40°C / +60°C
Limiti temperatura fluido	-40°C / +150°C
Alimentazione	220 V
Output	4 / 20 mA
Tipo di sensore	Serie R, modello E100
Portata massima	32650 [kg/h]
Portata nominale	16325 [kg/h]

2.1.10.3 Misuratori ad effetto *Coriolis*

Sono utilizzati principalmente per olio e gasolio.

Sfruttano l'effetto di *Coriolis*, secondo il quale una massa m , o un elemento fluido dm , in moto su una traiettoria che ruota viene sottoposta a una forza proporzionale alla velocità di rotazione.

Come si nota dalla *Fig.27*, nello strumento il fluido incognito è vincolato a passare attraverso un tubo di forma opportuna. Due sensori monitorizzano in ingresso ed uscita il movimento di tale dispositivo.

Col fluido fermo, i due sensori forniscono segnali in fase, mentre se il fluido è in movimento il segnale ritarda rispetto all'ingresso.

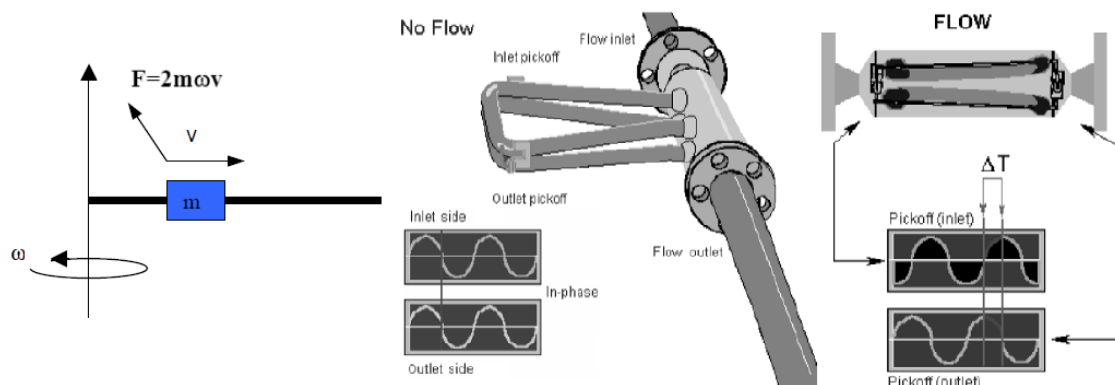


Fig.27 Schema di funzionamento di un misuratore di portata ad effetto Coriolis

Per quanto precisi e accurati, è necessario adottare qualche precauzione in fase d'installazione ed inoltre per le grandi dimensioni che li caratterizzano, sono molto invasivi. Si riportano le specifiche tecniche di un modello tipicamente usato:

- **MICROMOTION**

Limiti temperatura ambiente	-40°C / +60°C
Limiti temperatura fluido	-40°C / +125°C
Alimentazione	220 V
Output	4 / 20 mA
Tipo di sensore	Serie R, modello E100
Portata Massima	32650 [kg/h]
Portata Nominale	16325 [kg/h]

2.1.10.4 SensyFlow

Si tratta di un debimetro (*Fig.28*) di precisione il cui principio di funzionamento si basa sull'anemometria a filo caldo, generalmente utilizzato per la misura puntuale di portata d'aria. Il corpo della sonda è un sottile filo metallico (generalmente platino), o una pellicola della dimensione di circa 1 mm, riscaldato dal passaggio di corrente. Per effetto del flusso d'aria si ha uno scambio termico convettivo tra aria e filo, che provoca un raffreddamento di quest'ultimo. Il raffreddamento dipende dalle proprietà fisiche e geometriche del corpo e da quelle fisiche del fluido, che sono tutte note, inoltre dipende dalla velocità del flusso d'aria, che può essere quindi facilmente ricavata.

Questi sensori sono poco intrusivi e dotati di buona precisione, hanno elevata risposta in frequenza, 100 Hz, ma per contro non discriminano il verso del flusso d'aria e sono sensibili alle impurità presenti nel flusso, che possono alterarne il comportamento.

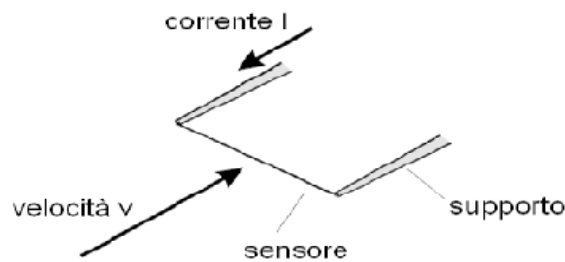


Fig.28 Schema di funzionamento di un misuratore di portata a filo caldo

Si riportano di seguito le caratteristiche tecniche dello strumento:

- **D3000243A**

Limiti temperatura ambiente	-25°C / +50°C
Limiti temperatura fluido	-20°C / +80°C
Grado di protezione del trasduttore	IP 54
Output	4 / 20 mA
Alimentazione	230 V
Accuratezza	< ± 1.0 %
Ripetibilità	< ± 0.25 %

2.2 Allestimento di una prova motore

Per definire e descrivere le grandezze coinvolte nel processo di prova di un motore con l'ausilio di un banco è necessario essere in possesso di alcune indicazioni sulla configurazione del banco e del motore.

I parametri ottenuti per ogni prova motore si dividono in due principali categorie:

- **Parametri di banco:** acquisiti mediante la strumentazione esterna, già descritta nella sezione precedente;

- **Parametri di centralina motore:** letti tramite l'ausilio dei canali di output della centralina.

In Fig.29 è riportato lo schema dei punti (fisici) standard di rilevamento delle principali pressioni e temperature dei gas elaborati dal motore, valido per qualsiasi attività oggetto di sviluppo.

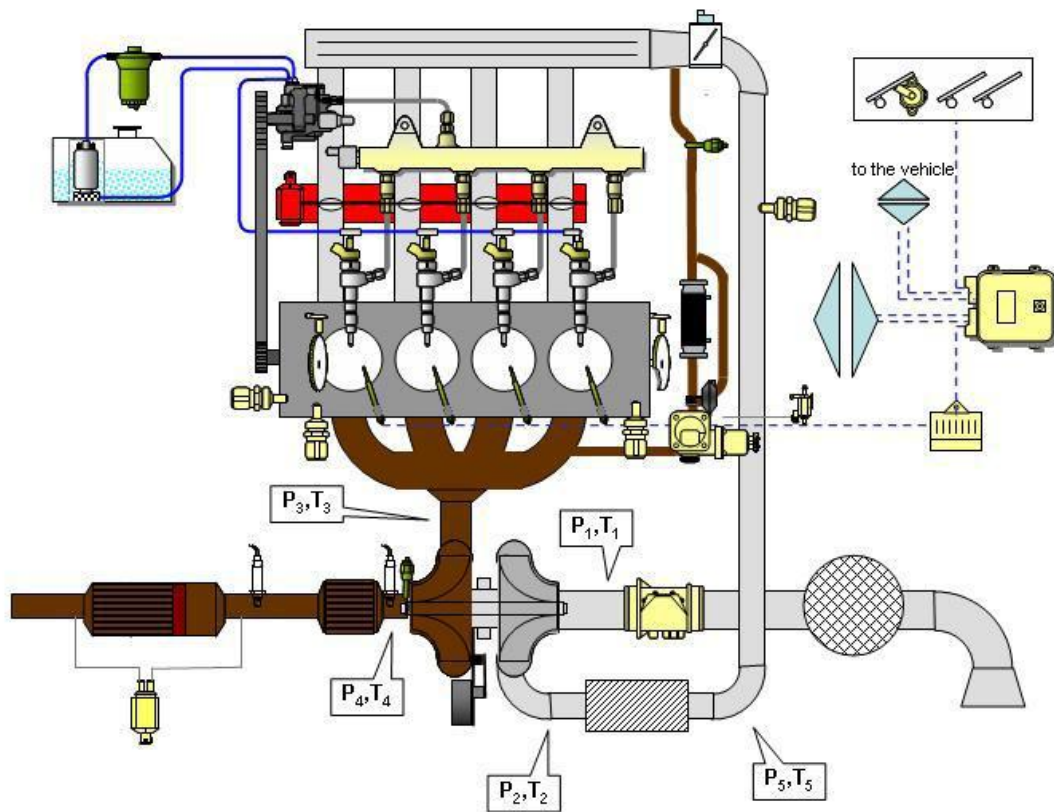


Fig.29 Schema del motore comprensivo dei componenti ausiliari e dei principali punti di misura dotati di strumentazione al banco

Per meglio comprendere quali siano le grandezze coinvolte nel processo di prova su banco, se ne riporta una breve descrizione, molto schematica, completa di simbolo e unità di misura.

Ognuno di essi è comune a tutte le prove eseguite su motori VM e non soltanto a quelle svolte presso il reparto R&D.

2.2.1 Grandezze coinvolte nel processo di banco prova

GRANDEZZE MOTORE ACQUISITE		
Giri Motore	Giri motore rilevati dal freno	[rpm]
LOAD	Peso agente sulla cella di carico freno	[kg]
Consumo	Consumo orario combustibile	[kg/h]
SMOKE	Fumosità	[FSN]
AIR MASS	Portata aria aspirazione	[kg/h]
Tamb	Temperatura ambiente	[°C]
T1	Temperatura aria ingresso filtro aria, ove possibile deve essere rilevata 5 cm dopo l'imbocco del sistema di aspirazione, ma comunque nella zona centrale del flusso	[°C]
T2	Temperatura aria uscita compressore, ove possibile deve essere rilevata a 15 cm dalla sezione di uscita del compressore	[°C]
T3	Temperatura gas di scarico ingresso turbina, presa davanti alla sezione di ingresso della turbina	[°C]
T4	Temperatura gas di scarico uscita turbina, ove possibile presa a 15 cm dopo la sezione di uscita della turbina, mediante un tubo di collegamento rettilineo	[°C]
T5	Temperatura aria uscita intercooler, ove possibile presa a 15 cm dalla sezione di ingresso farfalla	[°C]
T6 olio	Temperatura olio lubrificante in coppa, è importante scegliere una protusione tale da evitare zone di calma	[°C]

Tin acqua	Temperatura refrigerante entrata motore	[°C]
Tout acqua	Temperatura refrigerante uscita motore	[°C]
Tin fuel	Temperatura gasolio ingresso pompa iniezione, ove possibile al massimo a 15 cm dalla sezione di ingresso della pompa	[°C]
Tout fuel	Temperatura del gasolio al ritorno dal serbatoio (rappresenta la temperatura di gasolio rifiuto iniettori)	[°C]
Patm	Pressione atmosferica	[mbar]
Pasp	Pressione relativa aria ingresso filtro aria, presa ove possibile a 5 cm dalla sezione di ingresso del compressore dopo l'innesto del tubo di recupero vapori olio, è consigliabile usare plenum cilindrico per smorzare le pulsazioni	[mbar]
P2	Pressione relativa aria uscita compressore, presa ove possibile a 15 cm dalla sezione di uscita del compressore, usare plenum cilindrico per smorzare le pulsazioni	[bar]
P3	Pressione relativa gas di scarico ingresso turbina (davanti alla sezione di ingresso della turbina, usare plenum cilindrico per smorzare le pulsazioni)	[bar]
P4	Pressione relativa gas scarico uscita turbina, ove possibile a 15 cm dopo la sezione di uscita della turbina su un tratto rettilineo, usare plenum cilindrico per smorzare le pulsazioni	[mbar]
P5	Pressione relativa aria uscita intercooler, ove possibile a 15 cm dalla sezione di ingresso	[bar]

	della farfalla, usare plenum cilindrico per smorzare le pulsazioni	
Poil	Pressione relativa olio lubrificante in galleria	[bar]
Pcomb	Picco pressione relativa combustione nel cilindro	[bar]
TurboSpeed	Giri turbocompressore	[rpm]
Noise	Picco di rumorosità di combustione nel cilindro	[dB]
AI50%	Posizione angolare al 50% della carica combusta ($^{\circ}\text{CrS} = ^{\circ}\text{CrankShaft}$)	[$^{\circ}\text{CrS}$]
HR%	Umidità relativa	[%]
BlowBy	Portata vapori di Blow-By	[l/min]

Dalle grandezze sopra riportate ne derivano altre ricavate da formule di calcolo.

GRANDEZZE MOTORE CALCOLATE		
TORQUE	Coppia	[Nm]
TORQ.ECC	Coppia corretta (alle effettive condizioni ambientali)	[Nm]
POWER	Potenza	[CV – kW]
POW.EEC	Potenza corretta	[CV – kW]
F.CORR	Fattore correzione potenza	[-]
PME	Pressione media effettiva	[bar]
PME.EEC	Pressione media effettiva corretta	[bar]
Delivery	Consumo combustibile	[mg/str]
Deliv.(T)	Consumo combustibile con densità a T_{in} fuel	[mm ³ /str]
BSFC	Consumo specifico combustibile	[g/kWh – g/CVh]

BSFC.EEC	Consumo specifico combustibile corretto	[g/kWh – g/CVh]
A/F	Rapporto Aria/Combustibile	[-]
LAMBDA	$\frac{\frac{A}{F}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{Stechiometrico}}$	[-]
Soot	Derivato da SMOKE mediante correlazione AVL	[g/h]
Rend.Vol.	Rendimento volumetrico	[-]

Di seguito sono riportati i principali parametri centralina che possono essere acquisiti o meno in base al tipo di attività svolta a banco.

PARAMETRI DI CONTROLLO CENTRALINA MOTORE		
\$Giri	Giri motore	[rpm]
\$Intro	Introduzione gasolio per iniezione	[mm ³ /str]
\$Acc%	Percentuale acceleratore	[%]
\$AntMI	Anticipo iniezione main	[°CrS]
\$AntPil1	Anticipo iniezione pilota 1	[°CrS]
\$AntPil2	Anticipo iniezione pilota 2	[°CrS]
\$AntPoI1	Anticipo iniezione post 1	[°CrS]
\$AntPoI2	Anticipo iniezione post 2	[°CrS]
\$AntPoI2T	Anticipo iniezione post 2	[μs]
\$ETMI	Energizing time iniezione main	[μs]
\$ETPil1	Energizing time iniezione pilota 1	[μs]
\$ETPil2	Energizing time iniezione pilota 2	[μs]
\$ETPoI1	Energizing time iniezione post 1	[μs]
\$ETPoI2	Energizing time iniezione post 2	[μs]

\$qMI	Quantità gasolio iniezione main	[mm ³ /str]
\$qPil1	Quantità gasolio iniezione pilota 1	[mm ³ /str]
\$qPil2	Quantità gasolio iniezione pilota 2	[mm ³ /str]
\$qPoI1	Quantità gasolio iniezione post 1	[mm ³ /str]
\$qPoI2	Quantità gasolio iniezione post 2	[mm ³ /str]
\$RailPAct	Pressione rail attuata	[hPa]
\$dcEGR	% apertura valvola EGR	[%]
\$dcTVA	% apertura valvola a farfalla	[%]
\$dcVSA	% apertura valvola di swirl control	[%]
\$SwtByPass	Open/Close EGR Cooler By-Pass	[-]
\$dcTurbo	% apertura al turbo	[%]
\$pLin	Boost (pressione di sovralimentazione)	[hPa]
\$mDesBas	Portata aria per iniezione richiesta	[mg/Str]
\$mAIRPerCyl	Portata aria per iniezione effettiva	[mg/Str]
\$AIRHFM	Portata aria al debimetro	[kg/h]
\$THFM	Temperatura aria al debimetro	[°C]
\$Tintake	Temperatura aria collettore di aspirazione	[°C]
\$Frc	Friction (coppia dispersa per attriti negli accoppiamenti meccanici)	[Nm]
\$InrTrq	Coppia motore indicata	[Nm]
\$TrqEng	Coppia motore all'albero	[Nm]
\$T3	Temperatura scarico T3	[°C]
\$TDPFIn	Temperatura ingresso DPF	[°C]
\$dpDPF	Delta pressione DPF	[hPa]
\$stEGT	Stato rigenerazione On/Off	[-]
\$Teng	Temperatura acqua uscita motore	[°C]
\$Poil	Pressione olio motore	[hPa]

\$Toil	Temperatura olio motore	[°C]
--------	-------------------------	------

2.2.2 Indicazioni sulla configurazione della prova e del motore

Ogni prova e configurazione motore hanno dei riferimenti standardizzati e uniformati cui devono sottostare prima e durante l'esecuzione dell'attività oggetto di studio.

Si riporta in modo sintetico un'indicazione della configurazione per i vari organi:

- Il motore, posizionato sul banco, deve essere sottoposto a rodaggio secondo un'opportuna procedura;
- Il combustibile impiegato deve soddisfare la normativa cui sottostà il motore oggetto di prova;
- I dispositivi ausiliari necessari al funzionamento del motore, nell'impianto considerato, devono essere montati sul banco prova e, nei limiti del possibile, collocati nella posizione che occuperebbero nel reale impianto su vettura. E' ammesso l'utilizzo dell'alternatore di banco; in questo caso l'alternatore a bordo motore risulterà semplicemente trascinato. Gli accessori installati nel veicolo (pompa del servosterzo, compressore dell'aria condizionata, *Cabin Heater* e ventola di raffreddamento) sarebbe corretto mantenerli anche durante le prove al banco;
- L'intercooler solitamente viene sostituito con lo scambiatore di banco. Per riprodurre fedelmente il suo funzionamento in vettura, la caduta di pressione e la T5 devono essere regolate in modo coerente per la specifica applicazione, al regime di potenza massima;
- Il sistema di scarico (*Fig.30*) deve essere quello previsto per l'applicazione relativa al motore in prova, completo di tutti i dispositivi per il trattamento delle emissioni inquinanti.

Se il sistema di scarico non è disponibile ma ne è nota la contropressione, si deve simulare quest'ultima al regime di potenza massima, regolando opportunamente la valvola parzializzatrice sullo scarico della cella;



Fig.30 Valvola di banco e relativo comando per la contropressione allo scarico

- Il sistema iniezione deve essere quello previsto per il motore in prova, in ogni sua parte. Quindi devono essere installati pompa iniezione, tubi iniezione, tubi rifiuto, Rail ed iniettori secondo gli schemi/circuiti specifici delle singole applicazioni, monitorando la pressione o la depressione in aspirazione pompa per non diminuirne il rendimento;
- Il circuito raffreddamento deve essere provvisto di radiatore, ventola, pompa e termostato dell'applicazione relativa al motore in prova, mantenendo le medesime posizioni previste sull'applicazione stessa. La circolazione del fluido di raffreddamento deve essere garantita dalla sola pompa acqua.

Generalmente si utilizza lo scambiatore di banco rispettando le temperature e le pressioni caratteristiche dell'applicazione relativa al motore in prova;

- In tutte le applicazioni il fluido refrigerante deve essere costituito da una miscela al 50% d'acqua e al 50% di antigelo. Salvo prove specifiche la sua temperatura all'uscita motore dovrà essere pari a quella di completa apertura valvola termostatica $\pm 5^{\circ}\text{C}$;
- Lo scambiatore olio utilizzato è quello presente sul motore.

2.2.3 Indicazioni sulle modalità di misura

- **Misure di temperatura**

Le temperature riportate nella sezione *Grandezze motore acquisite* dovranno essere rilevate con:

- Termoresistenze (RTD) PT100 se inferiori a 200°C ;
- Termocoppie (TC) tipo K se superiori a 200°C .

L'elemento sensibile della termoresistenza o termocoppia deve essere posizionato nella zona centrale del flusso fluido, in modo da garantire una misura quanto più accurata possibile.

- **Misure di pressione**

Le pressioni devono essere misurate con trasduttori il cui fondo scala e il massimo valore medio ipoteticamente raggiunto della grandezza da misurare sono legati dalla seguente relazione:

$$\frac{F_s}{2} \leq P_m \leq F_s$$

Quanto detto per la maggior parte delle prove si traduce nella scelta dei seguenti trasduttori:

- Trasduttore 0-1 bar → P₄;
- Trasduttore 0-10 bar → P_{oil}.

Per avvicinarsi quanto più possibile ad una misura stazionaria ed evitare fluttuazioni, i punti di misura di pressione dovranno essere preceduti e seguiti da un tratto rettilineo pari a 3 volte il diametro del condotto laddove possibile.

2.2.4 Operazioni preliminari a motore spento

Prima di procedere all'accensione del motore è necessario accertarsi che strumenti di banco quali la bilancia consumo e il fumimetro siano azzerati; per quest'ultimo è bene verificare inoltre che sia presente un sufficiente quantitativo di carta per l'analisi, da coprire tutta la durata della prova.

Un'ulteriore operazione preliminare all'accensione è la regolazione della temperatura dell'aria aspirata (T₁) tale da garantirne un valore quanto più possibile nell'intorno dei 25°C (condizione standard di riferimento), per ridurre al minimo l'incidenza del fattore di correzione (che deve essere sempre compreso tra 0.9 e 1.1).

Infine verificare che tutti i dispositivi necessari al funzionamento motore come la ventola di raffreddamento turbocompressore, aspirazione dell'aria nella cella, pompa dell'acqua, pompa dell'olio e strumentazione banco siano attive.

2.2.5 Operazioni preliminari a motore acceso

Operazioni preliminari, in questo caso all'attività che giustifica la presenza del motore al banco, devono essere effettuate anche a motore acceso.

A meno che la prova eseguita non preveda una parte di ciclo a motore freddo, è assolutamente necessario il riscaldamento del motore fino alla completa apertura della valvola termostatica e fino a che le temperature di ingresso-uscita acqua di raffreddamento non differiscono per meno di 10°C.

La temperatura dell'olio motore deve invece raggiungere il valore di 100°C.

Per rispettare le specifiche del motore anche in prova, è bene regolare la T5 e la P4 in regime di massima potenza, una volta avvenuta la stabilizzazione di tutte le temperature.

Infine è necessario assicurare una temperatura del gasolio in ingresso alla pompa iniezione pari a 38°C.

2.3 Gestione del banco prova

L'utilizzo di tutti gli strumenti presenti in cella e l'acquisizione dei dati da essi prodotti, uniti ai parametri di centralina, citati e descritti nelle sezioni precedenti, deve poter essere controllata da un'unica unità software.

Ciò introduce notevoli vantaggi e consente di implementare numerose applicazioni altrimenti impossibili da eseguire a banco.

L'unità software di gestione del banco utilizzata da VM è *AδαMO*, realizzata in collaborazione con *EURINS s.r.l.*

Essa comunica, via rete o con porta seriale, con tutte le utenze presenti nella cella, controlla i dispositivi di sicurezza del motore e della cella, i vari pannelli di controllo e riunisce su di se tutto il banco dati raccolto da centralina e *Indicom*.

Uno dei pannelli di controllo è dedicato all'installazione dei regolatori della temperatura dell'aria in aspirazione, del gasolio, dell'acqua, dell'olio e all'intercooler. In aggiunta è possibile regolare l'umidità relativa dell'aria.

Come si può vedere in *Fig.31*, i monitor utilizzati sulla postazione di controllo del banco prova motore sono 4: uno è dedicato al software *Indicom*, già trattato nel *Paragrafo 2.1.6*, il secondo è dedicato al software *AδαMO*, il terzo riporta tutti i parametri di interesse acquisiti dalla centralina tramite il software *INCA* (*Fig.32*), che trasferisce inoltre tutti i dati in *AδαMO* (il quale a sua volta provvede ad inserirli nel file di acquisizione), mentre il quarto, infine, è dedicato alla strumentazione *dSPACE* necessaria per la gestione *Low Pressure EGR* e tutto il sistema aria motore, già trattato anche questo nel precedente *Paragrafo 2.1.7*. e che approfondiremo ulteriormente insieme al software di interfacciamento nel *Paragrafo 3.2.4*.

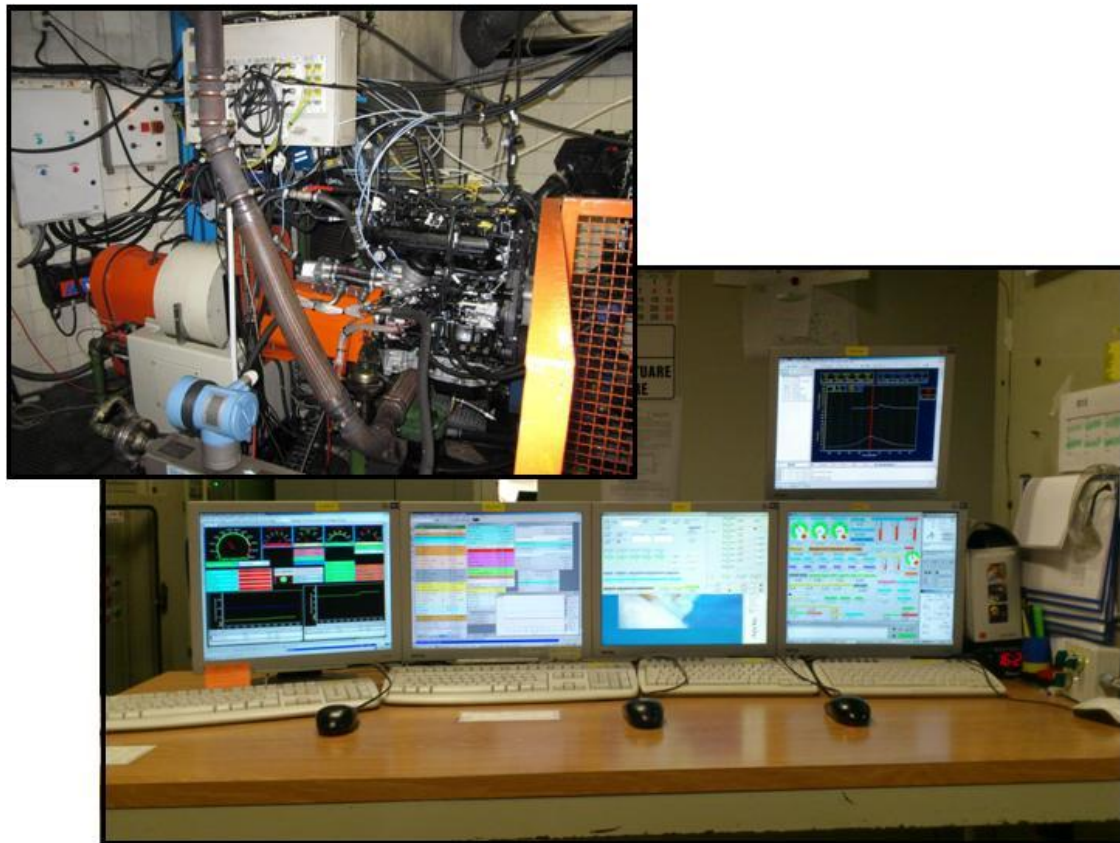


Fig.31 Postazione operatore con relativi strumenti di monitoraggio e controllo del banco prova

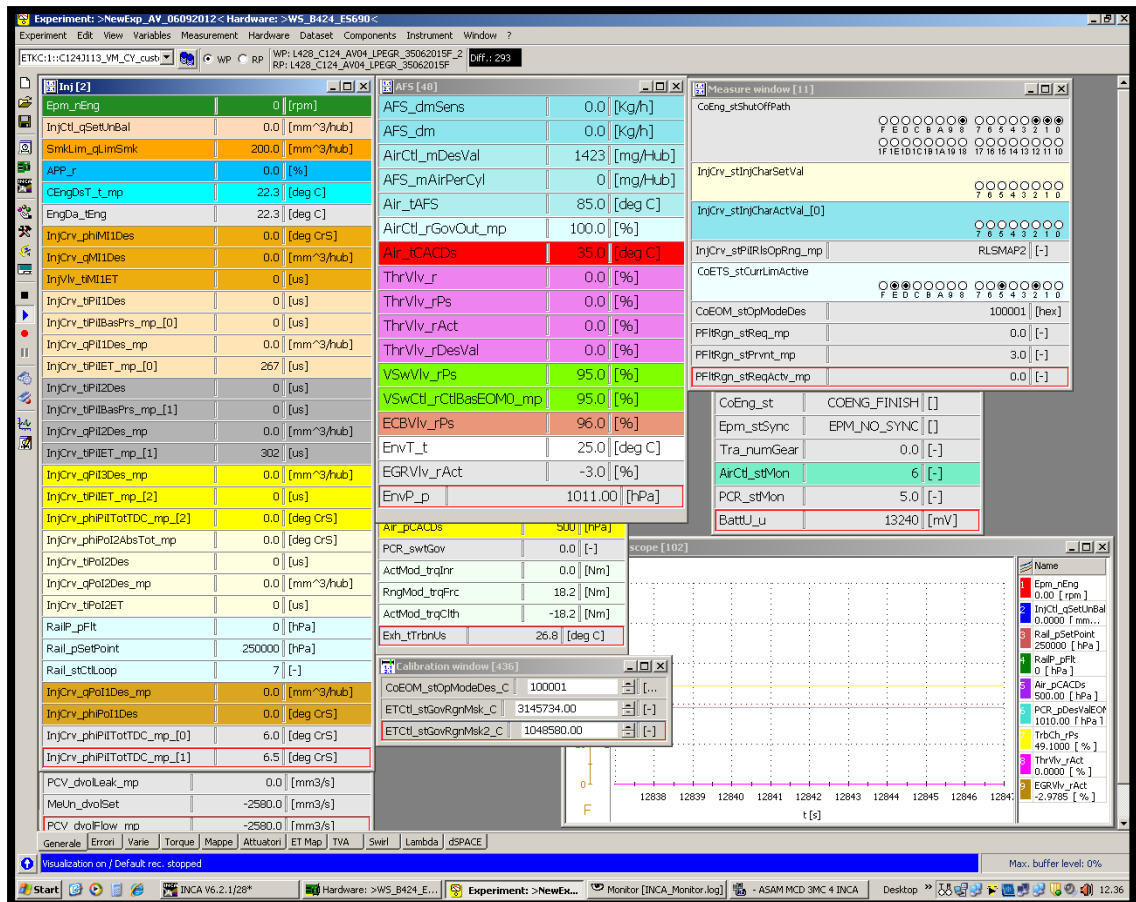


Fig.32 Schermata principale del software INCA collegato alla centralina motore

In Fig.33 è invece rappresentata la schermata principale di *AdaMO*, grazie alla quale l'operatore tiene sotto controllo i parametri più importanti di pressione e temperatura, imposta gli allarmi e regola carico e giri motore. E' inoltre in grado di avviare l'analizzatore e la pesata della bilancia.

Un sistema di questo tipo consente, con estrema comodità per chi poi elaborerà i risultati della prova, di avere in uscita da ogni prova un unico *file di salvataggio* che raccoglie tutti i dati di interesse.

AdaMO è inoltre in grado di contenere dei cosiddetti *Canali Formula* che consentono di inserire nel *file di salvataggio* anche parametri che non sono frutto di un'acquisizione diretta, bensì di un calcolo eseguito con alcuni di essi.

Ne sono un esempio le quantità prelevate dall'analizzatore in ppm, rispettivamente di NOx, CO, HC, che vengono convertite in automatico in g/h da *AδαMO* e poi inseriti nel file di salvataggio.

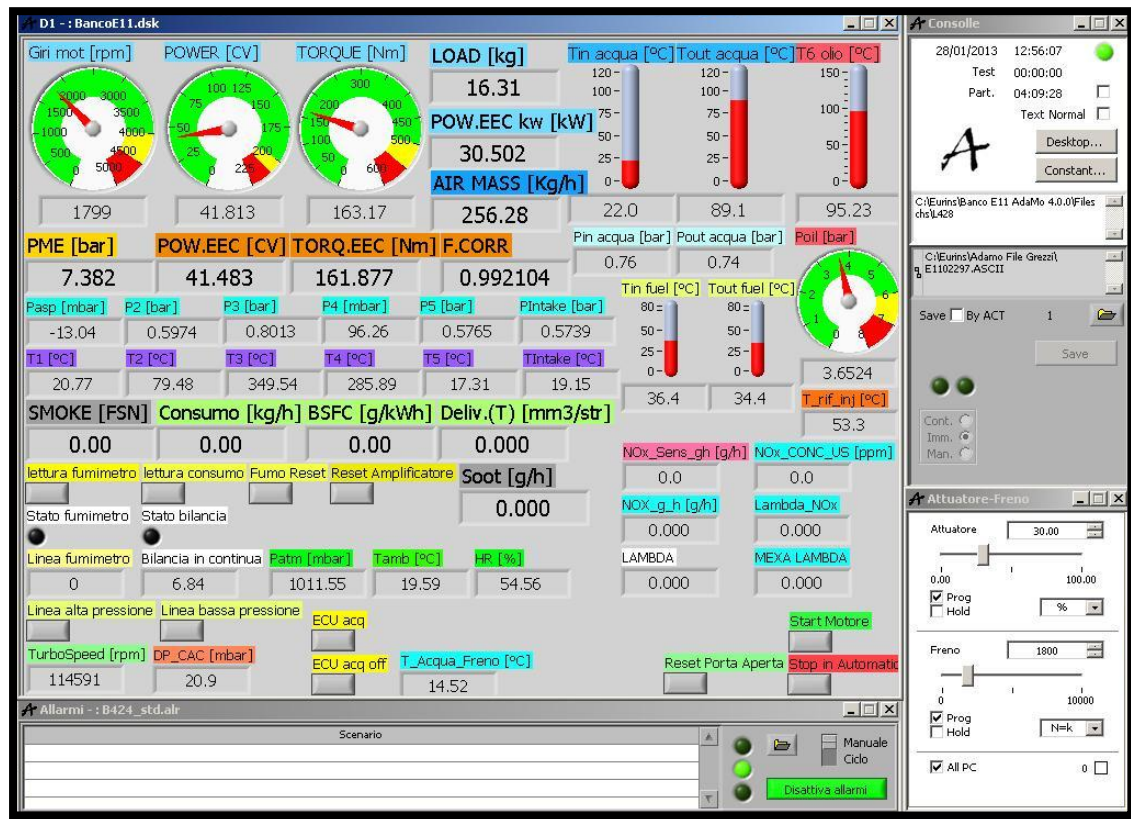


Fig.33 Schermata principale del software *AδαMO*

L'utilizzo di questo software ha permesso di raggiungere la completa automazione di una serie di cicli prima condotti unicamente in modalità manuale e ormai coordinati in modo assolutamente coerente da una sola unità centrale. Il rodaggio ne è un chiaro esempio.

A ciò segue la possibilità di sfruttare le ore notturne, riducendo al minimo i tempi morti, in particolare per cicli piuttosto lunghi, come alcuni richiesti da questa attività di tesi che verranno trattati in seguito.

A tutto questo *AδαMO* aggiunge anche la possibilità di comunicare bi-direzionalmente con tutta la strumentazione presente in cella, tale da consentire controllo e modifiche in tempo reale di parametri di centralina e di banco.

In tal modo, oltre a rendere tutto molto più rapido e istantaneo, si assicura una buona ripetibilità dell'azione che non viene più eseguita manualmente.

Rimane comunque costante l'importanza della presenza dell'operatore per la maggior parte delle applicazioni.

Di seguito si riporta uno schema a blocchi (Fig.34) che riassume la configurazione del sistema di controllo:

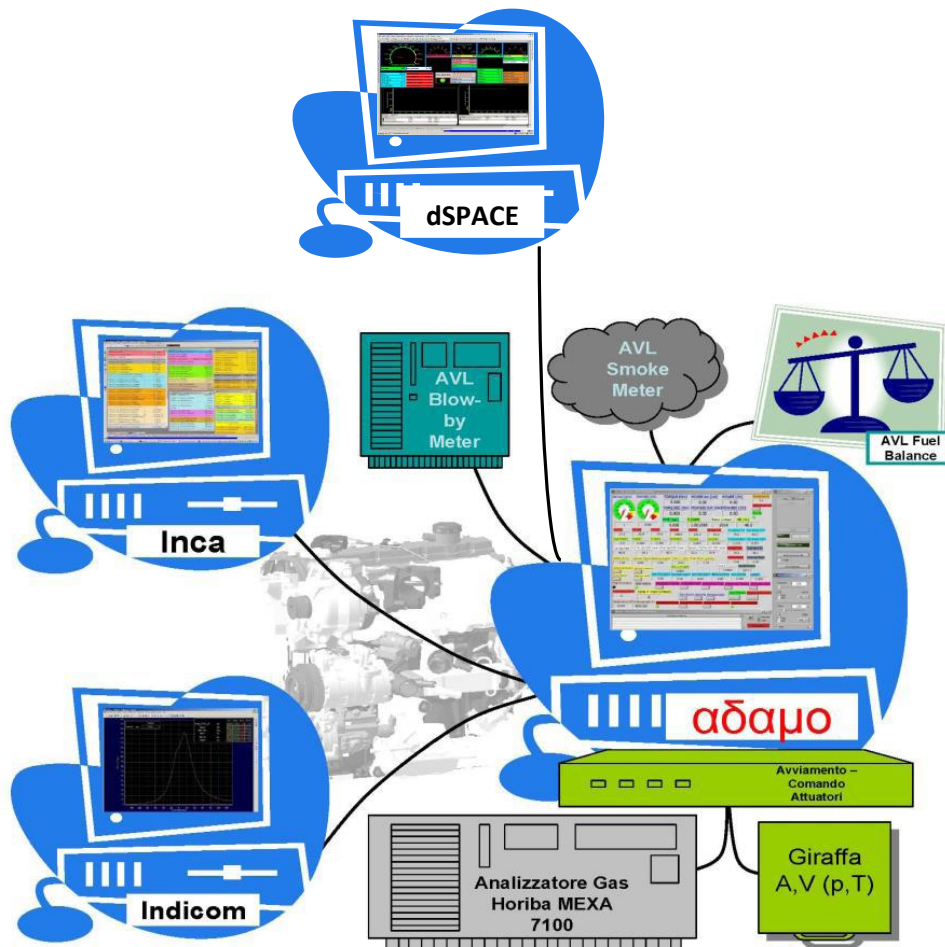


Fig.34 Configurazione del sistema di controllo del motore a banco

3

Capitolo 3

DESCRIZIONE DEL MODELLO CENTRALINA *dSPACE*

In questo capitolo descriveremo in modo dettagliato il modello centralina *dSPACE* utilizzato in parallelo alla centralina *Bosch* per la gestione motore, analizzandone le principali unità logiche e i principali sistemi di controllo applicati.

3.1 Regolatori PID

3.1.1 Generalità

Il mondo dei sistemi industriali (catene di produzione, controlli automatici, reti di sensori, ecc...), può essere schematizzato come un blocco generico che richiede una sollecitazione di un certo tipo in ingresso per poter produrre, secondo il suo utilizzo, un'uscita adeguata. Per fare in modo che il processo lavorativo di questi sistemi si attenga alle specifiche desiderate è sempre necessario che ci sia un controllo su quello che arriva al sistema e quello che esso produce come risultato (anche se stiamo parlando di sistemi automatici).

Ragion per cui ci si affida a dei sistemi di controllo, i quali scambiano informazioni con il/i processo/i fisico/i (attraverso sensori ed attuatori) o con un operatore umano o con altri sistemi automatici. Infatti tali sistemi di controllo realizzano, in maniera automatica, gli algoritmi necessari affinché il comportamento del processo fisico sia quello desiderato.

Un dispositivo di controllo è un particolare sistema per l'elaborazione dell'informazione, destinato al controllo dei processi fisici, il quale deve potersi interfacciare con l'ambiente esterno. Le sue funzionalità generalmente devono essere quelle di controllo a ciclo chiuso (*Close Loop*) classico del sistema (regolazione o asservimento), calcolo dei valori di riferimento (*Set-Point*), gestione di eventuali allarmi ed anomalie e infine realizzazione dell'interfaccia di comunicazione con operatore o altri dispositivi.

Al giorno d'oggi esistono molti tipi di sistemi di controllo, più o meno sofisticati, realizzati con diverse tecniche (alcuni attraverso dispositivi informatici, ma altri ancora secondo tecnologie idrauliche e pneumatiche), ma qui ci occuperemo di una particolare tipologia chiamata PID.

Questi regolatori *Standard Tempo Invarianti* molto diffusi utilizzano tre tipi di leggi di controllo diverse: azione *Proporzionale*, azione *Integrale*, azione *Derivativa*. Da qui l'acronimo PID che identifica questi particolari sistemi di controllo.

I regolatori PID sono dei regolatori standard che, per mezzo di dispositivi di correzione, permettono di regolare i parametri del sistema di controllo entro ampi limiti, così da poter essere adattati al particolare sistema di regolazione in cui vengono inseriti.

La funzione di controllo esercitata dai PID risulta essere molto grossolana, ciò nonostante, essi rivestono un ruolo di fondamentale importanza, in primo luogo perché risulta economicamente conveniente unificare gli apparati di controllo, ed inoltre perché permettono di controllare processi per i quali non si riesce a trovare un modello.

È infatti ragionevole ritenere che il controllore PID, nelle sue innumerevoli varianti, gestisca attualmente circa il 95% degli anelli di regolazione presenti negli impianti.

Diamo una semplice e schematica rappresentazione di un regolatore PID facendo riferimento alla *Fig.1*, dove compaiono i seguenti segnali:

- $w(t)$: segnale di riferimento in ingresso;
- $x(t)$: segnale di uscita del sistema di controllo in retroazione;
- $e(t)$: errore dovuto alla differenza algebrica tra il segnale di riferimento $r(t)$ e il segnale di uscita $y(t)$;
- $u(t)$: ingresso di controllo.

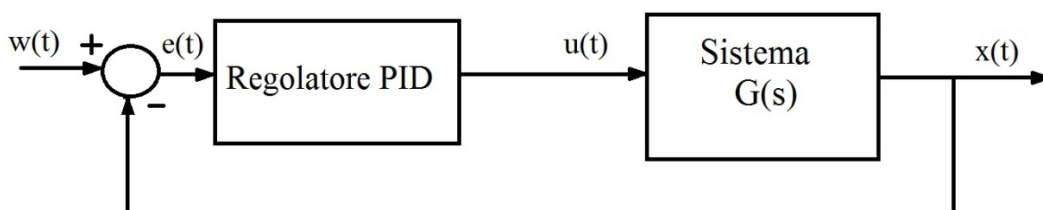


Fig.1 Regolatore PID

In questo capitolo verranno espone le generalità dei regolatori PID che hanno una legge di controllo relativamente semplice con tre componenti fondamentali (*Proporzionale, Integrale, Derivativa*) che verrà illustrata di seguito con riferimento al loro funzionamento nelle condizioni di anello aperto e chiuso.

La differenza sostanziale che il *Close Loop* attua un confronto ed insegue un *Set-Point*, l'*Open Loop* invece no.

Al fine di capire le differenze e comparare i regolatori è utile premettere quelli che sono i due principali criteri di valutazione: la risposta a *Set-Point* ed ai disturbi esterni. A tale proposito vengono illustrati in *Fig.2* e *Fig.3* i comportamenti tipici di alcuni regolatori di tipo PID.

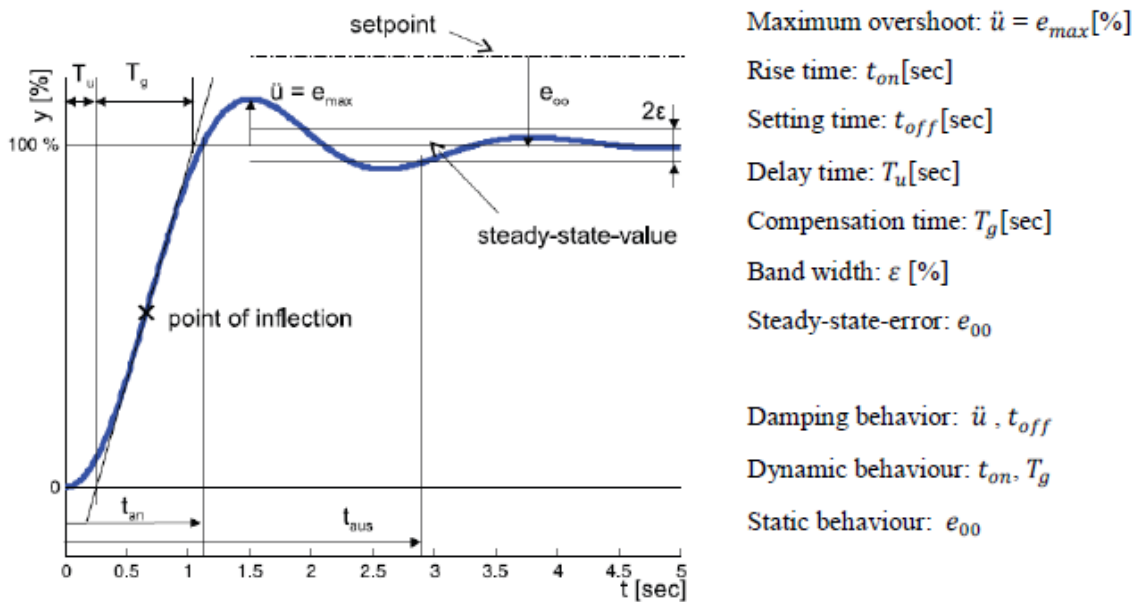


Fig.2 Esempio di risposta a Set-Point di un regolatore PID

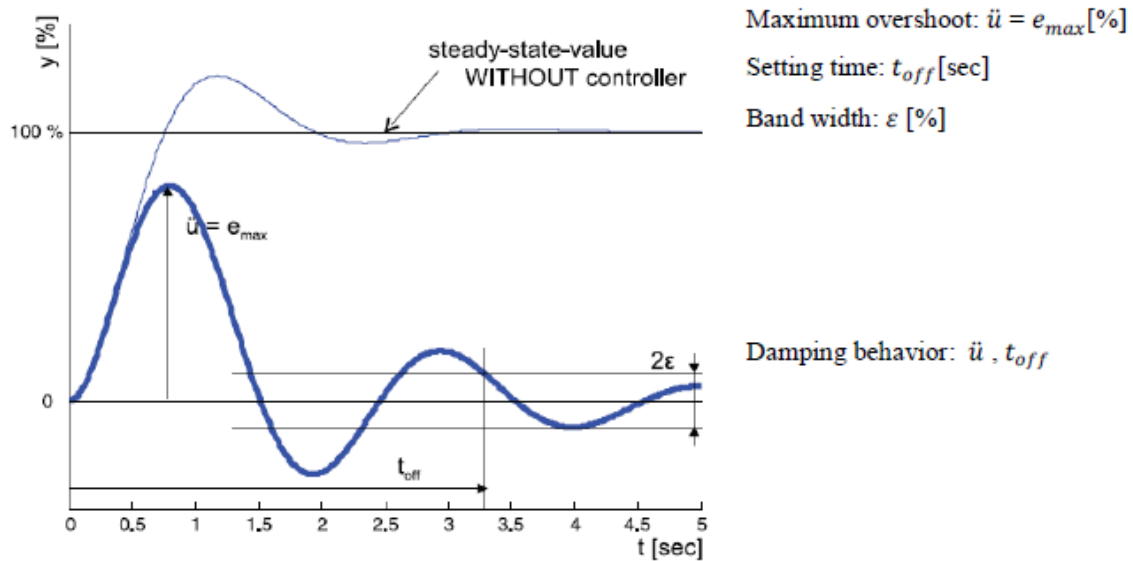


Fig.3 Esempio di risposta a disturbo di un regolatore PID

Passiamo adesso ad esaminare i diversi tipi di regolatori.

3.1.2 Regolatore proporzionale

Il regolatore proporzionale (Fig.4) costituisce la componente base dell'azione di controllo; la variazione del segnale di controllo è direttamente proporzionale a quella dell'errore:

$$u(t) = K_p \cdot e(t)$$

È caratterizzato da un unico parametro costante K_p chiamato guadagno. Al suo crescere aumenta la velocità di controllo ma un suo valore troppo elevato può portare all'instabilità del sistema.

Nel funzionamento in *Close Loop* l'andamento del segnale di controllo è proporzionale all'errore in uscita: a errore costante corrisponde segnale costante, a errore crescente segnale crescente.

Nel caso di *Close Loop* si osserva che l'uscita x del processo risente dell'azione di controllo e di conseguenza anche l'errore $e = w - x$ diminuisce rispetto al caso senza controllo.

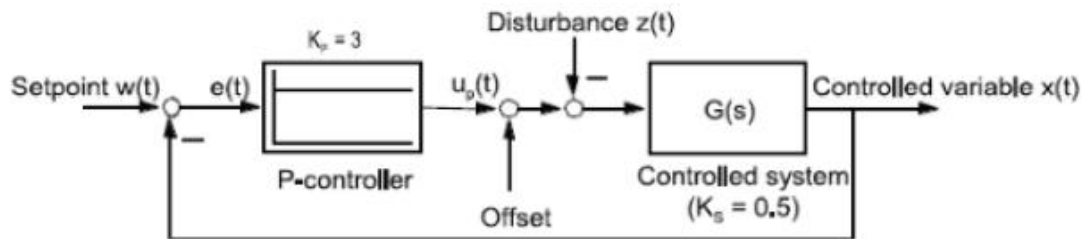


Fig.4 Regolatore proporzionale P

Nell'ipotesi che per un certo periodo di tempo l'errore sia costante, anche l'azione di controllo rimane costante: si raggiunge così una situazione nella quale il sistema si mantiene bloccato su una posizione distante da quella desiderata, con uno scostamento residuo (*Offset*), che è la peculiarità dell'azione di controllo proporzionale, si può agire su tale scostamento a valle del controllore, come si osserva in Fig.5 che evidenzia anche la possibile presenza di un disturbo $z(t)$.

Per eliminare in modo automatico l'*Offset* è necessario che l'azione di controllo aumenti nel caso di errore costante: questo porta all'introduzione della componente integrale.

3.1.3 Regolatore proporzionale integrale

Il regolatore proporzionale integrale è il tipo più diffuso nelle applicazioni industriali.

Nella variazione del segnale, alla componente proporzionale all'errore, si aggiunge la componente proporzionale all'integrale dell'errore nel tempo:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau$$

Oltre al guadagno K_P compare un altro parametro, la costante di azione integrale K_I , che si misura in unità di tempo e rappresenta il tempo al quale la componente integrale diviene uguale alla componente proporzionale, nel caso di errore costante.

Nel funzionamento in *Open Loop* la componente integrale determina un aumento del segnale di controllo a errore costante.

In *Close Loop* la parte integrale garantisce una correzione automatica dell'*Offset*.

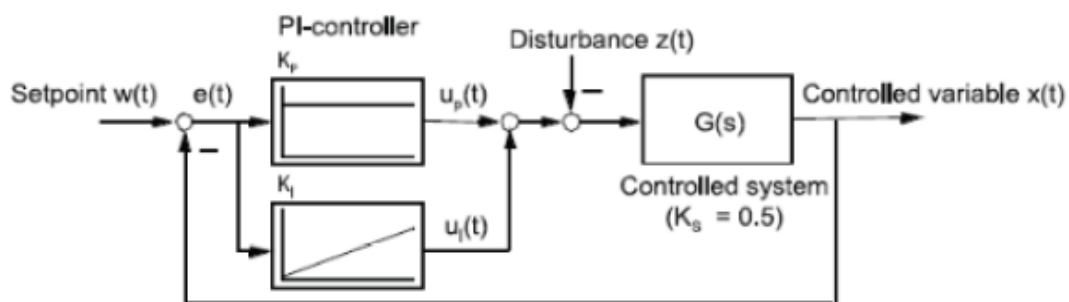


Fig.5 Regolatore proporzionale integrale PI

Per cambiare il comportamento dinamico del sistema, senza modificare la tipologia della reazione, è necessario mantenere la proporzione ($T_N = K_P / K_I$) tra K_I , responsabile dell'accuratezza del *Set-Point*, e K_P , che genera dinamiche elevate, al fine di trovare il miglior compromesso tra le due parti per evitare oscillazioni.

In Fig.6 possiamo vedere il comportamento dinamico del regolatore proporzionale integrale PI:

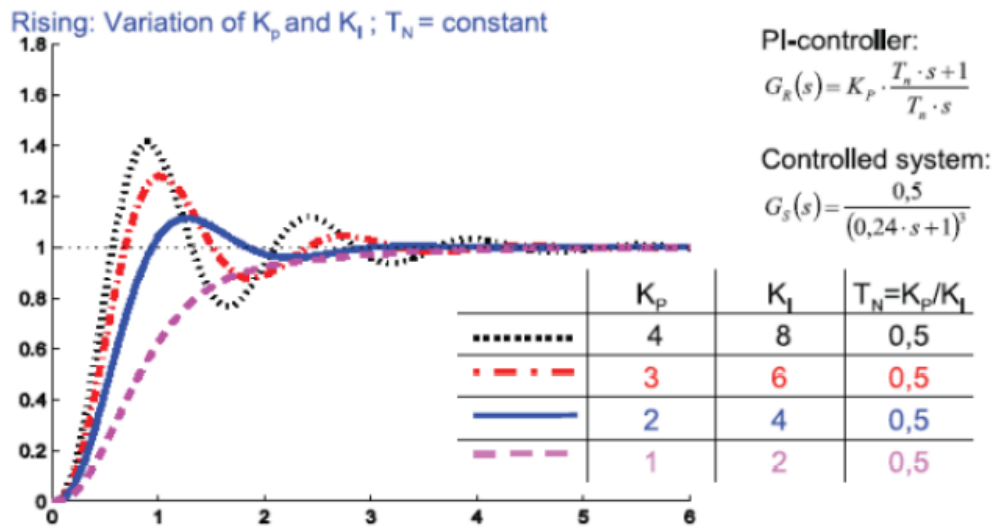


Fig.6 Comportamento dinamico del regolatore proporzionale integrale PI

Aumentando K_I indipendentemente da K_P si osserverebbe un crescente smorzamento di *Overshoot* e *Undershoot* a discapito dell'accuratezza della risposta.

Altro fattore importante nella calibrazione di questo tipo di controllori riguarda le finestre entro le quali agisce il regolatore. Per ogni controllore è possibile settare fattori diversi per i differenti parametri in funzione di finestre di errore. Ad esempio, se si ha un errore molto grande (quindi ci si trova “fuori finestra”) si avrà un proporzionale più aggressivo; quando l'errore diminuisce (cioè si rientra in finestra) il proporzionale tende a un valore più basso. Al contrario si avrà un valore integrale più basso “fuori finestra” e un valore più aggressivo “dentro finestra”.

La componente proporzionale riesce a ridurre l'errore, mantenendo un *Offset* costante rispetto al funzionamento senza controllo. Invece la componente integrale tende ad annullarlo.

3.1.4 Regolatore proporzionale derivativo

La componente derivativa introduce nell'azione di controllo un elemento proporzionale alla derivata dell'errore:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Oltre al guadagno K_p , è presente un altro parametro, la costante di azione derivativa K_D , anch'essa misurata in unità di tempo come quella di azione integrale.

Il vantaggio della componente derivativa è che la risposta risulta più pronta rispetto al regolatore P o al PI, i quali danno un contributo iniziale piccolo nel caso di errore piccolo.

Lo svantaggio è costituito dalla sensibilità ai rumori (disturbi con media nulla e distribuzione causale, i quali spesso hanno una derivata che cambia di segno nel tempo con frequenza elevata): l'uscita dal regolatore varia bruscamente. Esso lavora quindi su qualcosa che non è reale e sollecita inutilmente il sistema di attuazione.

Per il regolatore PD, rimane il problema dello scostamento residuo (*Offset*) perché, a errore costante, la componente derivativa dà un contributo nullo.

Per queste ragioni il PD non si usa quasi mai da solo ma la componente derivativa viene aggiunta al PI per ottenere il regolatore PID.

3.1.5 Regolatore proporzionale integrale derivativo

Il controllore PID (*Proporzionale Integrale Derivativo*) nasce dalla disposizione in parallelo di tutte le componenti fin qui illustrate, come si evince dal seguente algoritmo:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Il regolatore è caratterizzato dalla somma di tre parametri (K_P , K_I , K_D) i quali, settati opportunamente, permettono di coniugare i vantaggi delle tre componenti.

Generalmente le tre componenti non interagiscono, ma può essere utile fare in modo che la componente derivativa influenzi quella integrale. Esistono quindi due differenti strutture (*Fig.7*), per quanto sia possibile ricondurre la seconda alla prima.

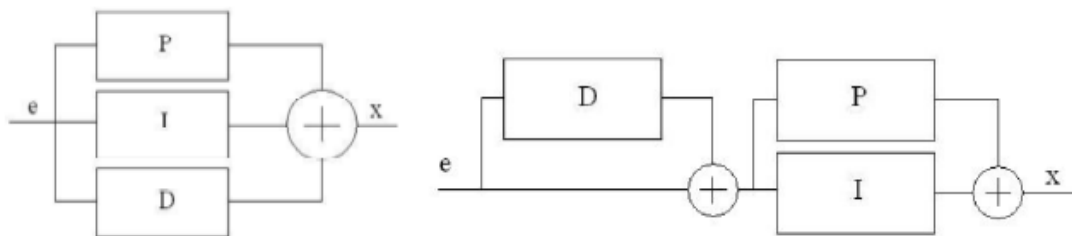


Fig.7 Schema PID non interagente (a sinistra) e interagente (a destra)

Lo schema a sinistra è quello più generale, quello a destra può risultare più semplice da calibrare e viene usato nei controllori *Single Loop*.

Spesso è possibile ricondurre anche algoritmi più avanzati a una struttura base di tipo PI o PID, tramite l'aggiunta di ulteriori componenti (filtri) o compensatori.

A titolo di esempio si riportano, nella successiva *Fig.8*, le risposte in anello chiuso di regolatori di tipo P, PI, PID a ingressi a gradino.

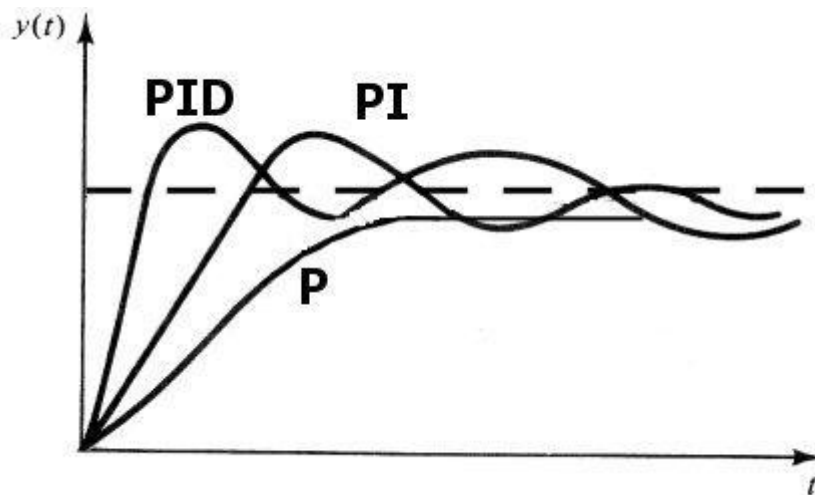


Fig.8 Avvicinamento a Set-Point di un sistema di controllo mediante regolatore P, PI, PID in Close Loop

E' possibile quindi trarre delle conclusioni circa le caratteristiche fondamentali dei tre regolatori: il regolatore P presenta *Offset*, il PI permette di eliminare l'*Offset* e introduce oscillazioni nella risposta, il PID risulta più rapido del PI nel tendere al *Set-Point* (ma può amplificare i rumori).

In generale la parte proporzionale del controllo regola la velocità con cui si raggiunge il *Set-Point* e quella integrale si occupa della sua accuratezza. E' invece compito della parte derivativa mantenere il sistema intorno al valore obiettivo.

Nel caso in cui la deviazione sia troppo grande, e non si può correggere oltre un certo valore pre-impostato, il controllore non può lavorare al meglio a causa dei cosiddetti effetti di *Wind Up*. Senza tale limite manuale il problema potrebbe anche essere risolto velocemente, ma in una situazione del genere è plausibile prevedere l'insorgere di errori anche nell'altro verso di regolazione.

3.2 Il sistema di controllo elettronico

3.2.1 La centralina elettronica

Il sistema di controllo elettronico del motore (*Fig.9*) è composto da diversi elementi, ognuno con un proprio compito ben preciso.

Innanzitutto è presente una serie di sensori che monitorano e misurano le condizioni operative del motore. Tali dispositivi sono collegati ad una centralina elettronica di controllo (ECU: *Electronic Control Unit*) che riceve i segnali provenienti dai sensori e dagli altri sistemi a bordo del veicolo.

I valori delle grandezze misurate dai sensori vengono trasformati in segnali elettrici ed il segnale così ottenuto viene inviato alla centralina. Sulla base delle informazioni ricevute la centralina elettronica di controllo definisce i comandi degli attuatori, appoggiandosi sui calcoli e sulle mappe che realizzano le strategie di controllo. Questi attuatori sono i dispositivi incaricati di compiere azioni in risposta ai valori misurati dai sensori elaborati attraverso il software di controllo.

La centralina elettronica rappresenta un vero e proprio microcalcolatore che, in base a una serie di istruzioni in esso memorizzate e alle informazioni ricevute da vari sensori, è in grado di controllare le più disparate funzioni della vettura.

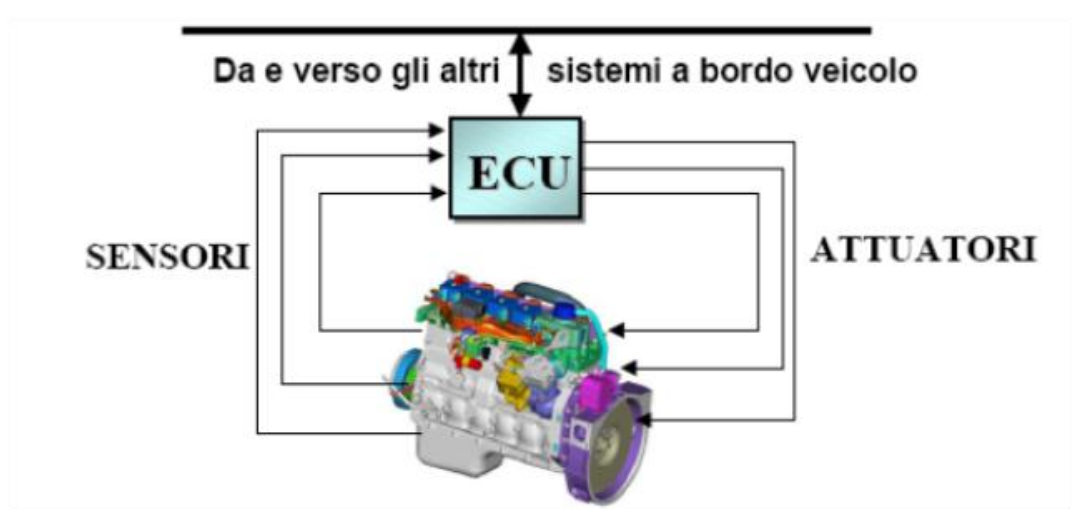


Fig.9 Schema di controllo elettronico di un motore

Esistono due categorie di centraline:

- **Centraline chiuse:** utilizzate sui veicoli in produzione e contenenti tutti i dati salvati su memorie EEPROM. Tali centraline non possono essere modificate e vengono programmate la prima volta dall'azienda automobilistica. Sono caratterizzate da una quantità di memoria prevalente di tipo ROM (*Read Only Memory*) ed una minima quantità di RAM (*Random Access Memory*);
- **Centraline aperte:** utilizzate in fase di calibrazione nelle quali è permesso mediante opportuni software di gestione visualizzare e modificare il contenuto informatico presente al fine di ottenere i funzionamenti desiderati dal motore. Tali centraline contengono memorie prevalentemente di tipo RAM e presentano a lato due connettori per l'alimentazione e comunicazione del secondo processore in parallelo denominato ETK. Solo in fase di programmazione e modifica del contenuto software della centralina, il processore ETK prende il posto di quello normalmente utilizzato.

Grazie all'interazione con tutti i sensori ed i dispositivi del veicolo, la centralina è in grado di comandare gli attuatori in modo da fornire una guidabilità ottimale in tutte le condizioni operative del veicolo ed interviene, in caso di guasti o malfunzionamenti, per garantire un'adeguata diagnosi relativa ai tipi di avarie riscontrati e per attuare le strategie di *Recovery*.

Riassumendo gli obiettivi del sistema di controllo elettronico sono:

- Massimizzare le prestazioni;
- Minimizzare le emissioni inquinanti;
- Minimizzare i consumi del carburante;
- Fornire una guidabilità del veicolo ottimale in tutte le condizioni operative;
- Fornire un'adeguata diagnosi e *Recovery* di sistema in caso di malfunzionamenti.

3.2.2 Sensori e attuatori

I sensori sono dispositivi in grado di rilevare una grandezza fisica (pressione, temperatura, posizione, velocità di rotazione, ecc...) e di fornire in uscita un'altra grandezza fisica (resistenza, capacità, induttanza, tensione, corrente, ecc...).

I sensori si possono dividere in due classi:

- **Sensori passivi:** sono dispositivi in cui la grandezza fisica da misurare produce la variazione di un parametro elettrico (resistenza, capacità, induttanza, ecc...).

Questi dispositivi non sono alimentati elettricamente per cui bisogna utilizzare un circuito esterno affinché la grandezza fisica d'uscita possa essere trasformata in una grandezza elettrica;

- **Sensori attivi:** sono dispositivi in cui la grandezza fisica da rilevare è fornita in uscita come un segnale elettrico di tensione o di corrente. Questi dispositivi richiedono l'alimentazione elettrica, perché al loro interno hanno dei circuiti elettronici che regolano ad un livello di amplificazione corretto il segnale di uscita.

Un'altra classificazione dei sensori è basata sul tipo di segnale elettrico d'uscita:

- **Sensore analogico:** quando la grandezza d'uscita (tensione o corrente) varia con continuità assumendo tutti i valori all'interno di un determinato intervallo di variazione della grandezza stessa;
- **Sensore digitale:** quando la grandezza d'uscita (tensione o corrente) può assumere tanti valori discreti.

Occorre distinguere la funzione dei sensori: ossia gli input (con i quali si riesce a monitorare il funzionamento del motore) dagli attuatori che rappresentano le uscite (che hanno lo scopo di ottenere il livello ottimo dell'intero sistema in ogni situazione).

La centralina di controllo motore agisce sul mondo esterno comandando gli attuatori. Sono considerati attuatori quei componenti che trasformano un comando elettrico, fornito dalla centralina, in una azione meccanica di qualche tipo (per esempio: gli iniettori, valvole pneumatiche e elettriche, ecc...).

Gli attuatori possono essere comandati in vario modo:

- Tramite applicazione di una tensione costante (carichi di piccola potenza);
- Tramite comando PWN (*Pulse Width Modulation*);
- Tramite comando *H-Bridge* (con motorino elettrico);
- Tramite comando analogico in corrente (più raro, per immunità ai disturbi).

3.2.3 Centralina controllo motore e software di interfacciamento

In questa tesi, come è già stato spiegato nel *Paragrafo 2.1.7*, la gestione dei sensori e attuatori collegati al motore sono comandati oltre che da una centralina di controllo motore *Bosch* (*Fig.10*), da una seconda centralina che si interfaccia e lavora in parallelo con la prima.



Fig.10 Centralina controllo motore Bosch

Per interfacciarsi con la centralina controllo motore è utilizzato *INCA*. E' un software creato dall'*ETAS* che fornisce tutti gli strumenti necessari per operare all'interno della centralina, elaborando misurazioni simultanee anche *Real Time* e calibrazioni. *INCA* è progettato per funzionare sugli odierni sistemi operativi fornendo un'interfaccia più intuitiva (*Paragrafo 2.3*) e cercando di semplificare al massimo la complessa logica di centralina.

La principale caratteristica di *INCA* è quella di riuscire a comunicare con la centralina elettronica di tipo aperto in entrambe le direzioni. Le sue numerose funzionalità permettono di elaborare i dati misurati, programmare la centralina e caricare i dati relativi alle calibrazioni da eseguire.

3.2.4 Centralina dSPACE e software di interfacciamento

Come abbiamo già visto nel *Paragrafo 2.1.7*, la centralina *dSPACE* è composta da un modulo dedicato alla parte logica e software (*MicroAutoBox*) ed un modulo dedicato alla gestione in potenza degli attuatori (*RapidPro System*). Il modulo *MicroAutoBox* di *dSPACE*, deve aver la possibilità di comunicare con il software centralina Bosch per la corretta gestione del motore al banco prova, per far questo, si utilizza un software di interfaccia per la gestione delle applicazioni caricate sul *MicroAutoBox* chiamato *CONTROLDESK NEXT GENERATION* (*Fig.11*) che viene utilizzato, così come *INCA*, per la calibrazione, per l'analisi dei dati e, appunto, per il download dell'applicazione sulla memoria non volatile.



Fig.11 Interfaccia Main CONTROLDESK NEXT GENERATION

CONTROLDESK ha la capacità di interagire con il pacchetto software di calcolo numerico *MATLAB*. Tale interazione permette di programmare il *MicroAutoBox* con l'intuitiva piattaforma *SIMULINK*.

SIMULINK, che opera in ambiente *MATLAB*, è un potente strumento interattivo per la modellazione, simulazione ed analisi dei sistemi dinamici. Il suo ambiente di sviluppo grafico consente di creare rapidamente modelli di simulazione, mediante il collegamento di blocchi di funzione. *SIMULINK* è lo strumento ideale per la progettazione di sistemi di controllo, sistemi di comunicazione e di altre applicazioni in cui la simulazione gioca un ruolo fondamentale. La strategia caricata sulla centralina *dSPACE* sarà spiegata nel prossimo *Paragrafo*.

Le principali caratteristiche di *CONTROLDESK* sono:

- Interfaccia intuitiva;
- Visualizzazione in tempo reale delle grandezze misurate tramite oscilloscopi;
- Visualizzazione in tempo reale tramite indicatori numerici e grafici dei segnali scelti;
- Possibilità di registrare i canali scelti;
- Possibilità di cambiare valori calibrabili di mappe e curve;
- Possibilità di modificare e salvare calibrazioni.

CONTROLDESK ed *INCA* sono due software completi, ma allo stesso tempo complessi e costituiscono uno strumento potente e specializzato per la gestione delle centraline in ambito automobilistico. Permettono inoltre di agire direttamente sui parametri dell'ECU *Real Time*.

3.3 Strategia di controllo motore *dSPACE Low Pressure EGR*

3.3.1 Modello centralina *dSPACE*

Come già detto in precedenza, per la gestione del motore insieme alla centralina controllo motore è stata cablata in parallelo una seconda centralina *MicroAutoBox dSPACE* per il controllo in *Rapid Prototyping*.

In questo capitolo verrà illustrata la strategia software implementata nella centralina *dSPACE*. In particolare è stato creato, in ambiente *SIMULINK*, un modello in grado di controllare il movimento di tutti gli attuatori del modello aria. Inoltre, la centralina *dSPACE* si occupa, peculiarmente, di regolare la pressione di *Boost* in tutte le condizioni di funzionamento al posto della centralina controllo motore.

Infine, ma non meno importante, è stata sviluppata una strategia per il *Monitoring*, in particolare è stato specificato cosa accade in caso venga riconosciuto un *Monitoring* (riconoscimento di un'anomalia) e come si comporta il sistema per rimediare al malfunzionamento. Il modello *SIMULINK* contenente l'intera strategia è stato compilato opportunamente e scaricato sulla memoria flash del *MicroAutoBox*. La strategia può lavorare in tempo reale e in parallelo alla centralina controllo motore.

La strategia di controllo chiamata *Low Pressure EGR* ha il compito di:

- Calcolare i *Duty Cycle* da applicare agli attuatori delle valvole, in modo tale da eseguire una corretta sequenza di apertura e chiusura, durante il funzionamento del sistema;
- Comunicare e ricevere informazioni via protocollo *CAN*;
- Gestire in *Close Loop* il turbo VGT per mezzo di un regolatore PID;
- Gestire le farfalle di *Swirl*;
- Monitorare i possibili guasti del sistema.

Per semplicità il modello è stato suddiviso più sottoblocchi (*Fig.12*):

- *DevEnc* (*Devices Encapsulation*);
- *LPEGRCtl* (blocco logico controllo *Low Pressure EGR*);
- *BstCtl* (blocco logico controllo *Boost*);
- *FrmMng* (blocco logico comunicazione *CAN*);
- *VSwCtl* (blocco logico controllo valvole di Swirl);
- *PhyMod* (blocco logico controllo coppia);
- *ASMod* (blocco logico controllo modello aria motore).

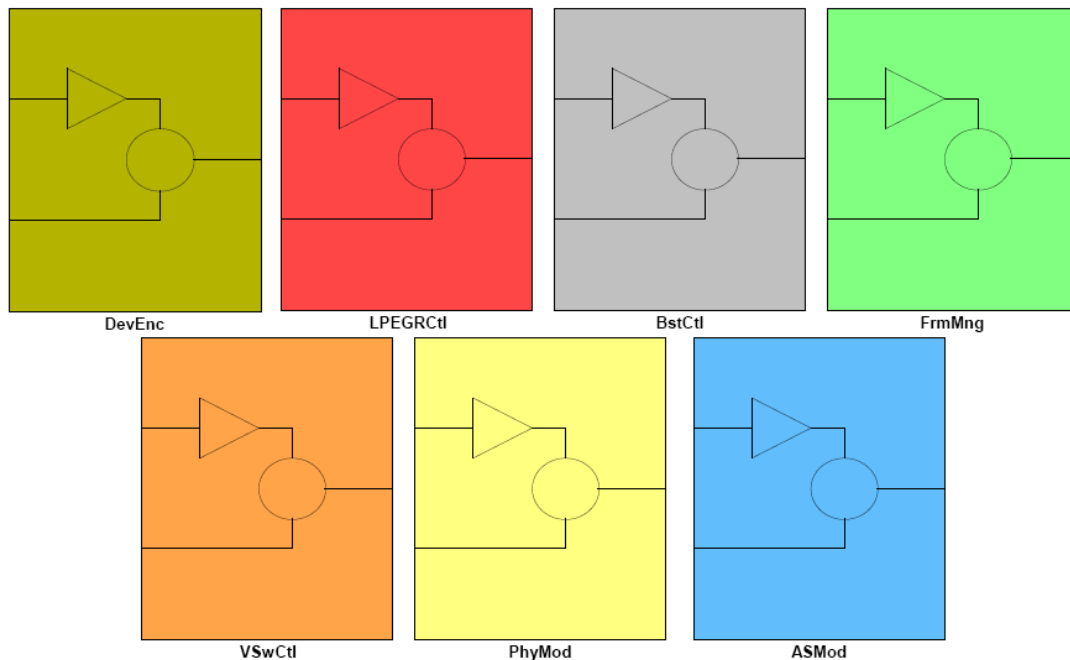


Fig.12 Modello centralina dSPACE

3.3.2 Devices Encapsulation

Questa sottosistema è relativo all'interfacciamento della centralina con la parte hardware, cioè la gestione dei sensori e attuatori collegati al motore.

Questa si divide in due blocchi (*Fig.13*), uno dedicato agli ingressi e uno dedicato alle uscite del sistema, rispettivamente sono: **Dev_IN** e **Dev_OUT**.

Per comunicare con l'hardware del *MicroAutoBox* la centralina *dSPACE* fornisce delle librerie per *SIMULINK* contenenti blocchi predefiniti che permettono di interfacciare ingressi e uscite del modello con il mondo esterno.

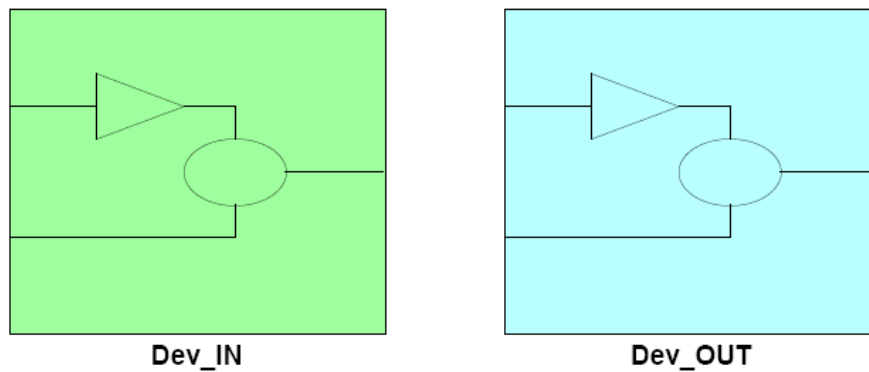


Fig.13 Devices Encapsulation

3.3.2.1 Input Devices

Nello specifico i canali di ingresso del modello sono rappresentati in *Fig.14*:



Fig.14 Input Devices

Questi segnali acquisiti come tensioni, in volt, vengono poi trasformati in grandezze fisiche attraverso il blocco **DevLin** (blocco logico legato alle linearizzazioni dei componenti, *Fig.15*).

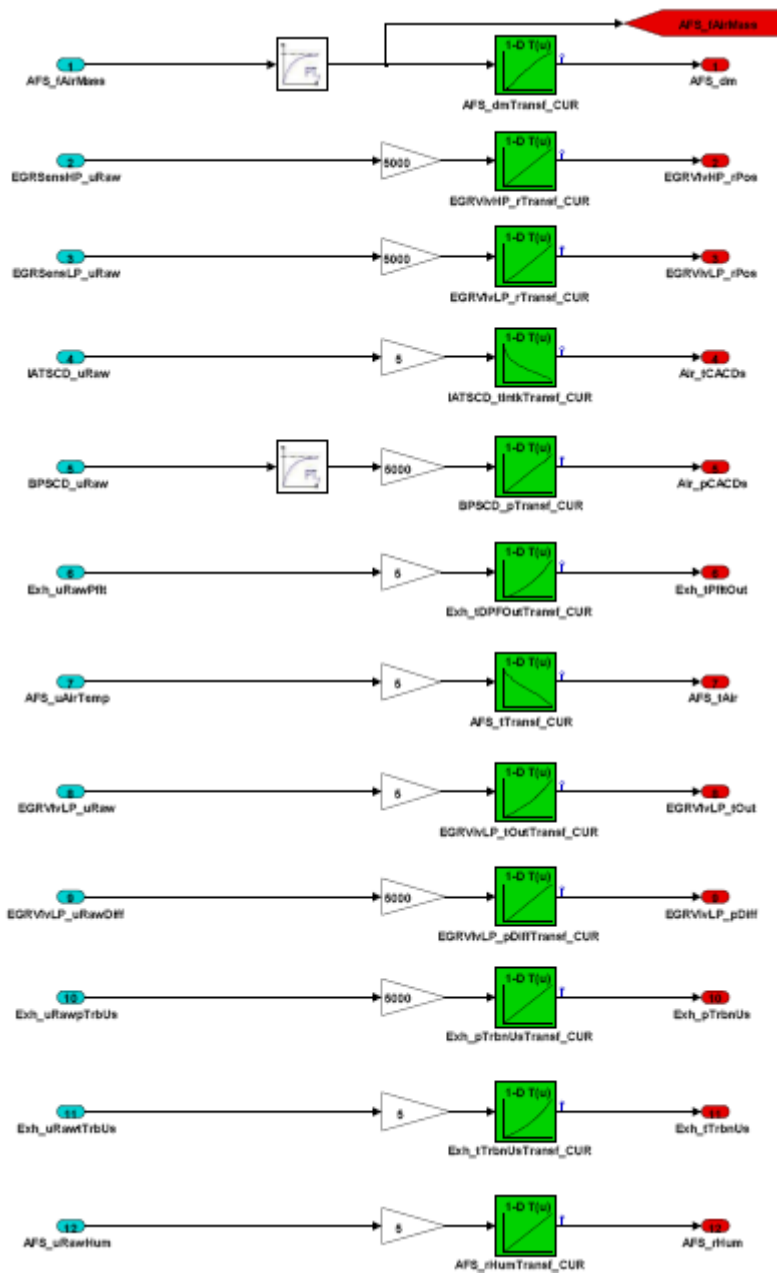


Fig.15 DevLin

3.3.2.2 Output Devices

In questo blocco vengono viste le varie uscite collegate al sistema (Fig.16). Si possono distinguere due tipi di uscite: uscite inviate alla centralina controllo motore utili appunto per il funzionamento della strategia di controllo motore; uscite inviate agli attuatori utili al movimento delle valvole.

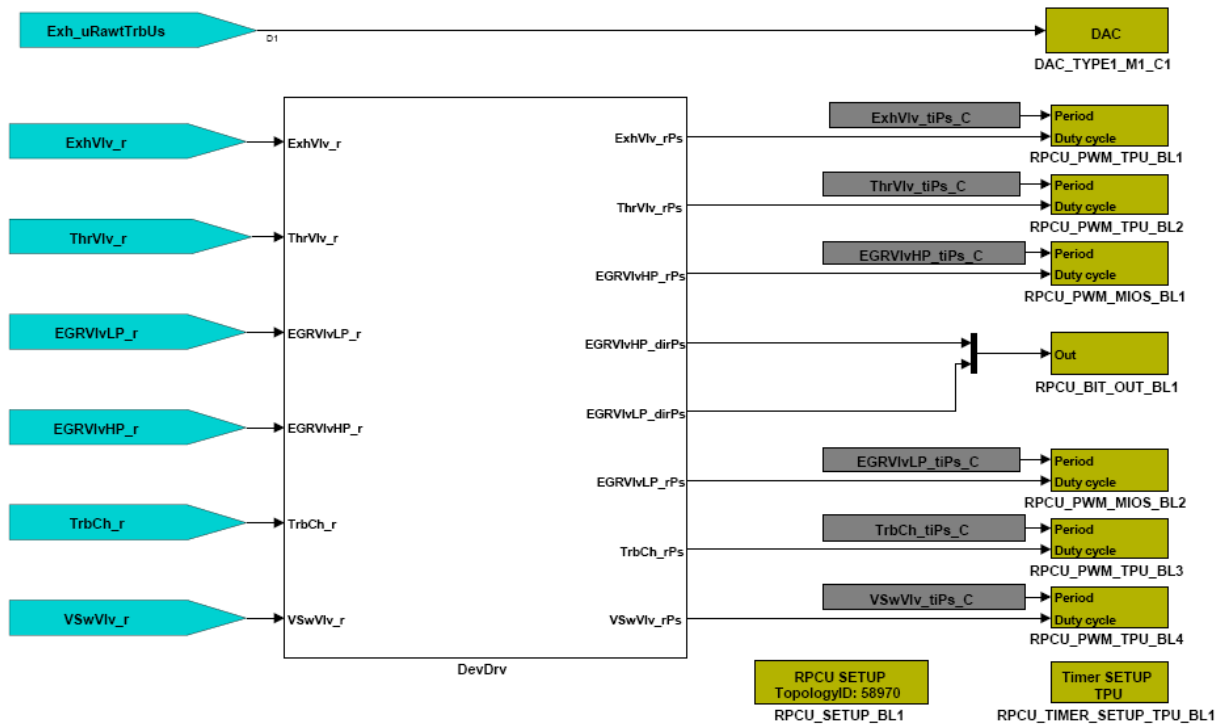


Fig.16 Output Devices

Il blocco *DevDrv* rappresenta invece il blocco logico destinato alla limitazione delle uscite (Fig.17), questo blocco, infatti, ha il compito di saturare, entro range plausibili, i valori relativi all'apertura ed alla chiusura delle valvole.

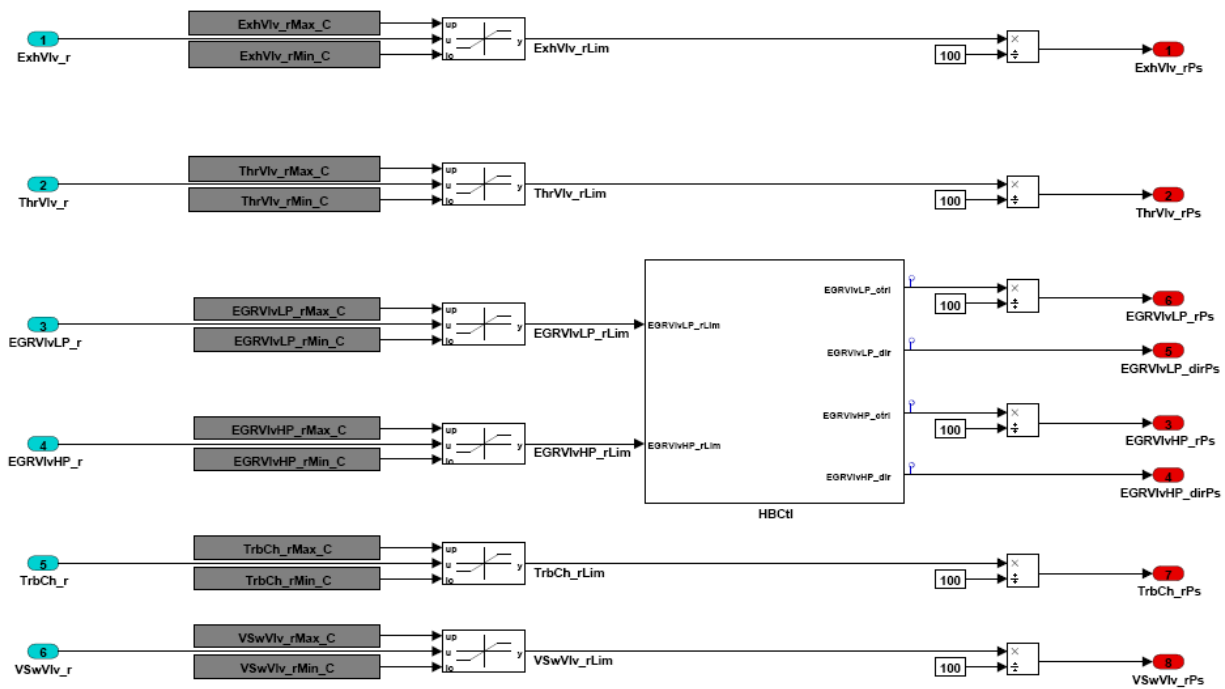


Fig.17 DevDrv

3.3.3 Comunicazione CAN

Per gestire il motore c'è la necessità che la centralina controllo motore *Bosch* comunichi con la centralina *dSPACE*, quindi la strategia ha bisogno di alcuni riferimenti calcolati dalla centralina controllo motore e di alcuni segnali che, viceversa, devono essere inviati alla centralina controllo motore. La centralina *dSPACE* è predisposta per fornire queste informazioni all'interno di messaggi inviati per mezzo del protocollo *CAN*. Abbiamo segnali che devono essere letti da *dSPACE* e segnali che devono essere scritti dalla centralina, per questo il blocco *FrmMng* (Fig.18) è stato suddiviso in *FrmMngRx* (messaggi ricevuti) e *FrmMngTx* (messaggi trasmessi).

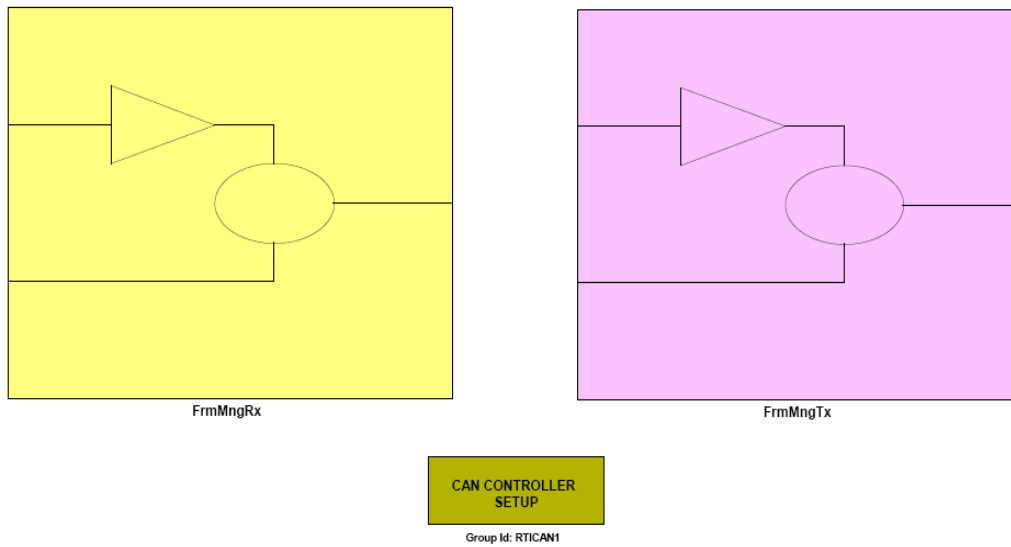


Fig.18 FrmMng

3.3.3.1 FrmMngRx

Questo sottosistema (*Fig.19*) ha il compito di estrapolare i segnali d'interesse dai messaggi in arrivo dalla centralina motore. Per individuare la loro posizione è sufficiente importare il file DBC (*Data Base Can*) e poi selezionare i segnali d'interesse all'interno di ogni messaggio. Questo data base contiene tutte le descrizioni, i parametri di decodifica e la posizione delle grandezze fisiche del motore del veicolo contenute all'interno dei pacchetti che circolano sul bus di comunicazione. La decodifica di tali segnali è contenuta nel DBC stesso che indica in che posizione del messaggio sono contenuti e come convertirli in unità ingegneristica.

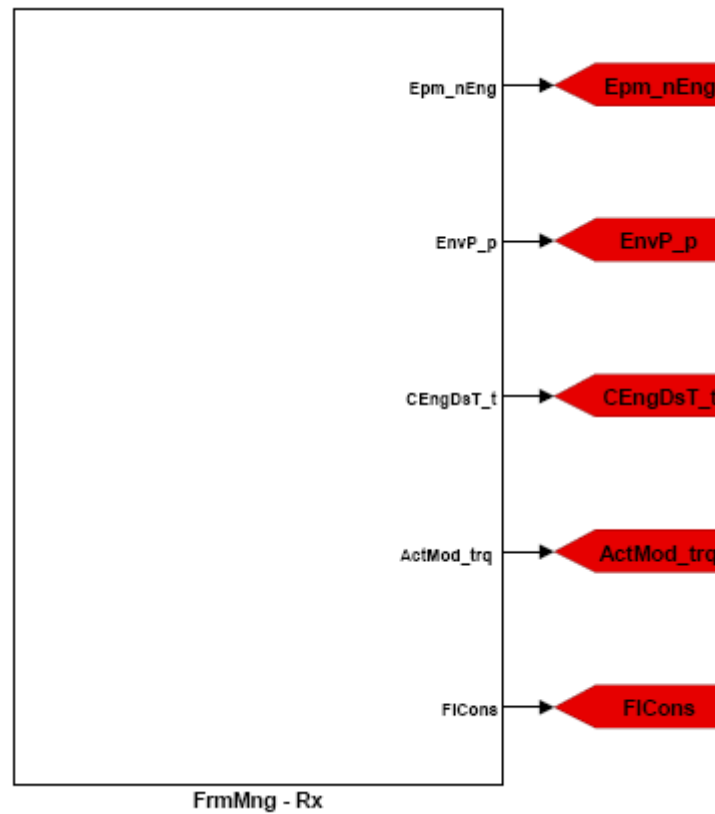


Fig.19 FrmMngRx

3.3.3.2 FrmMngTx

Il sottosistema *FrMngTx* è dedicato a inviare messaggi tramite protocollo *CAN* alla centralina controllo motore.

Anche per quanto riguarda i canali del *FrMngTx* bisogna avere una decodifica contenuta nel medesimo *DBC*. Sono stati inseriti in questo blocco logico tutti i segnali reputati più importanti e significativi così da poterli leggerli, registrare e graficare assieme a tutti gli altri parametri motore già acquisiti dalla centralina controllo motore.

3.3.4 ASMod Strategy

Il blocco logico *ASMod Strategy* (Fig.20) rappresenta la strategia che si occupa della regolazione e della gestione del modello aria motore.

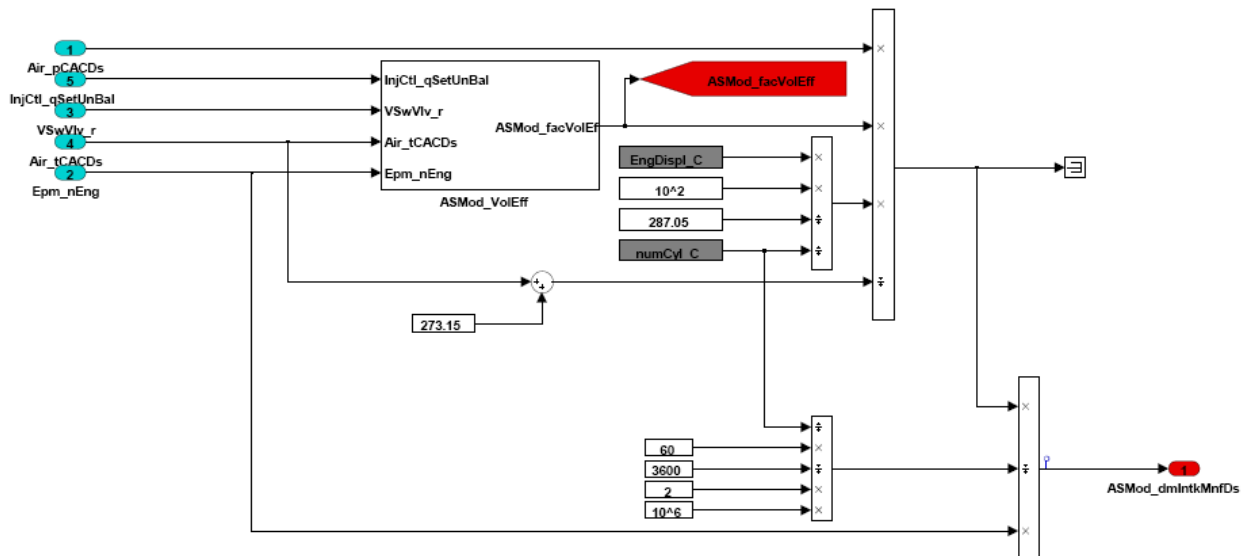


Fig.20 ASMod Strategy

Come si può vedere dallo schema logico in ingresso abbiamo diverse grandezze tra cui:

- *Air_pCACDs* = pressione dell'aria dopo l'intercooler (P5);
- *Air_tCACDs* = temperatura dell'aria dopo l'intercooler (T5);
- *InjCtl_qSetUnBal* = iniezione in mm^3/str attuata per generare coppia;
- *VSwVlv_r* = percentuale di apertura valvola di *Swirl*;
- *Epm_nEng* = giri motore al minuto (rpm).

Queste grandezze vengono poi elaborate dalla centralina *dSPACE* nel blocco centrale *ASMod_VolEff* (Fig.21) che ha il compito di calcolare l'efficienza volumetrica corretta del motore che sarà a sua volta moltiplicata per coefficienti correttivi che andremo ad approfondire dettagliatamente nel *Paragrafo 6.2*.

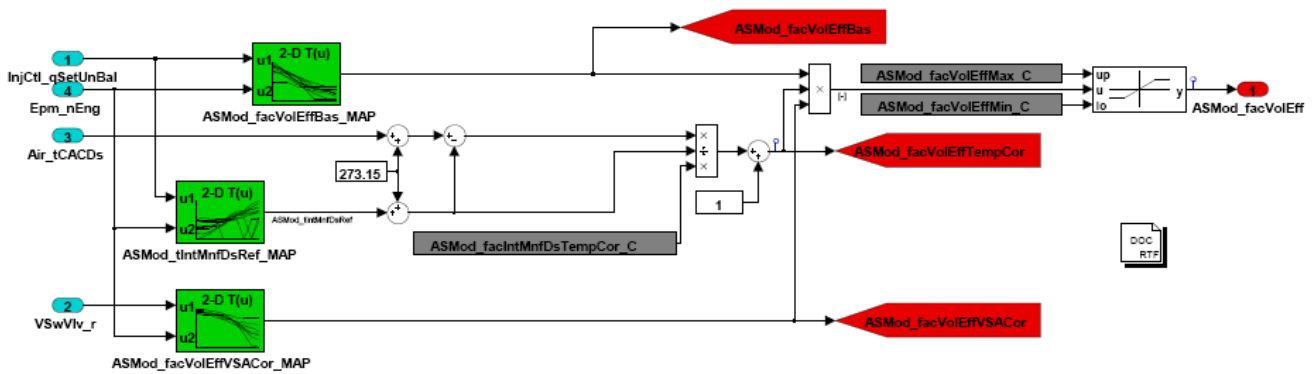


Fig.21 ASMod_VolEff

Una volta ottenuta l'efficienza volumetrica corretta, la centralina considerando cilindrata, numero di cilindri motore e temperatura in gradi *Kelvin*, procede con il calcolo del parametro *ASMod_dmIntkMnfDs*, che rappresenta la portata totale di gas calcolata da *dSPACE* nel collettore d'aspirazione.

Questo parametro tiene conto oltre che all'aria aspirata dal motore, quindi in ingresso debimetro, anche dell'eventuale presenza di gas di scarico riciclati dal motore per ridurre le emissioni inquinanti.

3.3.5 PCR Strategy

Il blocco *PCR Strategy* (Fig.22) è il blocco che si occupa della regolazione dell'apertura del turbocompressore VGT (e quindi della regolazione della pressione di *Boost*), ai fini della gestione della transizione della sovralimentazione.

Questa strategia ha fondamentalmente due compiti principali:

- Gestire il controllo dei transistori calcolando i *Duty Cycle* da applicare sul REA (*Rotary Electronic Actuator*);
- Calcolare i *Set-Point* di pressione *Boost*;
- Calcolare il valore di pre-controllo della pressione di *Boost* (tale valore di pre-controllo è sempre presente e serve per non avere una *rampa* troppo lunga per il raggiungimento del *Set-Point*);

- Calcolare lo stato del *Governor* (*Duty Cycle* a meno della linearizzazione del componente) per determinare se siamo in *Open-Loop* o in *Close-Loop*;
- Regolare la pressione di *Boost* attorno al valore di *Set-Point* calcolando il *Duty Cycle* da applicare all'attuatore REA (*Rotary Electronic Actuator*) che gestisce il movimento delle palette del turbo VGT a geometria variabile.

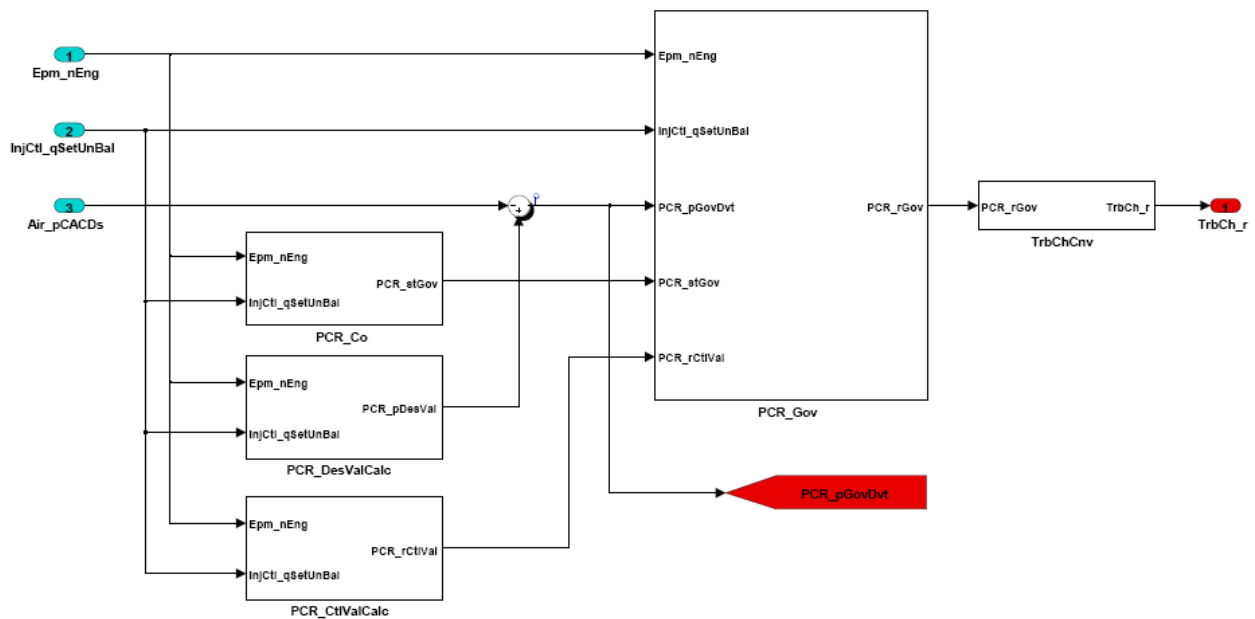


Fig.22 PCR Strategy

Questo blocco logico è suddiviso in sottoblocchi che hanno diversi compiti:

- **PCR_Co** = gestisce le limitazioni di sovralimentazione del turbo al suo valore *Min* e *Max* in funzione della *InjCtl_qSetUnBal* iniettata (Fig.23). Nel caso oltrepassassimo (in difetto o in eccesso) tali soglie la centralina saturerà il valore a quello *Min* o *Max*;
- **PCR_DesValCalc** = (Fig.24) rappresenta il blocco che restituisce in uscita il valore di *Set-Point* della pressione di *Boost* a meno della limitazione sulla pressione (se presente);

- **PCR_CtlValCalc** = gestisce il valore di pre-controllo della pressione di Boost (Fig.25);
- **PCR_Gov** = blocco relativo alla gestione di potenza degli attuatori con tutte le loro limitazioni (Fig.26).

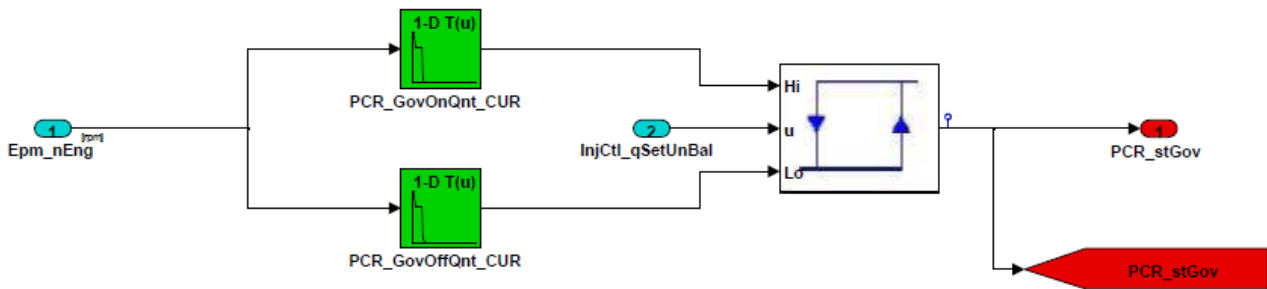


Fig.23 PCR_Co

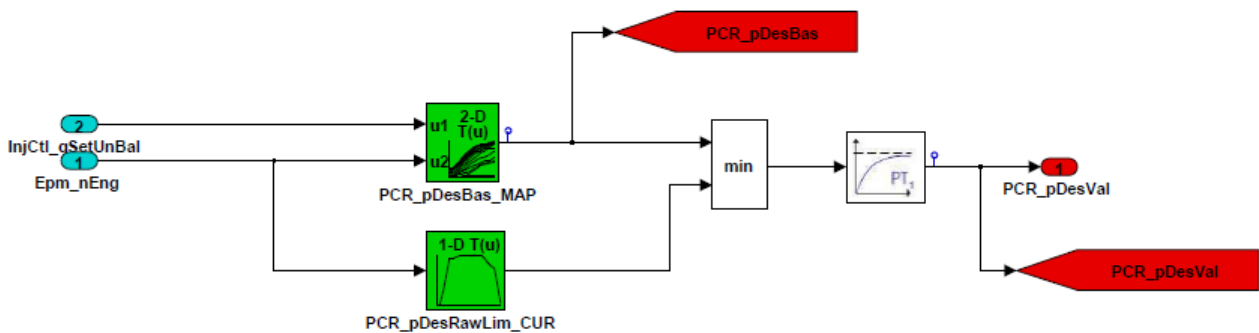


Fig.24 PCR_DesValCalc

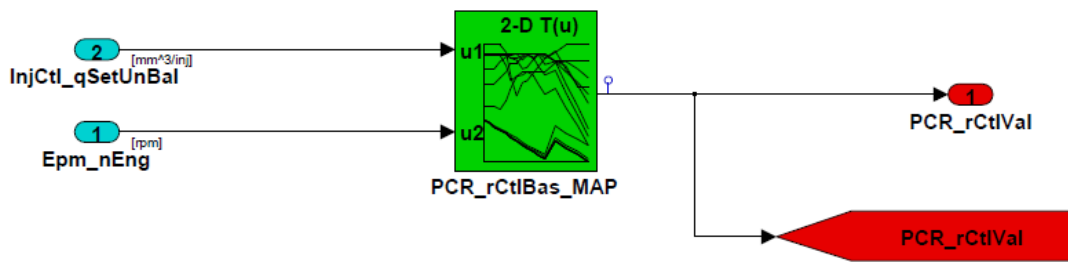


Fig.25 PCR_CtlValCalc

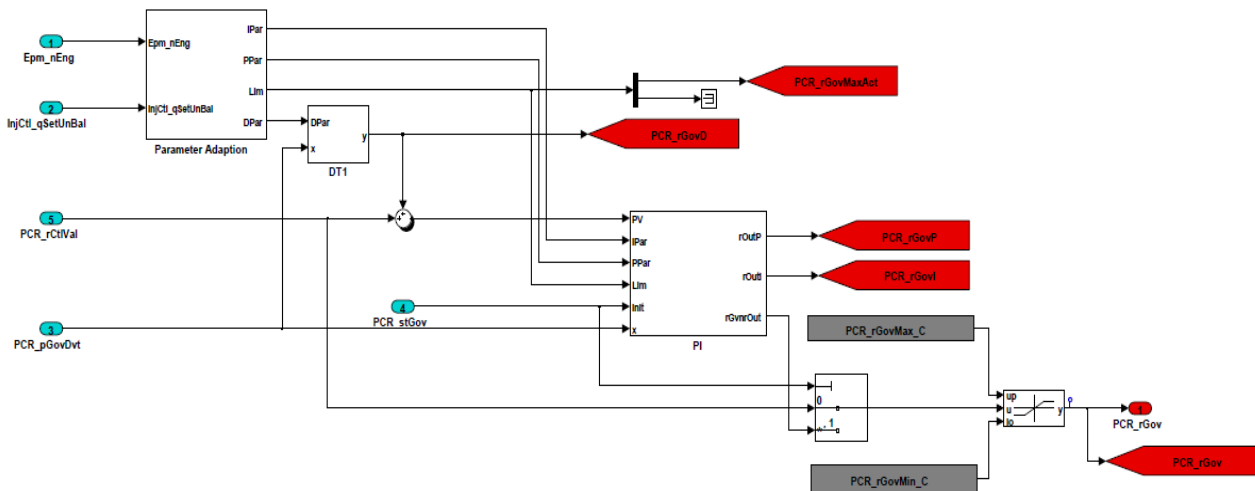


Fig.26 PCR_Gov

Infine, all'uscita del blocco *PCR_Gov*, tramite la curva di linearizzazione del componente, otteniamo il valore di apertura (in percentuale) delle palette turbina (*TrbCh_r*) che andremo ad attuare al turbocompressore (Fig.27).

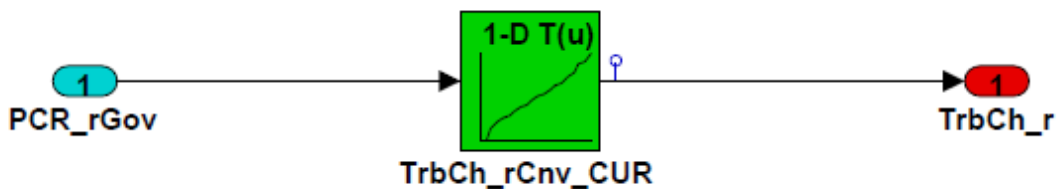


Fig.27 Uscita del PCR_rGov (*TrbCh_r*)

3.3.6 VSwCtl Strategy

Questo blocco logico (Fig.28) rappresenta la strategia implementata in centralina dSPACE per la gestione della valvola di Swirl nei collettori d'aspirazione.

Queste farfalle consentono di favorire, in maniera più o meno sostenuta, l'afflusso d'aria nei condotti di portata riducendo, dove possibile, le emissioni inquinanti tramite condotto Swirlante.

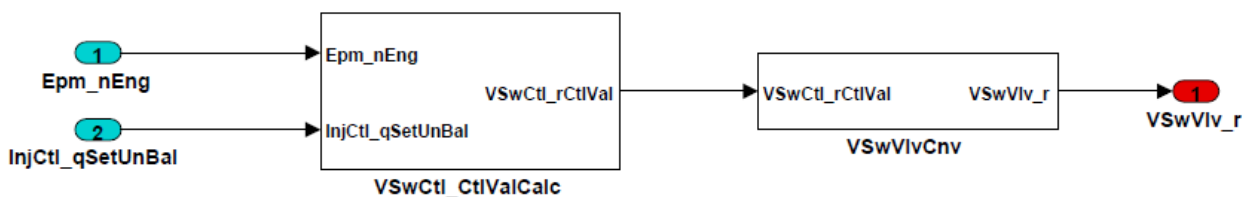


Fig.28 VSwCtl Strategy

Questo blocco è costituito da due parti, la VSwCtl_CtlValCalc dedicata al controllo dell'angolo valvola da attuare tramite mappa VSwCtl_rCtlBas_MAP (Fig.29):

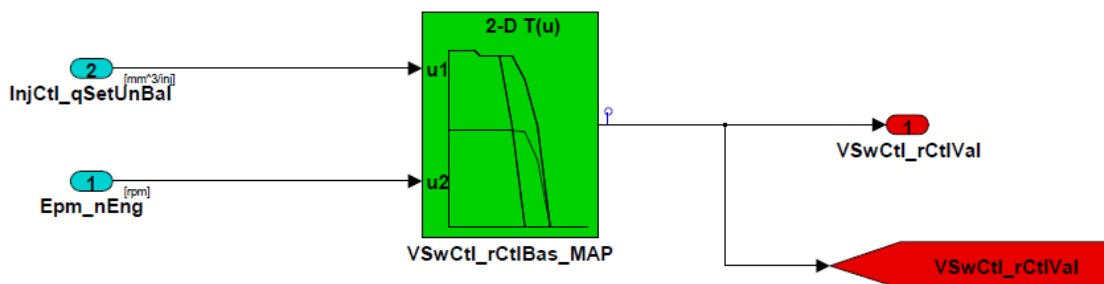


Fig.29 VSwCtl_CtlValCalc

L'altra parte, la VSwVlvCnv, rappresenta invece il blocco relativo alla linearizzazione del componente (Fig.30):

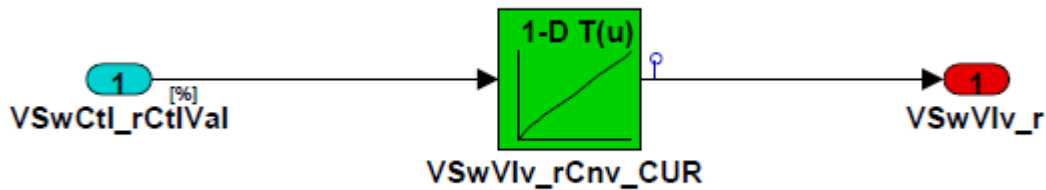


Fig.30 VSswVlvCnv

In ingresso alla *VSswCtl Strategy* avremo i giri motore (*Epm_nEng*) e l'iniezione attuata per generare coppia dal motore (*InjCtl_qSetUnBal*).

3.3.7 LPEGRCtl Strategy

Il blocco logico *LPEGRCtl Strategy* (Fig.31) rappresenta il blocco principale della strategia motore implementata sulla centralina *dSPACE*, questo sistema di controllo oltre a gestire tutto il circuito di ricircolo dei gas di scarico sia a bassa che ad alta pressione, gestisce anche l'*Operating Mode* del sistema, cioè se vogliamo che il motore lavori o meno in *Strategia* o in *Default*.

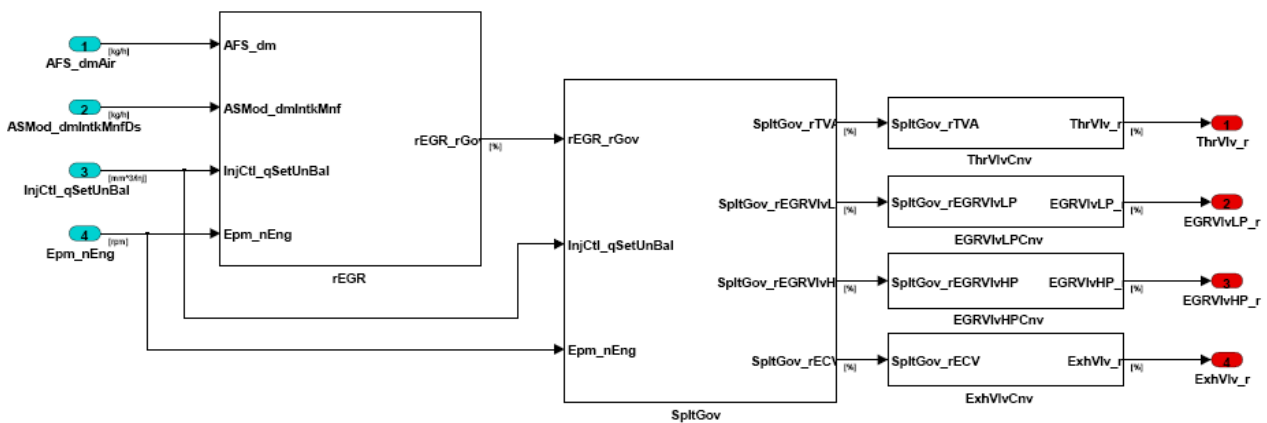


Fig.31 LPEGRCtl Strategy

Oltre alle valvole EGR, il blocco gestisce anche la valvola d'aspirazione TVA e la valvola ECV allo scarico che, la prima per il ramo *High Pressure* e la seconda per il ramo *Low Pressure*, favoriscono il ricircolo dei gas di scarico tramite contropressione o depressione, laddove le semplici valvole EGR non sono in grado di ricircolare la sufficiente portata richiesta.

Ora andremo ad analizzarne brevemente i singoli sottoblocchi della strategia.

La strategia *rEGR* (Fig.32), rappresenta il sottoblocco che ha il compito di calcolare tramite modello la percentuale di EGR ricircolato dal motore.

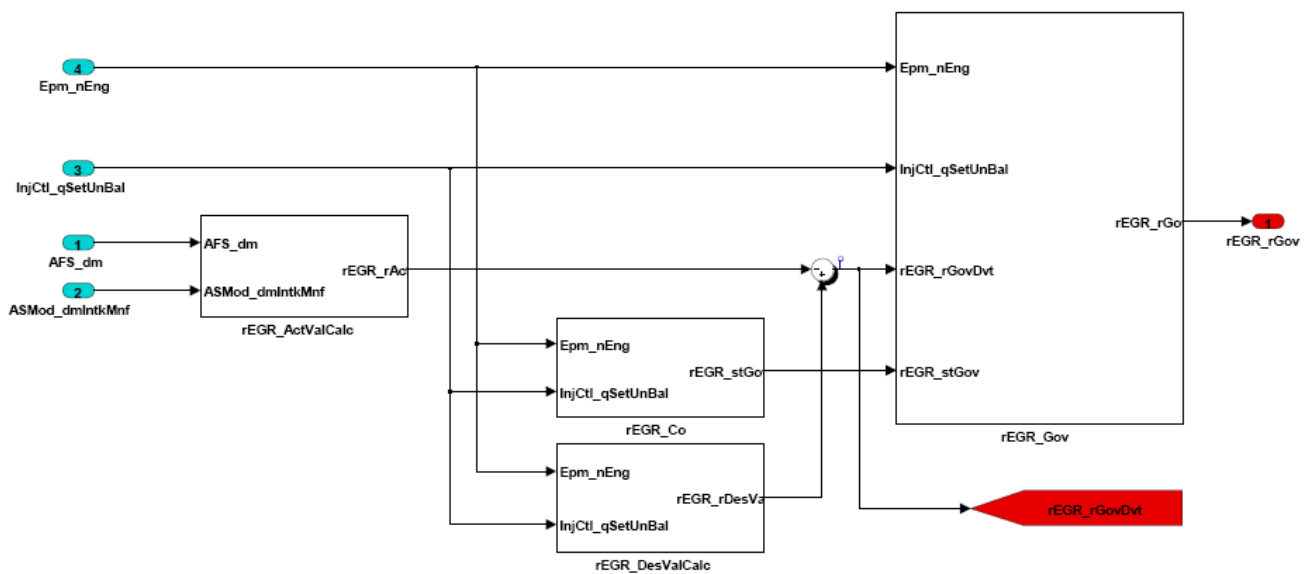


Fig.32 *rEGR*

Questa strategia ha diversi ingressi tra cui: *AFS_dmAir* (portata d'aria in aspirazione in *kg/h* letta dal debimetro), *ASMod_dmIntkMnfDs* (portata totale di gas in *kg/h* aspirata dal motore), *InjCtl_qSetUnBal* (iniezione totale in mm^3/str attuata dal motore per generare coppia) e *Epm_nEng* (giri motore in *rpm*).

Il sottoblocco *rEGR* è costituito a sua volta da ulteriori 4 sottoblocchi logici tra cui:

- *rEGR_ActValCalc* (Fig.33): rappresenta il blocco logico che calcola l'EGR realmente attuato dal modello rispetto al *Set-Point*;

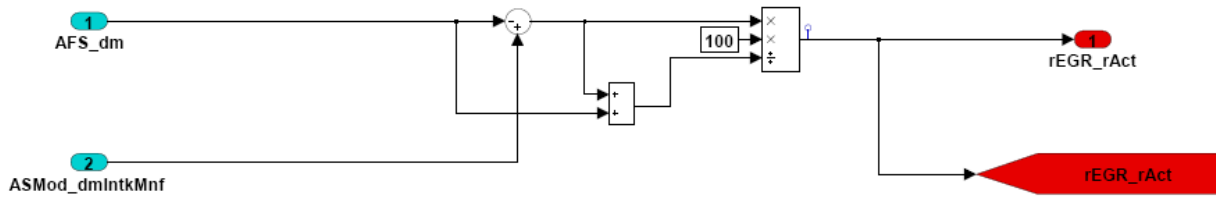


Fig.33 rEGR_ActValCalc

- **rEGR_Co** (Fig.34): strategia che gestisce le curve di *Shut-Off* e *Shut-On* in funzione della *InjCtl_qSetUnBal* per la determinazione del funzionamento motore in zona emissioni;

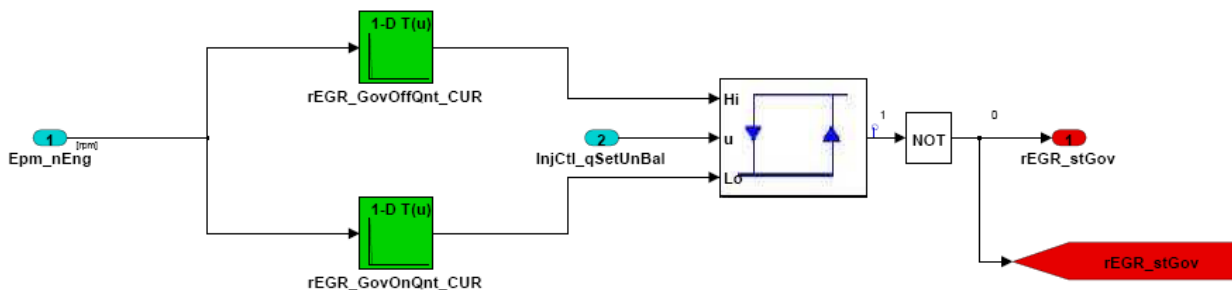


Fig.34 rEGR_Co

- **rEGR_DesValCalc** (Fig.35): strategia che andiamo ad implementare nella mappa dell'*EGR Rate* desiderato per ogni punto di funzionamento motore. Anche in questo caso è presente una strategia di pre-controllo (*rEGR_CtlValCalc*) per favorire il raggiungimento tempestivo del *Set-Point* richiesto;

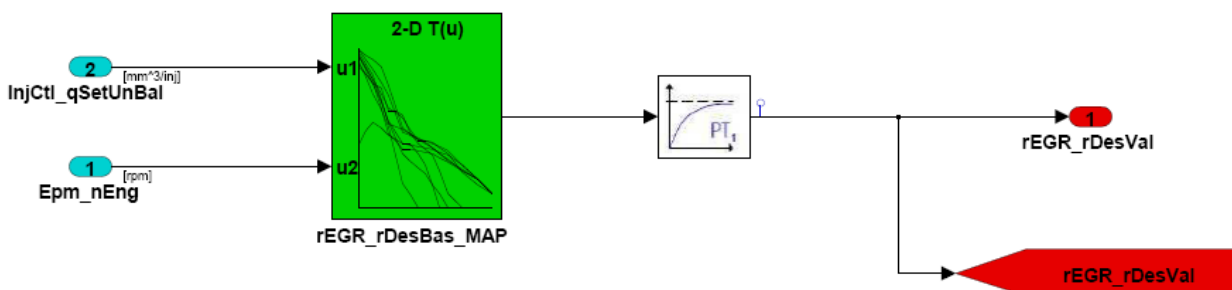


Fig.35 rEGR_DesValCalc

- **rEGR_Gov** (Fig.36): questo blocco logico rappresenta la strategia che gestisce l'attuazione del target richiesto di *EGR Rate* agli attuatori. Inoltre tiene conto del sistema di controllo PID del regolatore.

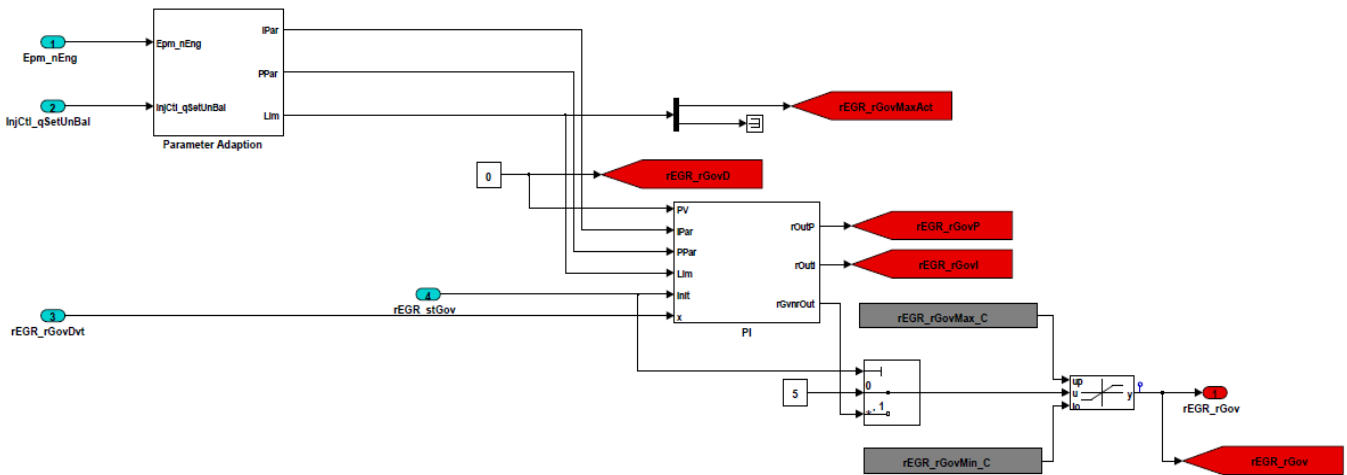


Fig.36 rEGR_Gov

3.3.8 SpltGov Strategy

Questo blocco logico della centralina *dSPACE* rappresenta la strategia destinata al controllo di tutte le valvole del sistema EGR (Fig.37) attraverso la calibrazione di opportune mappe che vedremo nel dettaglio nel *Capitolo 7*.

Le valvole interessate alla calibrazione sono:

- **Corpo farfallato (TVA);**
- **Valvola High Pressure EGR;**
- **Valvola Low Pressure EGR;**
- **Valvola di contropressione allo scarico (ECV).**

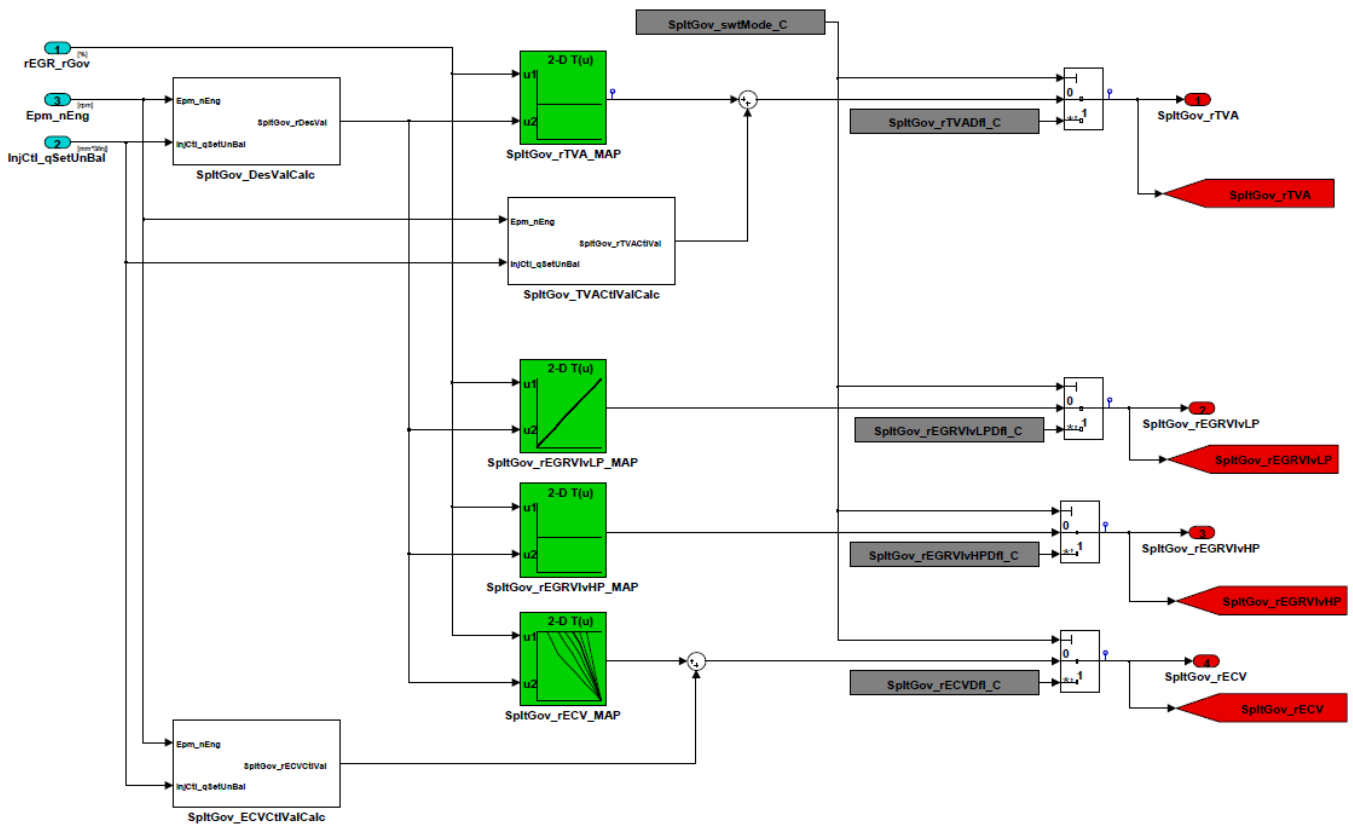


Fig.37 SpltGov Strategy

Anche questo blocco logico è composto da altri sottoblocchi di controllo, vediamoli brevemente:

- *SpltGov_DesValCalc* (Fig.38): rappresenta la strategia di gestione del rapporto LP/HP, tramite mappa possiamo andare ad imporre quanto vogliamo usare il circuito *Low Pressure EGR* rispetto al circuito *High Pressure EGR* per il ricircolo desiderato.

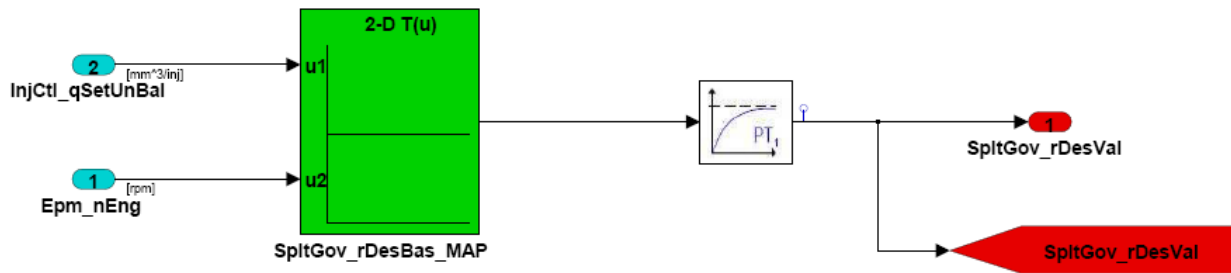


Fig.38 SpltGov_DesValCalc

- *SpltGov_ECVCtlValCalc* (Fig.39): rappresenta la strategia di *Split* per la gestione della valvola di contropressione allo scarico ECV necessaria per realizzare ricircoli elevati dove la sola valvola *Low Pressure EGR* non è sufficiente. Questa strategia tramite mappa da la possibilità di aggiungere o togliere un certo *Off-Set* desiderato al *Governor* (attuatore) della valvola ECV, quindi da la possibilità di gestire la valvola in maniera differente rispetto alla mappa base di riferimento per determinati punti motore d’interesse.

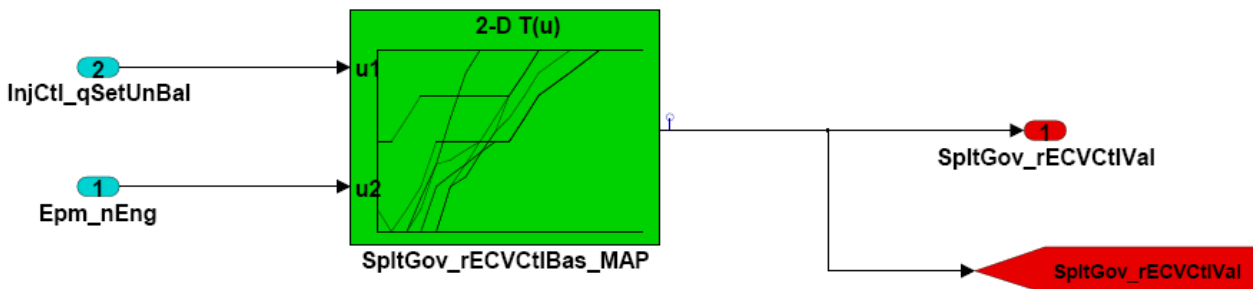


Fig.39 SpltGov_ECVCtlValCalc

- *SpltGov_TVACtlValCalc* (Fig.40): analogamente a quanto visto nel punto precedente, questa strategia gestisce il pre-controllo della valvola in aspirazione motore.

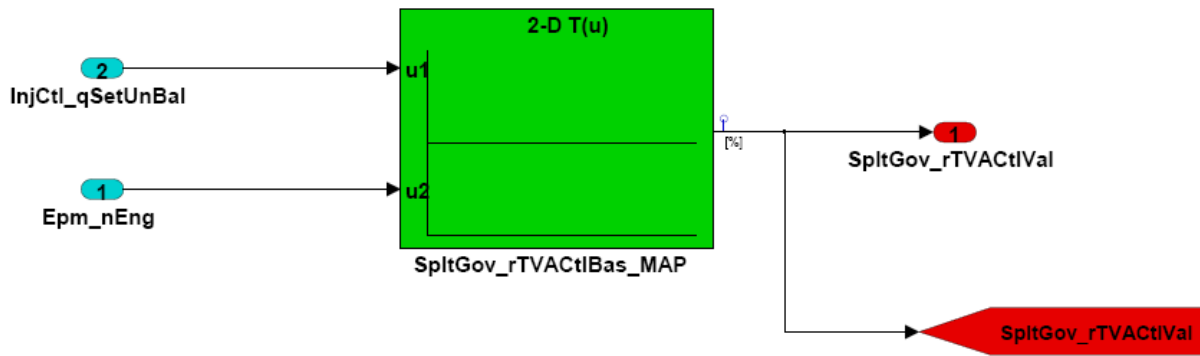


Fig.40 SpltGov_TVActlValCalc

Di seguito in Fig.41, Fig.42, Fig.43 e Fig.44, possiamo vedere le curve di linearizzazione (mono-dimensionali) dei quattro attuatori valvola:

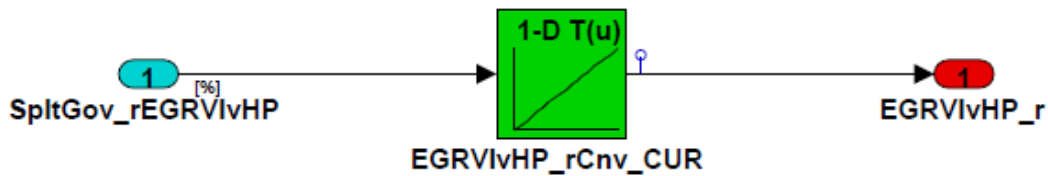


Fig.41 EGRVlvHPCnv

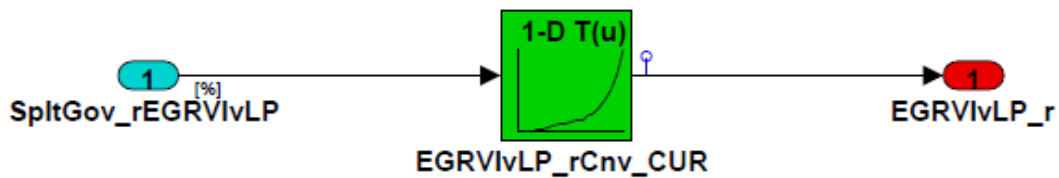


Fig.42 EGRVlvLPCnv

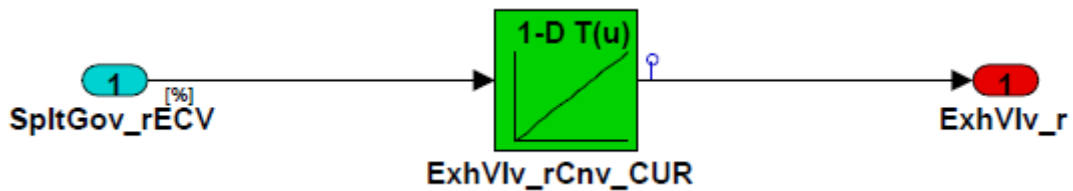


Fig.43 ExhVlvCnv

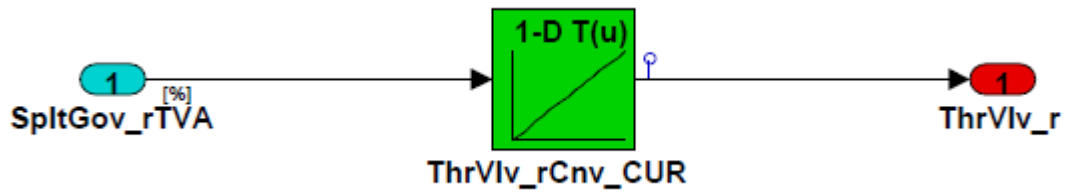


Fig.44 ThrVlvCnv

Il blocco logico *SpltGov Strategy* gestisce anche l'*Operating Mode* del sistema come accennato precedentemente, cioè se vogliamo che il motore lavori o meno in *Strategia* o in *Default*.

Sempre in Fig.37, in grigio, possiamo vedere come in *Modalità 1* il sistema sia in *Default* (tutte le valvole sono in posizione di *Default* pre-impostata: valvole tutte aperte tranne valvola *Low Pressure* e *High Pressure EGR*) mentre in *Modalità 0*, il sistema lavori in strategia applicando tutto il controllo e la calibrazione desiderata.

4

Capitolo 4 ***NORMATIVE EMISSIONI E CICLI D'OMOLOGAZIONE***

In questo capitolo andremo a descrivere le principali normative emissioni e l'attività di *Trade-Off*. Questa sezione è composta fondamentalmente da due macro-aree diverse:

- Nella prima si analizzano le normative che andranno a regolare le emissioni del veicolo che verrà equipaggiato con il motore oggetto dello studio, in particolar modo la normativa Americana *US LEV III ULEV 125*;
- Nella seconda si descriverà l'attività di *Trade-Off* svolta attualmente in VM per l'ottimizzazione dei parametri centralina.

4.1 Criterio di ottimizzazione

Per ben comprendere le scelte che sono state fatte rispetto ai criteri di ottimizzazione dei parametri centralina motore, è opportuno prima introdurre quelle che sono le normative attualmente presenti in Europa ed in America per quanto riguarda tutti i tipi di veicolo in commercio; cercando allo stesso momento di trattare con maggior dettaglio la parte di regolamentazione di interesse per il motore oggetto dello studio di tesi.

4.1.1 La normativa Europea

Tutti i veicoli commercializzati in Europa devono sottostare agli stessi standard emissioni per i motori a combustione interna. La normativa è stata creata e sviluppata dalle seguenti istituzioni:

- **Parlamento europeo**: eletto dalla popolazione degli stati membri dell'unione;
- **Consiglio**: rappresenta i governi degli stati membri dell'unione;
- **Commissione**: parte esecutiva e corpo avente il potere di fare leggi.

Attualmente le normative riguarda i seguenti tipi di veicolo:

- **Automobili e autocarri leggeri**;
- **Motori di veicoli industriali e bus**;
- **Motori diesel per veicoli fuoristrada**;
- **Motocicli**;
- **Motori per piccole utilitarie**.

Gli standard sulle emissioni sono definite per ogni veicolo a seconda della categoria a cui esso appartiene; in *Tab.1* sono riportate tutte le categorie regolamentate in termini di emissioni dalla normativa europea.

VEHICLE CATEGORIES	
M	Motor vehicles with at least four wheels designed and constructed for the carriage of passengers
M ₁	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers and comprising no more than eight seats in addition to the driver's seat
M ₂	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass ("technically permissible maximum laden mass") not exceeding 5 tons
M ₃	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass exceeding 5 tons
N	Motor vehicles with at least four wheels designed and constructed for the carriage of goods
N ₁	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass not exceeding 3.5 tons
N ₂	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 3.5 tons but not exceeding 12 tons
N ₃	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 12 tons
O	Trailers (including semi-trailers)
G	Off-Road vehicles

Tab.1 Definizione delle categorie di veicolo

I veicoli commerciali della categoria N₁ sono ulteriormente suddivisi in tre classi di peso come mostrato in *Tab.2*.

Questa classificazione è basata sulla massa di riferimento, definita come massa del veicolo in ordine di marcia, escluso il peso del pilota e aumentata di una massa standard di 100 kg.

Class	Reference Mass, RW	
	Euro 1-2	Euro 3+
I	RW ≤ 1250 kg	RW ≤ 1305 kg
II	1250 kg < RW ≤ 1700 kg	1305 kg < RW ≤ 1760 kg
III	1700 kg < RW	1760 kg < RW

Tab.2 Classi di peso della categoria di veicoli N_1

Il veicolo Jeep Wrangler che verrà equipaggiato con il motore *L424*, apparterrà alla categoria M_1G . La lettera G può essere combinata con qualsiasi categoria M o N; per esempio in questo caso vuol dire che il veicolo appartiene alla categoria M_1 e può essere sfruttato per uso *Off-Road*.

4.1.1.1 Normativa per automobili e autocarri leggeri

- **Generalità**

Alcuni dei più importanti punti della regolamentazione sulle emissioni per i veicoli *Light-Duty* sono:

- **EURO 1 standards** (anche conosciuto come EC 93): direttive 91/441/EEC (solo per automobili di trasporto passeggeri) oppure 93/59/EEC (per automobili e autocarri leggeri);
- **EURO 2 standards** (EC)&): direttive 94/12/EC oppure 96/69/EC;
- **EURO 3/4 standards** (2000/2005): direttive 98/69/EC, inoltre emendamenti nella 2002/80/EC;
- **EURO 5/6 standards** (2009/2014): regolamento 715/2007 e 692/2008.

Gli standards emissioni per i veicoli *Light-Duty* sono applicabili a tutti i veicoli delle categorie M₁, M₂, N₁ e N₂ con una massa che non supera 2610 kg (EURO 5/6).

La normativa europea introduce dei limiti emissione differenziati per i veicoli con motore ad accensione spontanea e quelli con motore ad accensione comandata. I motori Diesel hanno dei limiti più stringenti sulle emissioni di CO, mentre li hanno meno stringenti riguardo agli NOx. I veicoli con motore ad accensione comandata sono stati esentati da limiti sul particolato fino alla normativa EURO 4. Con l'avvento delle normative EURO 5/6 anche i veicoli equipaggiati con motori ad accensione comandata con iniezione diretta, sono sottoposti ad un controllo su questo tipo di emissioni, che fissa un limite pari a quello previsto per i motori diesel.

- **Combustibili:** gli standard del 2000/2005 hanno introdotto regole più stringenti riguardo i combustibili, che richiedono un numero di cetano pari a 51 per il gasolio (anno 2000), un contenuto di zolfo di 350 ppm nel 2000 e 50 ppm nel 2005. I limiti sul contenuto di zolfo per il benzina sono invece 150 ppm nel 2000 e 50 ppm nel 2005. Dal 2005 devono essere disponibili combustibili (sia benzina che gasolio) di tipo *Sulfur Free* (≤ 10 ppm) e deve essere obbligatorio dal 2009;
- **Test emissioni:** le emissioni vengono testate sul ciclo NEDC (ECE 15 + EUDC) che verrà analizzato successivamente. Dal 2000 (EURO 3) il ciclo è stato modificato per eliminare i 40s di riscaldamento motore prima dell'inizio del ciclo. Tutti i tipi di emissioni sono espressi in g/km.

La normativa EURO 5/6 introduce un nuovo metodo di misura del particolato (simile alla procedura americana del 2007). Inoltre introduce un limite sul *Particle Number* (PN) in aggiunta a quello già presente basato sulla massa.

- ***I cicli emissioni***

I cicli emissioni previsti per il controllo degli inquinanti e del consumo, per le varie classi di veicolo, variano a seconda della normativa di riferimento. Queste ultime sono:

- ***United States:***
 - *Light-Duty Vehicles;*
 - *Heavy-Duty Engines* (engine dynamometer);
 - *Heavy-Duty Vehicles* (chassis dynamometer);
- ***European Union;***
- ***Japan:***
 - *Light-Duty Vehicles;*
 - *Heavy-Duty Vehicles.*

La normativa europea prevede 6 tipi di cicli diversi a seconda della categoria del veicolo e della o delle grandezze che si vogliono analizzare. Di seguito verranno approfondite le modalità di esecuzione del ciclo NEDC (ECE+EUDC).

- ***Il ciclo NEDC (ECE e EUDC)***

Il ciclo NEDC viene svolto su un banco di prova vettura a rulli e viene utilizzato per l'omologazione dei veicoli *Light-Duty* in Europa.

L'intera prova (NEDC) è composta da quattro tratti ECE (*Fig.1*) ripetuti senza interruzione, seguiti da un tratto EUDC (*Fig.2*). Prima del test il motore viene mantenuto ad una temperatura compresa tra 20-30°C per almeno 6 ore.

Fino all'anno 2000 era previsto un *Warm-Up* del motore di 40s prima dell'inizio del ciclo, ma questa procedura è stata eliminata e il ciclo ha cambiato il suo nome da ECE 15 + EUDC a *New European Driving Cycle* (NEDC).

Le emissioni vengono campionate durante il ciclo secondo la tecnica *Constant Volume Sampling*, analizzate, ed espresse in g/km per ogni tipo di inquinante.

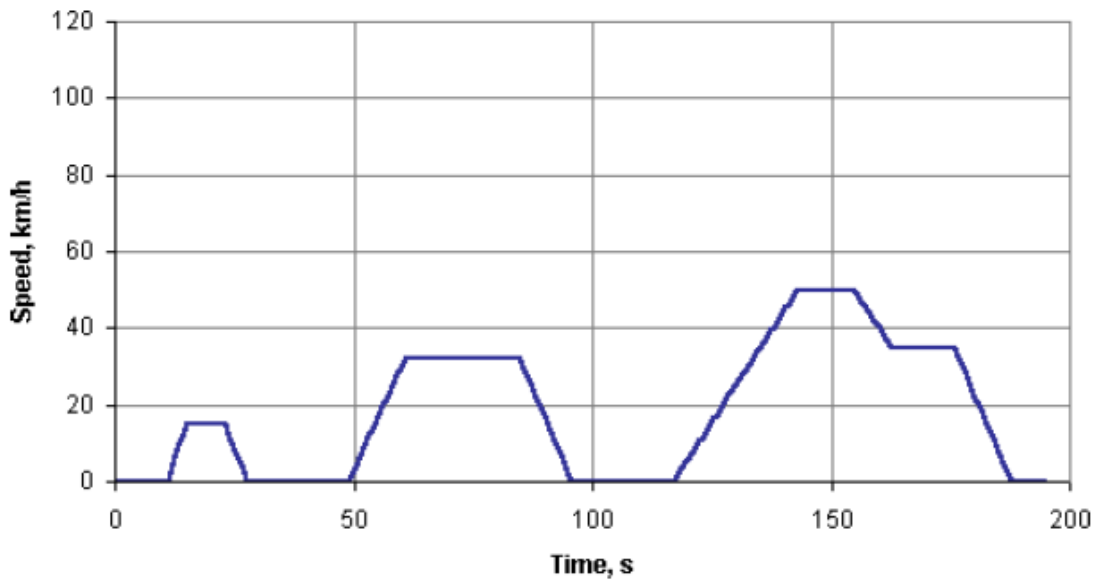


Fig.1 Ciclo ECE 15

Il ciclo ECE è un ciclo di tipo urbano, anche conosciuto come UDC. È composto da segmenti che cercano di rappresentare le condizioni di guida in un ambiente di tipo urbano, e per questo è caratterizzato da basse velocità del veicolo, bassi carichi del motore, e basse temperature dei gas di scarico.

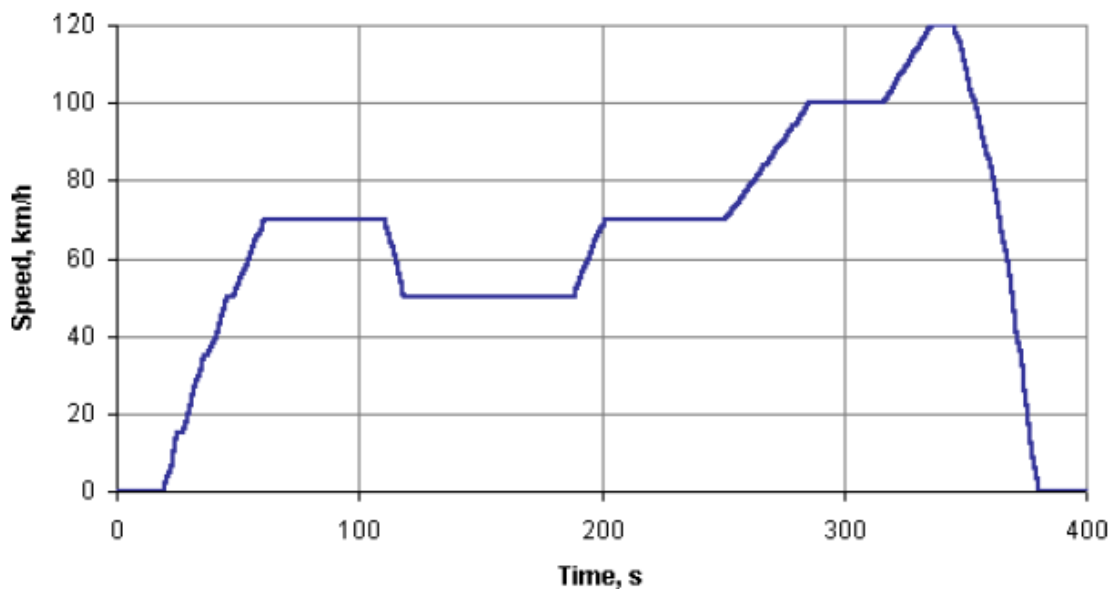


Fig.2 Ciclo EUDC

Il ciclo EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*) segue i quattro cicli ECE ed è stato pensato per considerare una tipologia di guida più aggressiva e caratterizzata da maggiori velocità del veicolo. La velocità massima raggiunta durante il ciclo è di 120 km/h.

È stato definito un ulteriore ciclo EUDC (*Fig.3*) per i veicoli caratterizzati da basse potenze. Questo sostituisce il precedente ed è caratterizzato da una velocità massima di 90 km/h.

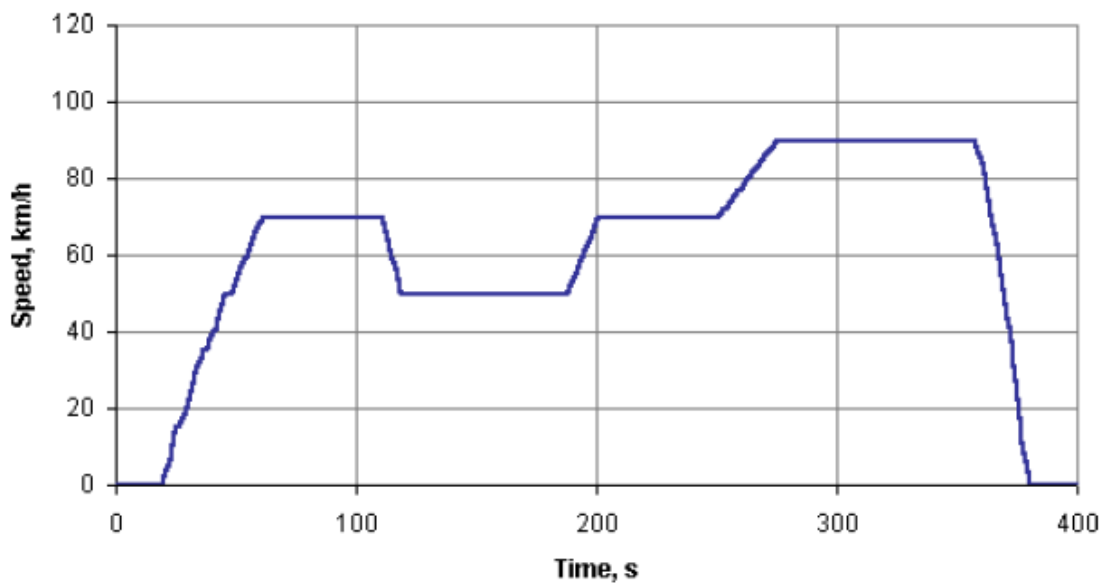


Fig.3 Ciclo EUDC per veicoli con bassa potenza

La *Tab.3* sottostante riporta i parametri di entrambi i cicli ECE e EUDC.

Characteristics	Unit	ECE 15	EUDC
Distance	km	4×1.013=4.052	6.955
Duration	s	4×195=780	400
Average Speed	km/h	18.7 (with idling)	62.6
Maximum Speed	km/h	50	120

Tab.3 Parametri dei cicli ECE e EUDC

- **I limiti emissioni**

I limiti emissioni, dettati dall'Unione Europea, riferiti alla categoria M₁, alla quale apparterrà il veicolo oggetto di studio, sono riassunti nella *Tab.4* seguente. Il limite basato sul *Particle Number* viene usato dalla normativa 5/6 per tutte le categorie di veicoli diesel. I limiti sul particolato (PM e PN) devono essere entrambi rispettati. Il valore di PN viene misurato sul ciclo NEDC utilizzando il metodo PMP. A partire dal 1 Settembre 2014 verrà definito anche un limite sul PN anche per i veicoli con motore benzina.

Stage	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		g/km					
Compression Ignition (Diesel)							
Euro 1†	1992.07.00	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)	-
Euro 2, IDI	1996.01.00	1.00	-	0.07	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01 ^a	1.00	-	0.09	-	0.10	-
Euro 3	2000.01.00	0,64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01.00	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^f	-
Euro 5b	2011.09 ^c	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
Euro 6	2014.09.00	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
Positive Ignition (Gasoline)							
Euro 1†	1992.07.00	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-	-
Euro 2	1996.01.00	2.02	-	0.05	-	-	-
Euro 3	2000.01.00	2.30	0.20	-	0.15	-	-
Euro 4	2005.01.00	1.00	0.10	-	0.08	-	-
Euro 5	2009.09 ^b	1.00	0.10 ^d	-	0.06	0.005 ^{e,f}	-
Euro 6	2014.09.00	1.00	0.10 ^d	-	0.06	0.005 ^{e,f}	-
* At the Euro 1..4 stages, passenger vehicles > 2,500 kg were type approved as Category N ₁ vehicles							
† Values in brackets are conformity of production (COP) limits							
a - until 1999.09.30 (after that date DI engines must meet the IDI limits)							
b - 2011.01 for all models							
c - 2013.01 for all models							
d - and NMHC = 0.068 g/km							
e - applicable only to vehicles using DI engines							
f - 0.0045 g/km using the PMP measurement procedure							

*Tab.4 Limiti emissioni per automobili destinate al trasporto di persone
(categoria M₁)*

Durante la sua vita il motore non deve sottostare sempre agli stessi valori limite di emissioni; questi ultimi variano in funzione dell'invecchiamento del propulsore. La normativa prevede:

- **EURO 3 Stage:** 80.000 km o 5 anni (ciò che avviene prima); i limiti devono essere moltiplicati per i seguenti fattori: 1,1 per CO; 1.0 per NOx e per HC + NOx; 1,2 per PM;
- **EURO 4 Stage:** 100.000 km o 5 anni (ciò che avviene prima);
- **EURO 5/6 Stage:** conformità di funzionamento - 100.000 km o 5 anni; controllo emissioni - 160.000 km o 5 anni; i limiti devono essere moltiplicati per i seguenti fattori: Euro 5: 1,5 per CO; 1.1 per NOx e HC + NOx; 1,0 per PM e PN. I fattori correttivi per i motori Euro 6 devono essere determinati.

4.1.2 La normativa Americana *US LEV III ULEV 125*

Questa normativa è applicata ad automobili ed autocarri leggeri nello stato della California (U.S.A).

- **Introduzione**

Tradizionalmente in California le normative anti-inquinamento sono più stringenti dei requisiti richiesti dall'EPA (*Environmental Protection Agency*) che rappresenta il principale ente di protezione ambientale statunitense.

Tra i suoi compiti si ricorda quello di mettere in atto le leggi emanate in favore della protezione ambientale.

Le principali categorie di emissioni standard della California sono:

- **LEV:** normativa estesa fino al 2003;
- **LEV II:** normativa in vigore dal 2004 al 2010;
- **LEV III:** normativa adottata da gennaio 2012.

Diversi Stati Americani oltre lo stato della California hanno adottato la normativa standard *LEV III* come normativa anti-inquinamento, e via via, andranno sempre più ad uniformarsi con le normative emissioni più recenti (Fig.4).

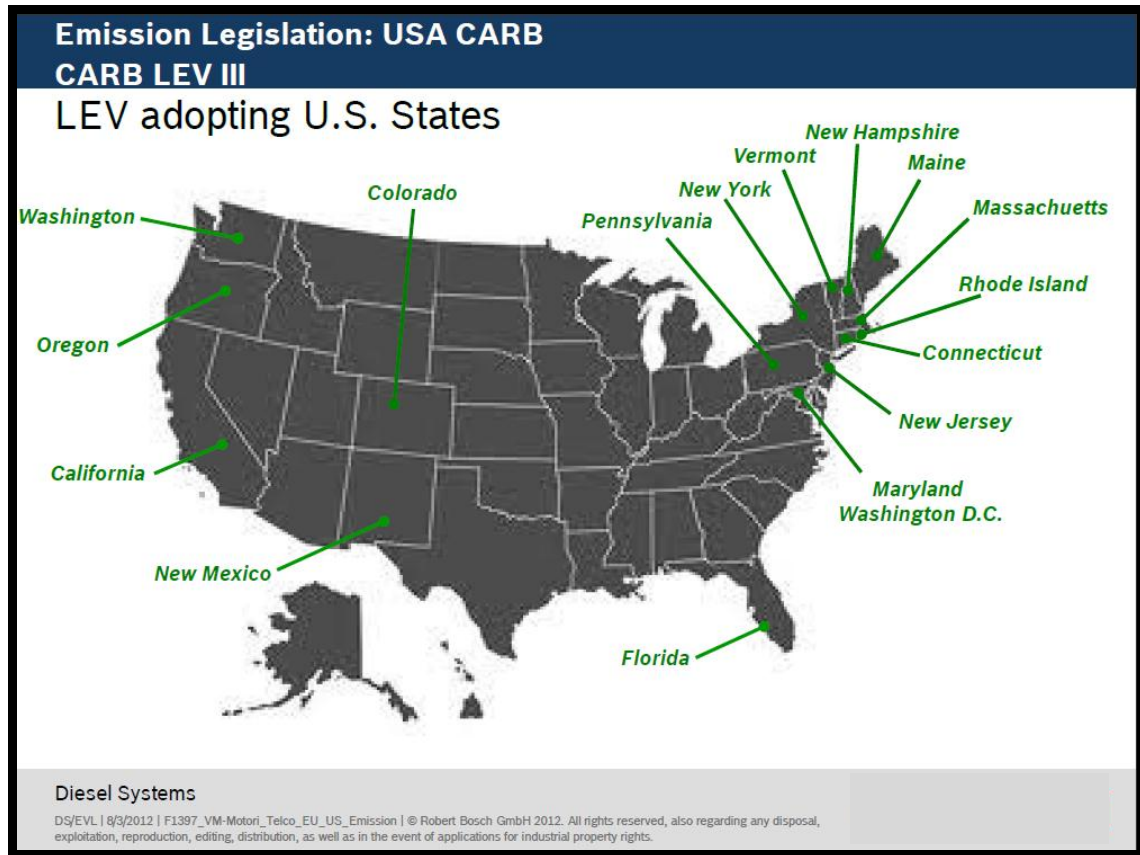


Fig.4 Stati America che adottano la normativa LEV III

Di seguito analizzeremo nel dettaglio la normativa *US LEV III ULEV 125*, regolamentazione d'interesse per il motore oggetto dello studio.

4.1.2.1 Low Emission Vehicle III (LEV III) Standards

La normativa LEV III, adottata dal gennaio 2012, è un modello di regolamentazione valido dal 2015 al 2025.

I produttori possono certificare veicoli sotto regolamentazione *LEV III* dal 2015 al 2025 estendendo la normativa a tutti i veicoli prodotti.

La LEV III differisce dalla normativa LEV II per i le seguenti modalità:

1. Introduzione di un limite combinato di *NMOG* (*Nonmethane Organic Gas*) e *NOx* standard (*NMOG + NOx* standard) invece dei limiti sul singolo inquinante ;
2. Introduzione di valori medi più restringenti di *NMOG + NOx* (0.03 g/mi) nel 2025 (Fig.5);
3. Incrementare la durata dei requisiti necessari per il controllo emissioni (estensione della *Full Useful Life* a 150.000 miglia);
4. Particolato (PM) da 3 mg/mi dal 2017 al 2021 ad 1 mg/mi dal 2025 al 2028;

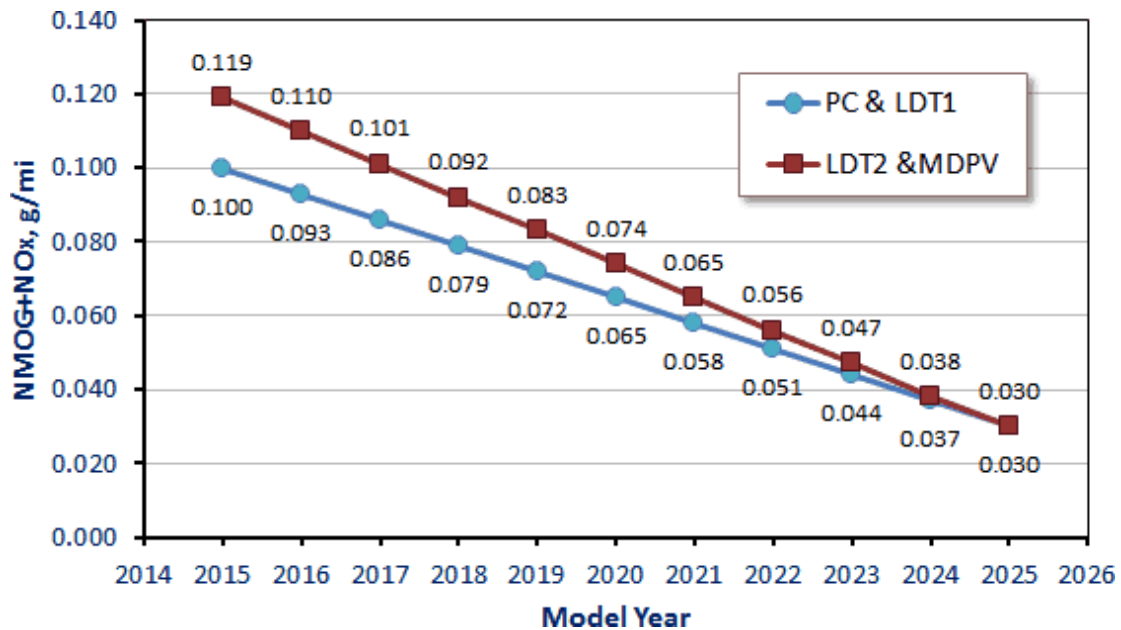


Fig.5 Limite combinato *NMOG + NOx* in funzione della classe veicolo considerata

Le categorie dei veicoli leggeri e medi della normativa *LEV III* e del ciclo di omologazione *FTP-75* (*Federal Test Procedure*) sono elencate nella *Tab.5*.

La porzione numerica di *NMOG + NOx* è espressa in tabella in g/mi.

Vehicle Type	Emission Category	NMOG+NOx	CO	HCHO	PM†
		g/mi	g/mi	mg/mi	g/mi
All PCs LDTs ≤ 8500 lbs GVW ^a All MDPVs	LEV160	0.160	4.2	4	0.01
	ULEV125	0.125	2.1	4	0.01
	ULEV70	0.070	1.7	4	0.01
	ULEV50	0.050	1.7	4	0.01
	SULEV30	0.030	1.0	4	0.01
	SULEV20	0.020	1.0	4	0.01
MDVs 8501 – 10,000 lbs GVW ^b	LEV395	0.395	6.4	6	0.12
	ULEV340	0.340	3.2	6	0.06
	ULEV250	0.250	2.6	6	0.06
	ULEV200	0.200	2.6	6	0.06
	SULEV170	0.170	1.5	6	0.06
	SULEV150	0.150	1.5	6	0.06
MDVs 10,001 – 14,000 lbs GVW ^b	LEV630	0.630	7.3	6	0.12
	ULEV570	0.570	3.7	6	0.06
	ULEV400	0.400	3.0	6	0.06
	ULEV270	0.270	3.0	6	0.06
	SULEV230	0.230	1.7	6	0.06
	SULEV200	0.200	1.7	6	0.06

† – Applicable only to vehicles not included in the phase-in of the final PM standards (Table 7 & Table 8).
a – Loaded vehicle weight (LVW)
b – Adjusted loaded vehicle weight (ALVW)

Abbreviations:
PC – Passenger car
LDT – light-duty truck
MDPV – medium-duty passenger vehicle
MDV – medium-duty vehicle

Tab.5 Normativa standard LEV III, 150.000 miglia, FTP-75

Tale normativa è composta da un ulteriore ciclo supplementare indicato con la sigla SFTP (*Supplemental Federal Test Procedure*) che è composto a sua volta da due cicli emissioni *US 6* e *SC 03* (dimostrati a 150.000 miglia):

- **US 06:** ciclo per accelerazioni a pieno carico su autostrade;
- **SC 03:** ciclo con aria condizionata (con massimo raffreddamento) a 35°C di temperatura ambiente esterno.

Questo ciclo supplementare SFTP non prevede la differenziazione dei limiti per categoria di vettura ed inoltre ci sono due possibili opzioni (a discrezione del costruttore) per soddisfare i limiti SFTP:

- a) Certificazione veicolo (*Fig.6*): i limiti del PM per il ciclo SFTP sono imposti a 10 mg/mi per tutti i veicoli PC (*Passenger Car*) e LDT1 (*Light-Duty Truck* da 0 a 3750 libbre per la classe LVW = *Loaded Vehicle Weight*) ed a 20 mg/mi per i veicoli LDT2 (per valori maggiori di 3750 libbre per la classe LVW);

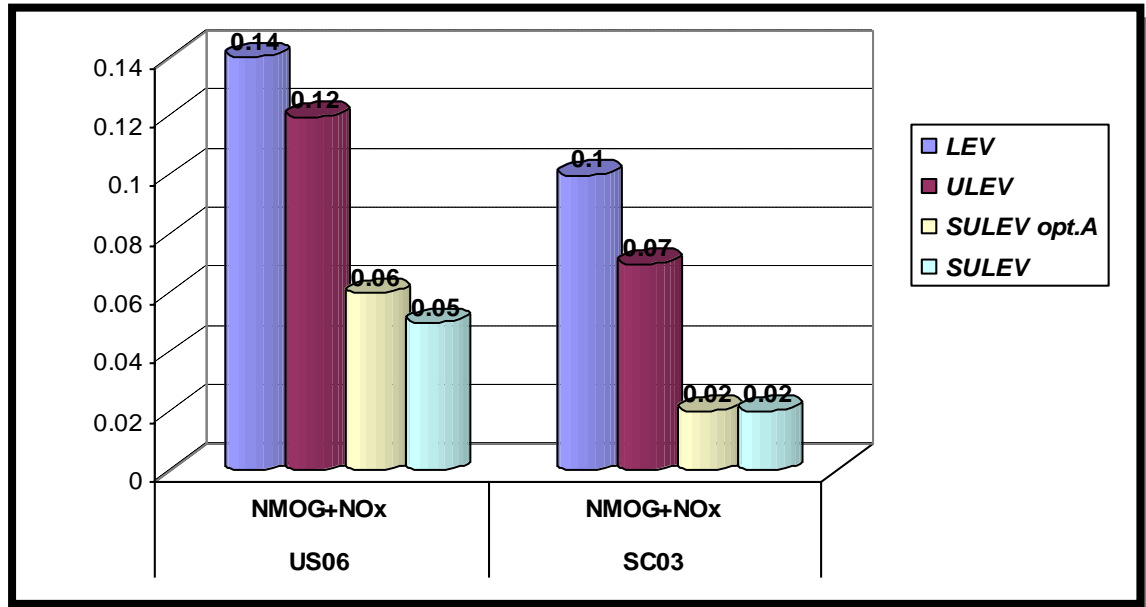


Fig.6 Certificazione veicolo

- b) Certificazione della flotta di vetture del costruttore appartenente alla medesima categoria.

I valori di particolato in *Tab.5* saranno modificati a valori più stringenti elencati in *Tab.6*:

Vehicle Type	PM Limit	Phase-in
	mg/mi	
PCs, LDTs, MDPVs	3	2017-2021
	1	2025-2028
MDVs 8501-10,000 lbs	8	2017-2021
MDVs 10,001-14,000 lbs	10	2017-2021

Tab.6 Particolato PM LEV III, FTP-75

In *Tab.7*, invece, possiamo vedere il numero percentuale dei veicoli prodotti certificati in funzione delle categorie di veicolo:

Year	PC, LDT, MDPV		MDV
	PM = 3 mg/mi	PM = 1 mg/mi	PM = 8/10 mg/mi
2017	10	0	10
2018	20	0	20
2019	40	0	40
2020	70	0	70
2021	100	0	100
2022	100	0	100
2023	100	0	100
2024	100	0	100
2025	75	25	100
2026	50	50	100
2027	25	75	100
2028	0	100	100

Tab.7 Classificazione del PM per la normativa LEV III

Le classi di veicoli (a cui sopra si fa riferimento), che sono le stesse della normativa *LEV II*, sono rimaste invariate (*Fig.7*):

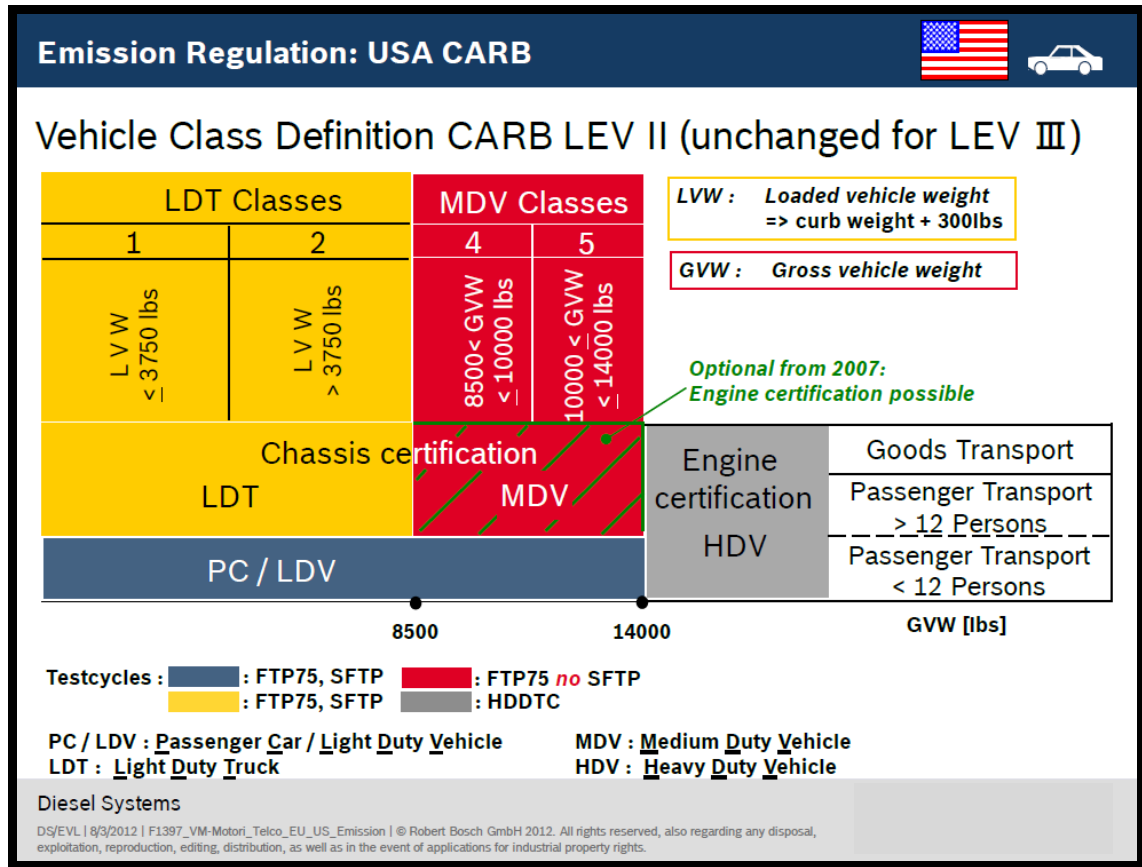


Fig.7 Classe di veicoli certificati

Gli standard più restringenti sono stati adottati per evitare un incremento del particolato insieme all'utilizzo di un filtro DPF (antiparticolato).

La normativa *LEV III* include anche l'uso dell'SPN (*Solid Particle Number*) un numero limite espresso in *l/mi* che esprimerà la quantità di particelle solide prodotte dal veicolo (tale limite è imposto a 3×10^{12} *l/mi*).

In *Fig.8* possiamo vedere l'evoluzione stimata della normativa nel corso degli anni, come si può vedere, l'*ULEV 125* (0.125 *g/mi* di *NMOG + NOx*) su cui fa riferimento il motore oggetto dello studio, entrerà in vigore dal 2015 fino al 2018 passando da un *Target* emissioni da 0.125 a 0.07 *g/mi*:

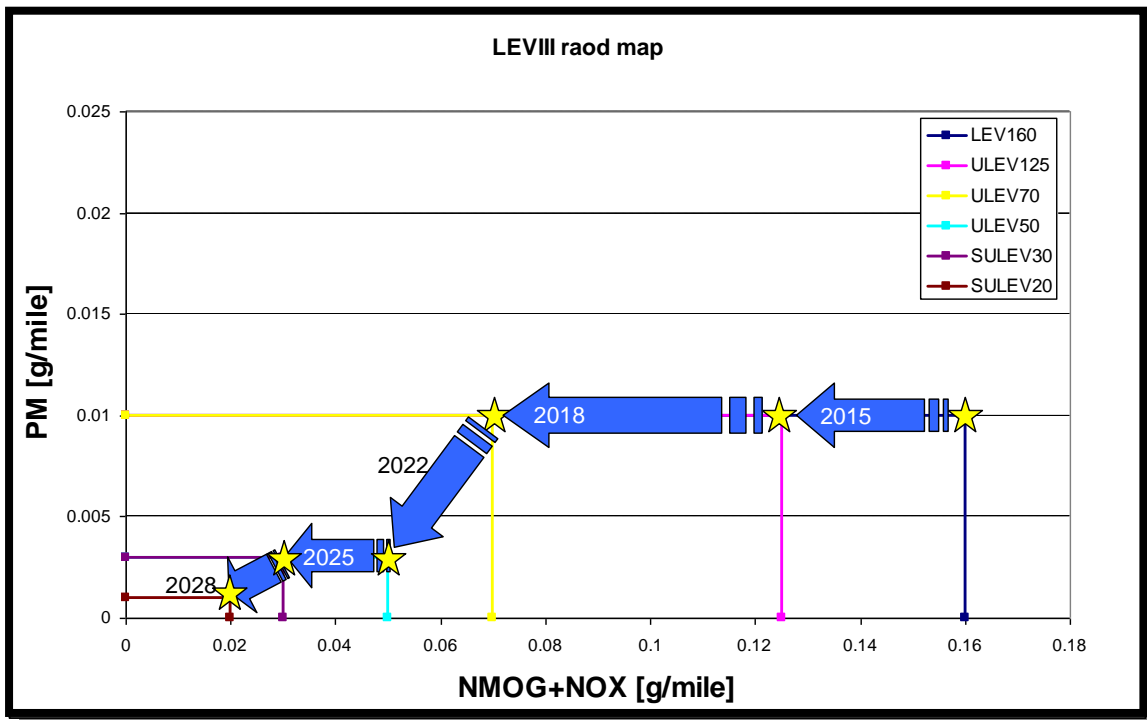


Fig.8 Evoluzione stimata LEV III

Dal 2017 ciascun costruttore deve omologare una percentuale della flotta di PC, LDT e MDPV secondo gli standard di 0.3 mg/mi e 0.1 mg/mi in riferimento al seguente piano di introduzione (Fig.9):

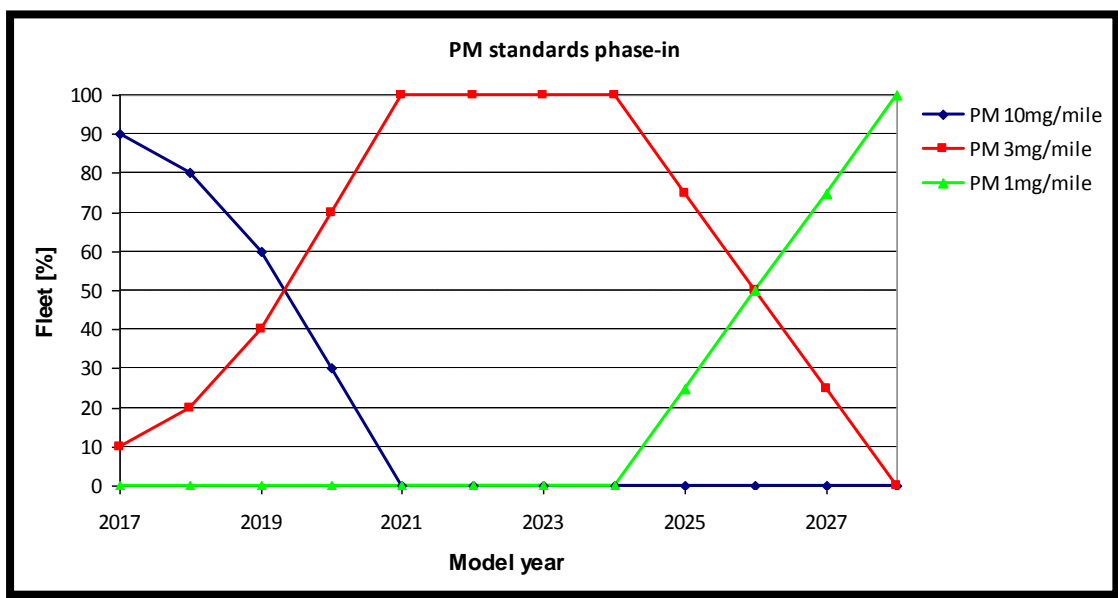


Fig.9 Piano di introduzione

4.2 Variabili in gioco e *Output* da ottimizzare: L'attività di *Trade-Off*

Un problema che si incontra durante lo sviluppo di un propulsore, in particolare durante la calibrazione dei parametri centralina, è quello di capire la dipendenza che lega ogni *Input* motore ad ogni *Output*, al fine di poter poi utilizzare in ogni condizione di funzionamento, la combinazione di valori dei vari parametri che permette di far lavorare il motore nelle migliori condizioni di funzionamento possibili, sia in termini di prestazioni che in termini di consumi, emissioni e rumorosità.

È in questo contesto che si inserisce l'attività di *Trade-Off*: con questa, infatti, si cerca di determinare l'andamento dei vari *Output* motore (inquinanti, consumo, rumorosità, regolarità di funzionamento ecc...) al variare di alcuni *Input* sottoposti a calibrazione.

Solitamente l'attività di *Trade-Off* viene svolta in automatico su 12 punti di funzionamento motore (*Giri motore / % acceleratore* oppure *Giri motore / Coppia*), andando a variare due parametri alla volta (*Mappa 1* e *Mappa 2* della *Fig.3*) con la possibilità di mantenere bloccati fino a 10 parametri (ovvero 10 Mappe).

La finalità è quindi quella di andare a determinare, per diversi punti di funzionamento motore, la migliore combinazione di questi due parametri riferimento, al fine di minimizzare le quantità di inquinanti prodotte e di avere consumi specifici e regolarità di funzionamento soddisfacenti.

Scelto il punto di funzionamento su cui svolgere il *Trade-Off*, il motore viene portato in tale punto e, dopo un periodo di regimazione, si acquisiscono i parametri che si è scelto di bloccare e gli attuali valori delle due mappe che si è scelto di far variare. Acquisito il punto base, ci si può muovere all'interno delle due mappe, utilizzando tre diverse logiche:

- **Simmetrica**: sul punto di funzionamento vengono memorizzati i valori base delle due mappe. A partire da tali valori ci si muove per *Step* sia positivi che negativi. Risulta chiaro che, essendo conteggiato come *Step* anche il punto base, in questa modalità non è possibile definire un numero pari di *Step*;
- **Crescente**: sul punto di funzionamento vengono memorizzati i valori base delle due mappe. A partire da tali valori ci si muove per *Step* soltanto positivi. In questo caso a tre *Step* di incremento coincidono quattro diversi valori per le variabili in esame;
- **Decrescente**: sul punto di funzionamento vengono memorizzati i valori base delle due mappe. A partire da tali valori ci si muove solo per *Step* negativi. Anche in questo caso a tre *Step* di incremento coincidono quattro diversi valori per le variabili in esame.

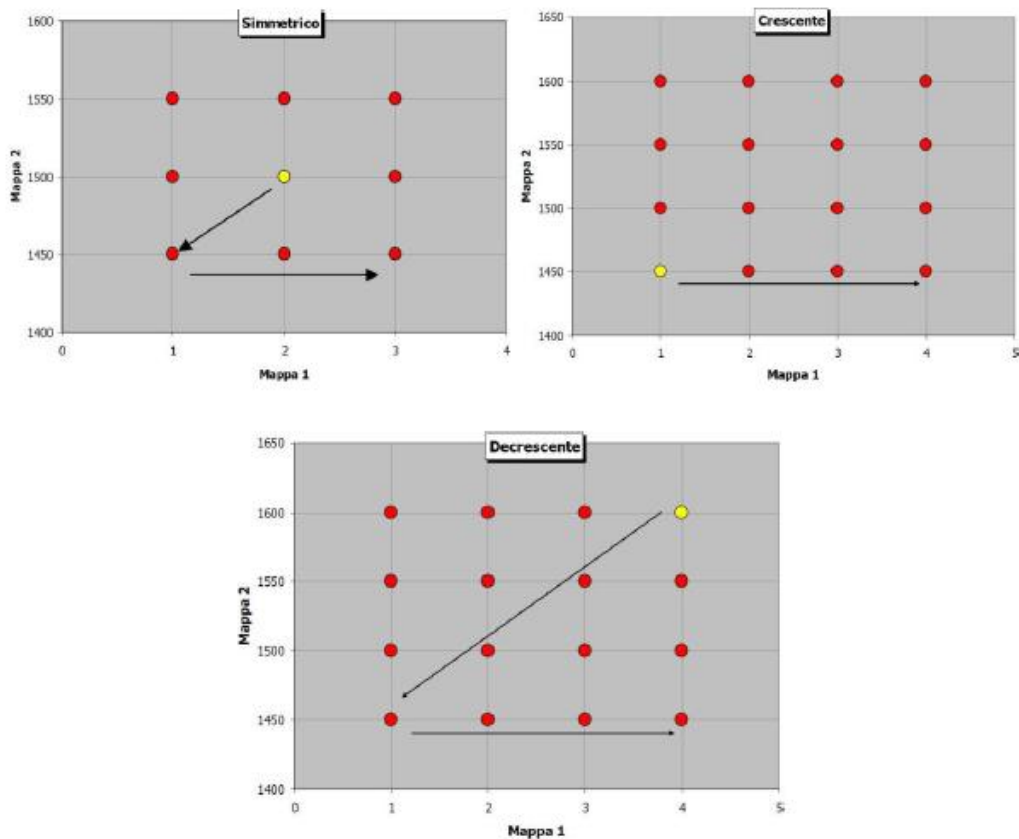


Fig.3 Schema di logica simmetrica, crescente e decrescente per attività di Trade-Off

Come accennato in precedenza, ogni volta che si cambia il punto di funzionamento del motore si attende un certo periodo di tempo per permettere la corretta regimazione del motore stesso. La stessa cosa la si fa quando, a parità di punto motore, si variano i valori delle due mappe, perché anche in questo caso ci si sposta in una condizione di funzionamento diversa che sicuramente presenterà, seppur molto breve, un certo periodo di regimazione.

Per i motivi appena descritti si implementa un controllo per determinare la stabilità o meno del motore. Il controllo è attivabile dalla cella ΔT_{oil} (Fig.4) e viene effettuato in automatico; il sistema valuta la differenza di temperatura dell'olio all'interno di una finestra temporale di 60s; se tale variazione è inferiore al ΔT_{oil} impostato, il sistema riconosce il motore regimato e procede con l'analisi dei gas e il salvataggio di tutte le grandezze d'interesse del banco. Viceversa, se la variazione della temperatura dell'olio è superiore rispetto a quella impostata nella casella ΔT_{oil} , il motore verrà mantenuto in regimazione (nuova finestra di 60s). Un valore usuale della cella ΔT_{oil} può essere di 2-3°C da un punto di funzionamento motore (*Passo*) ad un altro.

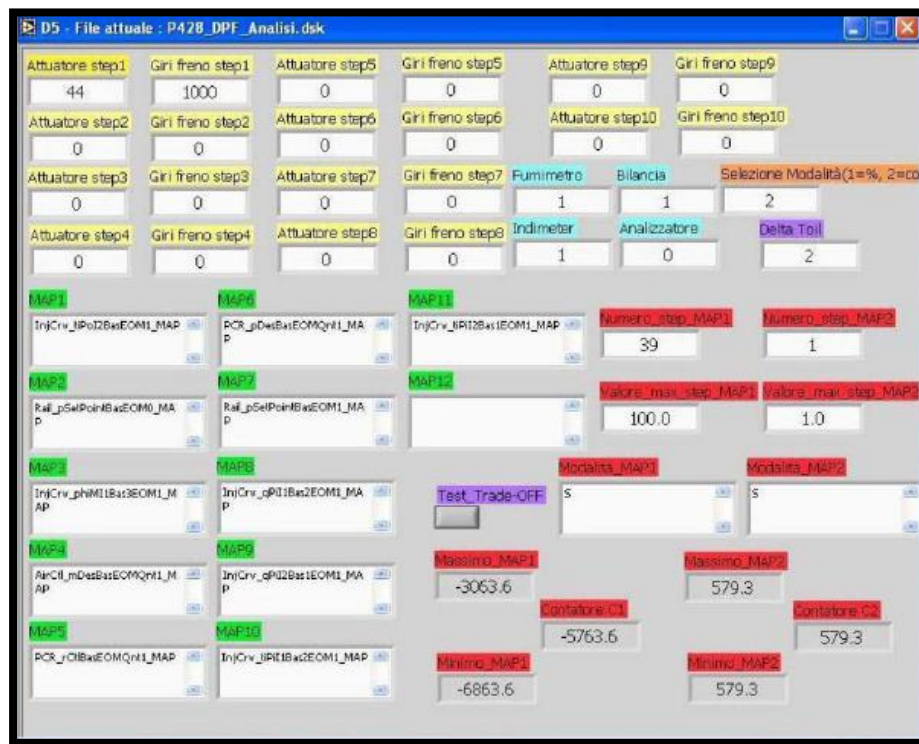


Fig.4 Schermata di impostazione di un Trade-Off in automatico

Successivamente all'attività di tipo sperimentale si passa all'elaborazione dati. Si crea una serie di grafici che riportano l'andamento di ogni *Output* d'interesse del motore in funzione dei due parametri che sono stati fatti variare durante l'attività sperimentale. In *Fig.5* si può vedere un esempio degli andamenti di *NOx*, *Soot*, *CO*, *HC*, *Lambda*, *AI50%*, *SMOKE*, *EGR Rate*, *Noise*, *T3*, relativi ad un determinato punto motore, al variare dei valori di *AntMI* (anticipo dell'iniezione principale) e *PRail* (pressione del Rail). Inoltre, in basso a destra, sono riportati i valori, in quel determinato punto motore, di tutte le variabili (mappe) che sono state bloccate durante la parte di sperimentazione.

Nel *Paragrafo 7.1* andremo ad descrivere ed illustrare l'attività di *Trade-Off* svolta sul motore *L424* oggetto dello studio, in questo caso non si tratta di un *Trade-Off* automatico, ma di un *Trade-Off* manuale, i motivi di questa scelta (obbligata) saranno spiegati nel medesimo *Paragrafo*.

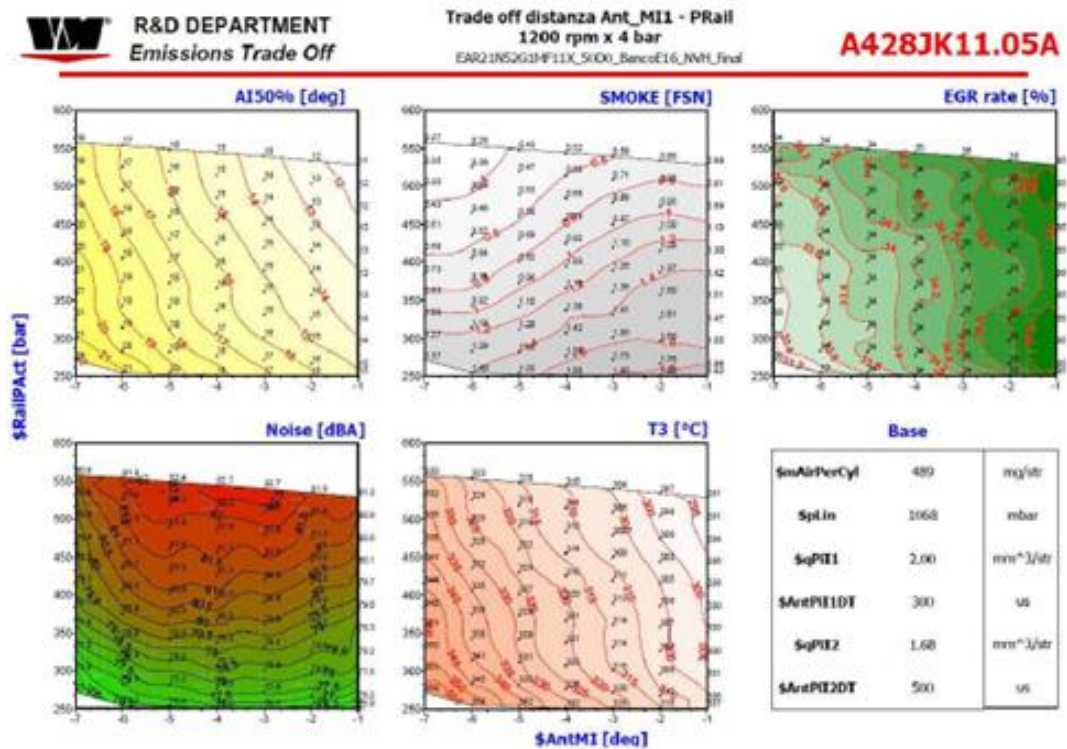
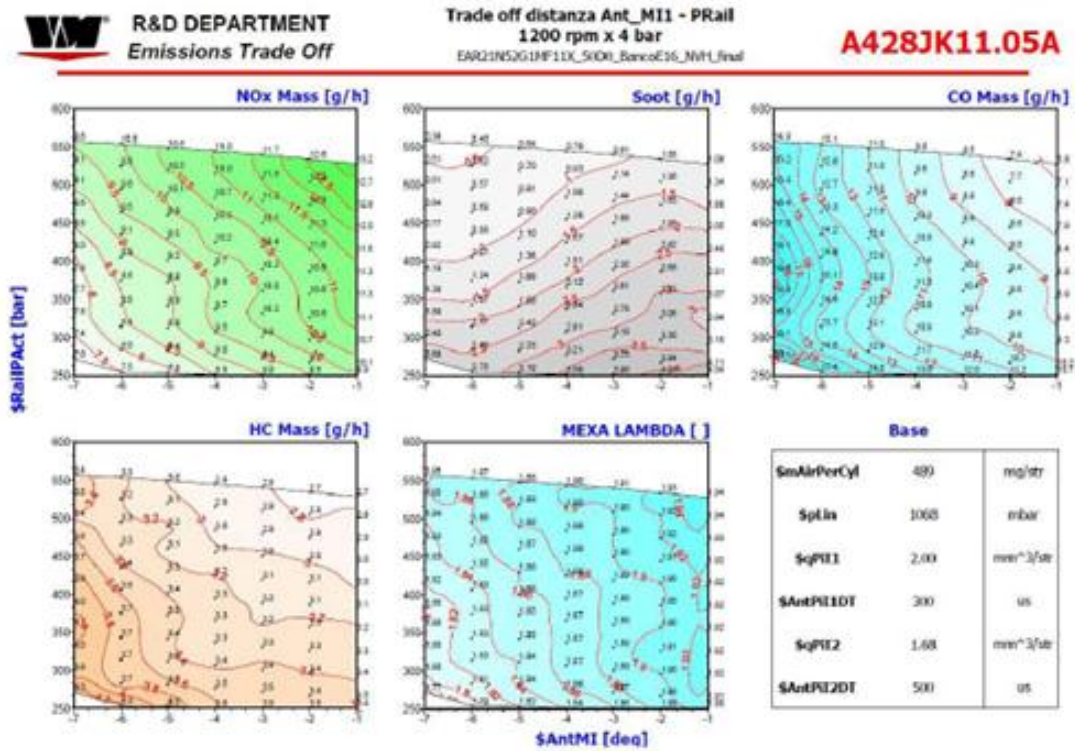


Fig.5 Risultati di un Trade-Off esempio su un determinato punto motore

5

Capitolo 5

COMPARATIVA CIRCUITI EGR: HIGH PRESSURE E LOW PRESSURE

In questo capitolo si descrivono i principali sistemi per il ricircolo dei gas di scarico utilizzati da VM, sistemi necessari per la riduzione degli ossidi di azoto inevitabili prodotti della combustione.

In particolare i due sistemi utilizzati al momento nel settore automotive per il ricircolo dei gas di scarico sono l'*High Pressure EGR* ed il *Low Pressure EGR*.

5.1 Il sistema *High Pressure EGR*

5.1.1 Generalità

Il ricircolo dei gas combusti (nell'ambito dei motori alternativi a combustione interna) consiste nel mettere in ricircolo una quota parte dei gas di scarico facendoli passare dal collettore di scarico al collettore di aspirazione, per poter abbattere una parte di inquinanti presenti nei gas di scarico.

Il sistema *High pressure EGR* (Fig.1) consiste in un sistema ad alta pressione caratterizzato da una valvola di comando ed uno scambiatore di calore (*EGR Cooler*), il primo componente è utilizzato per parzializzare la portata dei gas di scarico ricircolati, mentre il secondo, per ridurre la temperatura dei gas di scarico e quindi aumentarne la densità. Oltre a questi componenti viene utilizzata anche la TVA (corpo farfallato) per garantire, dove necessario, il ricircolo dei gas di scarico richiesto (questo componente favorisce il ricircolo creando depressione nei collettori di aspirazione ed agevolando il flusso dei gas).

Questo sistema consente di ricircolare i gas ad alta pressione uscenti dai cilindri nei collettori di aspirazione tramite *EGR Valve* ed *EGR Cooler*.

Tutto il sistema al banco è dotato di diversi sensori di pressione e di temperatura necessari al monitoraggio delle grandezze più rilevanti.

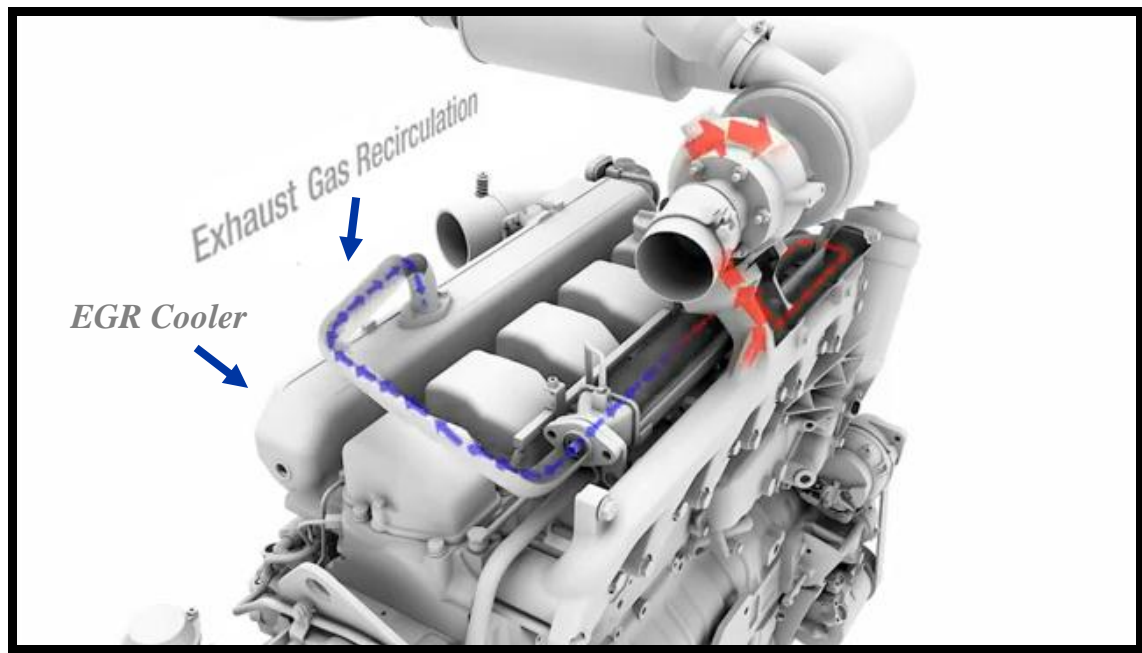


Fig.1 Sistema High Pressure EGR

5.1.2 Metodo di ricircolo

Per ottenere questo ricircolo dei gas combusti, durante la fase terminale dello scarico e la fase iniziale dell'aspirazione si utilizza un'apposita elettrovalvola o valvola pneumatica, l'*Exhaust Gas Recirculation* (EGR) che viene comandata dalla centralina del motore tramite un segnale *Pulse Width Modulation* (PWM - modulazione di larghezza di impulso) o *H-Bridge* (con motorino elettrico) consentendo la regolazione della quantità di gas di scarico ricircolati nei collettori d'aspirazione. Assieme ai gas di scarico il circuito preleva anche i gas provenienti dal carter, dovuti al filtraggio attraverso le fasce elastiche e dall'evaporazione dell'olio motore.

La valvola EGR non è un dispositivo isolato, ma fa parte di un gruppo di componenti - Il gruppo EGR - che comprende, oltre all'omonima valvola, altre elettrovalvole di comando, condotti, cablaggi, ed in diversi motori anche un motorino apposito.

5.1.3 Motivo del ricircolo

Sebbene l'azoto sia considerato un gas inerte a temperatura ambiente, alle altissime pressioni e temperature raggiunte nella camera di combustione, forma i NOx: questi gas sono una fonte di inquinamento da ridurre per rientrare nelle regolamentazioni EURO ed Americane.

Il ricircolo dei gas combusti, gas inerti e che non partecipano alla combustione, diminuendo la quantità di miscela utile al fine della combustione e della potenza erogata, serve ad abbassare le temperature massime del ciclo, riducendo, in tal modo, le emissioni di ossidi di azoto (NOx).

Oggi le valvole EGR vengono installate anche sui motori benzina pur essendo nate per risolvere le elevate emissioni di NOx dei motori Diesel causate dall'elevato rapporto di compressione e della elevata temperatura di combustione tipiche di questi motori.

Uno svantaggio di questo sistema può essere che la valvola EGR sia soggetta a malfunzionamenti (imbrattamento dovuto a fuliggine), ciò a causa dello stretto contatto che ha con i gas di scarico. Si riscontrano malfunzionamenti della valvola soprattutto nei piccoli Diesel, dove l'utilizzo prevalentemente cittadino vi penalizza la funzione, soprattutto a motore non ancora in temperatura.

A seconda del tipo di motore l'EGR è implementato diversamente ed ha effetti diversi sul sistema di propulsione. Sui motori di concezione più vecchia sui quali fu integrato l'EGR, questo causava un leggero calo di potenza ed un leggero aumento di consumi. I motori moderni sono invece concepiti e progettati per lavorare con l'EGR, per cui questo componente è divenuto fondamentale per il corretto equilibrio nel funzionamento del motore.

5.2 Il sistema *Low Pressure EGR*

Per ridurre ulteriormente le emissioni di ossidi di azoto (NO_x), il motore può essere dotato di un cosiddetto sistema di ricircolo dei gas di scarico a più vie (EGR). Oltre all'EGR ad alta pressione, in cui i gas di scarico caldi vengono prelevati nel collettore e ricircolati sul lato dell'aria esterna, a valle dell'*Intercooler*, i gas di scarico vengono convogliati ad un livello di pressione più basso. Il cosiddetto sistema EGR a bassa pressione devia i gas di scarico depurati a valle del filtro antiparticolato (*Fig.2*), li raffredda tramite *EGR Cooler* e, con l'ausilio di una valvola comandata elettronicamente (*Low Pressure EGR Valve*), li riconduce alla corrente di aria esterna a monte del turbocompressore.

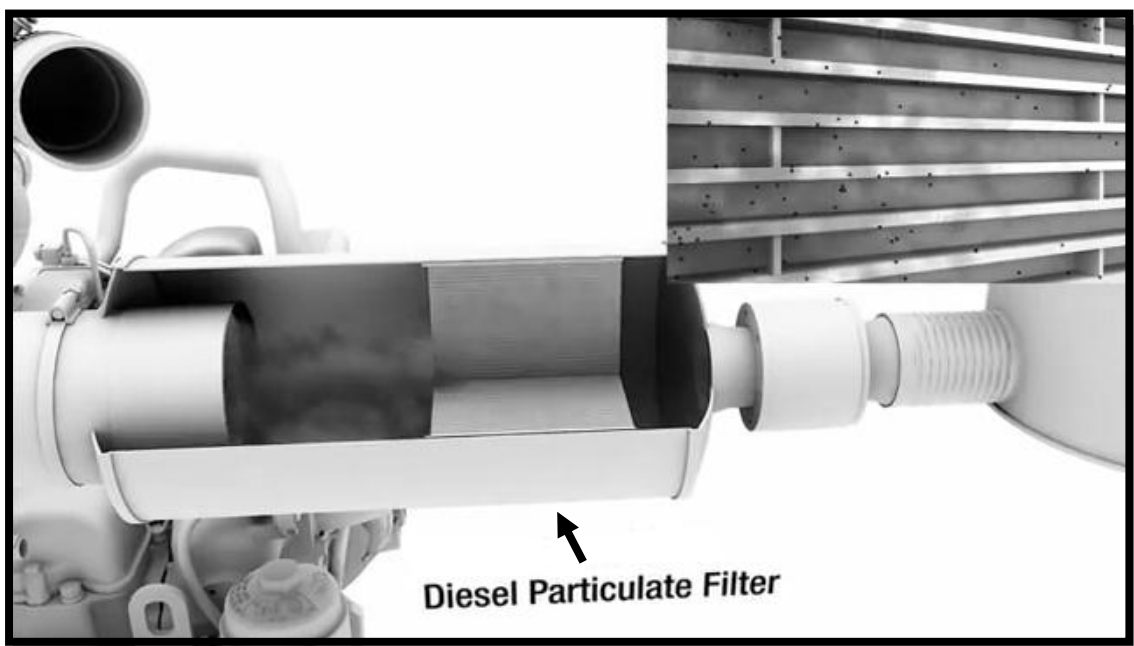


Fig.2 Filtro antiparticolato (DPF)

Ovviamente il filtro antiparticolato pone la necessità di essere rigenerato dopo un certo periodo più o meno lungo a seconda che il suo utilizzo sia più o meno intenso.

Questo perché, essendo appunto un filtro, con il passare del tempo avrà la tendenza ad intasarsi di particelle solide (particolato) e tramite l'ausilio di un sensore di pressione differenziale (collegato a monte ed a valle del DPF), si avrà la possibilità di monitorare il ΔP capendo quando attuare la strategia di rigenerazione.

In alcune vetture il sistema DPF aggrega il particolato dei gas di scarico in agglomerati di particelle senza un legame chimico miscelando al gasolio una sostanza chimica detta *Cerina* (ossido di cerio) che possiede questa caratteristica. Tali agglomerati essendo più grossi del particolato originario, diventano imprigionabili dal filtro e non si disperdono in atmosfera. Il processo è controllato in modo automatico dal sistema DPF. Fisicamente la *Cerina* è collocata in uno speciale serbatoio di 5 litri, presente fin dall'uscita dalla fabbrica. Ogni modello ha una sua autonomia di *Cerina* compresa generalmente fra i 70.000 e gli 80.000 km, oltre la quale si deve riempire nuovamente il serbatoio durante le normali operazioni di manutenzione in officina.

Negli ultimi anni il sistema DPF ha beneficiato di investimenti migliorativi nella scelta dell'additivo e del supporto filtrante che hanno consentito un ulteriore guadagno in termini di autonomia.

Gli agglomerati catturati dal filtro alveolato tendono ovviamente ad intasarlo ma, grazie alla *Cerina*, hanno un'infiammabilità minore rispetto all'originario particolato (450°C).

In VM la *Cerina* non viene utilizzata in vettura per non introdurre un ulteriore serbatoio che comunque necessiterebbe di manutenzione, la rigenerazione viene effettuata utilizzando solamente la *Post-Iniezione* raggiungendo temperature allo scarico dell'ordine di 580/630°C.

Si può utilizzare in vettura anche un ulteriore serbatoio di urea o ammoniaca (riducenti chimici) che, tramite SCR (*Selective Catalyst Reduction*), sfruttano un processo chimico per un ulteriore abbattimento degli NOx nei gas di scarico reagendo e formando H₂O e N₂.

Periodicamente il filtro viene quindi ripulito bruciando gli agglomerati catturati: questo viene fatto mediante una *Post-Iniezione* di gasolio (*Fig.3*) e quindi rendendo più caldi i gas di scarico che a loro volta, nel filtro, scaldano gli agglomerati bruciandoli.

Il sistema DPF decide il momento opportuno per la rigenerazione del filtro (prevalentemente durante i percorsi Extra-Urbani) valutando il salto di pressione che il motore deve vincere al filtro che tende ad aumentare con l'intasarsi del dispositivo stesso.

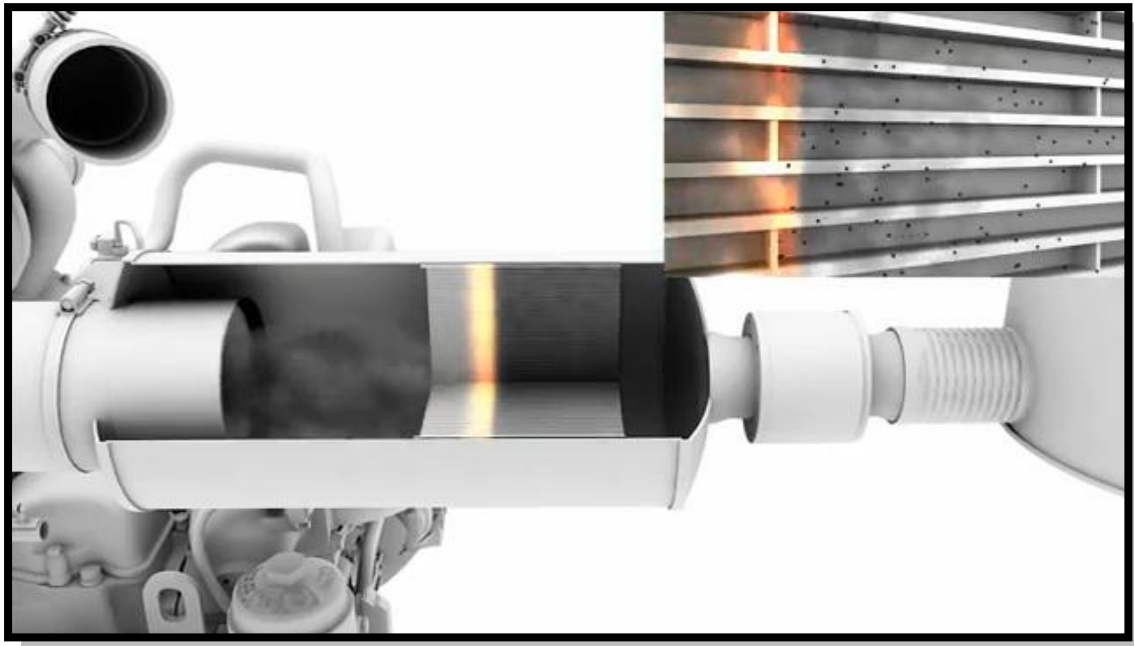


Fig.3 Rigenerazione DPF

Per quanto riguarda la formazione di NO_x, questa viene influenzata in primo luogo dalla concentrazione di ossigeno nella camera di combustione (quindi dalla percentuale di gas di scarico).

Un ulteriore aumento dei tassi di EGR mediante il sistema EGR ad alta pressione classico, offre il vantaggio di una minore sovralimentazione ed ulteriore strozzamento per creare il necessario gradiente di lavaggio. Ciò comporta però svantaggi in termini di emissioni di particolato e consumi.

L'EGR a bassa pressione pone rimedio a questi problemi, perché non riduce l'energia di azionamento del turbocompressore, riducendo sensibilmente le esigenze di strozzamento di un EGR ad alta pressione.

5.3 Il motore L424: Architettura Low Pressure EGR

Il motore al banco è costituito da entrambi i sistemi di ricircolo dei gas di scarico (*High e Low Pressure*), questo per garantire la corretta analisi dei due circuiti sia singolarmente che in tutte le loro possibili configurazioni di miscelamento. In Fig.4 possiamo vedere il layout del motore con entrambi i circuiti installati e tutta la relativa sensoristica:

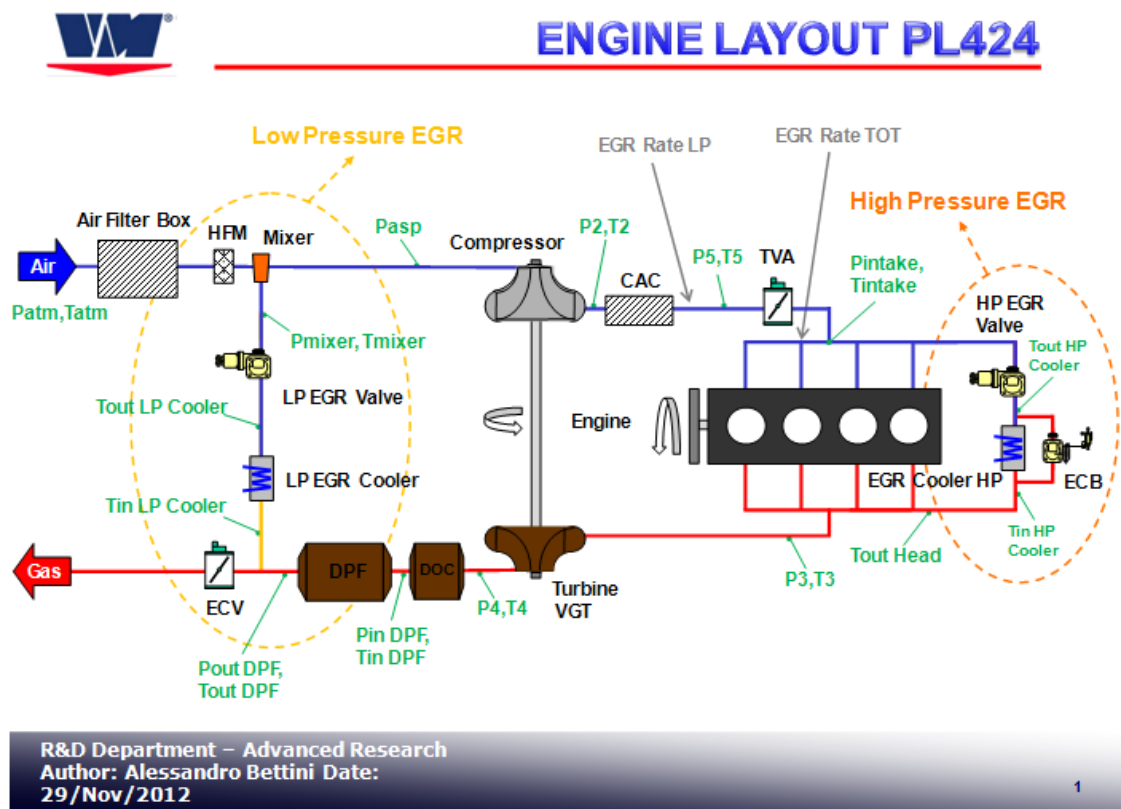


Fig.4 Layout motore L424

Nei prossimi paragrafi andremo ad analizzare l'architettura delle due possibili configurazioni del circuito *Low Pressure EGR*:

- *Low Pressure EGR Long Route*;
- *Low Pressure EGR Short Route* (design definitivo).

5.3.1 Il circuito *Low Pressure EGR Long Route*

Questo circuito per il ricircolo dei gas di scarico rappresenta la prima configurazione di *Low Pressure EGR* studiata al banco prova.

Il sistema *Long Route* (Fig.5), è costituito da un circuito di scarico dotato di tubazioni più lunghe con catalizzatore DOC e filtro antiparticolato DPF indipendenti.

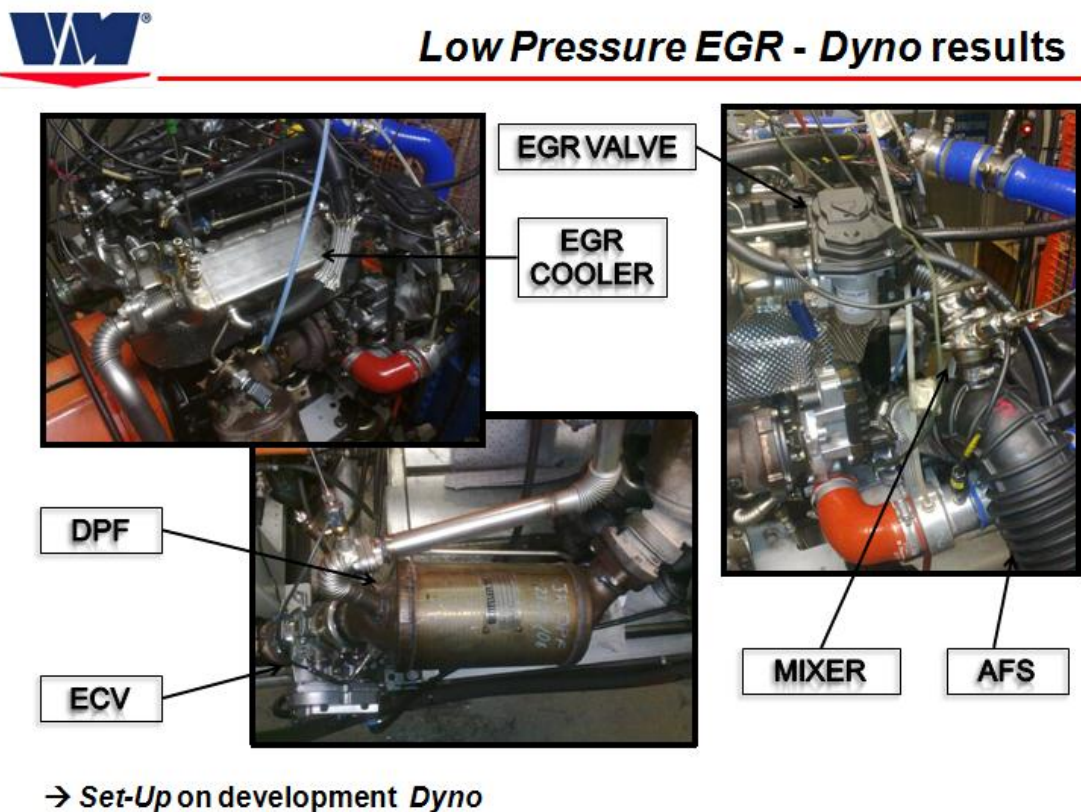


Fig.5 *Low Pressure EGR Long Route*

In Fig.5 possiamo vedere:

- **EGR Cooler**: scambiatore di calore Aria-Acqua per il ricircolo dei gas di scarico a bassa pressione (costituito da serpentine longitudinali di sezione circolare da 6 mm di diametro – Fig.6);

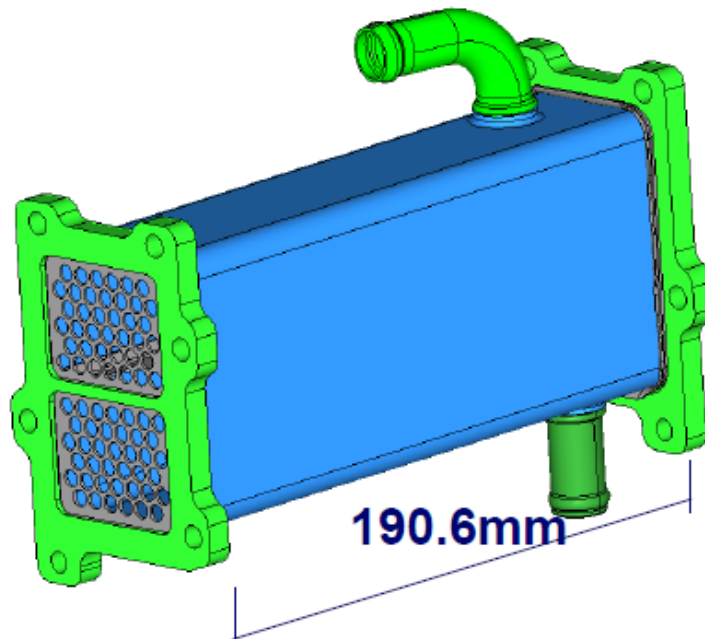


Fig.6 EGR Cooler circuito Low Pressure EGR Long Route

- **EGR Valve**: elettrovalvola a “sportello” (tipologia *Waste-Gate*) utilizzata per la parzializzazione dei gas riciclati;
- **DPF (Diesel Particulate Filter)**: filtro antiparticolato;
- **ECV (Exhaust Control Valve)**: valvola di contropressione allo scarico per favorire (dove necessario) contropressioni tali per ricircolare la giusta quantità di *EGR Mass* richiesta;
- **AFS (Air Filter System)**: filtro aria e sistema d’aspirazione;
- **Mixer**: punto in cui avviene il miscelamento tra i gas riciclati e l’aria in aspirazione (a monte del turbocompressore).

Di seguito illustreremo il modello 3D del sistema *Long Route* (Fig.7), (Fig.8) e (Fig.9) per chiarirne la sua configurazione rispetto al motore:

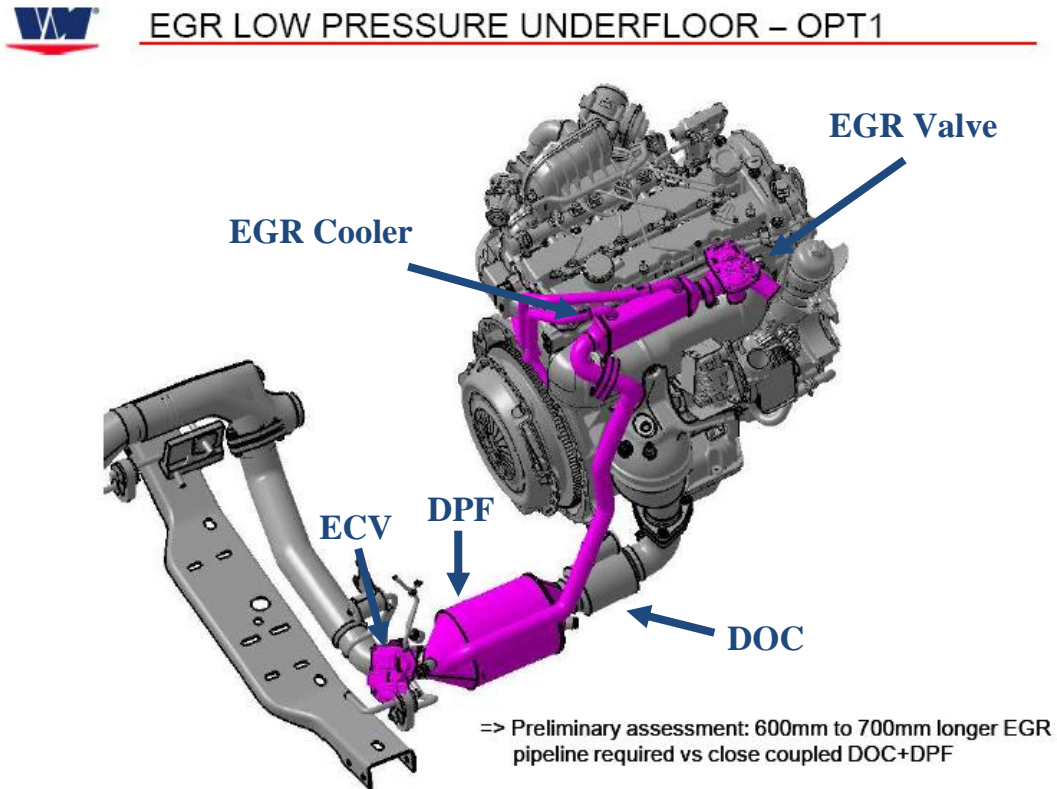


Fig.7 Assonometria 3D sistema Low Pressure EGR Long Route

 EGR LOW PRESSURE UNDERFLOOR – OPT 1

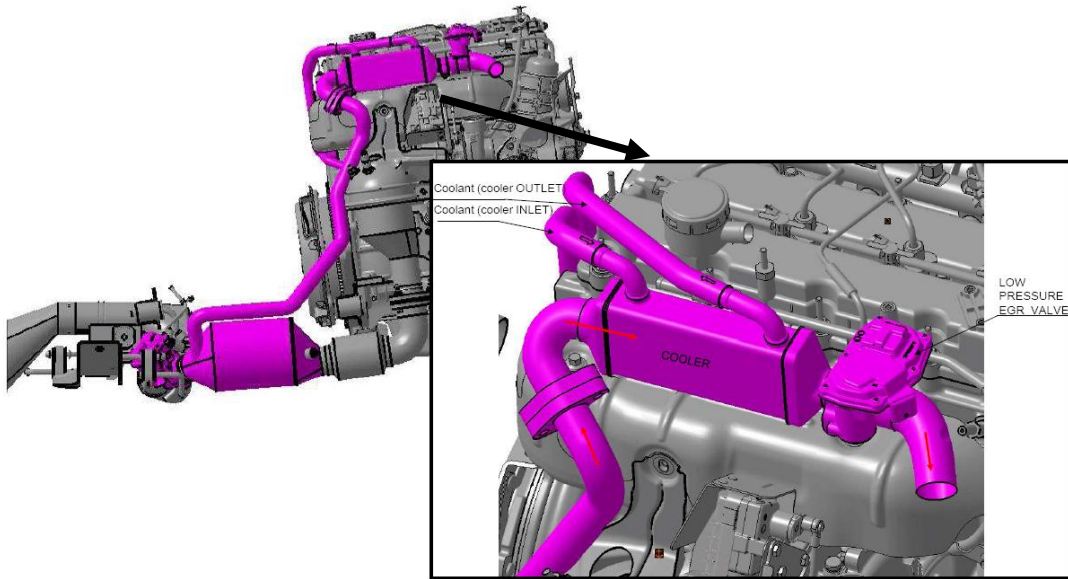


Fig.8 Vista laterale sistema Low Pressure EGR Long Route con dettaglio scambiatore EGR Cooler

 EGR LOW PRESSURE UNDERFLOOR – OPT 1

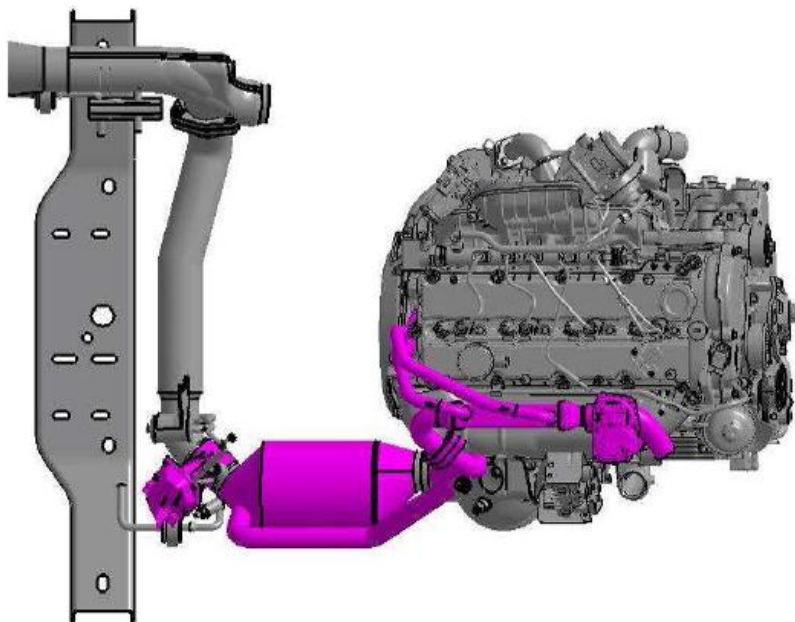
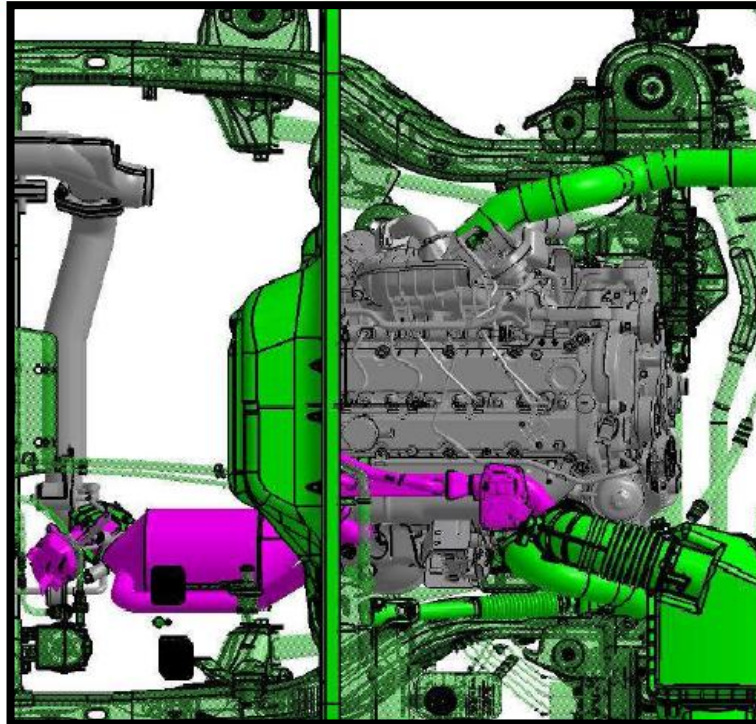


Fig.9 Vista superiore del sistema Low Pressure EGR Long Route

Per comprendere, infine, la configurazione teorica del sistema *Long Route* in vettura possiamo guardare il modello 3D illustrato in *Fig.10*:



EGR LOW PRESSURE UNDERFLOOR – OPT 1



*Fig.10 Configurazione teorica del sistema Long Route in vettura
(vista superiore)*

5.3.2 Il circuito *Low Pressure EGR Short Route*

Questo circuito di ricircolo dei gas di scarico rappresenta la seconda opzione di *Low Pressure EGR* studiata al banco prova.

A differenza del *Long Route*, lo *Short Route* (*Fig.11*), è un sistema più compatto e rappresenta il design definitivo del sistema che andrà successivamente installato in vettura.



Low Pressure EGR - Dyno results

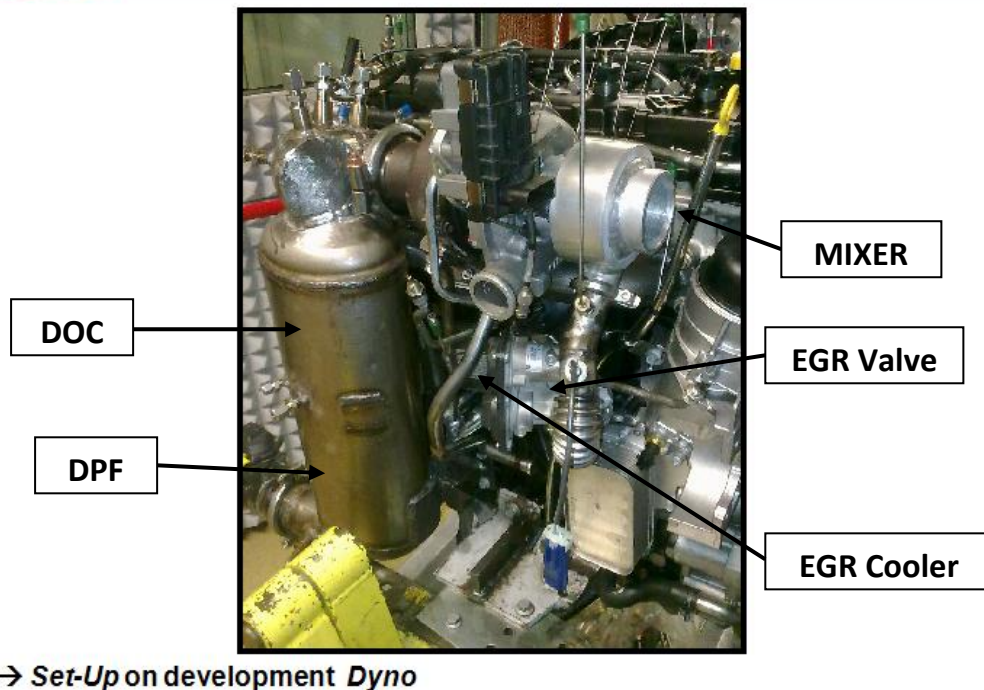


Fig.11 Low Pressure EGR Short Route

Andiamo ad osservare i componenti di Fig.11:

- **EGR Cooler**: scambiatore di calore Aria-Acqua per il ricircolo dei gas di scarico a bassa pressione più efficiente (costituito da serpentine longitudinali di sezione triangolare che garantiscono una superficie di scambio termico più elevata);
- **EGR Valve**: elettrovalvola a *farfalla* utilizzata per la parzializzazione dei gas ricircolati;
- **DPF (Diesel Particulate Filter)**: filtro antiparticolato;
- **ECV (Exhaust Control Valve)**: valvola di contropressione allo scarico per favorire (dove necessario) contropressioni tali per ricircolare la giusta quantità di *EGR Mass* richiesta;
- **AFS (Air Filter System)**: filtro aria e sistema d'aspirazione;

- **Mixer**: punto in cui avviene il miscelamento tra i gas riciccolati e l'aria in aspirazione (a monte del turbocompressore), questo sistema a differenza del precedente è composto da un cilindro dotato di più fori in senso circonferenziale per il miscelamento più uniforme della carica fresca con l'*EGR Mass* evitando, così, di avere incrementi localizzati di temperatura che potrebbero compromettere l'integrità delle palette rotoriche del compressore (*Fig.12*).

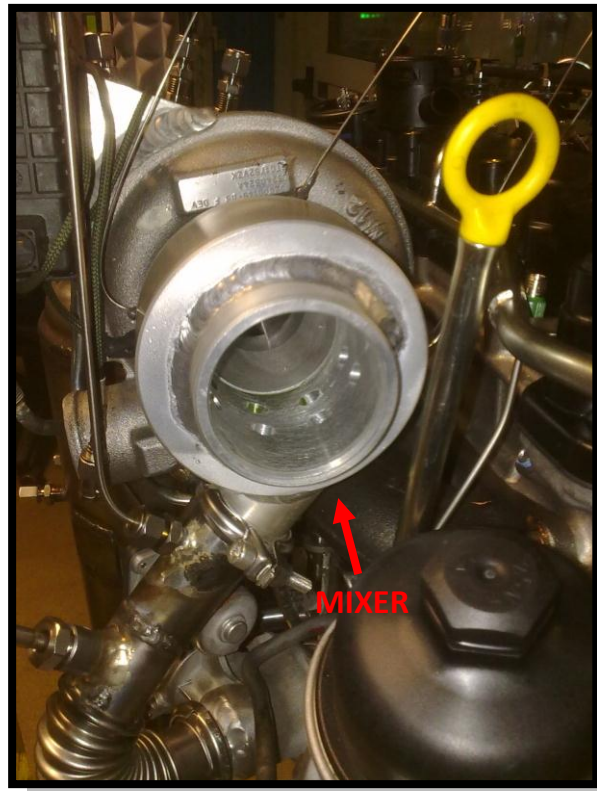


Fig.12 Mixer sistema Short Route

Per chiarirne meglio il layout e le differenze rispetto al sistema *Long Route* anche qui andremo ad illustrarne la configurazione tramite modello 3D (*Fig.13*), (*Fig.14*) e (*Fig.15*):

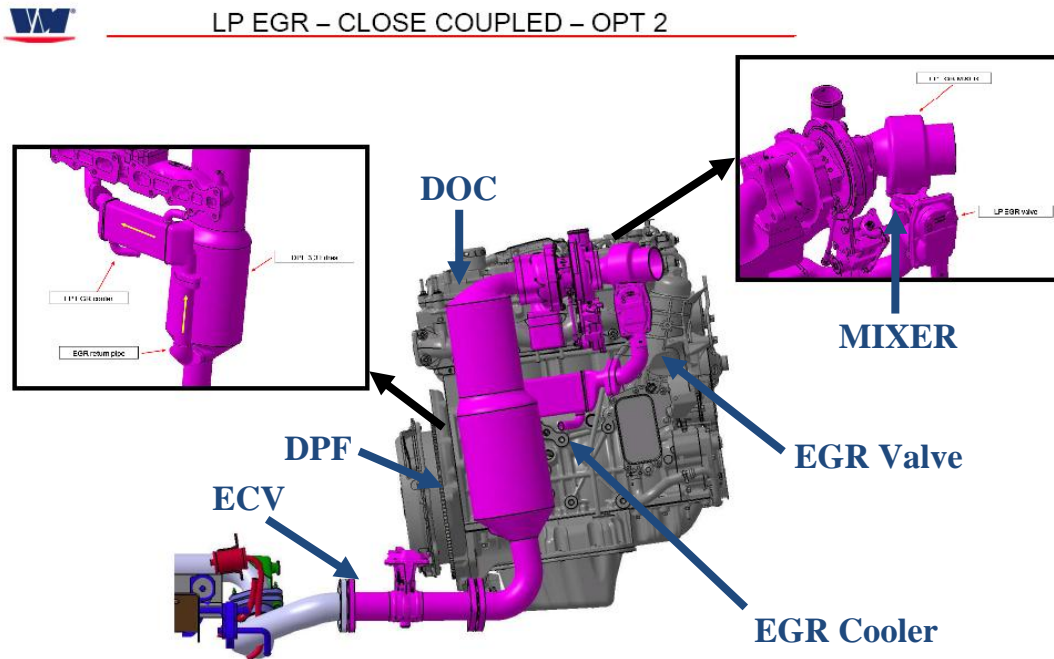


Fig.13 Vista laterale sistema Low Pressure EGR Short Route con dettaglio scambiatore EGR Cooler e turbocompressore

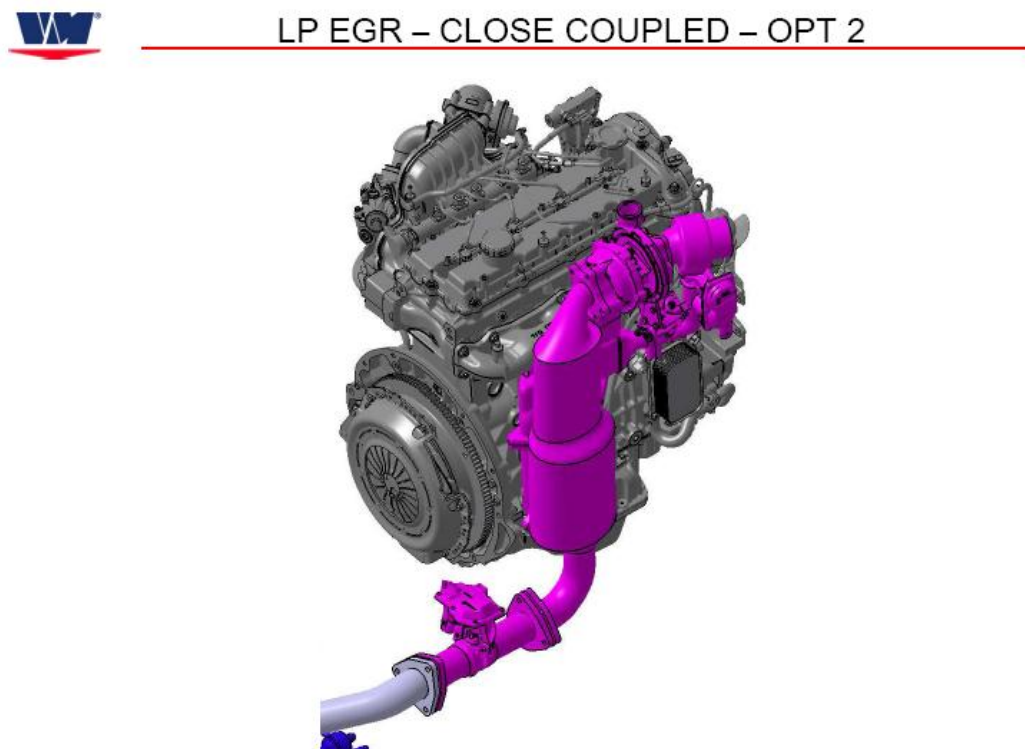


Fig.14 Assonometria 3D sistema Low Pressure EGR Short Route



LP EGR – CLOSE COUPLED – OPT 2

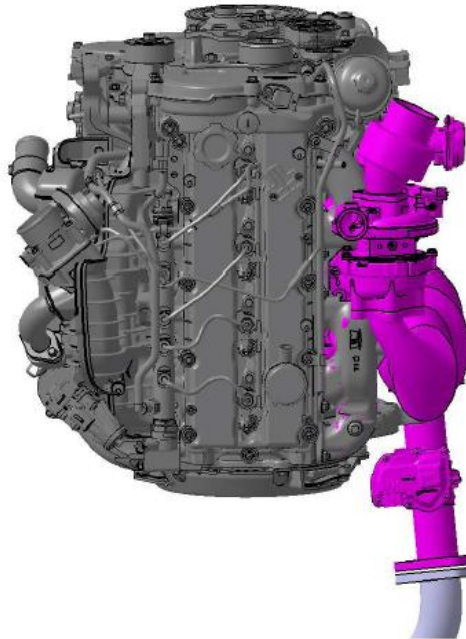
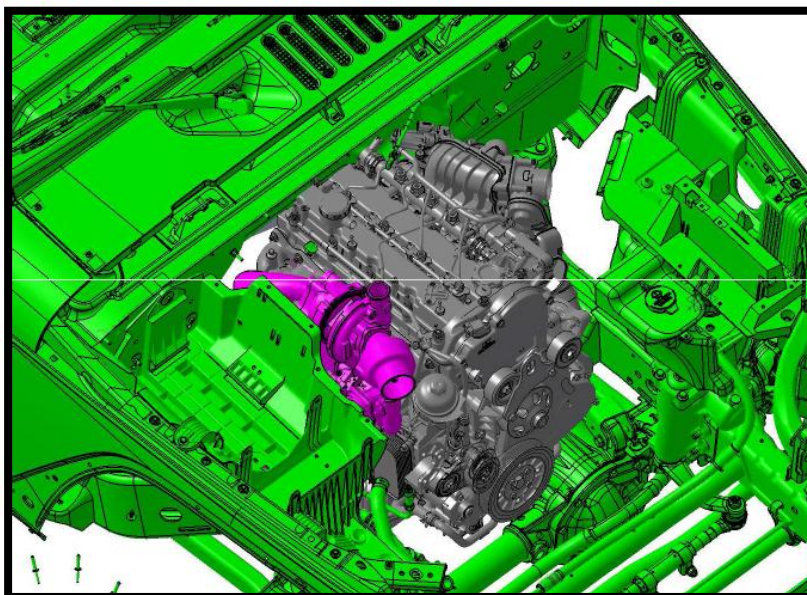


Fig.15 Vista superiore del sistema Low Pressure EGR Short Route

Nelle figure successive possiamo andare a visualizzare la configurazione teorica del motore con sistema *Short Route* in vettura (Fig.16) e (Fig.17):



LP EGR – CLOSE COUPLED – OPT 2



*Fig.16 Configurazione teorica del sistema Short Route in vettura
(vista superiore)*



LP EGR – CLOSE COUPLED – OPT 2



*Fig.17 Configurazione teorica del sistema Short Route in vettura
(vista inferiore)*

Infine, in *Fig.18*, possiamo vedere l'intero sistema di scarico definitivo costituito anche da SCR e *Muffler*:



LP EGR – CLOSE COUPLED – OPT 2

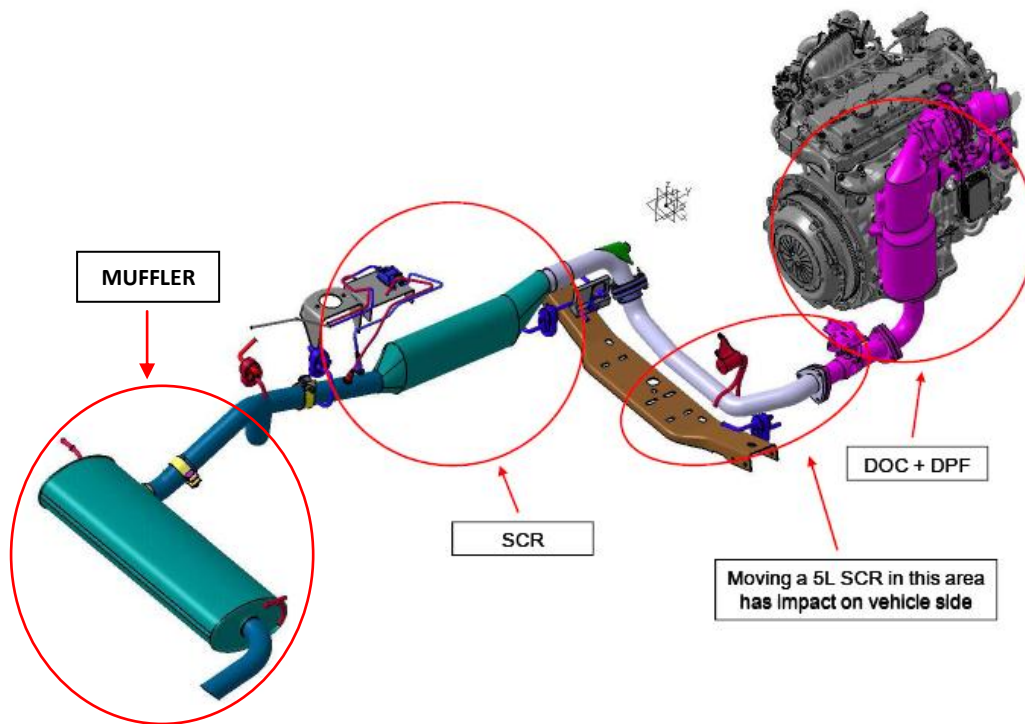


Fig.18 Sistema di scarico completo

6

Capitolo 6

DEFINIZIONE MODELLO ASMod DELL'ARIA

In questo capitolo andremo a definire il modello dell'aria *ASMod* al banco insieme all'analisi del punto di rugiada in ingresso compressore (*Mixer*) nella zona di miscelamento tra aria aspirata ed *EGR Mass*.

6.1 Analisi del punto di rugiada in ingresso compressore

Un problema che può presentarsi nei sistemi sovralimentati è la formazione di condensa in ingresso compressore, soprattutto nelle sovralimentazioni dinamiche dove le velocità di rotazione in gioco sono molto elevate (dell'ordine di 150.000/200.000 rpm). Le gocce di condensa, a quelle velocità, a contatto con le palette rotoriche del compressore ne erodono la superficie, causando un decadimento delle prestazioni e del rendimento macchina (*Fig.1*).



Fig.1 Erosione della superficie delle palette rotoriche del compressore

Per questo motivo è importante studiare il punto di condensa in ingresso compressore (zona miscelamento *Mixer* – Fig.2), per far ciò andremo ad introdurre le principali nozioni necessarie per capirne il fenomeno:



MIXER

Fig.2 Zona miscelamento Mixer per l'analisi del punto di rugiada

- **Punto di rugiada** (*Dew Point*): si intende un particolare stato termodinamico (rappresentato dalla temperatura e dalla pressione) in corrispondenza del quale una miscela bifase multicomponente liquido-vapore diviene satura di vapore. In altre parole, oltre il punto di rugiada (cioè a temperatura maggiore e/o a pressione minore) si ha la presenza solo di vapore, mentre sotto il punto di rugiada (cioè a temperatura minore e/o a pressione maggiore) il sistema è bifase (costituito da un liquido in equilibrio con il suo vapore);

- **Temperatura di rugiada:** si intende la temperatura alla quale, a pressione costante, l'aria (o, più precisamente, la miscela Aria-Vapore) diventa satura di vapore acqueo.

Essa indica a che temperatura deve essere portata l'aria per farla condensare in rugiada, senza alcun cambiamento di pressione. Se il punto di rugiada cade sotto 0°C , esso viene chiamato anche *punto di brina*.

Qualsiasi eccedenza di vapore acqueo (sovra-saturazione) passerà allo stato liquido.

Allo stesso modo, il punto di rugiada è quella temperatura a cui una massa d'aria deve essere raffreddata, a pressione costante, affinché diventi satura (ovvero quando la percentuale di vapore acqueo raggiunge il 100% della quantità possibile nell'aria a quella temperatura) e quindi possa cominciare a condensare nel caso perdesse ulteriormente calore.

Questa temperatura viene trovata sul *diagramma psicrometrico* (che andremo a descrivere nel *Paragrafo 6.1.1*) tracciando una linea a titolo costante fino a toccare la curva di saturazione;

- **Umidità relativa (RH):** è un indice della quantità di vapore contenuto in una miscela gas-vapore. È definita come il rapporto della pressione parziale del vapore contenuto nel miscuglio (per esempio quello di vapore acqueo nell'aria umida) rispetto alla pressione di saturazione del vapore alla temperatura della miscela;
- **Umidità assoluta:** esprime la densità del vapore acqueo in una massa d'aria umida (miscela Vapore acqueo-Aria), nella pratica, l'umidità assoluta può essere espressa in kg di vapore su kg di aria secca;
- **Pressione parziale del vapore** (tensione di vapore o pressione di vapore saturo): è la pressione parziale del suo vapore quando si raggiunge l'equilibrio fra la fase liquida e la fase gassosa. La pressione esercitata dal vapore in equilibrio, come detto, prende il nome di tensione di vapore o pressione del vapore saturo, poiché, quando il volume sovrastante il liquido è saturo, esso non può più contenere altre molecole in fase gassosa, sicché per quella particolare temperatura la pressione presenta il suo valore massimo.

- La pressione del vapore saturo di un liquido aumenta al crescere della temperatura, perché le molecole acquistano via via un'energia cinetica più alta ed hanno così una maggiore tendenza ad evaporare. Quando un vapore si trova alla pressione di vapore saturo si dice anche che esso si trova in condizioni di saturazione;
- **Pressione parziale**: è la pressione che questo avrebbe qualora occupasse, da solo, il volume a disposizione dell'intera miscela;
- **Temperatura adiabatica di saturazione**: è una proprietà termodinamica dell'aria umida. Essa corrisponde alla temperatura raggiungibile da una miscela Liquido-Vapore nel caso in cui si giunga alle condizioni di saturazione attraversando una trasformazione adiabatica;
- **Temperatura di bulbo umido (Wet Bulb Temperature)**: è la temperatura in cui si porta l'acqua in condizioni di equilibrio di scambio convettivo e di massa d'aria in moto turbolento completamente sviluppato. A partire dal valore della temperatura di bulbo umido si ricava l'umidità assoluta di un ambiente;
- **Temperatura di bulbo secco (Dry Bulb Temperature)**: è la temperatura misurata da un comune termometro a bulbo. La misura di tale temperatura è assolutamente indipendente dall'umidità relativa dell'aria;
- **Titolo**: è la percentuale in massa del vapore presente in una miscela Liquido-Vapore (per esempio il vapore saturo ha un *titolo* del 100%, mentre un liquido saturo ha un *titolo* pari a 0%).

6.1.1 Il diagramma *psicrometrico*

Il diagramma di *Carrier* (diagramma psicrometrico – Fig.3) viene utilizzato per la determinazione delle proprietà di una miscela Acqua-Aria a pressione costante. Possiamo considerare il diagramma come una rappresentazione grafica delle equazioni di stato.

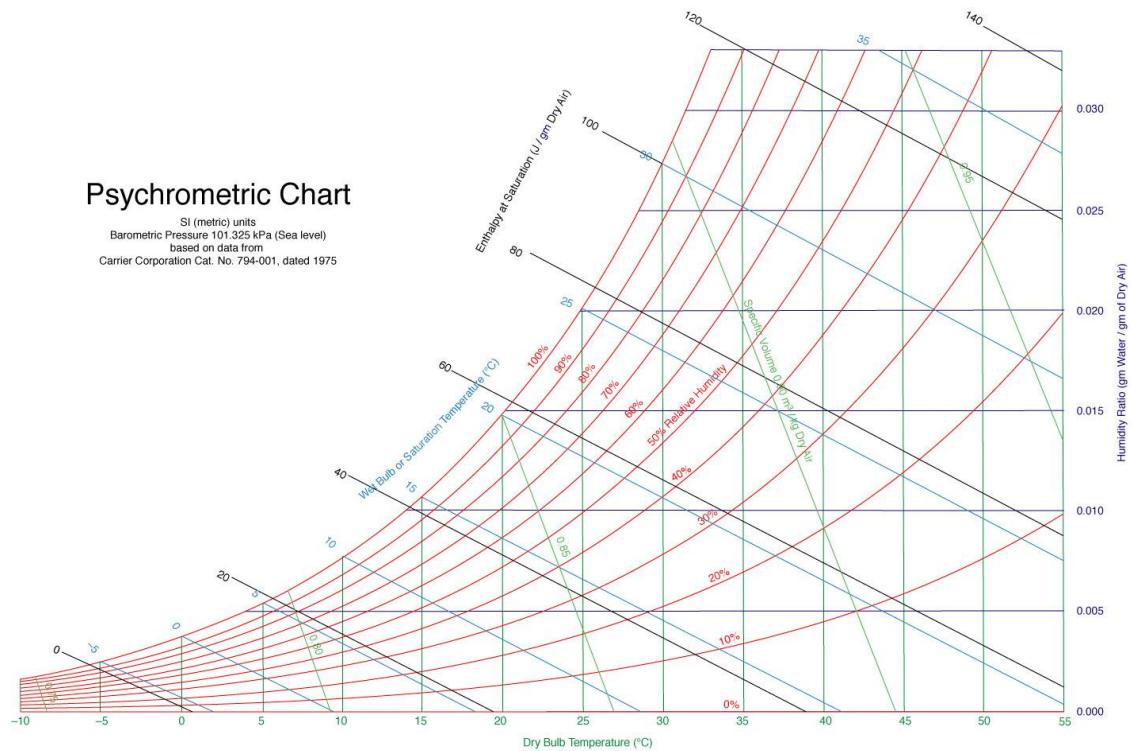


Fig.3 Diagramma di Carrier (diagramma psicrometrico)

La versatilità del diagramma di *Carrier* risiede nel fatto che è possibile determinare tutte le grandezze fisiche di interesse dalla conoscenza di 3 grandezze indipendenti (o variabili di stato), una delle quali è la pressione, fissata per ogni specifico diagramma.

E' possibile utilizzare il diagramma per stimare graficamente le grandezze caratteristiche della miscela in seguito ad una trasformazione termodinamica, questo a patto che la trasformazione sia isobara e alla pressione di riferimento del diagramma utilizzato.

Nel diagramma psicrometrico (*Fig.4*) è individuabile la cosiddetta *linea di saturazione*, che separa la *zona delle nebbie* (in cui il sistema è costituito da aria satura d'acqua e acqua liquida dispersa in essa, sotto forma di minutissime gocce o aerosol) dalla zona costituita da aria insatura (in cui il sistema è costituito da una miscela di aria e vapore acqueo).

L'asse delle ascisse del diagramma corrisponde al valore nullo di umidità, per cui alle condizioni di aria secca, mentre l'asse delle ordinate corrisponde al valore di umidità assoluta.

Nella zona di aria insatura sono tracciate sul diagramma delle curve a umidità relativa costante, e delle rette oblique, chiamate *linee di raffreddamento adiabatico*, che sono a temperatura di saturazione adiabatica costante. Di queste rette solo il punto di intersezione con la linea di saturazione è di equilibrio, mentre negli altri punti corrispondono a delle condizioni di instabilità.

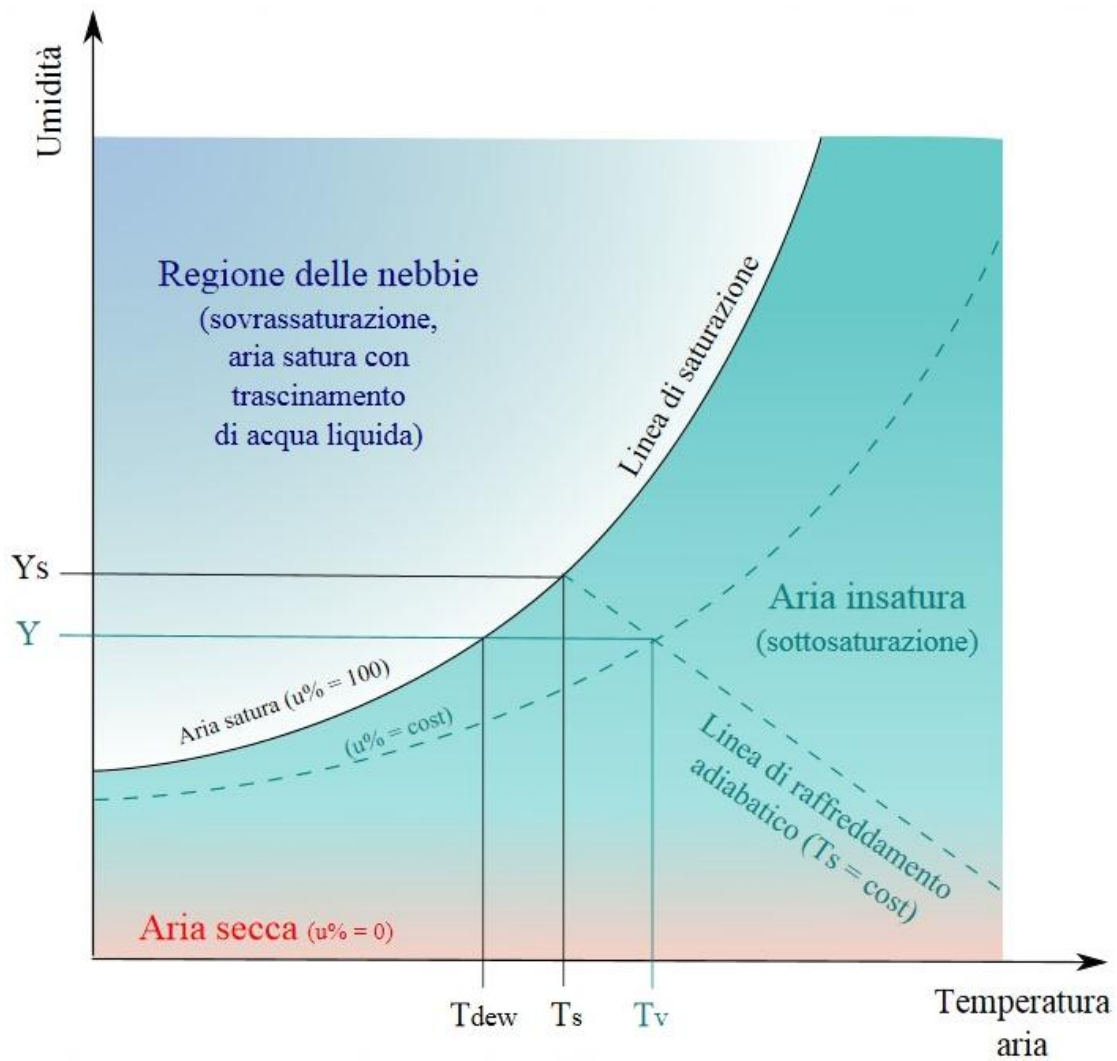


Fig.4 Diagramma psicrometrico semplificato

Per determinare il punto di rugiada (quindi la temperatura di condensazione), basta conoscere l'umidità assoluta o relativa della miscela gassosa in quel punto con la relativa temperatura ed entrando nel diagramma nell'asse delle ascisse possiamo andare ad individuare la temperatura di rugiada corrispondente al nostro stato termodinamico sulla linea di saturazione (conoscendo la pressione).

6.1.2 Metodi di calcolo

Un'alternativa per il calcolo della temperatura di rugiada per via grafica è il calcolo analitico.

Vediamone brevemente alcune metodologie:

- **Approssimazione di Magnus-Tetens**

$$T_d = \frac{b \cdot \alpha(T, UR)}{a - \alpha(T, UR)}$$

Con:

$$\alpha(T, UR) = \frac{a \cdot T}{b + T} + \ln(UR)$$

Dove $a = 17.27$ e $b = 237.7^\circ\text{C}$.

Vediamo gli intervalli di validità dell'approssimazione:

- T (temperatura misurata o di bulbo secco): $0^\circ\text{C} < T < 60^\circ\text{C}$;
- UR (umidità relativa): $0.01 < RH < 1.00$ (non in %);
- T_d (punto di rugiada): $0^\circ\text{C} < T_d < 50^\circ\text{C}$.

Dato però che per questa approssimazione la temperatura misurata è fuori dall'intervallo di validità siccome la T_{MIXER} è dell'ordine dei $100\div 140^\circ\text{C}$ a seconda del punto di funzionamento considerato, possiamo considerare un altro tipo di approssimazione:

$$T_d = \sqrt[8]{\frac{H}{100}} \cdot [112 + (0.9 \cdot T)] + (0.1 \cdot T) - 112$$

Dove:

- T_d è il punto di rugiada in °C;
- T è la temperatura in gradi Celsius;
- H è la percentuale di umidità relativa.

- **Calcolo umidità relativa da Federal Register
(formule Americane unificate)**

Dal formulario VM, possiamo ricavarci l'umidità relativa come segue:

$$RH[\%] = 100 \cdot \frac{P_{vap}[Pa]}{P_{db}[Pa]}$$

Con:

$$P_{vap}[Pa] = P_{wb} - 0.0007 \cdot (T_{wd}[K] - T_{wb}[K]) \cdot P_{atm}[mbar] \cdot 100 \cdot (1 + 0.0012 \cdot T_{wet}[°C])$$

$$\longrightarrow P_{wb} = e^{(P_{wb1} + P_{wb2} + P_{wb3} + P_{wb4})}$$

Dove:

$$P_{wb1} = -12.1508 \cdot \ln(T_{wb}[K]) - 8.4992 \cdot 10^3 \cdot T_{wb}^{-2}[K] - 7.4232 \cdot 10^3 \cdot T_{wb}^{-1}[K]$$

$$P_{wb2} = 96.1635 + 2.4918 \cdot 10^{-2} \cdot T_{wb}[K] - 1.3160 \cdot 10^{-5} \cdot T_{wb}^2[K]$$

$$P_{wb3} = -1.1461 \cdot 10^{-8} \cdot T_{wb}^3[K] + 2.1701 \cdot 10^{-11} \cdot T_{wb}^4[K]$$

$$P_{wb4} = -3.6103 \cdot 10^{-15} \cdot T_{wb}^5[K] + 3.8505 \cdot 10^{-18} \cdot T_{wb}^6[K] - 1.4317 \cdot 10^{-21} \cdot T_{wb}^7[K]$$

Con:

$$P_{db} = e^{(Re g_1 + Re g_2 + Re g_3 + Re g_4)}$$

Dove:

$$\text{Re } g_1 = -12.1508 \cdot \ln(T_{wd}[K]) - 8.4992 \cdot 10^3 \cdot T_{wd}^{-2}[K] - 7.4232 \cdot 10^3 \cdot T_{wd}^{-1}[K]$$

$$\text{Re } g_2 = 96.1635 + 2.4918 \cdot 10^{-2} \cdot T_{wd}[K] - 1.3160 \cdot 10^{-5} \cdot T_{wd}^2[K]$$

$$\text{Re } g_3 = -1.1461 \cdot 10^{-8} \cdot T_{wd}^3[K] + 2.1701 \cdot 10^{-11} \cdot T_{wd}^4[K]$$

$$\text{Re } g_4 = -3.6103 \cdot 10^{-15} \cdot T_{wd}^5[K] + 3.8505 \cdot 10^{-18} \cdot T_{wd}^6[K] - 1.4317 \cdot 10^{-21} \cdot T_{wd}^7[K]$$

Definiti:

- $T_{wd}[K] = T_{dry}[^{\circ}\text{C}] + 273.15$ (temperatura bulbo secco misurata al banco);
- $T_{wbl}[K] = T_{wet}[^{\circ}\text{C}] + 273.15$ (temperatura bulbo umido misurata al banco).

L'alternativa per il calcolo del punto di rugiada (evitando di andare a calcolare l'umidità relativa in forma analitica) sarebbe l'utilizzo di un sensore di umidità specifico per tale applicazione (Fig.5).

L'uscita di tale sensore potrà essere usata direttamente per il calcolo della temperatura di condensazione tramite diagramma psicrometrico o approssimazione di *Magnus-Tetens/Federal Register*.

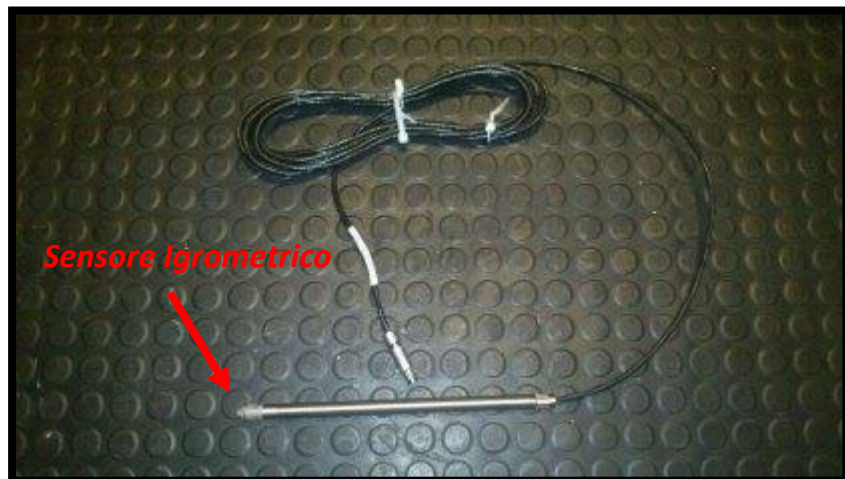


Fig.5 Sensore igrometrico per la misurazione dell'umidità relativa

6.2 Coefficiente di riempimento

La quantità di aria fresca, effettivamente aspirata in un ciclo da un motore volumetrico, è diversa da quella che teoricamente potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata. Si tiene perciò conto del grado di successo, con cui si riesce a realizzare la sostituzione della carica alla fine di ogni ciclo, tramite un *coefficiente di riempimento o di carica* λ_v del cilindro motore, visto come rapporto tra la massa d'aria m_a effettivamente introdotta nel cilindro per ogni ciclo:

$$m_a = \dot{m}_a \cdot \frac{\varepsilon}{n}$$

Dove:

- ε rappresenta il numero di giri per ciclo;
- n rappresenta la velocità di rotazione in giri al secondo;
- \dot{m}_a rappresenta la portata massica in kg/s dell'aria effettivamente introdotta nel cilindro per ogni ciclo.

E la massa m_t che teoricamente potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata V , con massa volumica ρ_a corrispondente a prefissate condizioni di riferimento:

$$m_t = V \cdot \rho_a$$

Il coefficiente di riempimento (o efficienza volumetrica), risulta perciò definito dalla seguente relazione:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_t} = \frac{m_a}{V \cdot \rho_a}$$

Essa da una misura di utilizzo della cilindrata disponibile per fare entrare nel cilindro nuova aria, alla fine di ogni ciclo. Non fornisce però alcuna indicazione circa il rendimento del processo di conversione, operata nel motore, dell'energia termica liberata dal combustibile in energia meccanica.

Come condizioni di riferimento per la definizione di m_t , occorre precisare che si possono assumere:

- Quelle esistenti nel condotto di aspirazione nella zona immediatamente a monte della valvola o della luce di ammissione;
- Quella dell'ambiente da cui il motore si alimenta.

Nel primo caso si ottiene un coefficiente di riempimento che da una misura delle prestazioni fluidodinamiche del solo gruppo Cilindro-Valvola, nel secondo invece, esso tiene conto delle perdite globali che si verificano in tutto il sistema di alimentazione aria.

Noi adotteremo (*Paragrafo 6.2.1*) il primo riferimento che permetterà di attribuire la funzione di riempimento motore al gruppo Cilindro-Valvola, separando la funzione svolta, nel processo di sostituzione del fluido, dal gruppo di sovralimentazione.

Il coefficiente di riempimento (come descriveremo tra poco) può essere misurato su di un motore al banco, rilevando la portata d'aria aspirata dal motore \dot{m}_a .

Se si ritiene trascurabile nel motore a quattro tempi la perdita di carica fresca allo scarico durante il breve periodo di contemporanea apertura della valvola di aspirazione e di scarico, possiamo ricavare λ_v dalla relazione:

$$\dot{m}_a = \lambda_v \cdot V \cdot \rho_a \cdot \frac{n}{\varepsilon}$$

Al banco motore andremo a calcolare l'efficienza volumetrica corretta (*ASMod_facVolEff*) tramite modello centralina *dSPACE* (Fig.6), che, attraverso la calibrazione di opportune mappe, mi restituirà in uscita il valore corretto.

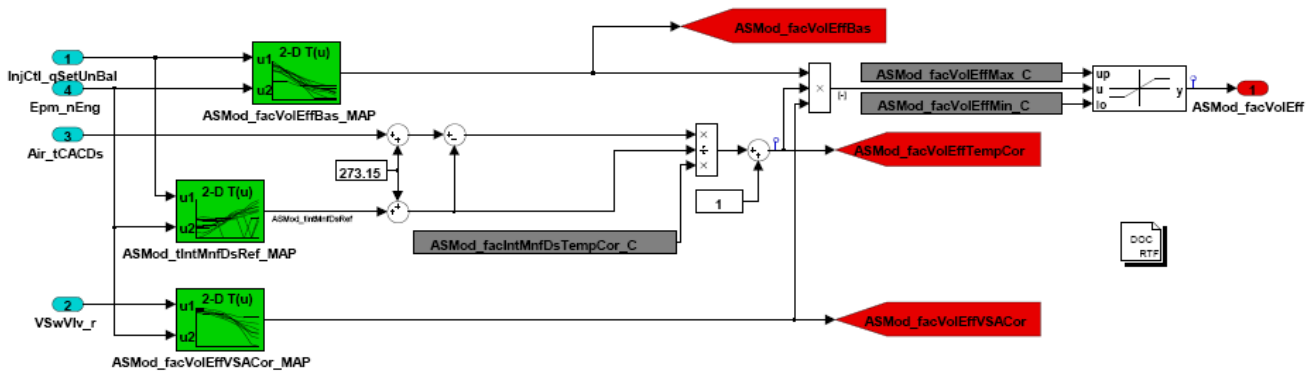


Fig.6 ASMod_VolEff

Una volta calibrate tutte le mappe il coefficiente volumetrico corretto (*ASMod_facVolEff*) per ogni punto di funzionamento è definito come il prodotto dei seguenti parametri:

- *ASMod_facVolEffBas*;
- *ASMod_facVolEffVSACor* (funzione del coefficiente correttivo *ASMod_facIntMnfDsTempCor_C*);
- *ASMod_facVolEffTempCor*.

6.2.1 Calibrazione efficienza volumetrica corretta

Il calcolo dell'efficienza volumetrica corretta (*ASMod_facVolEff*) è funzione del prodotto di altri parametri (*Fig.6*) tra cui il coefficiente funzione della temperatura dei collettori di aspirazione (*ASMod_facVolEffTempCor*).

Questo coefficiente viene calibrato da mappa (*ASMod_tIntMnfDsRef_Map* - *Fig.7*) andando a inserire, punto per punto, la temperatura letta dal sensore nel collettore d'aspirazione in modo tale da ottenere un coefficiente unitario per il calcolo dell'efficienza volumetrica base (*ASMod_facVolEffBas_MAP*).

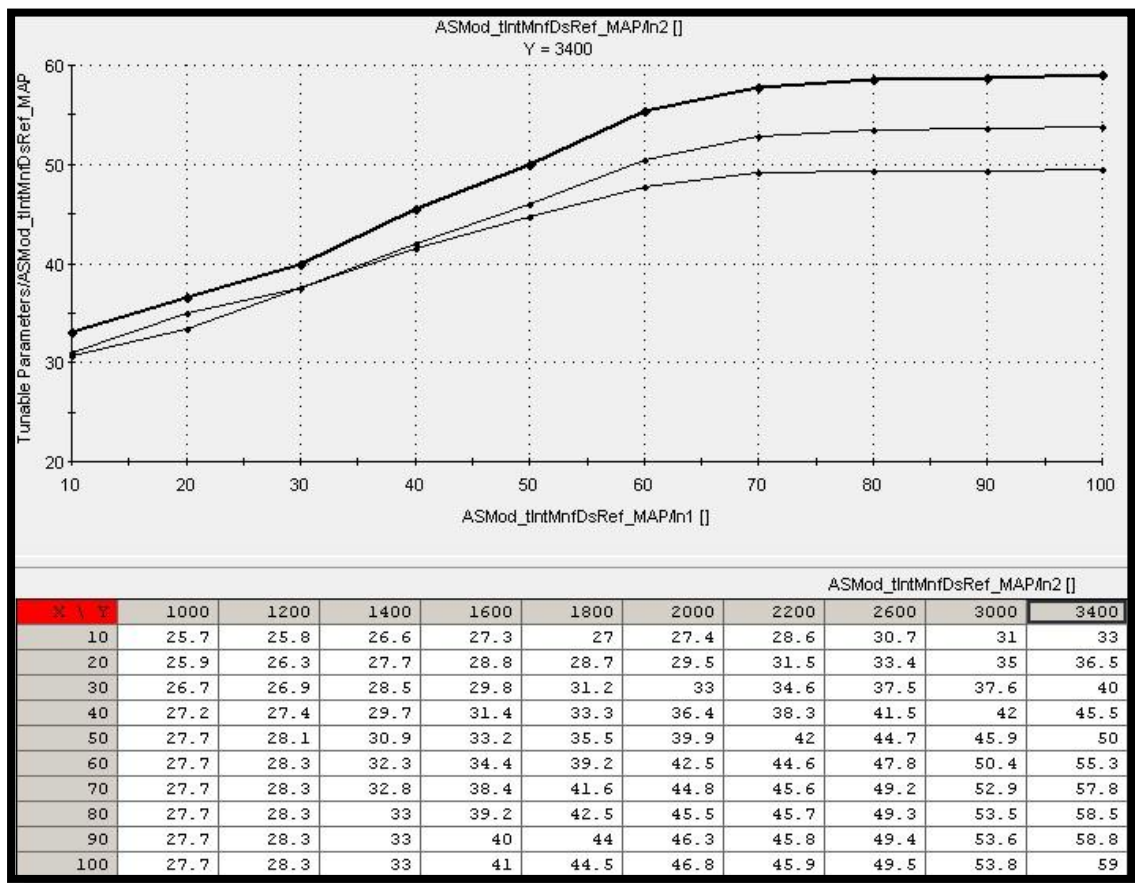


Fig.7 ASMod_tIntMnfDsRef_Map

I parametri di ingresso mappa sono: sull'asse X l'introduzione di gasolio (*InjCtl_qSetUnBal*) e sull'asse Y i giri motore al minuto (*Epm_nEng*).

Tali parametri, in funzione della calibrazione della temperatura nel collettore d'aspirazione, mi forniscono la mappa 3D (Fig.8) che contribuirà al calcolo dell'efficienza volumetrica corretta (*ASMod_facVolEff*).

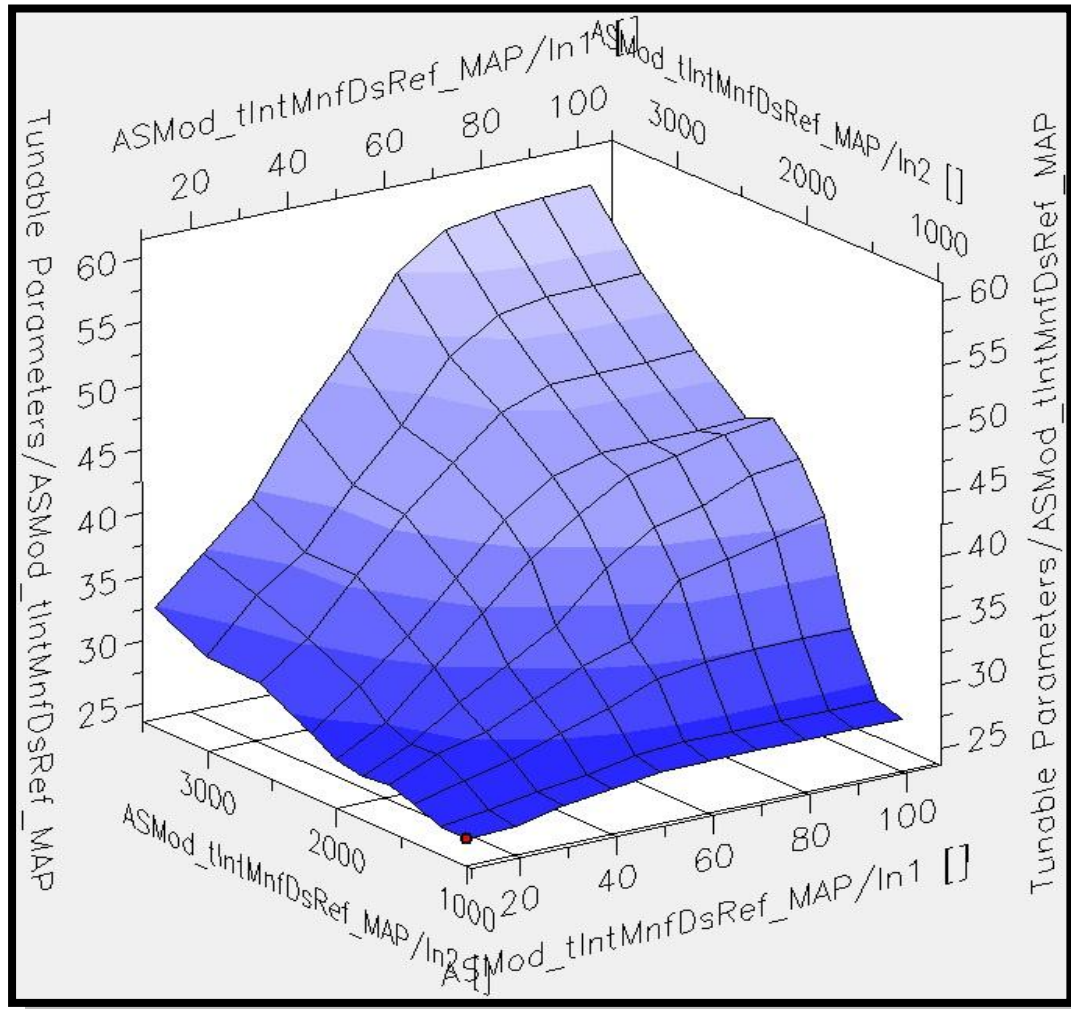


Fig.8 *ASMod_tIntMnfDsRef_Map* in 3D

Una volta calibrati tutti i parametri necessari per il calcolo dell'efficienza volumetrica base (ad eccezione della mappa *ASMod_facVolEffVSACorr_MAP* calibrata per ultima), possiamo andare a calibrare la mappa del coefficiente di riempimento (*ASMod_facVolEffBas_MAP* – Fig.8) in funzione di introduzione (*InjCtl_qSetUnBal*) e numero di giri motore (*Epm_nEng*).

In questo caso (e come andremo a vedere anche per la calibrazione dell'ASMod_facVolEffVSACorr_MAP), l'obiettivo è quello di far coincidere la portata letta al debimetro (ASF_dm) con la portata calcolata da centralina dSPACE (ASMod_dmIntMnfDs).

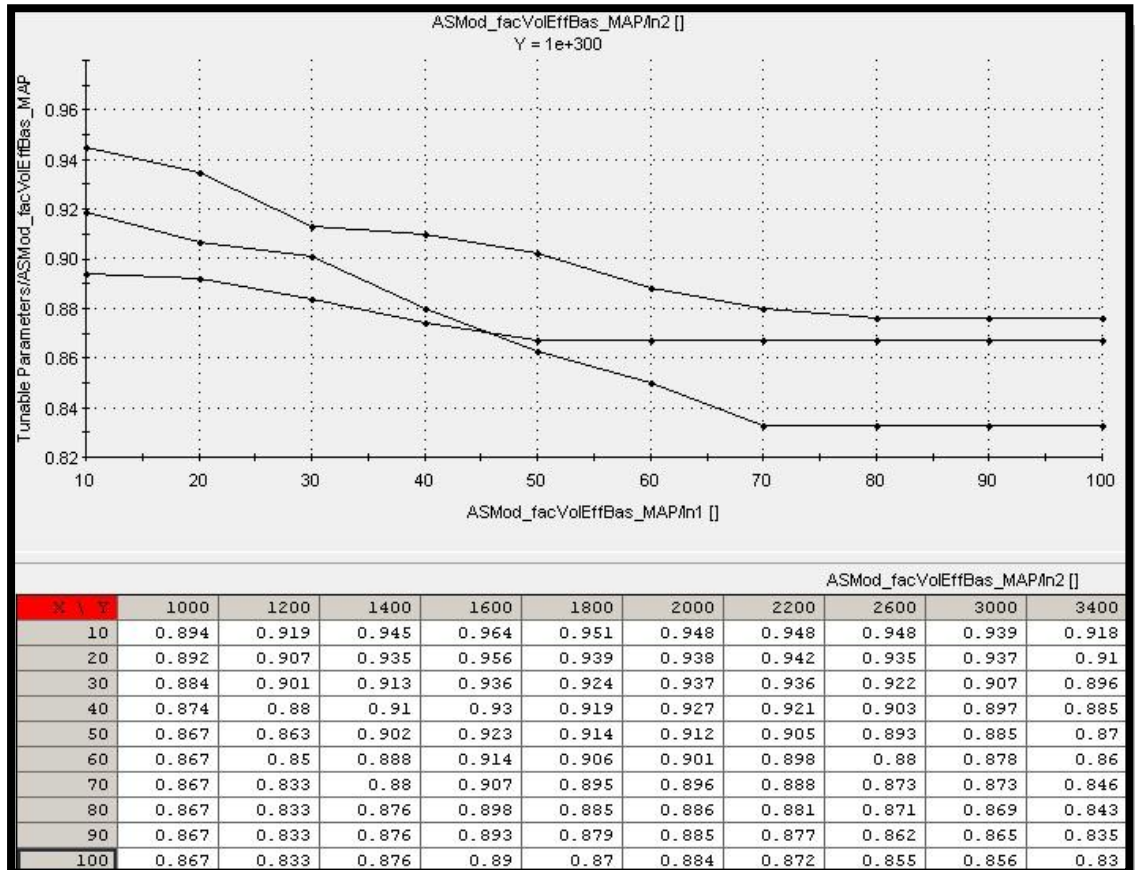


Fig.9 ASMod_facVolEffBas_MAP

In Fig.10 possiamo vedere anche qui la mappa 3D dell'ASMod_facVolEffBas_MAP che contribuirà al calcolo dell'efficienza volumetrica corretta (ASMod_facVolEff).

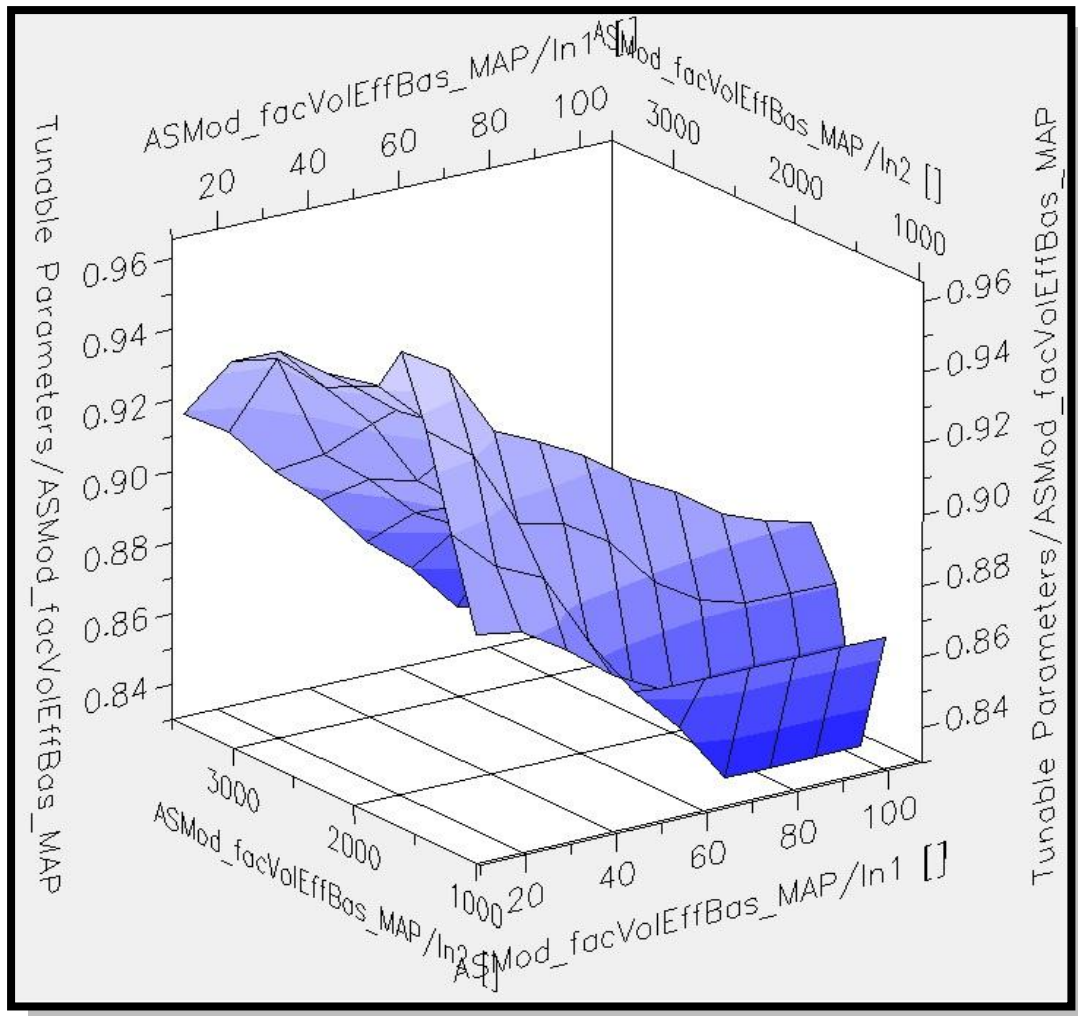


Fig.10 ASMod_facVolEffBas_MAP in 3D

6.2.2 Calibrazione efficienza volumetrica Swirl

Anche le valvole di *Swirl* contribuiscono al calcolo dell'efficienza volumetrica corretta, per questo, andremo a calibrare anche qui un'opportuna mappa ($ASMod_facVolEffVSA_Corr_MAP$ – Fig.11) che, in funzione dei parametri di ingresso: sull'asse *X* la posizione percentuale delle farfalle di *Swirl* (VS_{wVlv_r}) e sull'asse *Y* i giri motore (Epm_nEng), ci fornirà l'efficienza volumetrica di *Swirl* che contribuirà al calcolo dell' $ASMod_facVolEff$ corretta.

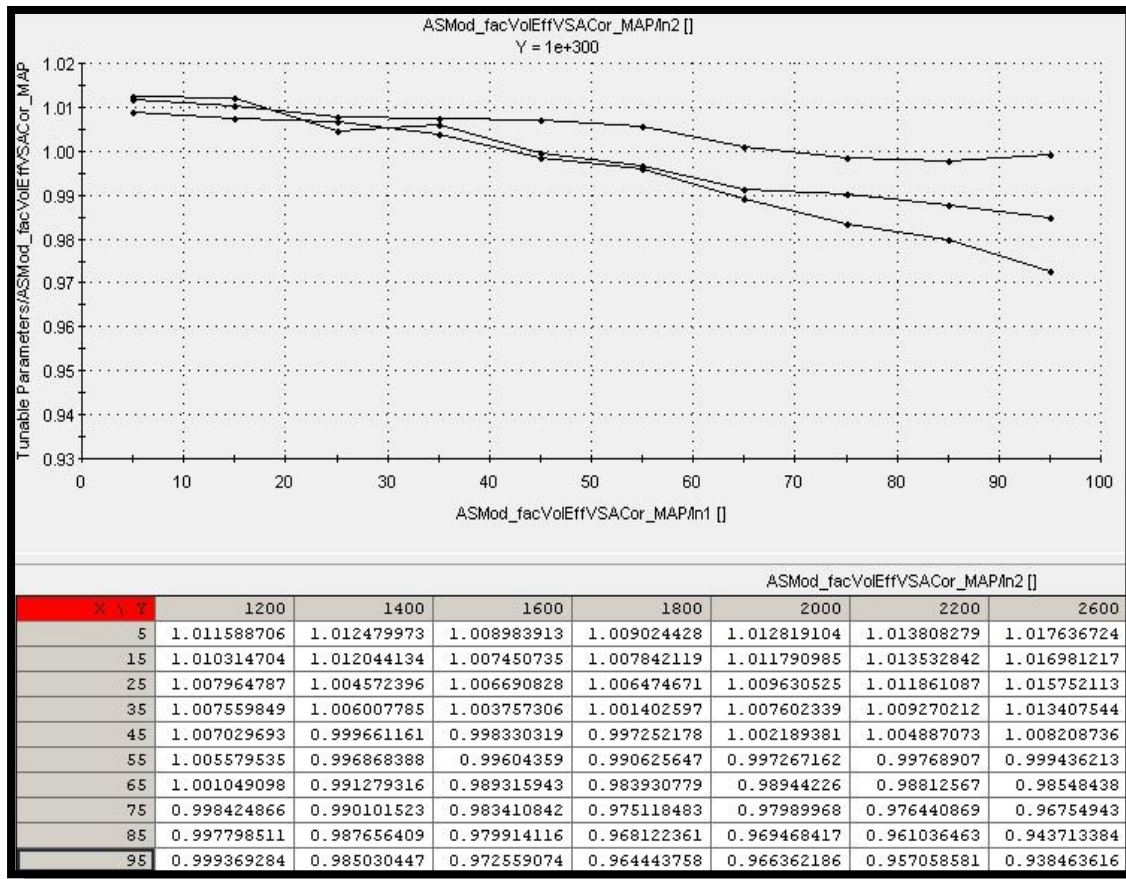


Fig.11 ASMod_facVolEffVSACorr_MAP

In Tab.1 illustriamo la convenzioni attuatori utilizzate da dSPACE per la calibrazione delle mappe:

Convenzione valida per il comando software se le curve di conversione sono "dirette"!

	ATTUATORE	APERTO	CHIUSO
<i>ThrVlv_r</i>	TVA	5	95
<i>ExhVlv_r</i>	ECV	95	5
<i>TrbCh_r</i>	REA	5	95
<i>VSwVlv_r</i>	VSA	5	95
<i>EGRVlvLP_r</i>	EGR LP	95	5
<i>EGRVlvHP_r</i>	EGR HP	95	5
<i>ECBVlv_rCnv_CUR</i>	ECB	96% Cooler OFF	6% Cooler ON
SpltGov_swtMode_C	0	Strategia	
	1	Default	

Tab.1 Convenzioni attuatori dSPACE

Anche in questo caso, come già descritto precedentemente, i valori calibrati in mappa *ASMod_facVolEffVSACorr_MAP* sono valori di efficienza volumetrica legati allo *Swirl* tali per cui la portata letta al debimetro (*ASF_dm*) coincide con la portata calcolata da centralina dSPACE (*ASMod_dmIntMnfDs*).

Questo perché, giustamente, la presenza delle valvole di *Swirl* influenza negativamente la portata volumetrica, quindi c'è la necessità di un coefficiente correttivo di *Swirl* (*ASMod_facVolEffVSACorr*) che mi riporti la condizione a quella di riferimento ($ASMod_dmIntMnfDs = ASF_dm$).

Tale mappa viene calibrata per ultima una volta ottenuta la mappa dell'efficienza volumetrica base, durante la calibrazione delle altre mappe viene impostata momentaneamente a valore unitario.

In *Fig.12* vediamo illustrata la mappa 3D dell'*ASMod_facVolEffVSACorr* che contribuirà al calcolo dell'efficienza volumetrica corretta (*ASMod_facVolEff*).

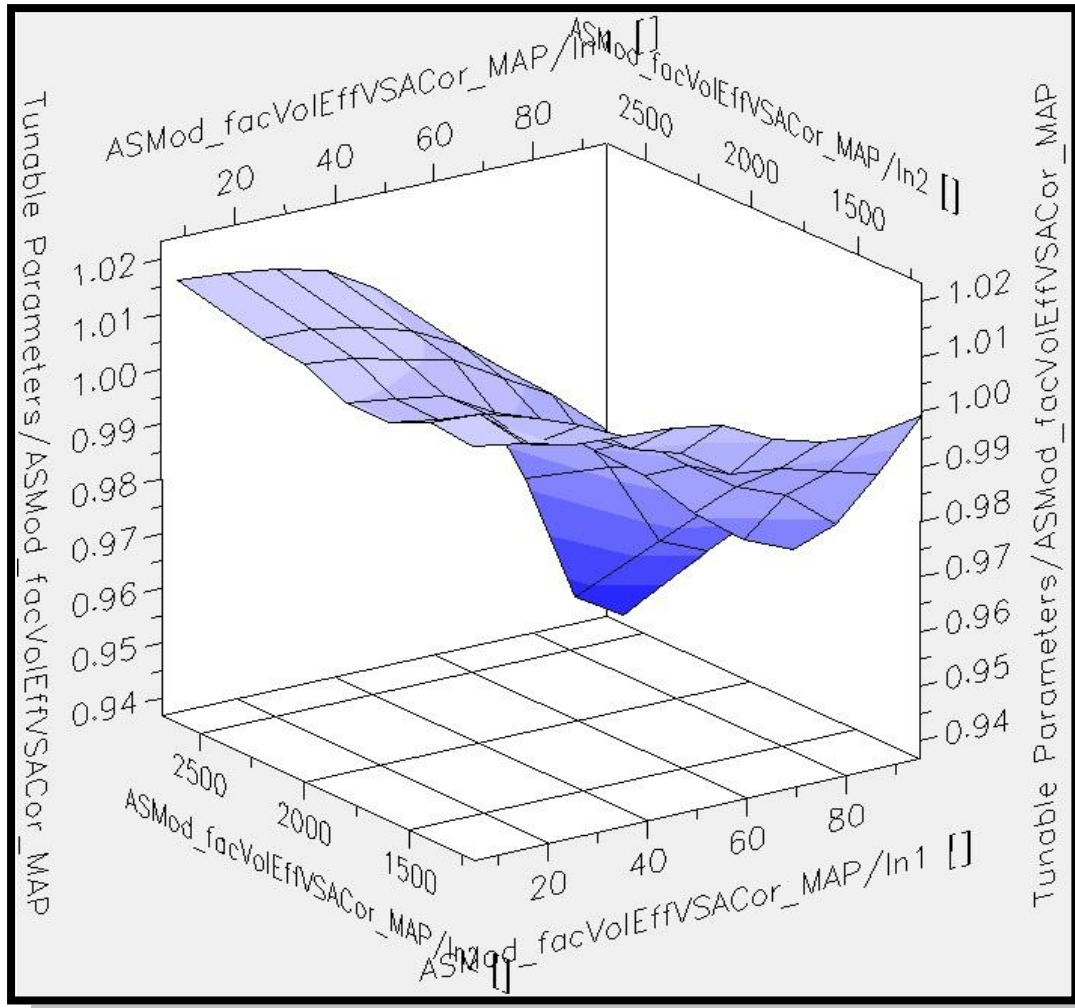


Fig.12 ASMod_facVolEffVSACorr_MAP in 3D

6.2.3 Coefficiente correttivo efficienza volumetrica *ASMod_facIntMnfDsTempCor_C*

Il calcolo del coefficiente correttivo *ASMod_facIntMnfDsTempCor_C* per l'efficienza volumetrica *ASMod_tIntMnfDsRef_Map* è stato determinato per correggere le eventuali temperature misurate al collettore di aspirazione diverse da mappa e che comporterebbero un coefficiente *ASMod_facVolEffTempCor* differente influenzando il valore d'efficienza volumetrica corretta (*ASMod_facVolEff*).

Se il valore di temperatura misurati ai collettori d'aspirazione risulta essere maggiore del valore di riferimento, allora avremo che l'efficienza volumetrica corretta calerà (causa diminuzione di densità).

Al banco questo coefficiente è stato caratterizzato in relazione ad alcuni punti mappa che rappresentavano più o meno linearmente il funzionamento motore dalla minima alla massima temperatura raggiungibile dei collettori d'aspirazione.

Una volta determinato il coefficiente correttivo per ogni punto di funzionamento motore, si crea una mappa vera e propria andando a linearizzare il più possibile i valori ottenuti.

Questo coefficiente correttivo è stato calibrato in modo tale da ottenere nel caso di diverse temperature ai collettori d'aspirazione sempre la medesima portata di riferimento (*ASMod_dmIntMnfDs*) aspirata dal motore che deve coincidere con quella letta al debimetro (*ASF_dm*).

6.3 Mappa Swirl

Con il termine *Swirl* si intende il movimento rotatorio organizzato della carica su di un piano circonferenziale, derivato dalla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro.

Esso è influenzato principalmente dalla geometria del gruppo Condotto-Valvola di aspirazione.

In *Fig.13* possiamo vedere gli schemi di alcune soluzioni tipiche, adottate nei motori per ottenere il desiderato livello di *Swirl* nella carica entrante. A tale scopo sostanzialmente si usano due diversi criteri:

- Produrre un movimento rotatorio tangenziale dentro il cilindro, come risultato dell'interferenza del flusso entrante con la sua parete o con uno schermo posto sulla valvola;
- Imprimere al flusso un moto rotatorio attorno all'asse della valvola prima del suo ingresso nel cilindro, in modo che la sua successiva aspirazione produca una semplice espansione di un vortice preformato.

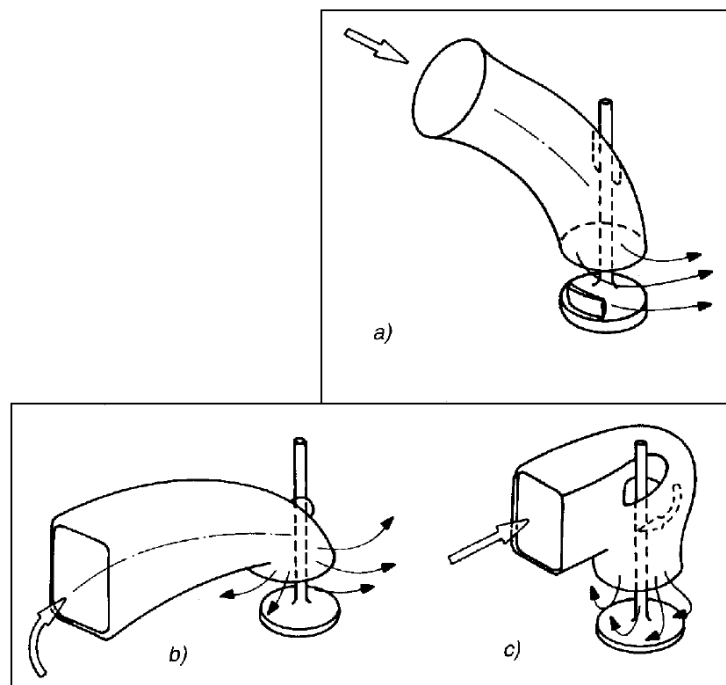


Fig.13 Soluzione tipiche per lo Swirl

La soluzione (a) di Fig.13 è la via più antica per raggiungere il risultato, consiste infatti nel porre uno schermo su di una parte della circonferenza della valvola di aspirazione, in modo da imporre al flusso entrante una direzione preferenziale, con elevata componente tangenziale della velocità. Siccome però in pratica solo una parte dell'aria di passaggio viene utilizzata, ne derivano più elevate perdite di carico ed una diminuzione del riempimento agli alti regimi.

La pratica della schermatura comporta inoltre parecchi altri svantaggi: aumenta il peso della valvola e provoca distorsioni nel fungo per effetti termici quindi non vengono adottate nelle applicazioni odierne.

Caratterizzare lo *Swirl* prodotto da un sistema di aspirazione, attraverso i dettagli del campo di moto generato, risulta essere un'operazione estremamente difficoltosa. Per questo motivo risulta ancora molto utile il ricorso ad analisi di tipo sintetico, effettuate in condizioni di moto stazionarie.

Partendo da un modello del gruppo Condotta-Valvola o dalla lavorazione di una testa è possibile ricavare un indice (*Ratio Swirl* - RS) dello *Swirl* prodotto in funzione di un parametro di portata (*Aria Isoentropica* – AIS [mm^2/cm^3]) tramite un apposito misuratore (*Swirl Meter* – Fig.14).

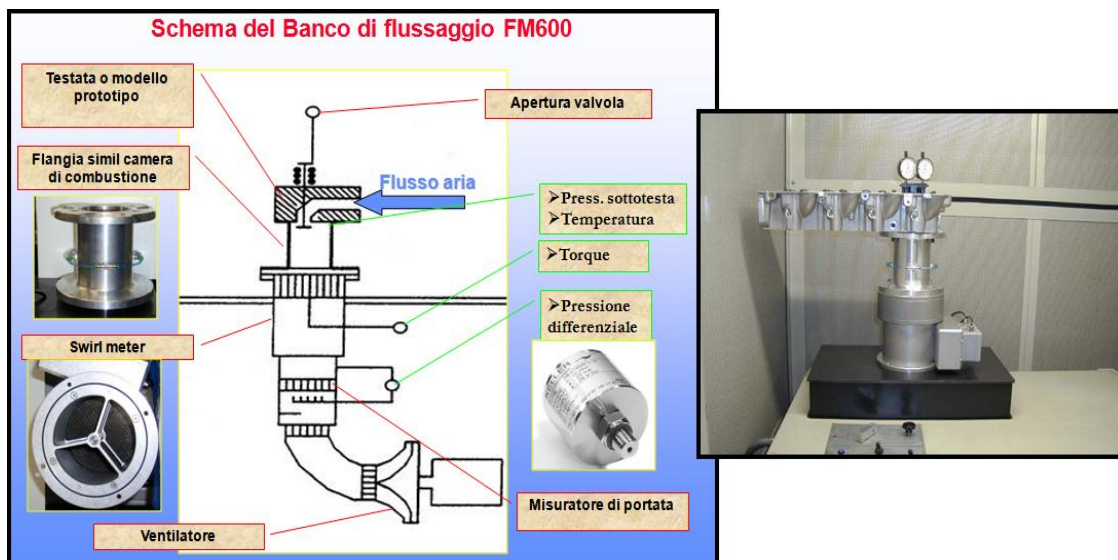


Fig.14 Swirl Meter – Banco di flussaggio

In Fig.15, invece, è possibile vedere la rappresentazione grafica di una misura sperimentale al banco flussaggio (funzione di AIS e RS) per il motore oggetto dello studio:

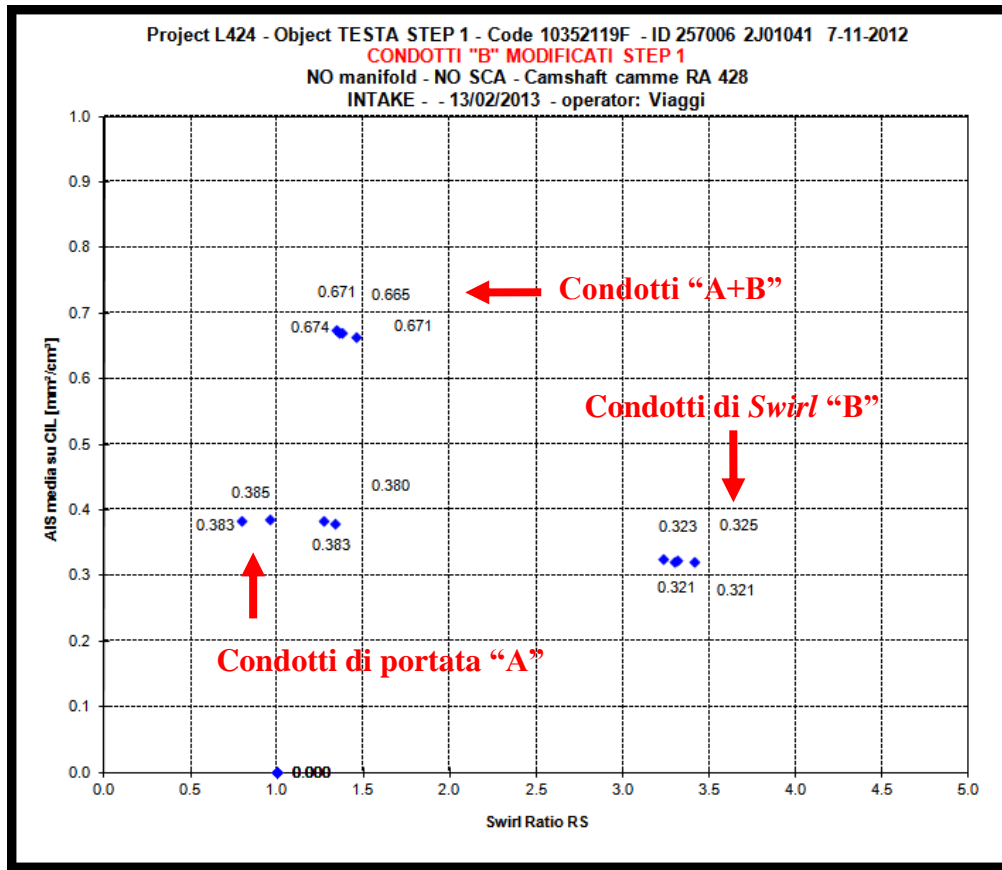


Fig.15 Misura sperimentale testa modificata STEP1

Una volta definiti i condotti di Swirl al banco flussaggio, si va a calibrare la mappa delle valvole di Swirl ($V_{SwCtl_rCtlBas_MAP}$ – Fig.16) inserendo punto per punto la percentuale di apertura valvola più adeguata per i Target richiesti. Per la determinazione al banco di tale mappa abbiamo realizzato un Trade-Off delle valvole di Swirl (da tutte chiuse a tutte aperte) su alcuni punti di funzionamento motore.

Una volta terminate le prove siamo andati a scegliere la percentuale di Swirl migliore per ridurre al minimo il Soot rispettando i target di NOx richiesti.

Da questa analisi abbiamo ottenuto la seguente mappa Swirl:

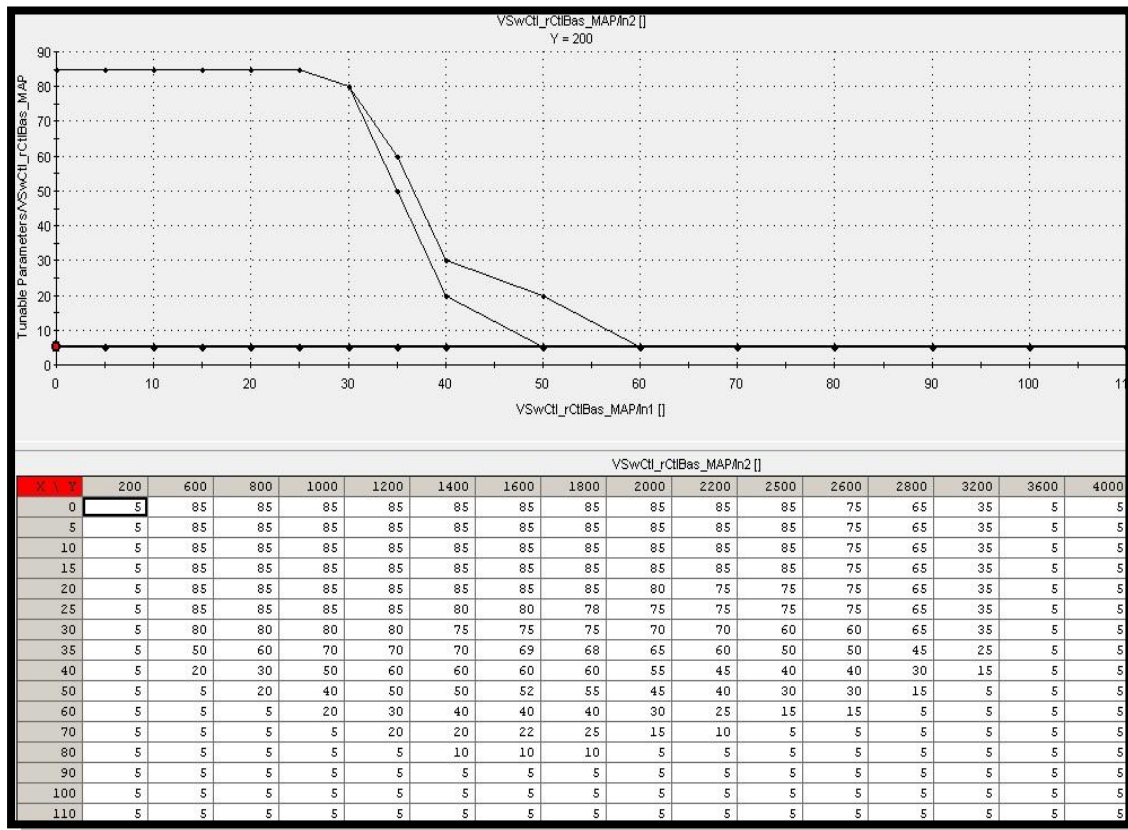


Fig.16 VSwCtl_rCtlBas_MAP

In Fig.17, invece, data l'introduzione (asse X - *InjCtl_qSetUnBal*) e il numero di giri motore (Asse Y - *Epm_nEng*), vediamo la rappresentazione 3D della mappa *VSwCtl_rCtlBas_MAP*:

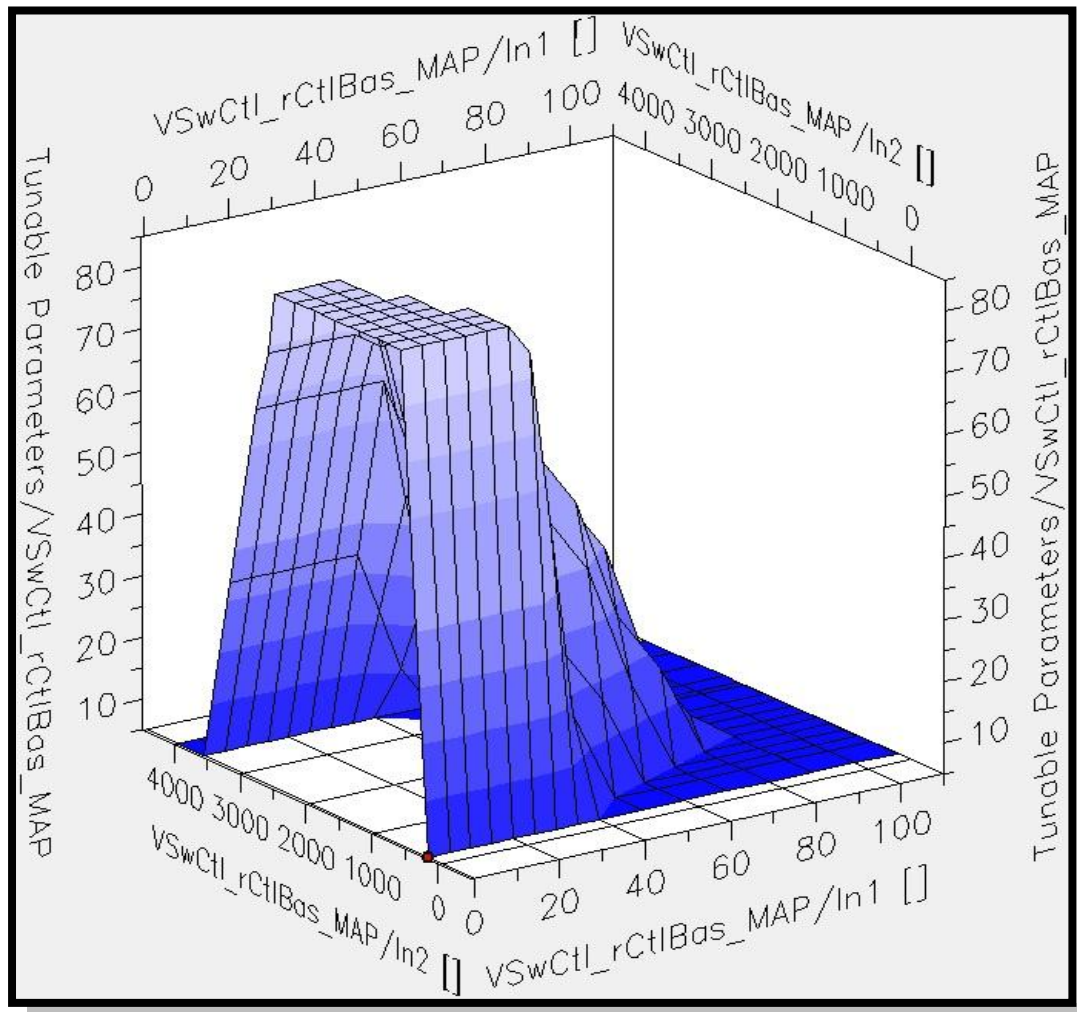


Fig.17 VSwCtl_rCtlBas_MAP in 3D

E' facile vedere come l'influenza dello *Swirl* sia fondamentale a bassi carichi per ridurre le emissioni inquinanti, mentre, fuori zona emissioni (alti carichi), l'obiettivo è quello di incrementare il più possibile la portata aspirata dal motore favorendo la potenza.

E' importante sottolineare che le valvole di *Swirl* vanno a parzializzare il condotto di portata incrementando l'afflusso sul condotto *Swirlante* e non viceversa.

7

Capitolo 7

RISULTATI

OTTENUTI AL BANCO

PROVA MOTORE

STATICO

In questo capitolo andremo a descrivere le principali strategie di calibrazione attuate in centralina per la gestione ed il controllo dei sistemi *Low Pressure EGR* e *High Pressure EGR*.

7.1 Trade-Off AntMI-Boost

L'attività di *Trade-Off* svolta sull'*L424* (motore oggetto dello studio), è stata quella di analizzare l'andamento emissioni in funzione dell'anticipo iniezione principale *Main* (*AntiMi*) e della sovralimentazione del turbocompressore (*Boost*) per diversi punti di funzionamento motore. In questo modo abbiamo ottenuto più mappe della grandezza d'interesse in funzione di questi due parametri per studiarne l'andamento.

La prima fase del *Trade-Off* consiste nell'andare a bloccare i parametri di centralina per far si di ottenere un confronto attendibile tra le varie grandezze considerate, è importante sottolineare che tutte le prove sono state svolte ad *isoNOx* in riferimento al piano quotato target.

La nostra attività sperimentale è stata quella di svolgere un *Trade-Off* di *Boost* per ogni valore di anticipo *Main* considerato. A titolo esemplificativo illustriamo in *Fig.1* un tipico andamento di *Trade-Off* (*AntMi-Boost*) per uno dei punti di funzionamento motore considerati.

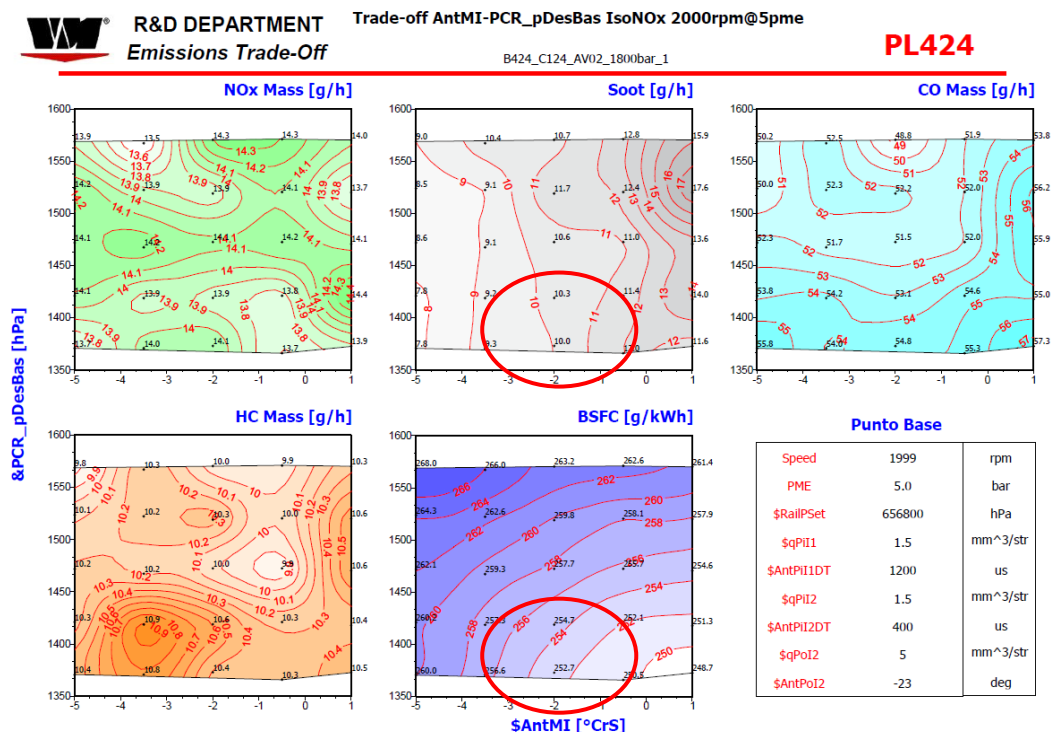


Fig.1 Trade-Off AntMI-Boost 2000rpm@5bar

7.1.1 Mappa AntiMI

Analizzando l'andamento dei vari *Trade-Off*, possiamo andare a stimare l'anticipo e la sovralimentazione ideali per ottenere il miglior compromesso in termini di emissioni a pari NOx target.

Ad esempio, per il punto *2000rpm@5bar*, osserviamo che la tendenza per ottenere l'ottimo in termini di emissioni è aver un valore di anticipo medio-alto con poca sovralimentazione. Facendo un'analisi per ogni zona funzionamento motore otterremo dei punti d'appoggio validi per creare la mappa *AntiMI* e *Boost* calibrata correttamente per i risultati obiettivo. Ovviamente (come già accennato precedentemente) nella scelta dell'anticipo e della sovralimentazione si sceglierà il miglior compromesso possibile.

E' importante definire la presenza di due mappe *AntiMI* in relazione alla presenza di un'iniezione pilota (*InjCrv_phiMI1Bas2EOM0_MAP* – Fig.2) o due iniezioni pilota (*InjCrv_phiMI1Bas3EOM0_MAP* – Fig.3).

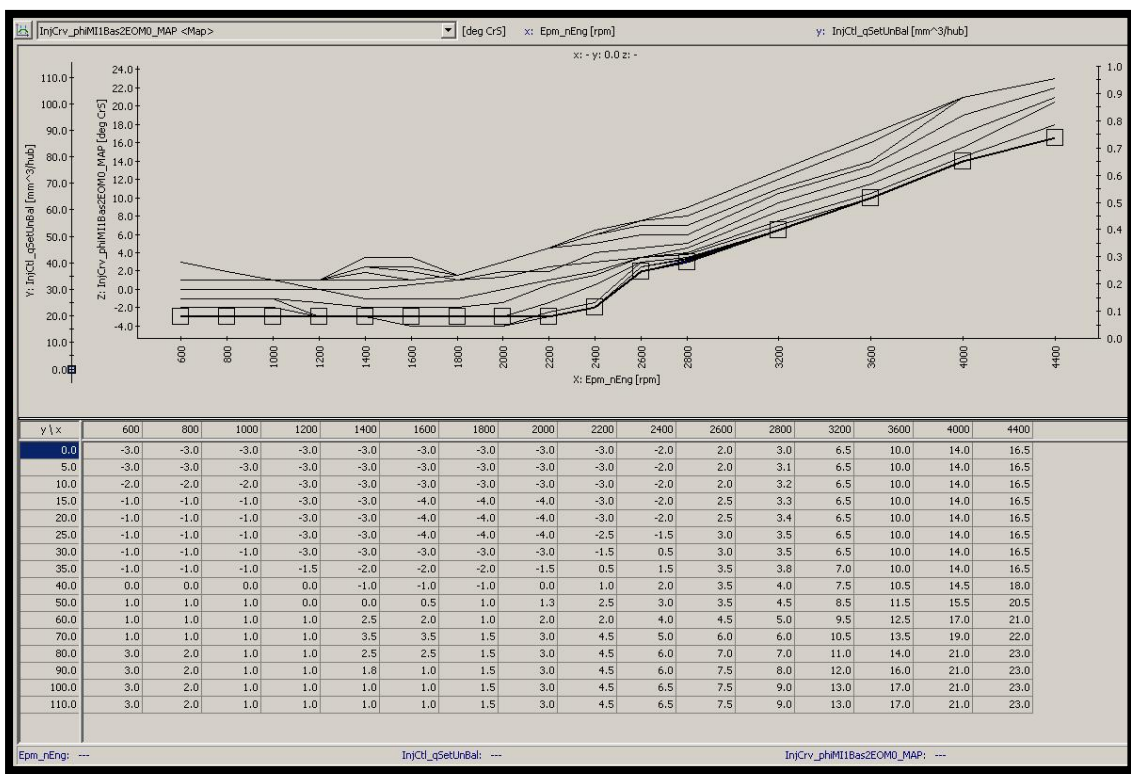


Fig.2 Mappa AntiMI (con Pilotal) InjCrv_phiMI1Bas2EOM0_MAP

In Fig.4 vediamo la rappresentazione 3D sul software *INCA* della mappa *AntMI InjCrv_phiMI1Bas2EOM0_MAP*:

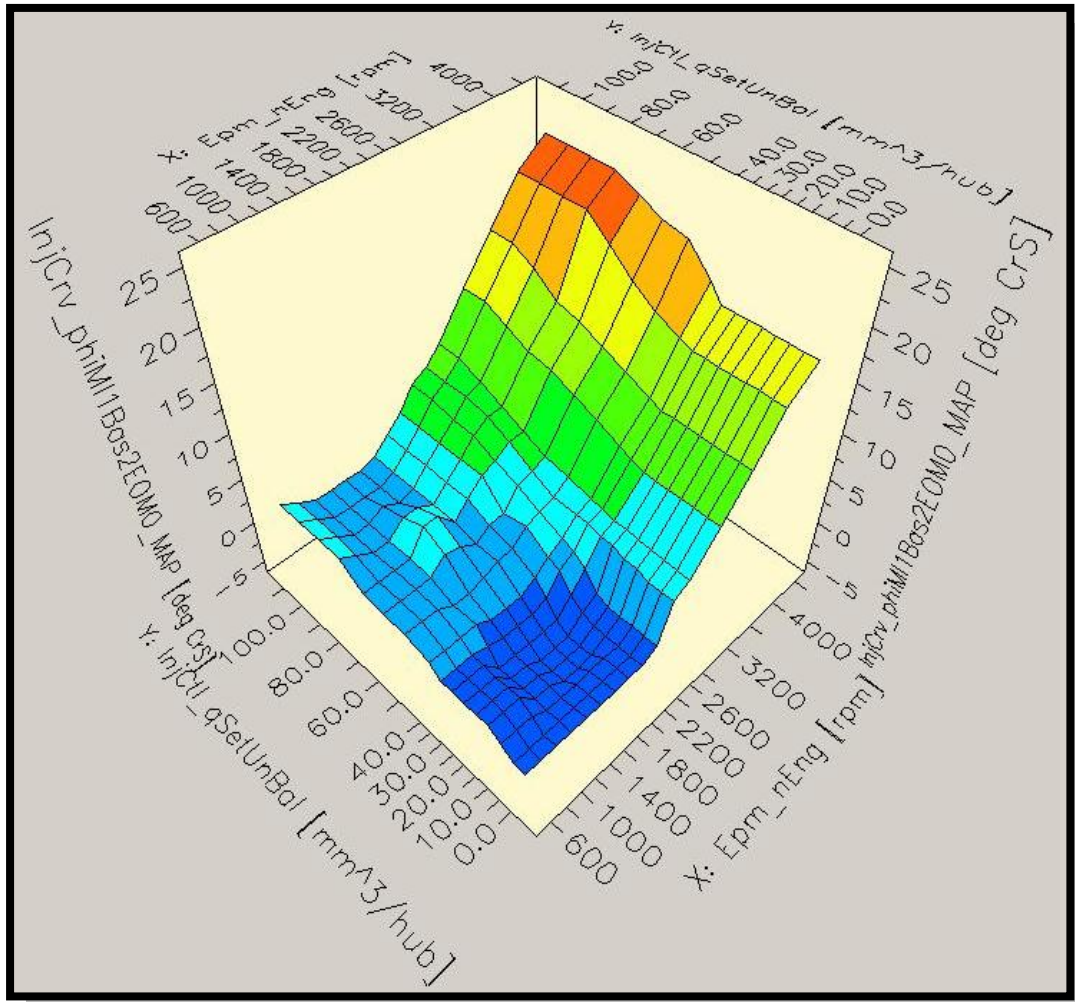


Fig.4 Mappa *AntMI (con Pilot1) InjCrv_phiMI1Bas2EOM0_MAP* in 3D

La calibrazione delle mappe iniezione sono state effettuate tutte sul software *INCA* della centralina *Bosch* e sono funzione di introduzione e giri motore dei punti di funzionamento scelti. Nel software *INCA* i valori di anticipo negativi corrispondono a valori posticipati di iniezione.

Vediamo ora la mappa *AntMI (InjCrv_phiMI1Bas3EOM0_MAP)* con la presenza di due iniezioni pilota (*Pilota1* e *Pilota2*):

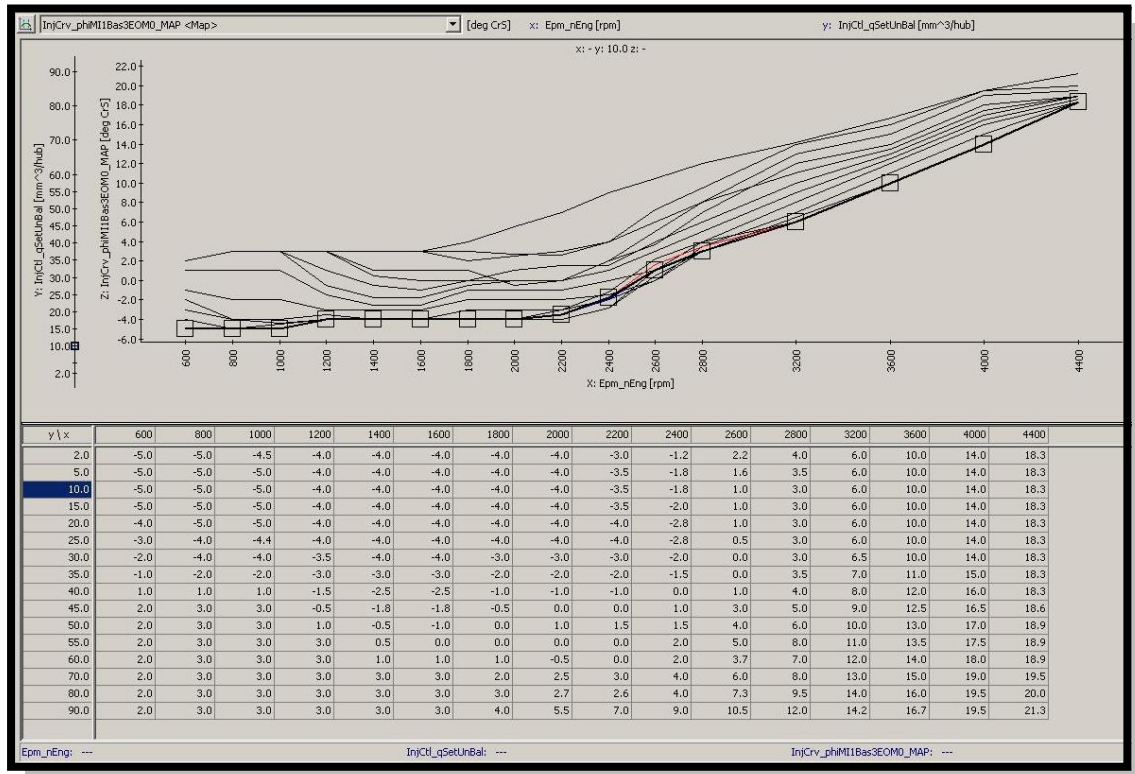


Fig.3 Mappa AntMI (con Pilota1 e Pilota2) InjCrv_phiMI1Bas3EOM0_MAP

In Fig.5 vediamo la rappresentazione 3D sul software INCA della mappa AntMI InjCrv_phiMI1Bas3EOM0_MAP:

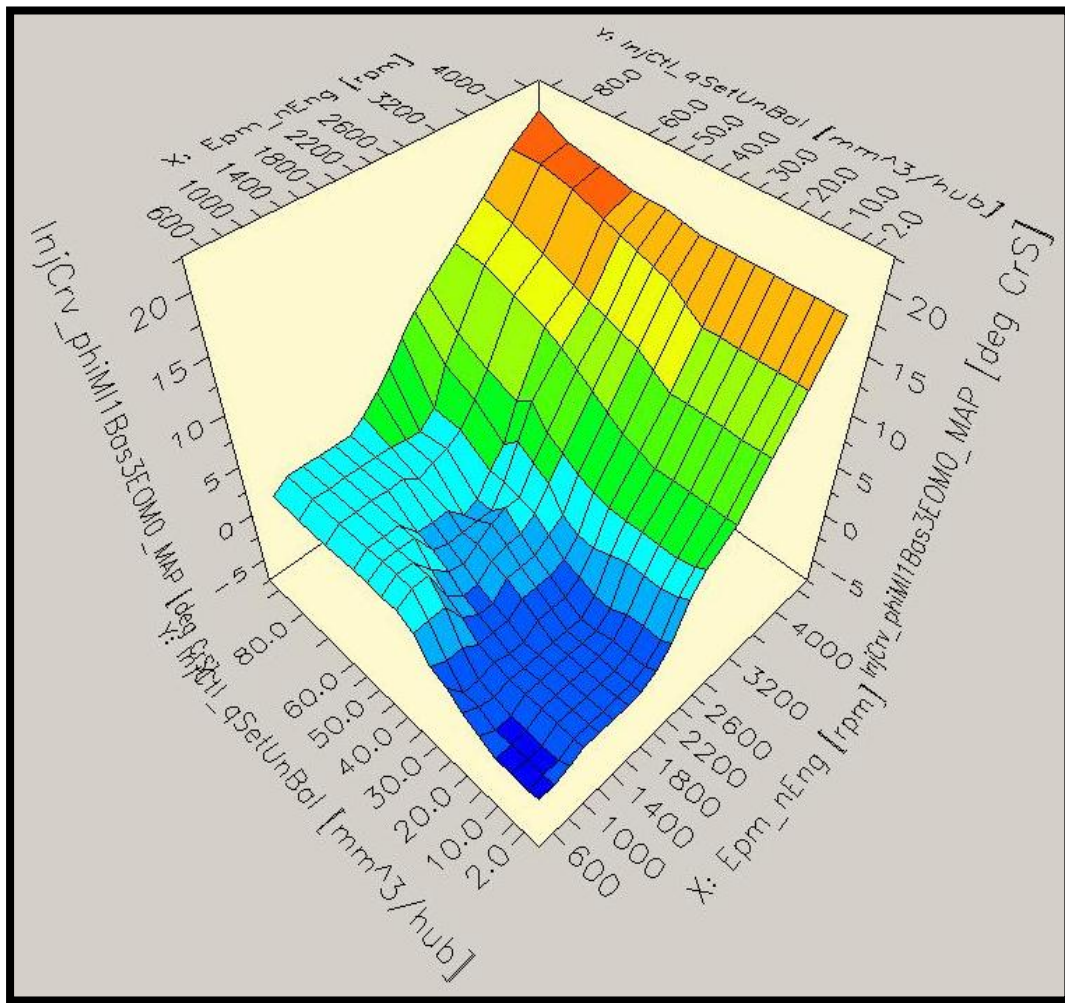


Fig.5 Mappa AntMI (con Pilota1 e Pilota2) $InjCrv_phiMI1Bas3EOM0_MAP$ in 3D

Entrambe le mappe di anticipo sono funzione anch'esse di introduzione gasolio (Asse Y - $InjCtl_qSetUnBal$) e del numero di giri motore (asse X - Epm_nEng).

7.1.2 Mappa Boost

Per quanto riguarda invece la mappa *Boost* (*PCR_pDesBas_MAP* - Fig.6), ovvero la mappa calibrata da *Trade-Off* con i valori di pressione in *mbar* ideali della sovralimentazione nel collettore d'aspirazione per ottenere il compromesso ottimo in termini di emissioni, otteniamo un andamento differente, ricordando sempre che in funzione dei punti d'appoggio rilevati dobbiamo cercare di linearizzare il più possibile la mappa evitando di creare scostamenti troppo elevati tra un punto di funzionamento e l'altro.

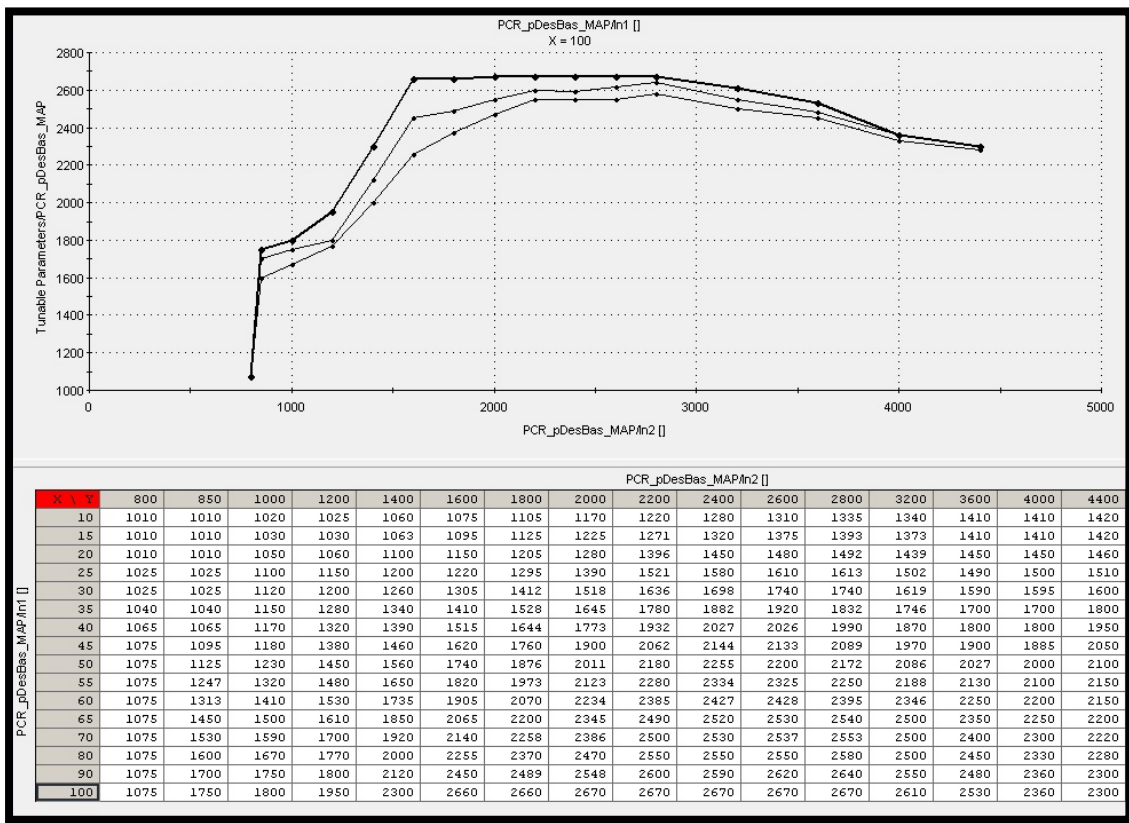


Fig.6 Mappa Boost PCR_pDesBas_MAP

La mappa *Boost* è funzione anch'essa di due parametri: introduzione (asse X - *InjCtl_qSetUnBal*) e numero di giri motore (Asse Y - *Epm_nEng*), vediamo ora la rappresentazione 3D (Fig.7):

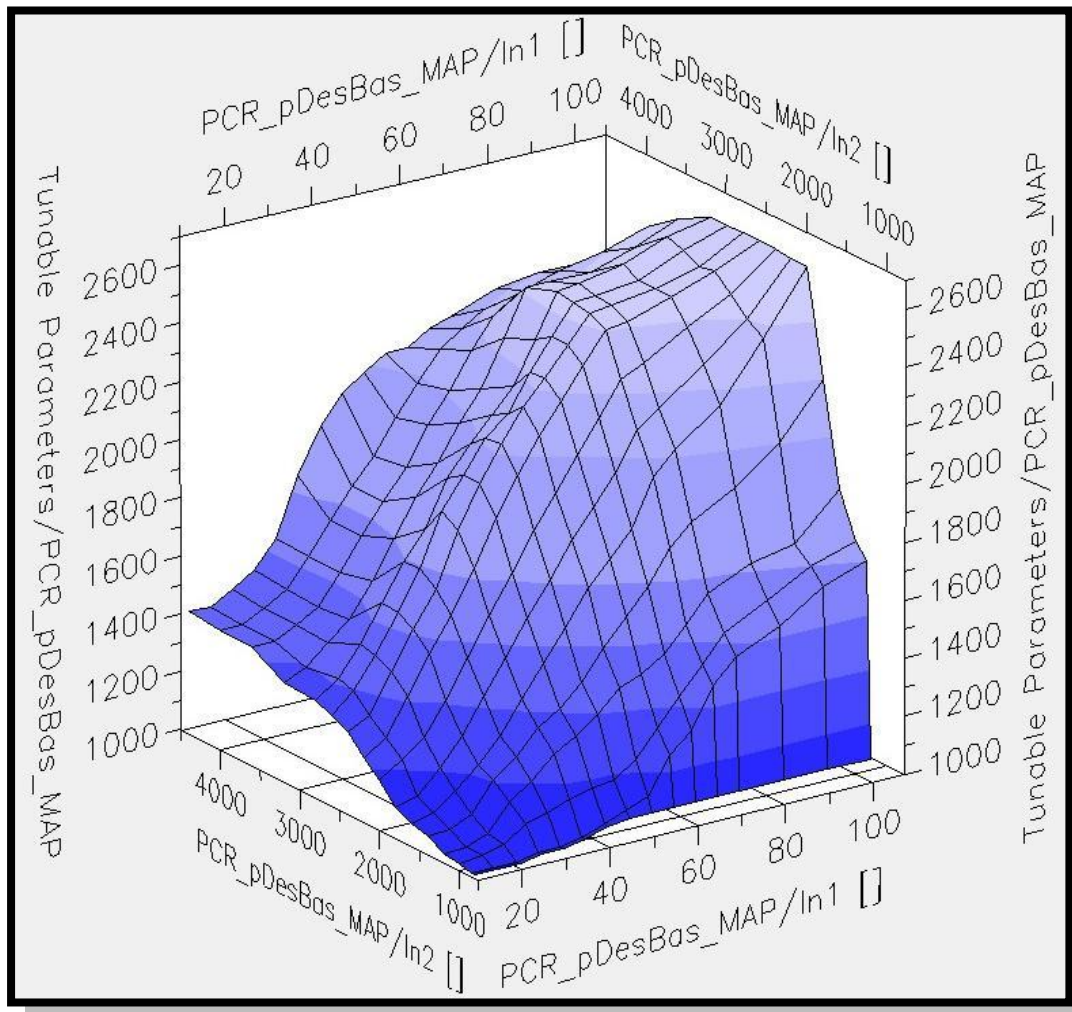


Fig.7 Mappa Boost PCR_pDesBas_MAP in 3D

E' possibile osservare da mappa che per alti carichi la pressione di *Boost* risulta essere maggiore rispetto ai carichi bassi, questo perché, ovviamente, ad alti carichi (alte richieste di potenza) le portate in gioco sono elevate quindi i gas elaborati dalla turbina sono tali da generale una sovralimentazione più spinta.

Il *Trade-Off* attuato è di tipo manuale (a differenza di quello descritto nel *Paragrafo 4.2*), questo perché le analisi di *Trade-Off* automatizzate tramite attività *DoE* (su *AdAMO*) sono compatibili attualmente solo con centralina *Bosch* (software *INCA*). Nel nostro caso, invece, il turbocompressore (*Boost*) è gestito interamente da centralina *dSPACE*, quindi non è possibile gestire parallelamente un *Trade-Off* di due centraline.

7.2 Interazione tra valvola *ECV* e valvola *Low Pressure EGR*

In questo paragrafo parleremo dell'interazione tra la valvola di contropressione allo scarico *ECV* e la valvola *Low Pressure EGR* studiandone le possibili configurazioni.

Il primo passo è stato quello di realizzare diverse strategie per l'apertura della valvola *ECV* (Tab.1), le strategie sono state realizzate in modo tale da ottenere differenti tipologie di azionamento della valvola (funzione di intensità e velocità d'attivazione).

M1 = Strategia "Hard"

X = rEGR_rGov

M6 = Strategia "Soft"

Y = Rate LP/HP

SpltGov_rECV_MAP						
Strategia	M6	M5	M4	M3	M2	M1
X \ Y	100	100	100	100	100	100
5	95	95	95	95	95	95
15	95	95	95	95	95	95
20	95	95	95	95	95	95
25	85	95	95	95	95	95
30	75	95	95	95	95	95
35	65	95	95	95	95	95
45	55	80	95	95	95	95
55	45	65	80	95	95	95
65	35	50	65	80	95	95
75	25	35	45	55	65	95
85	15	20	25	30	35	45
95	5	5	5	5	5	5

Tab.1 Strategie valvola *ECV*

Ricordiamo insieme alla convenzione attuatori di Tab.1 (Paragrafo 6.2.2) che le strategie *ECV* sono state tutte realizzate per un sistema *EGR* completamente *Low Pressure* ($Y = \text{Rate LP/HP} = 100$).

Una volta determinate le strategie di apertura valvola ECV, siamo andati a bloccare i parametri centralina in modo tale da aver confronti attendibili tra le varie strategie in termini di emissioni.

Per ogni punto di funzionamento scelto, siamo andati ad impostare in mappa volta per volta le varie strategie ECV analizzandone i risultati sperimentali mantenendoci sempre a target di NOx. Fatto questo, determinata la strategia da utilizzare, abbiamo creato la mappa ECV (*SpltGov_rECV_MAP* – Fig.8), nel nostro caso, la mappa ECV è stata calibrata con la strategia **M3** (strategia di media “aggressività”, la valvola si aziona in modo da aver un *Duty Cycle* valvola *Low Pressure EGR* di circa 75%).

La strategia **M6** rappresenta la strategia meno aggressiva dove (il suo intervento è più progressivo), mentre la **M1** è la più aggressiva in termini di azionamento.

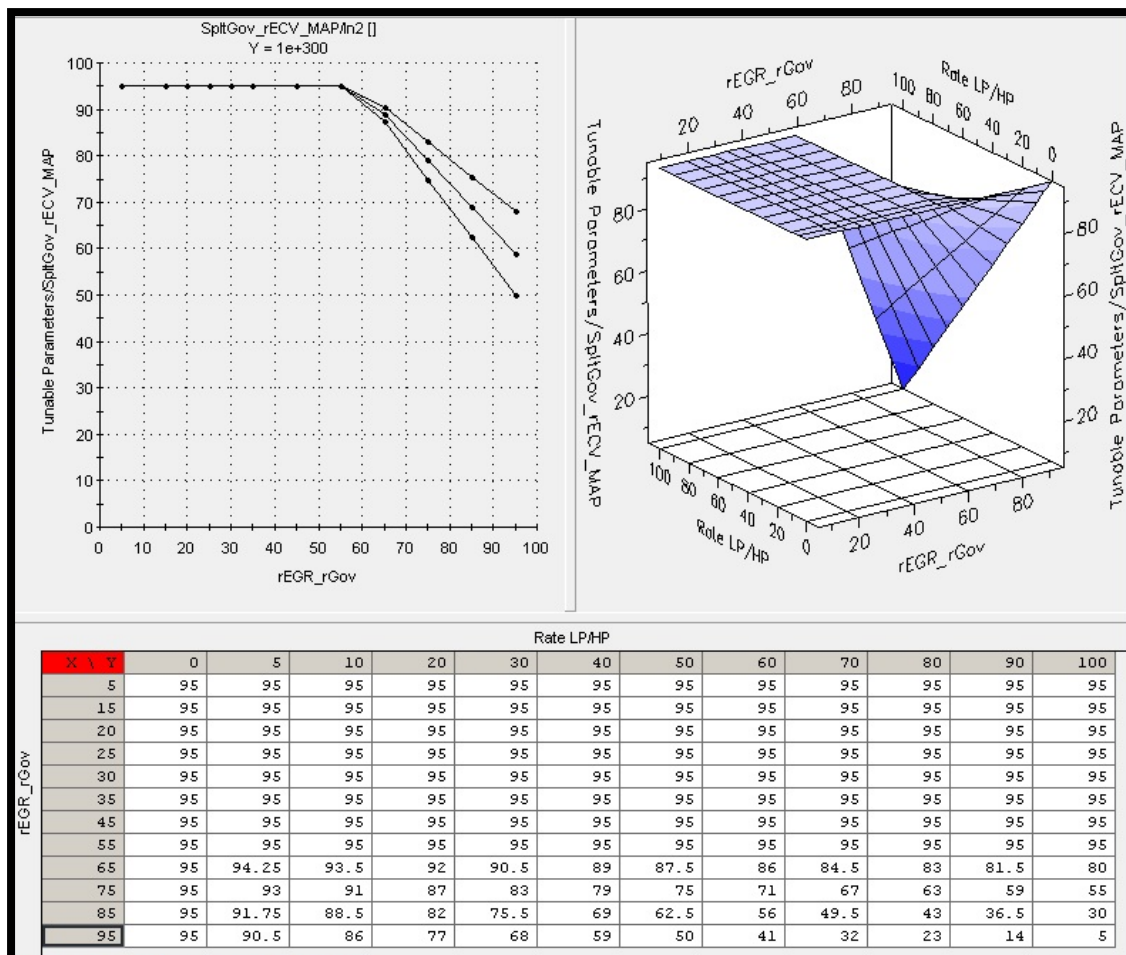


Fig.8 SpltGov_rECV_MAP

La scelta della strategia **M3** è ricaduta sul fatto che abbiamo voluto limitare l'utilizzo della valvola *Low Pressure EGR* al 75% del suo *Duty Cycle* massimo cercando ottenere sempre un buon compromesso in termini di emissioni. In *Fig.9* possiamo vedere l'andamento di *Soot* e *BSFC* per un certo punto motore (in questo caso *2000rpm@10bar* di PME) delle 6 strategie ECV indagate.

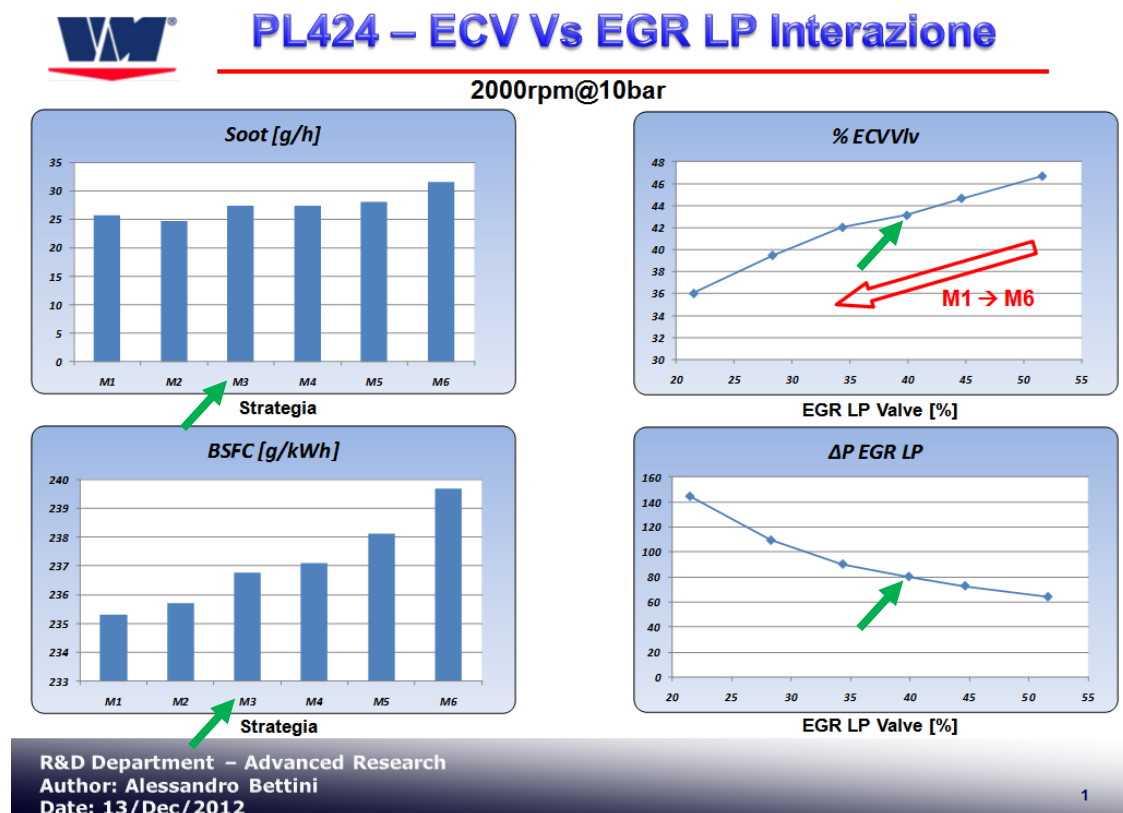


Fig.9 Andamento Soot e BSFC in funzione delle 6 strategie ECV

La strategia **M3** (corrispondente al $Rate LP/HP = 100$), è stata linearizzata in modo da ottenere una mappa più uniforme possibile.

L'obiettivo è sempre quello di utilizzare la valvola di contropressione allo scarico il meno possibile (se non per necessità di ricircoli EGR molto spinti), questo perché ostacolando la fuoriuscita dei gas di scarico si provoca un decadimento del rendimento motore oltre che ad un aumento dei consumi.

7.2.1 Mappa di *Split* strategia ECV

La mappa di *Split* strategia ECV (*SpltGov_rECVctlBas_MAP* – Fig.10) rappresenta la mappa che gestisce la modalità di utilizzo valvola ECV, tramite questa mappa possiamo andare a modificare la strategia di gestione valvola a seconda del punto di funzionamento motore (rappresenta una mappa di pre-controllo).

I valori inseriti nella *SpltGov_rECVctlBas_MAP* rappresentano i valori di *Offset Governor* (positivi o negativi) della valvola ECV funzione dell'introduzione gasolio (asse *X* - *InjCtl_qSetUnBal*) e del numero di giri (asse *Y* - *Epm_nEng*), in altre parole possiamo andare a far agire la valvola di contropressione più o meno intensamente a seconda del punto motore considerato.

I valori introdotti nel nostro caso saranno tutti positivi, questo perché il nostro obiettivo sarà quello di far lavorare (dov'è fattibile) la valvola ECV il meno possibile. In *Tab.1* si può osservare come per valori alti di *EGR Rate Governor* corrispondono percentuali di chiusura elevate di valvola ECV.

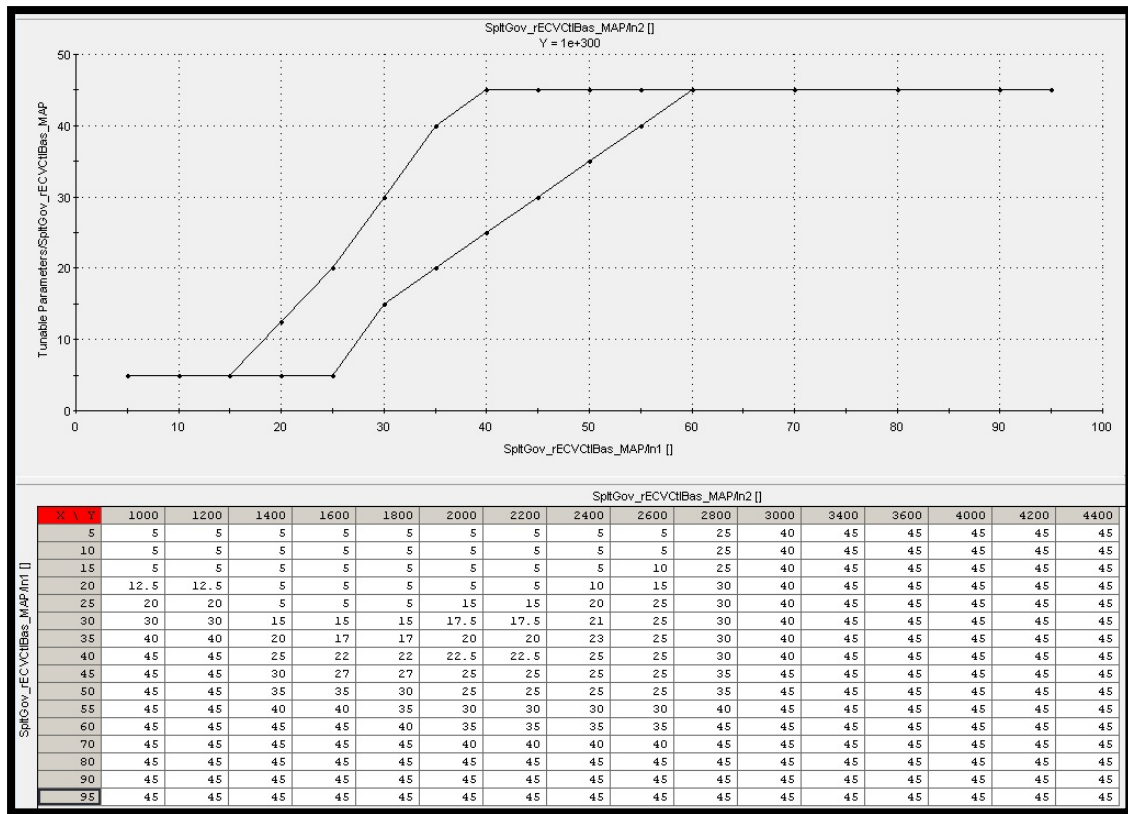


Fig.10 Mappa SpltGov_rECVClBas_MAP

Dalla Fig.10 possiamo osservare come manteniamo strategie elevate per valori di introduzione gasolio bassi (asse X) relativi a zone di funzionamento ad alta percentuale di ricircolo EGR, mentre, man a mano che ci allontaniamo da zone molto restrittive in termini di NOx (elevato *EGR Mass*), la strategia sia via via meno aggressiva in termini di ECV.

Un'altra funzione della mappa *SpltGov_rECVClBas_MAP* conseguenza dell'*Off-Set Governor*, è quella di andar a far agire la valvola *Low Pressure EGR* di più dove il target di NOx richiesto sia tale da poter escludere (o comunque) ridurre l'utilizzo della valvola di contropressione allo scarico.

Nella figura successiva (Fig.11), illustriamo la rappresentazione grafica 3D della mappa di *Split* strategia ECV:

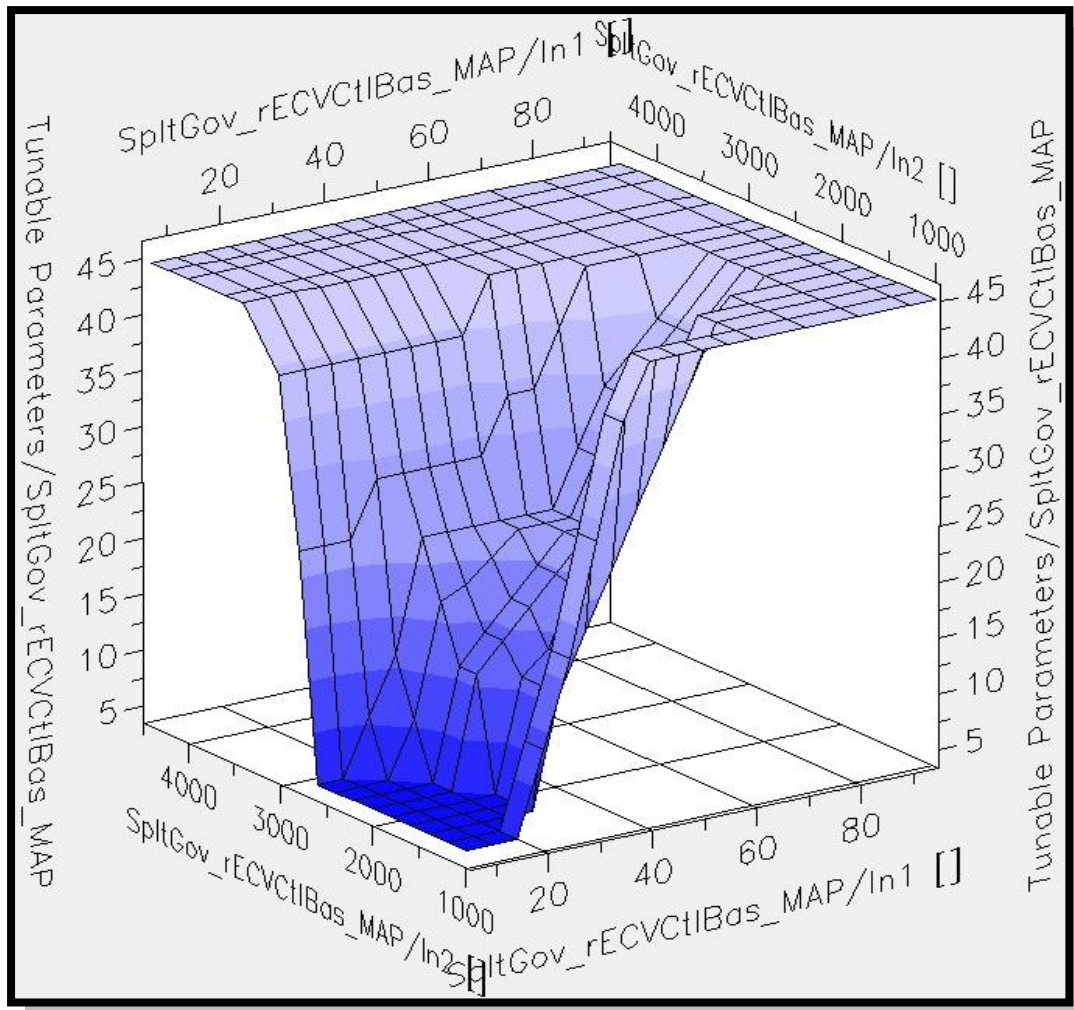


Fig.11 Mappa SpltGov_rECVctIBas_MAP in 3D

7.3 Mappa EGR Rate

La mappa dell'EGR Rate ($rEGR_rDesBas_MAP$ – Fig.12) rappresenta la calibrazione fondamentale su cui ruota l'intero sistema di ricircolo dei gas di scarico, sia che si tratti del sistema *Low Pressure EGR* che del sistema *High Pressure EGR*.

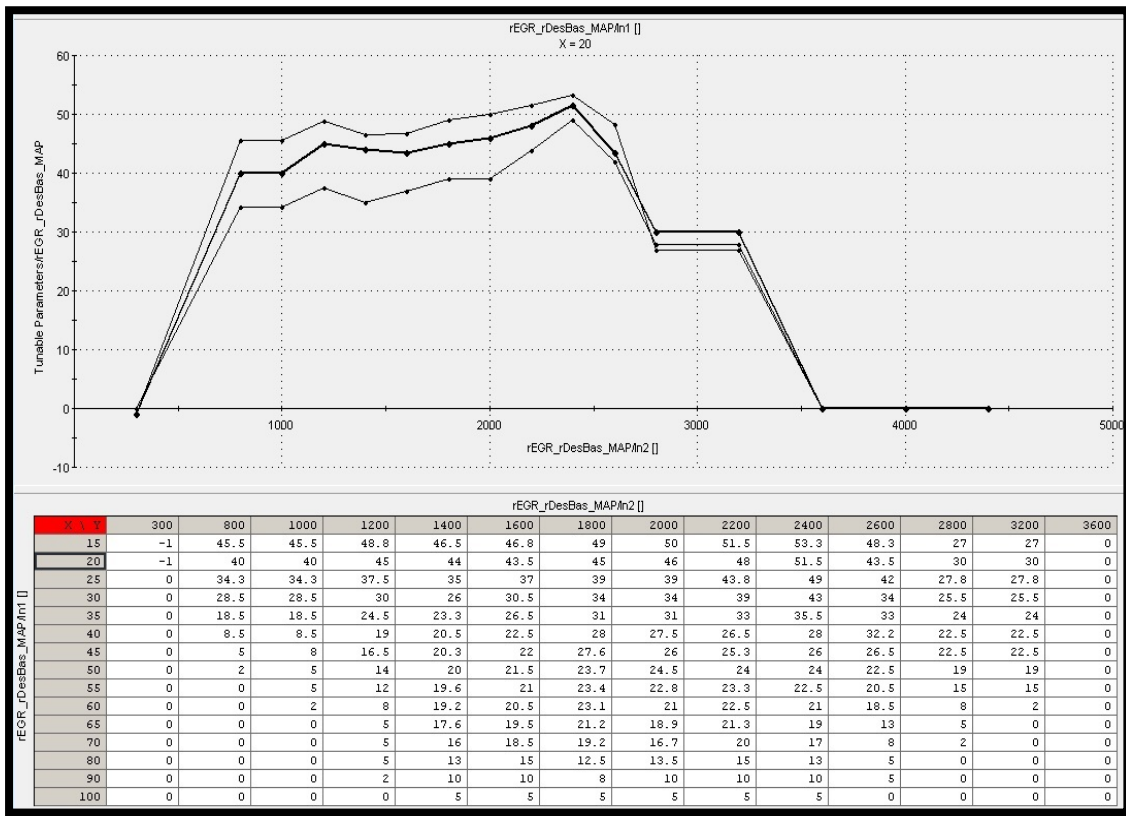


Fig.12 $rEGR_rDesBas_MAP$

Questa mappa gestisce per ogni punto motore funzione dell'introduzione gasolio (asse X - $InjCtl_qSetUnBal$) e giri motore (asse Y - Epm_nEng) la percentuale di ricircolo necessaria a soddisfare i target richiesti di NOx.

In definitiva per la calibrazione dell' $rEGR_rDesBas_MAP$ ci siamo andati a posizionare punto per punto stimando la percentuale necessaria di EGR per il target obiettivo creando così una zona emissioni stimata dalle curve di *Shut-Off* e *Shut-On* (di ingresso ed uscita zona emissioni – Fig.13).

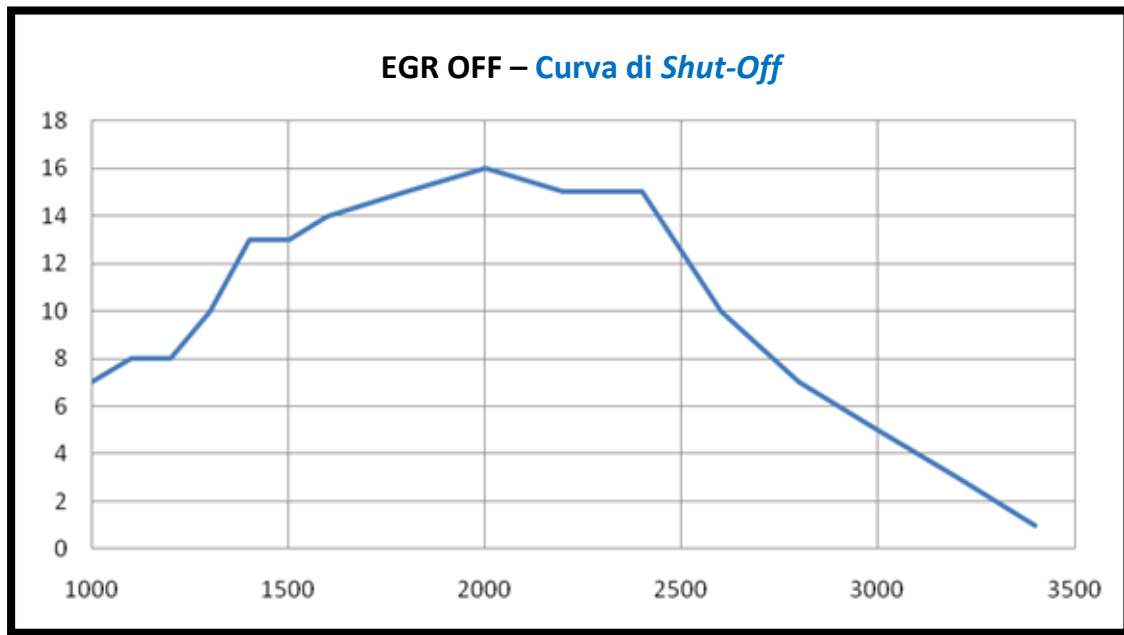


Fig.13 Curva di Shut-Off per la zona emissioni

La curva di *Shut-On* viene realizzata *Off-Settando* inferiormente la curva di *Shut-Off* di circa $2-3 \text{ mm}^3/\text{str}$ per evitare la cosiddetta zona di *Isteresi* che, nel caso le due curve coincidessero ed il punto motore ricadesse su tale curva, si instaurerebbe una zona di funzionamento instabile. La curva di *Shut-Off* è funzione della PME (*Pressione Media Effettiva* - In ordinata) ed il numero di giri motore al minuto (in ascissa).

In Fig.14 vediamo la rappresentazione grafica 3D della mappa *EGR Rate*:

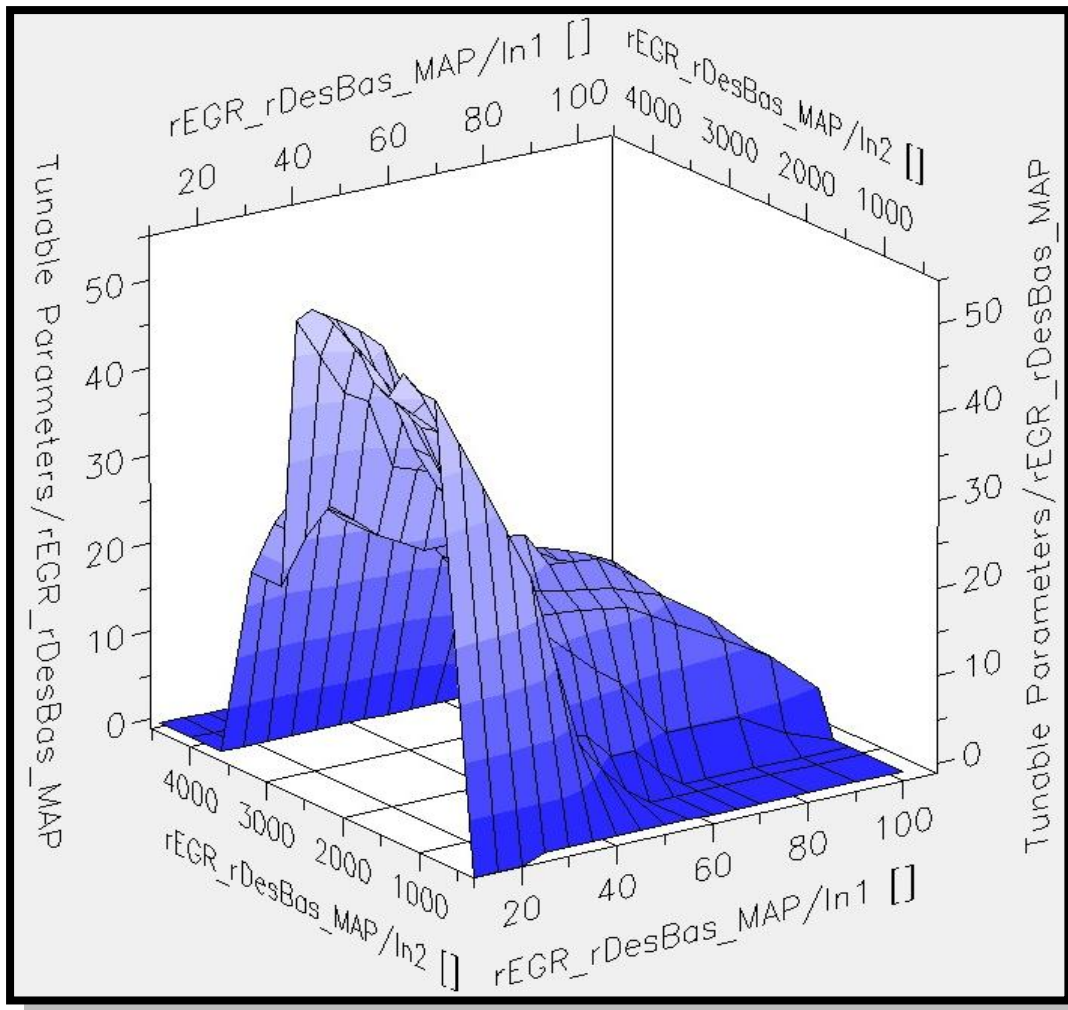


Fig.14 Mappa $rEGR_rDesBas_MAP$ in 3D

E' chiaro come la mappa di *Split* strategia *ECV* (Paragrafo 7.2.1) e la mappa *EGR Rate* siano tra loro speculari, questo perché, laddove sia necessario un ricircolo molto elevato la valvola di contropressione allo scarico è indispensabile per il raggiungimento del *Set-Point*.

7.4 Piano quotato *High Pressure EGR* e *Low Pressure EGR*

Un piano quotato è una rappresentazione grafica di una grandezza d'interesse funzione della *Pressione Media Effettiva* (PME) e numero di giri motore. Quindi rappresenta un andamento qualitativo dei punti di funzionamento motore, è importante sottolineare che un piano quotato è legato ad una sola grandezza di riferimento.

7.4.1 Piano quotato *High Pressure EGR*

Per la determinazione del piano quotato *High Pressure EGR* abbiamo preso in considerazione i seguenti punti di funzionamento motore:

- A **2 bar** di PME: *1200rpm, 1600rpm e 2000rpm*;
- A **5 bar** di PME: *1200rpm, 1600rpm, 2000rpm, 2400rpm e 2800rpm*;
- A **9 bar** di PME: *1400rpm, 1800rpm, 2200rpm, 2600rpm e 3000rpm*;
- A **13 bar** di PME: *1600rpm, 2000rpm, 2400rpm e 2800rpm*;
- A **17 bar** di PME: *1800rpm, 2200rpm e 2600rpm*.

La post-elaborazione di tutti i punti di funzionamento sopra elencati è stata eseguita con l'applicazione *Diadem*; tale software permette di tracciare le curve isolivello per ogni grandezza considerata, partendo da fogli elettronici contenenti colonne di dati rilevati al banco prova.

I piani quotati, inoltre, possiedono una duplice utilità: individuare in fase di sviluppo facilmente i punti su cui intervenire per ottimizzare il funzionamento del propulsore, tramite l'analisi delle curve isolivello e dei relativi andamenti, ivi incluse anche eventuali discontinuità. Terminata la fase di sviluppo le curve isolivello forniscono invece (come abbiamo accennato precedentemente) una fotografia della grandezza in gioco sul campo di funzionamento del motore.

Riportiamo di seguito le grandezze solitamente più rappresentative dello stato di funzionamento del motore relative al circuito *High Pressure EGR*:

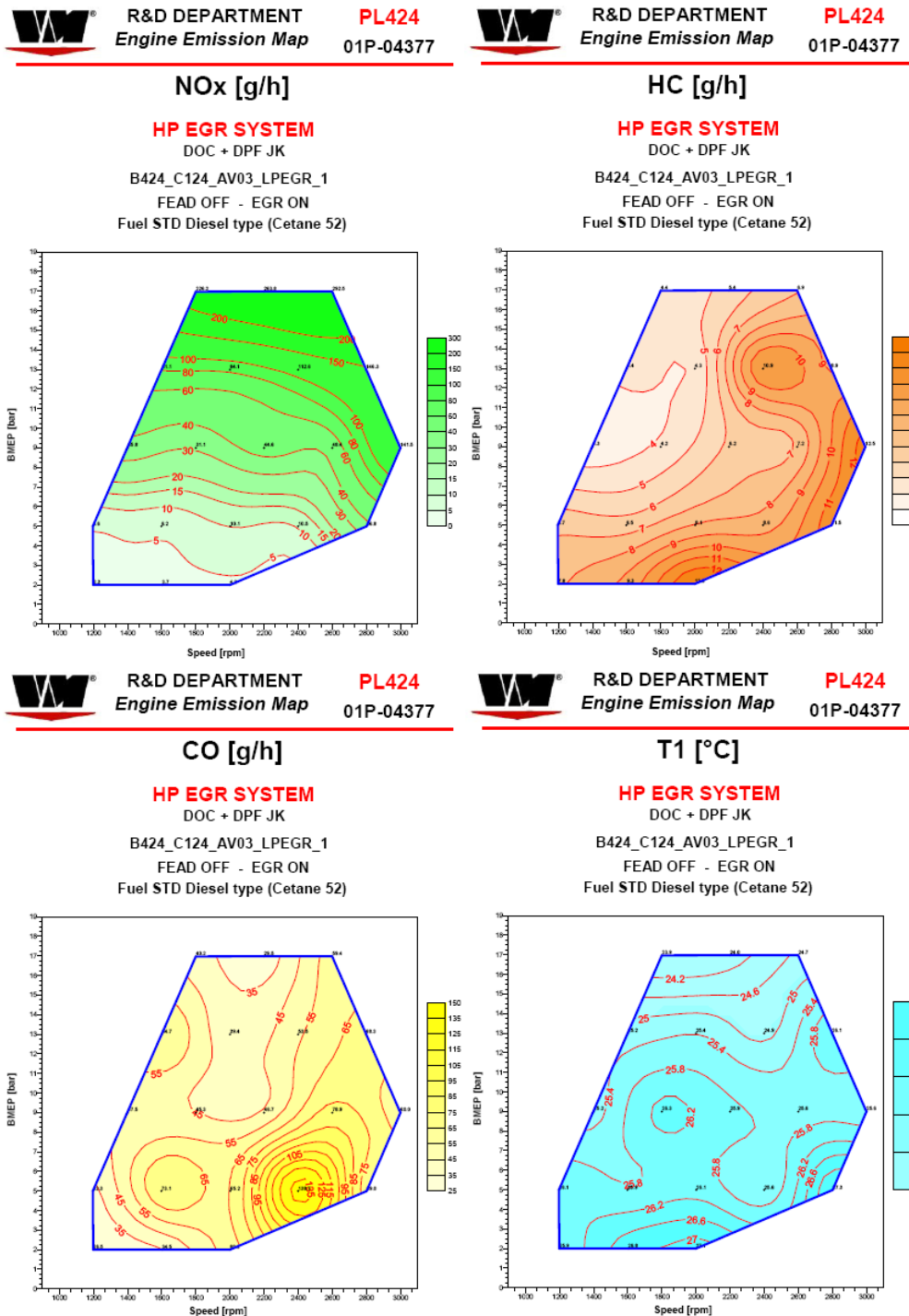


Fig.15 Piani quotati High Pressure EGR

W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

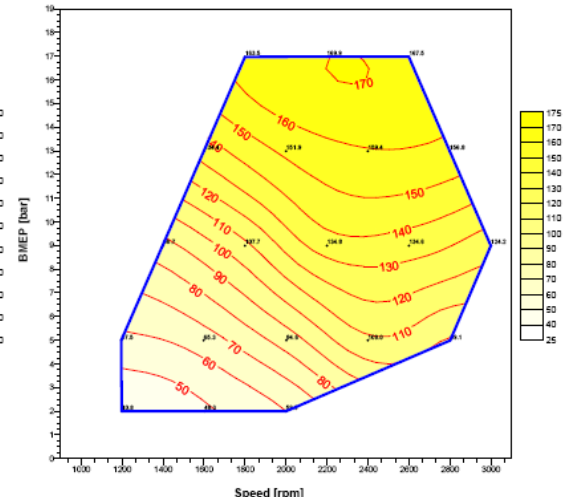
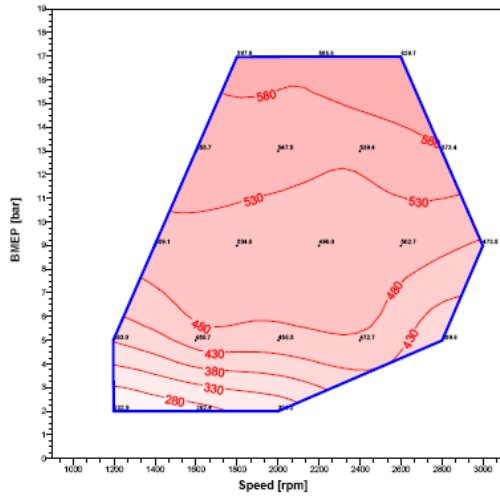
W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

T3 [°C]

T2 [°C]

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

BSFC [g/kWh]

Soot MIRA [g/h]

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

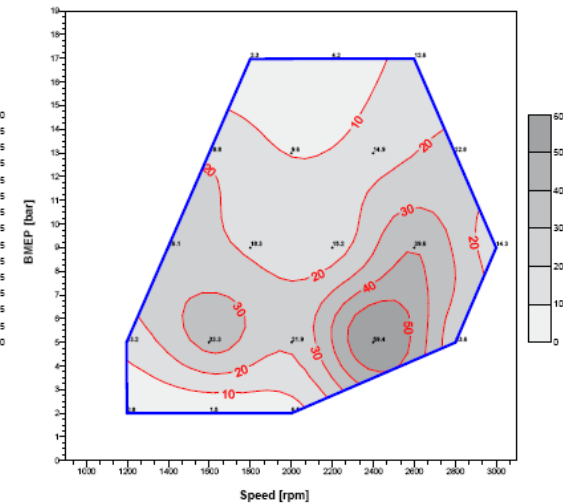
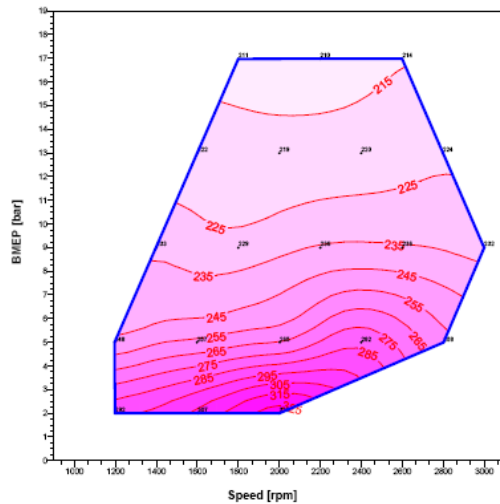
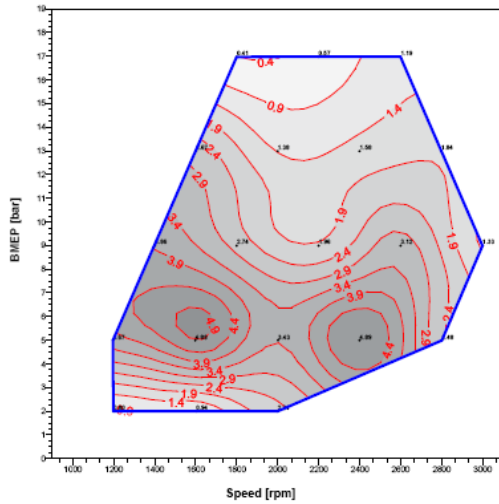


Fig.16 Piani quotati High Pressure EGR

W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

SMOKE [FSN]

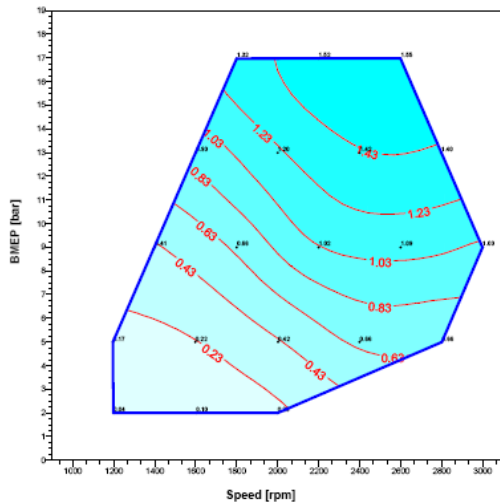
HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

P5 [bar]

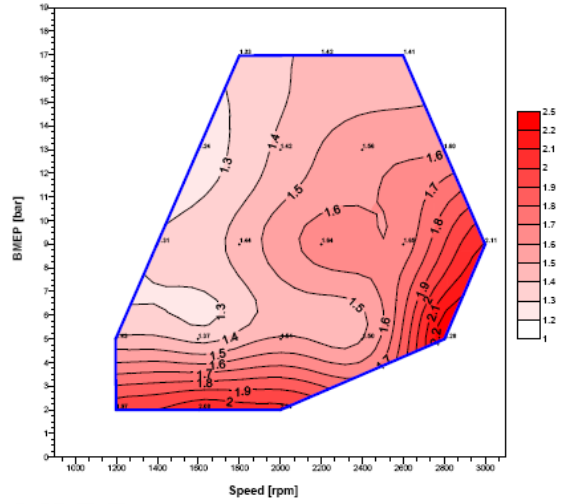
HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

MEXA LAMBDA []

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT
Engine Emission Map **PL424**
01P-04377

P3 [bar]

HP EGR SYSTEM
DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

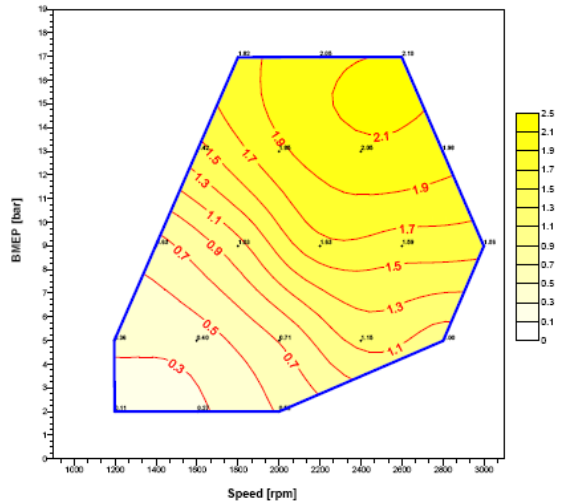


Fig.17 Piani quotati High Pressure EGR

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

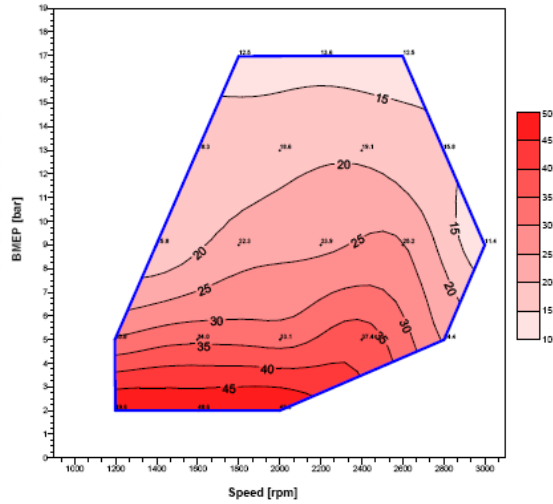
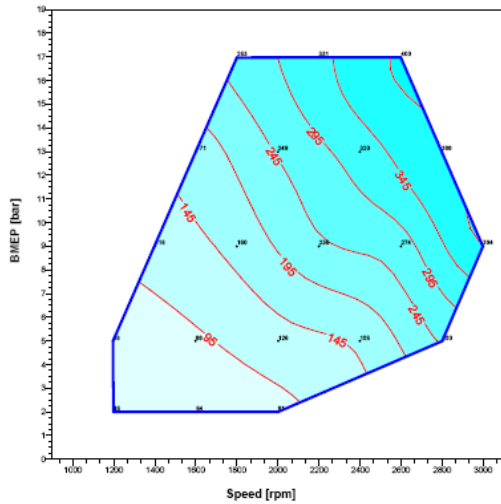
W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

\$AirHFM [kg/h]

MEXA EGR []

HP EGR SYSTEM
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP EGR SYSTEM
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

EGR MASS [kg/h]

AI50% [deg]

HP EGR SYSTEM
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP EGR SYSTEM
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

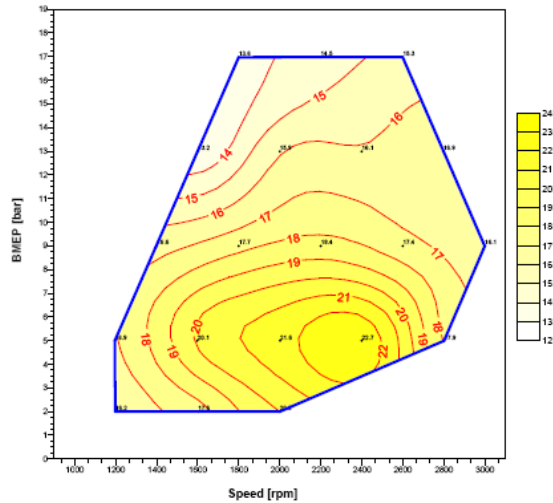
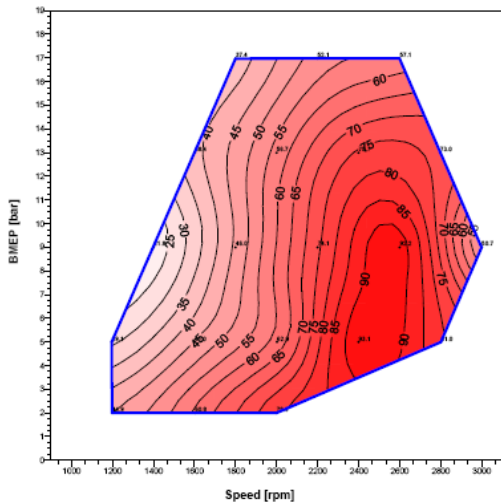


Fig.18 Piani quotati High Pressure EGR

I piani quotati appena illustrati sono stati realizzati con la seguente calibrazione mappa *SpltGov_rEGRVlHP_MAP* (Fig.19):

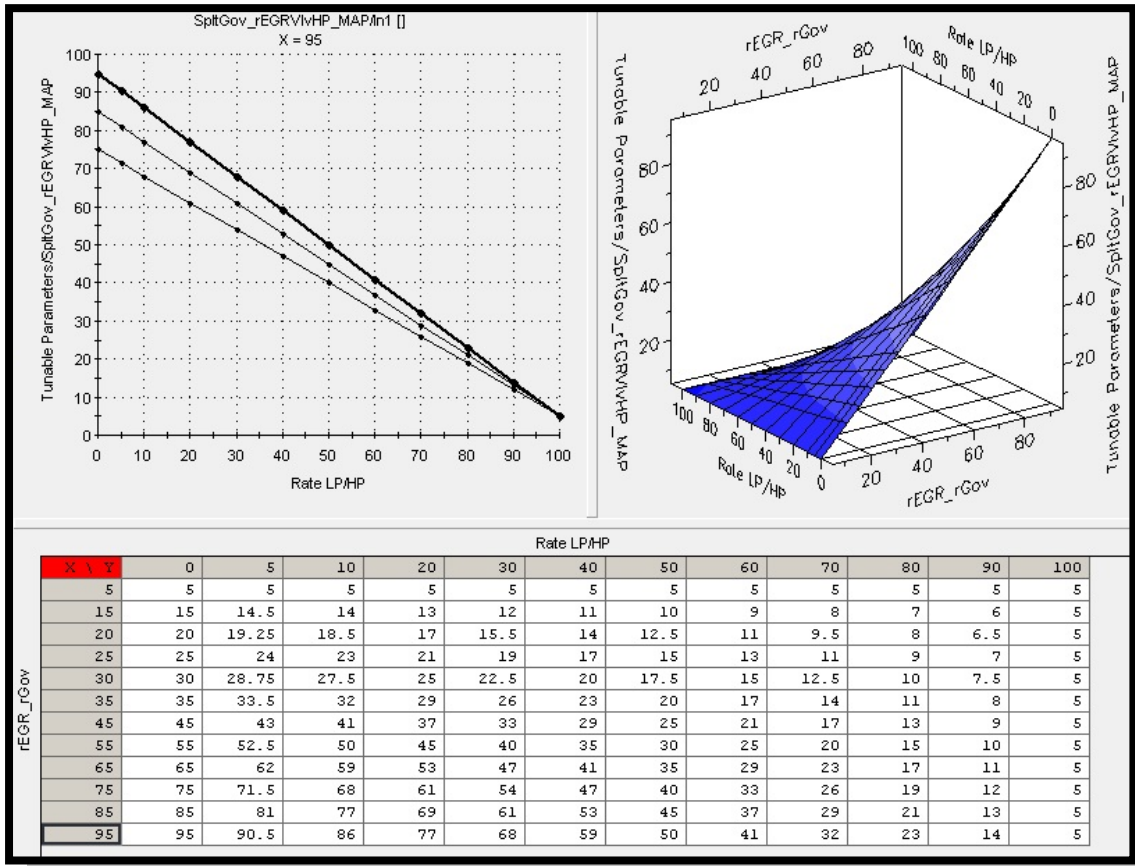


Fig.19 Mappa *SpltGov_rEGRVlHP_MAP*

Il piano quotato del *BSFC* per il sistema *High Pressure EGR* è caratterizzato da un incremento a basso carico per via delle alte percentuali di *EGR* ricircolato e per la necessità di utilizzare la valvola *TVA* per raggiungere appunto i target obiettivo di *NOx*, stessa cosa anche per la fumosità (*SMOKE*) ed il *Soot* anch'esse incrementate per l'elevato *EGR Mass* ricircolato.

7.4.2 Piano quotato *Low Pressure EGR*

Per i punti di funzionamento motore elencati nel paragrafo precedente abbiamo realizzato gli stessi piani quotati per il sistema *Low Pressure EGR* ottenendo i seguenti risultati:

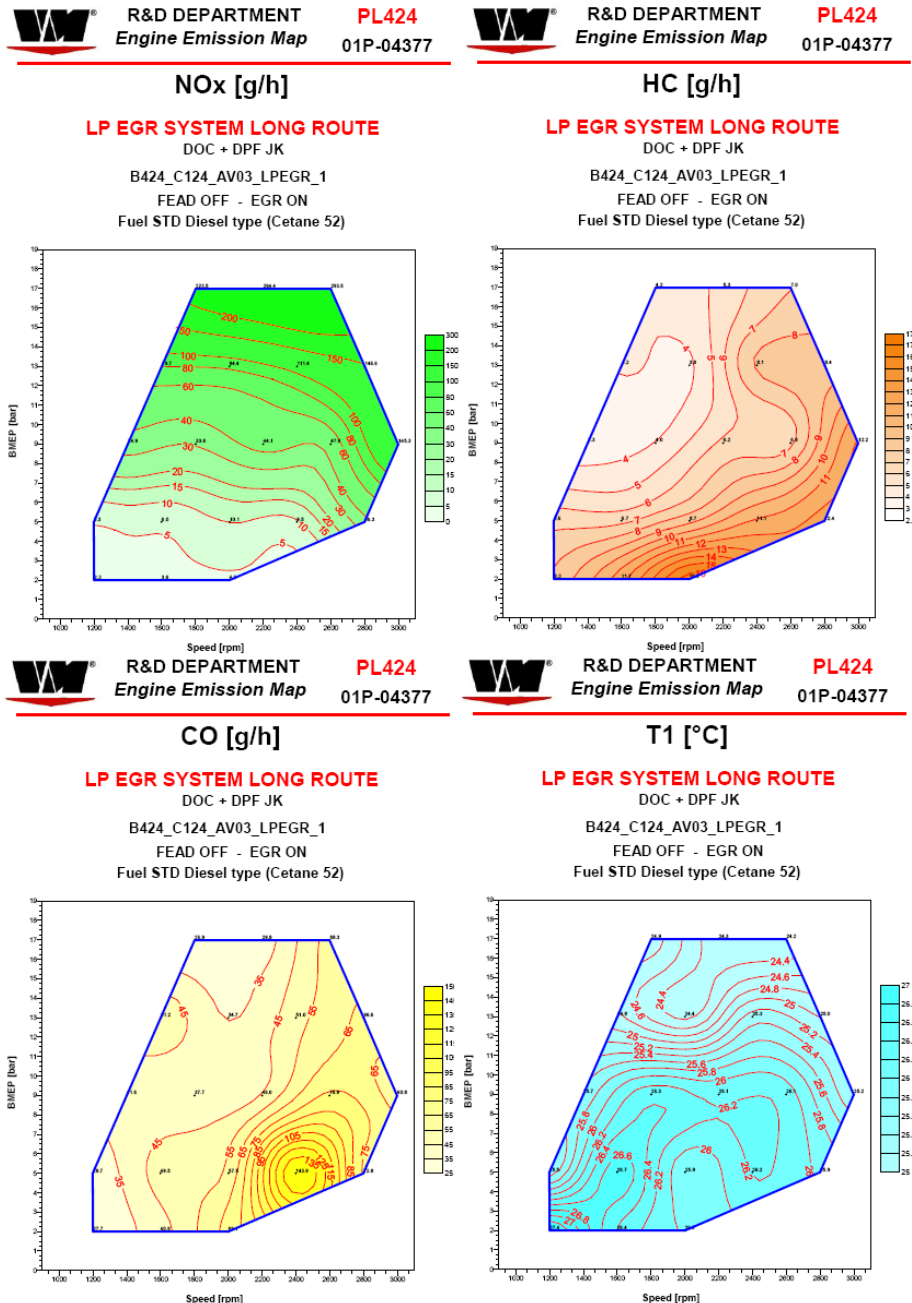


Fig.20 Piani quotati *Low Pressure EGR*

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

T3 [°C]

T2 [°C]

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

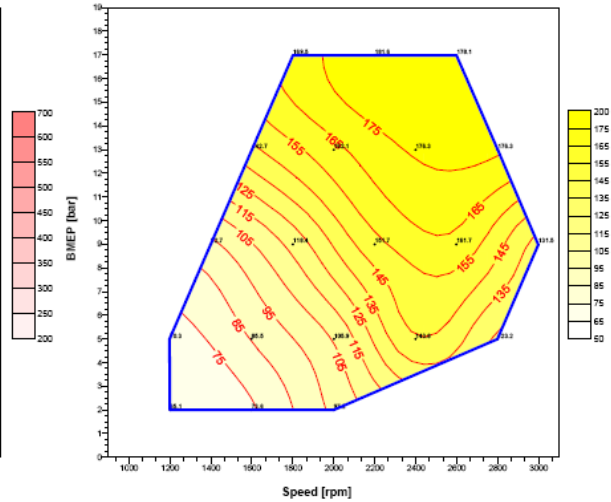
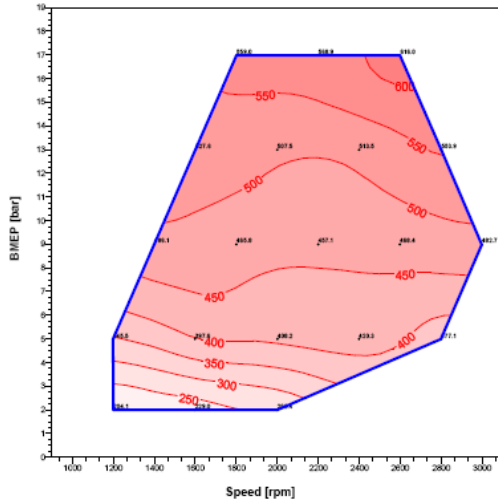
B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

BSFC [g/kWh]

Soot MIRA [g/h]

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

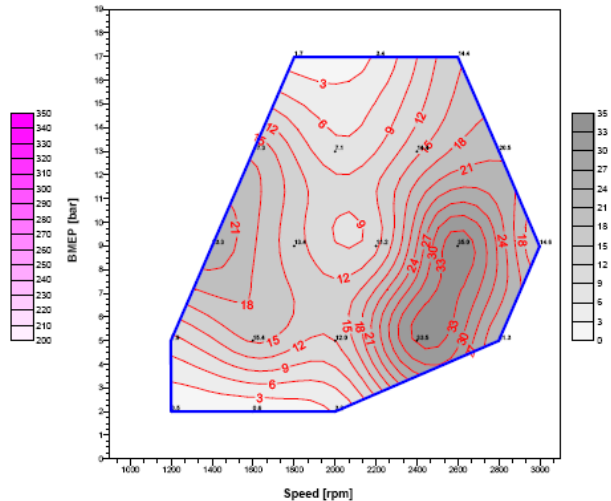
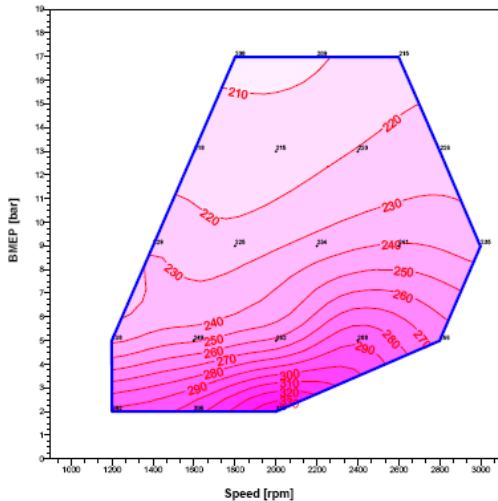
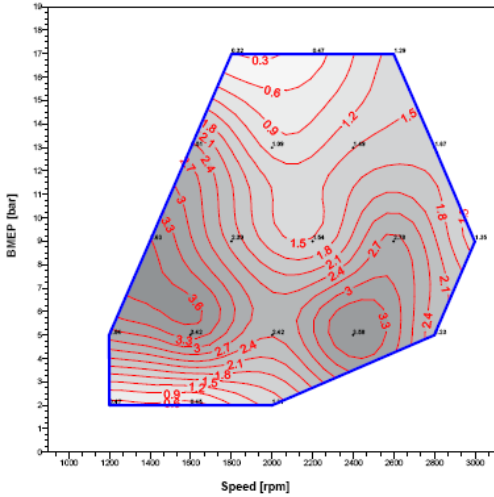


Fig.21 Piani quotati Low Pressure EGR

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

SMOKE [FSN]

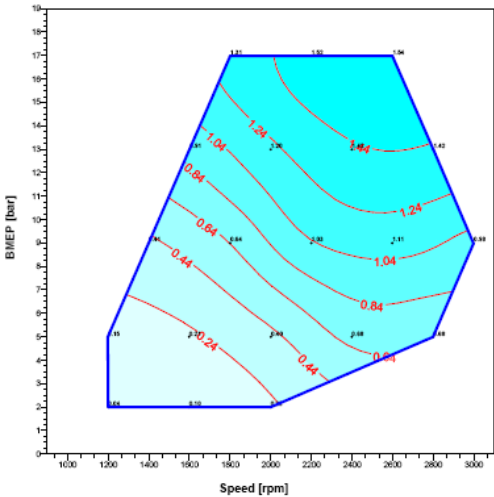
LP EGR SYSTEM LONG ROUTE
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

P5 [bar]

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

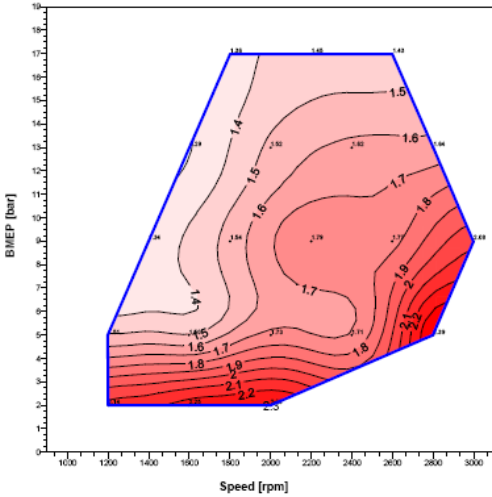


W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

MEXA LAMBDA []

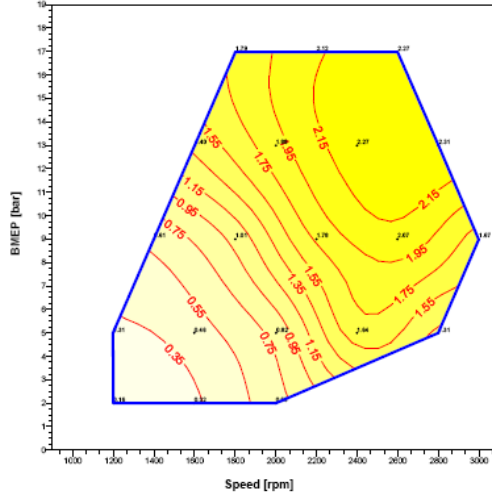
LP EGR SYSTEM LONG ROUTE
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

P3 [bar]

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE
 DOC + DPF JK
 B424_C124_AV03_LPEGR_1
 FEAD OFF - EGR ON
 Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

Fig.22 Piani quotati Low Pressure EGR

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

\$AirHFM [kg/h]

MEXA EGR []

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

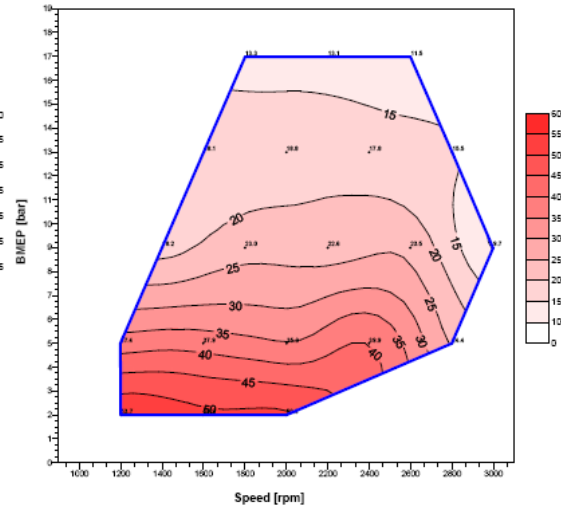
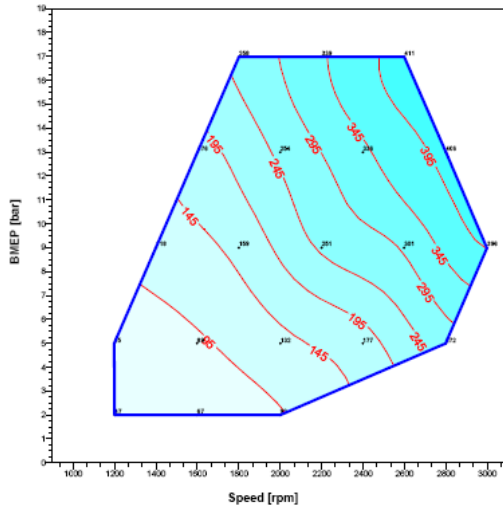
B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

W R&D DEPARTMENT **PL424**
 Engine Emission Map 01P-04377

EGR MASS [kg/h]

AI50% [deg]

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

LP EGR SYSTEM LONG ROUTE

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

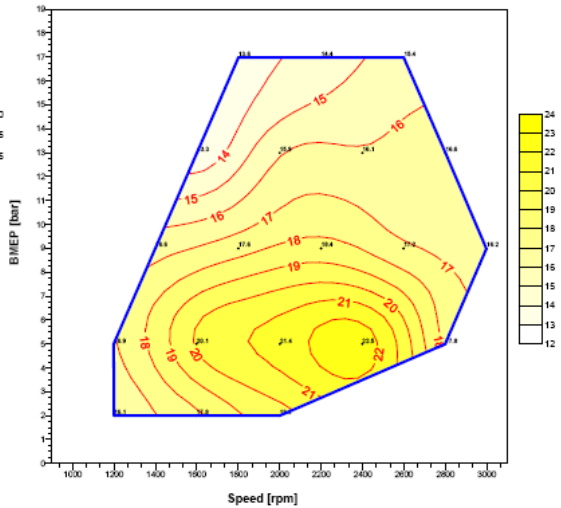
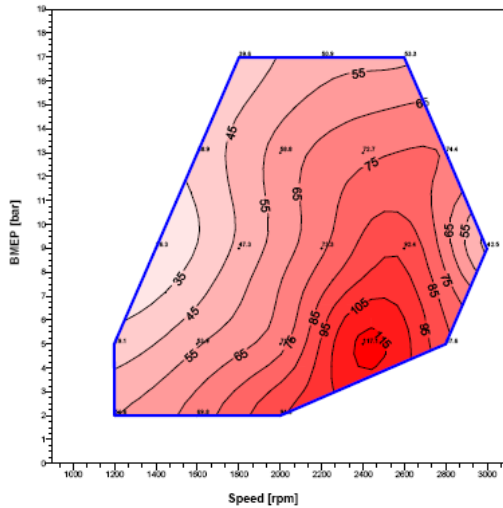


Fig.23 Piani quotati Low Pressure EGR

I piani quotati appena illustrati sono stati realizzati con la seguente calibrazione mappa *SpltGov_rEGRVlLP_MAP* (Fig.24):

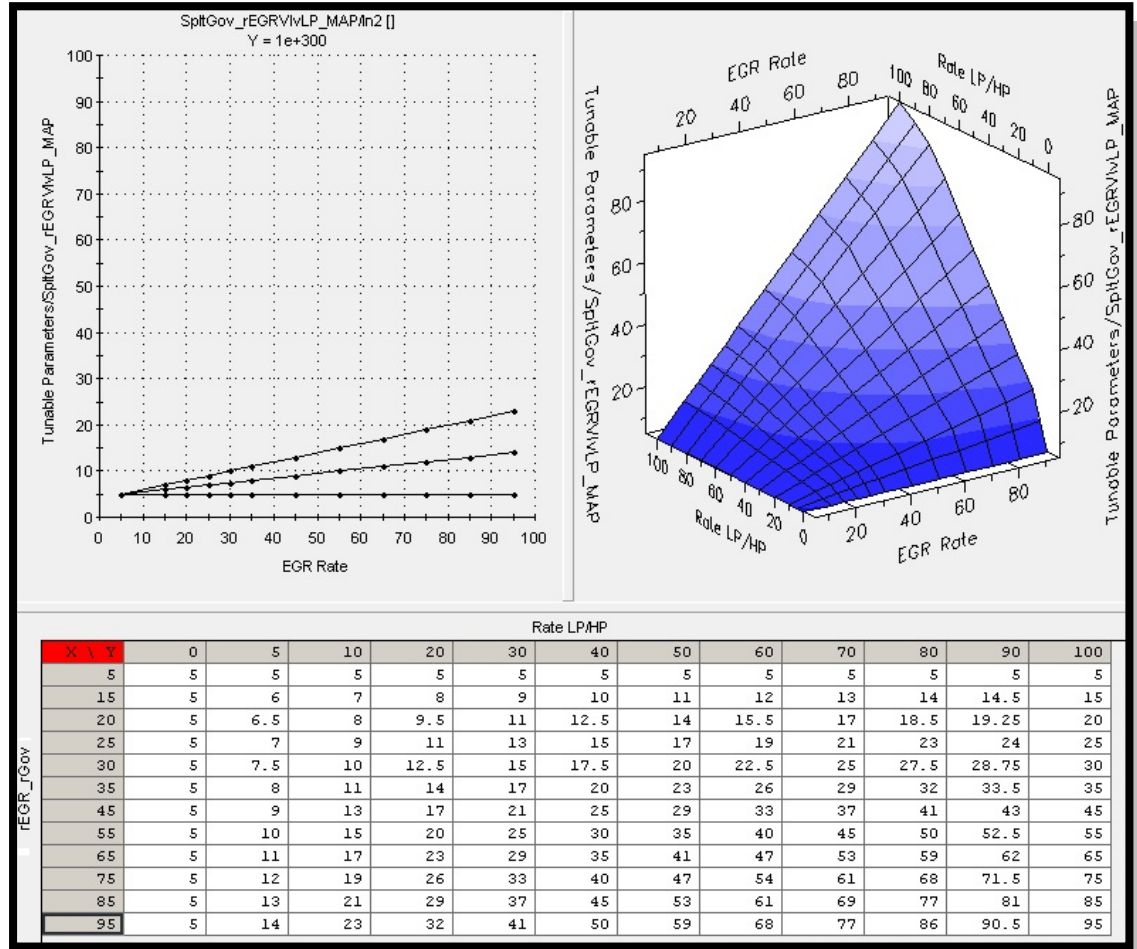


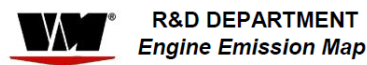
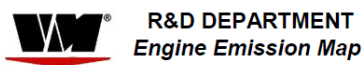
Fig.24 Mappa *SpltGov_rEGRVlLP_MAP*

7.5 Comparativa emissioni *High Pressure EGR* e *Low Pressure EGR*

Una volta determinati i piani quotati relativi ai due sistemi *Low Pressure EGR* e *High Pressure EGR* abbiamo svolta un'attività comparativa tra i due circuiti evidenziando sia le differenze assolute che le differenze relative percentuali delle grandezze solitamente principali dello stato di funzionamento del motore. In questo modo siamo andati ad analizzare i vantaggi e gli svantaggi di un sistema rispetto all'altro e viceversa.

Nelle prossime figure vediamo la rappresentazione grafica delle differenze sui piani quotati di alcune grandezze di riferimento da noi scelte come rappresentative.

I valori letti nei piani quotati sono differenze relative del sistema *High Pressure EGR* rispetto al *Low Pressure EGR*.



Absolute Difference MEXA LAMBDA [] HP and LP System Absolute Difference Noise1 [dB] HP and LP System

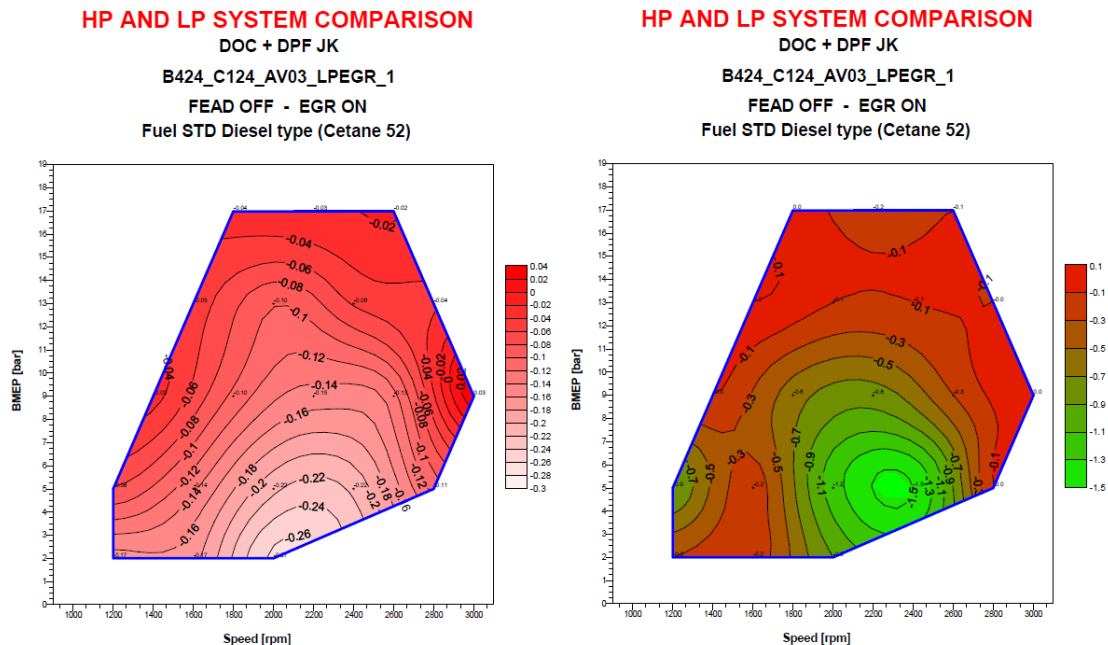
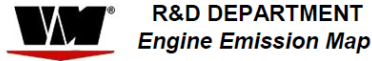
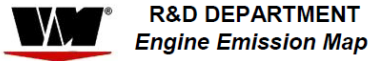


Fig.25 Comparativa piani quotati *High Pressure EGR* e *Low Pressure EGR*



Absolute Difference NOx [g/h] HP and LP System

% Difference NOx [g/h] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

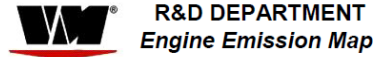
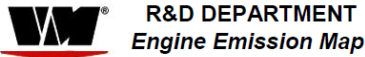
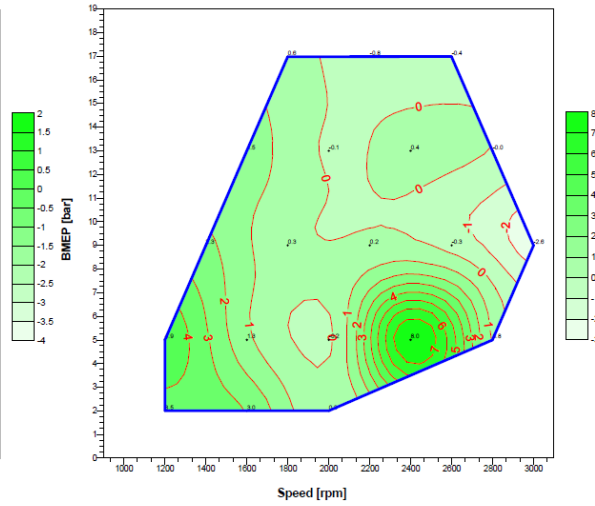
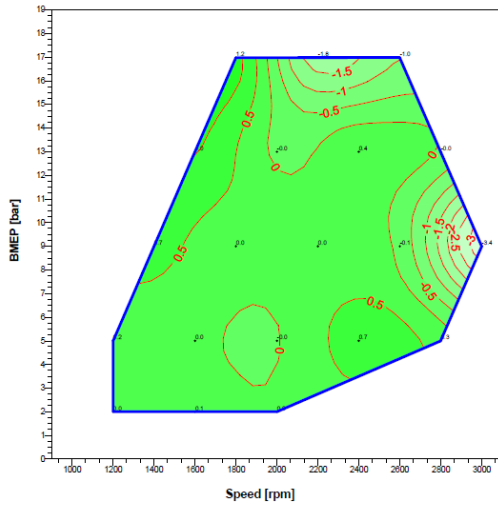
B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



Absolute Difference SMOKE [FSN]HP and LP System

% Difference SMOKE [FSN] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

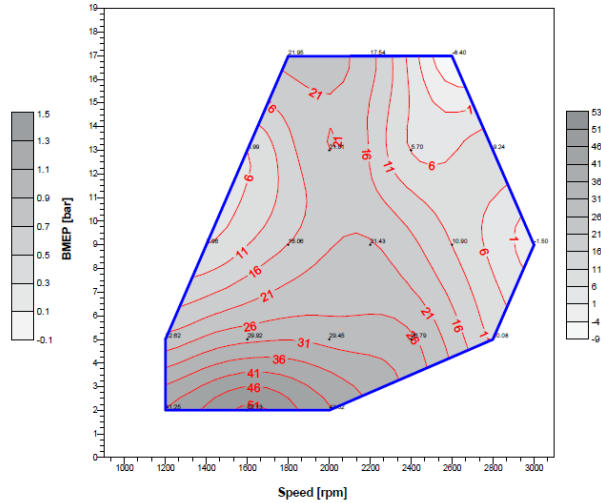
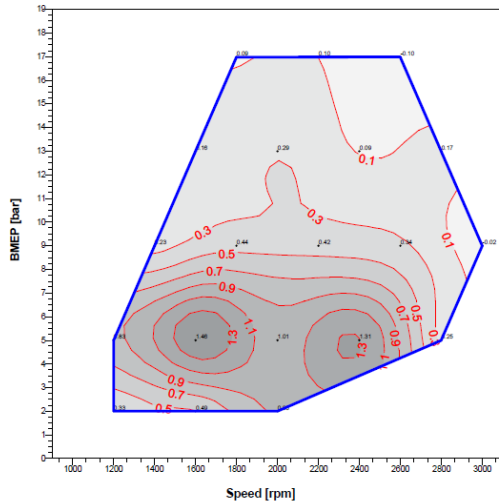
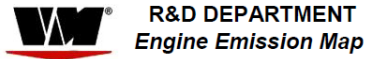
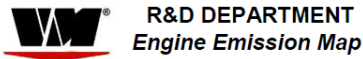


Fig.26 Comparativa piani quotati High Pressure EGR e Low Pressure EGR



Absolute Difference Soot [g/h] HP and LP System

% Difference Soot [g/h] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

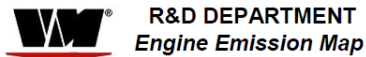
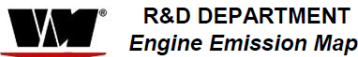
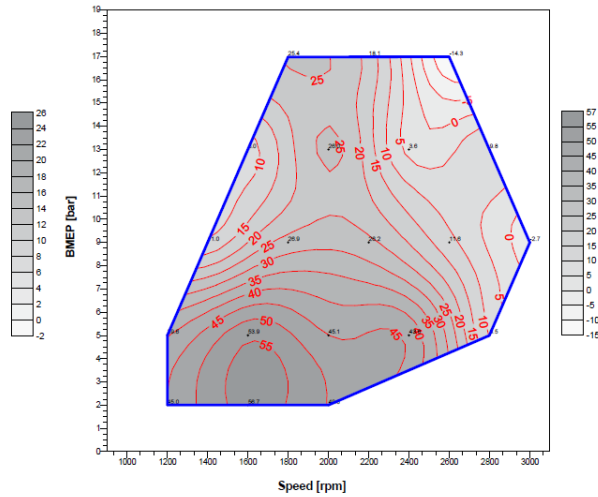
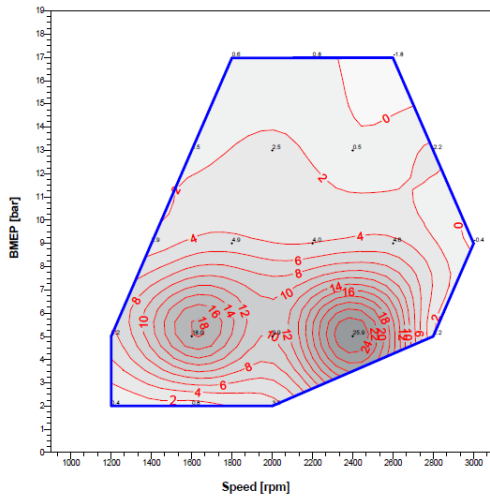
B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



Absolute Difference BSFC [g/kWh] HP and LP System

% Difference BSFC [g/kWh] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

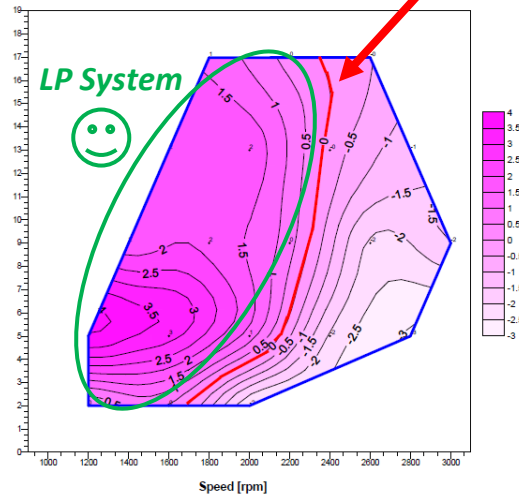
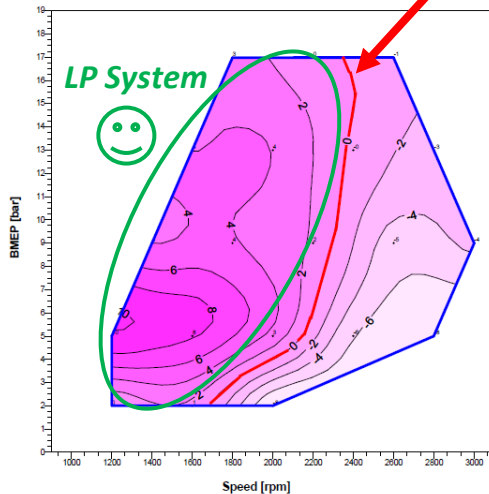
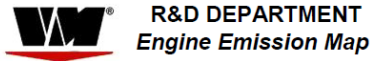
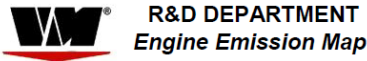


Fig.27 Comparativa piani quotati High Pressure EGR e Low Pressure EGR



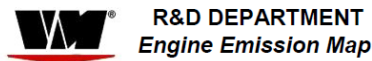
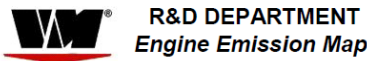
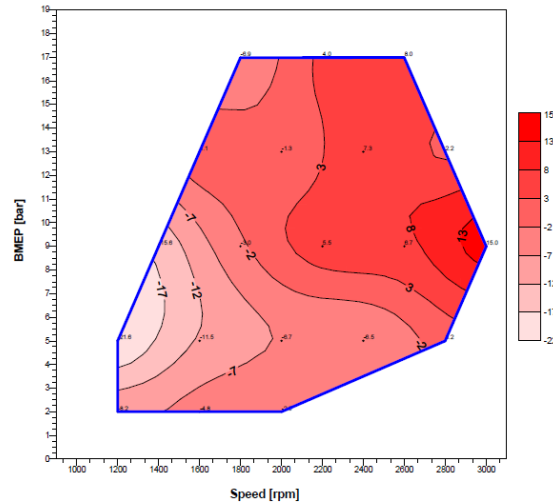
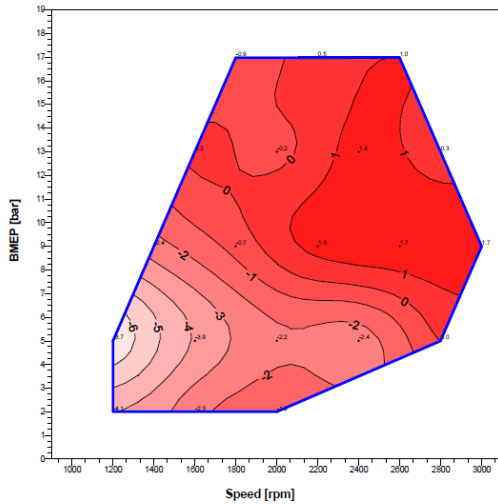
Absolute Difference EGR Rate [%] HP and LP System % Difference EGR Rate [%] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)



Absolute Difference EGR MASS [kg/h] HP and LP System % Difference EGR MASS [kg/h] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK
B424_C124_AV03_LPEGR_1
FEAD OFF - EGR ON
Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

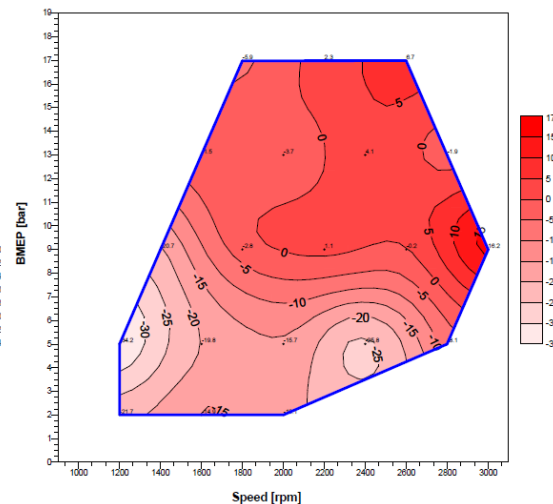
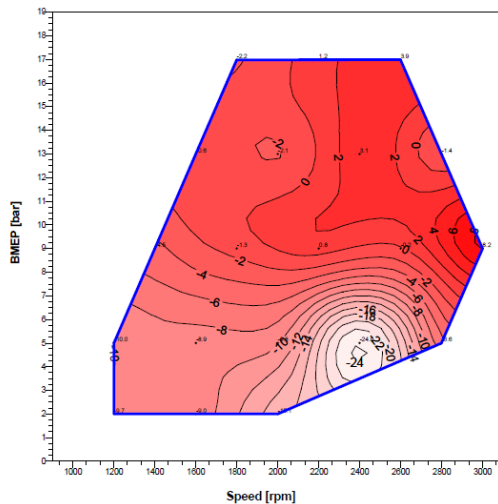


Fig.28 Comparativa piani quotati High Pressure EGR e Low Pressure EGR

7.5.1 Vantaggi del sistema *Low Pressure EGR*

Il sistema *UnderFloor DPF* del circuito *Low Pressure EGR* caratterizzato da lunghi condotti *LP System* ed uno scambiatore *EGR Cooler* ancora da definire nella potenza termica scambiata (Fig.29), ha un impatto negativo sul *BSFC* anch'esso a basso carico come per il sistema *High Pressure EGR*.

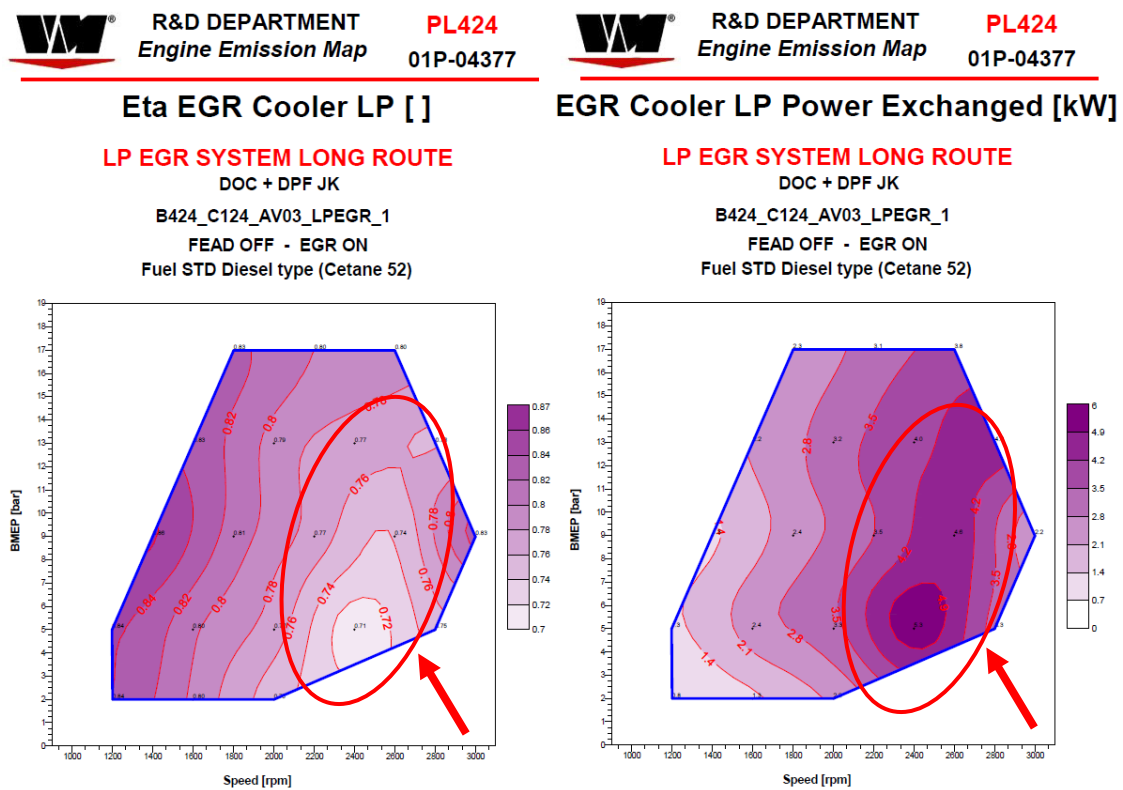


Fig.29 Efficienza e potenza termica scambiata dall'EGR Cooler LP

Come si può osservare dalla Fig.30, l'ampia area con valvola ECV quasi completamente chiusa ($dcECV = 5\%$) con valvola *Low Pressure EGR* quasi completamente aperta ($dcEGRV_{LP} = 95\%$) per raggiungere gli NOx obiettivo insieme alle alte richieste di *EGR Mass* comporta ad un incremento del consumo specifico (*BSFC*) a basso carico.

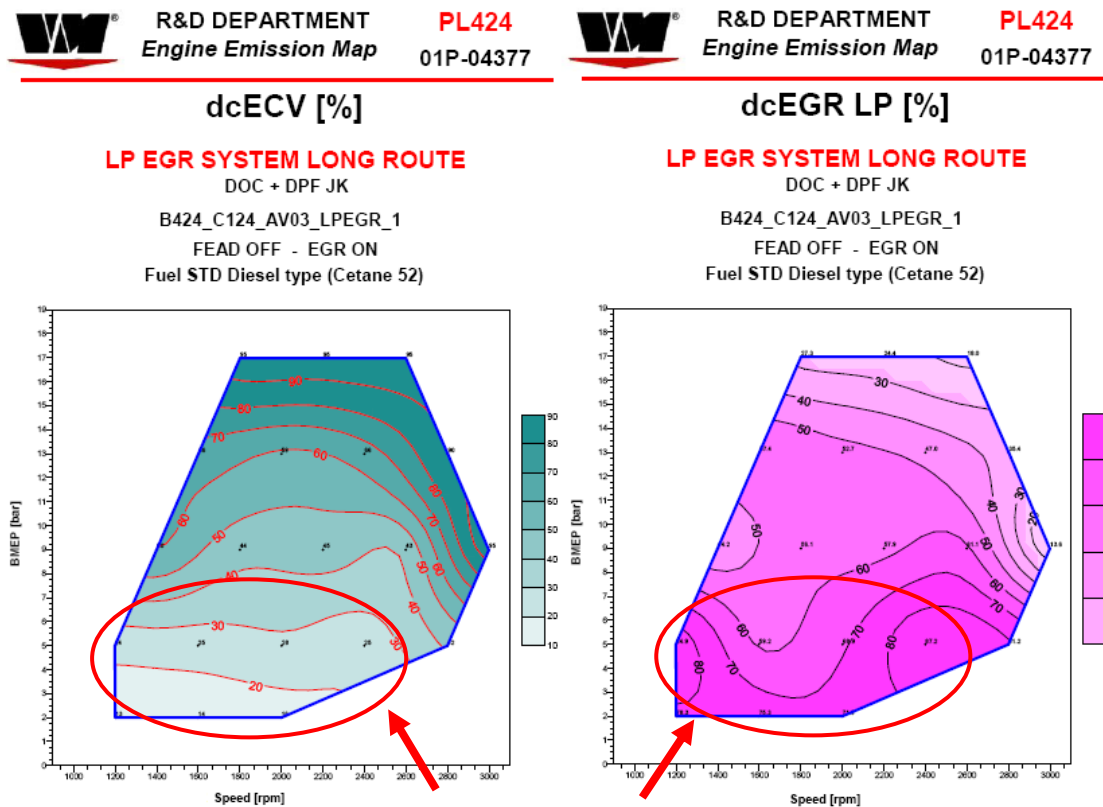


Fig.30 Duty Cycle valvola ECV e valvola Low Pressure EGR

Il valore di *BSFC* raggiunto con il sistema *Low Pressure EGR*, però, risulta essere per una buona area della zona emissioni (zona a sinistra della *linea dello zero*) vantaggioso rispetto al sistema *High Pressure EGR* (vedi Fig.27) dove si osserva una differenza tra il sistema ad alta pressione ed il sistema bassa pressione positiva in termini di consumo specifico.

A destra della *linea dello zero* (oltre 2200rpm) si ha al contrario un'elevata *Backpressure* (dovuta ad un maggiore *dcECV* ed un maggiore *Exhaust Flow*) quindi con conseguenti maggiori perdite di pompaggio e quindi un maggiore consumo specifico (Fig.31).

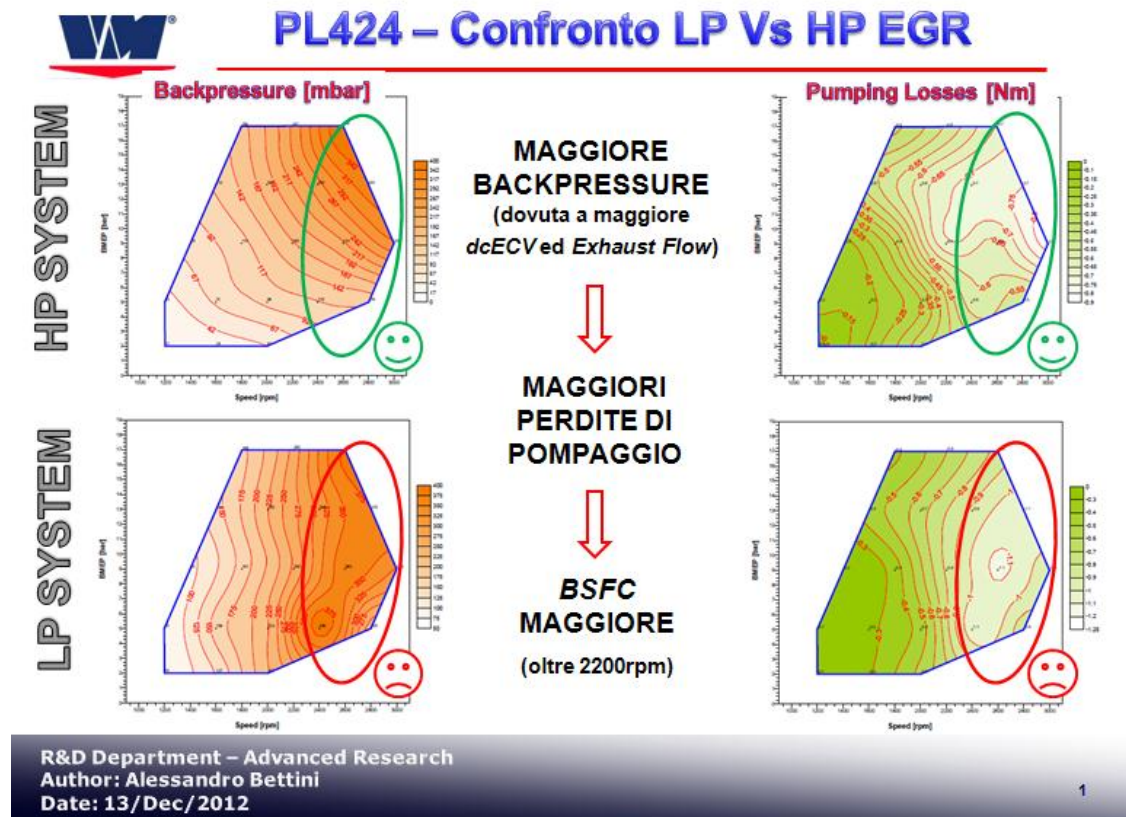


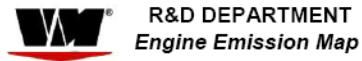
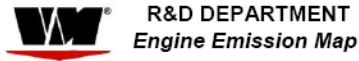
Fig.31 Backpressure e Pumping Losses

Per quanto riguarda la fumosità ed il Soot invece, il sistema *Low Pressure EGR* presenta un livello minore in tutta l'*Emission Area* (up to 55%).

La spiegazione è dovuta al ricircolo di un *EGR Mass* a bassa temperatura con conseguente *Air Mass* maggiore dovuta oltre che alle basse temperature in gioco anche un rendimento compressore più alto con conseguenti portate maggiori d'aria. Le maggiori portate d'aria fresca in ingresso motore comportano un *LAMBDA* maggiore (Fig.32) e quindi una riduzione di *Soot* e fumosità.

$$LAMBDA = \frac{\frac{Air}{Fuel}}{\left(\frac{Air}{Fuel}\right)_{Stechiometrico}}$$

Il rapporto (*Aria/Combustibile*)_{Stechiometrico} è di 14,5 per i motori Diesel.



Absolute Difference MEXA LAMBDA [] HP and LP System

Absolute Difference EGR MASS [kg/h] HP and LP System

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

HP AND LP SYSTEM COMPARISON

DOC + DPF JK

DOC + DPF JK

B424_C124_AV03_LPEGR_1

B424_C124_AV03_LPEGR_1

FEAD OFF - EGR ON

FEAD OFF - EGR ON

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

Fuel STD Diesel type (Cetane 52)

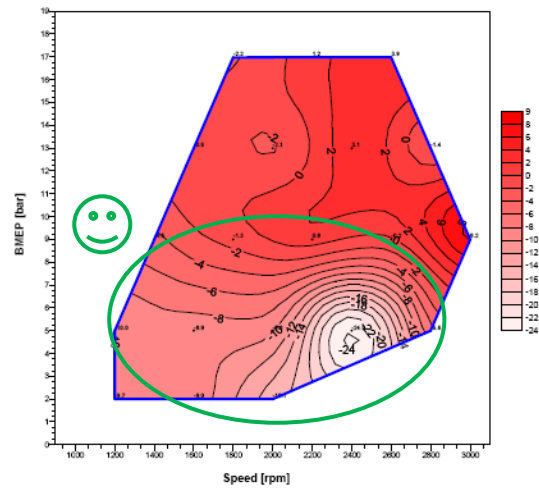
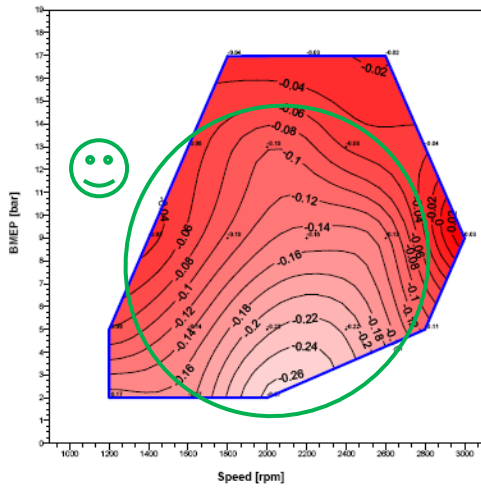


Fig.32 Differenza assoluto HP Vs LP LAMBDA ed EGR Mass

L'EGR Mass può essere calcolata dal seguente bilancio di portata al motore (Fig.33):

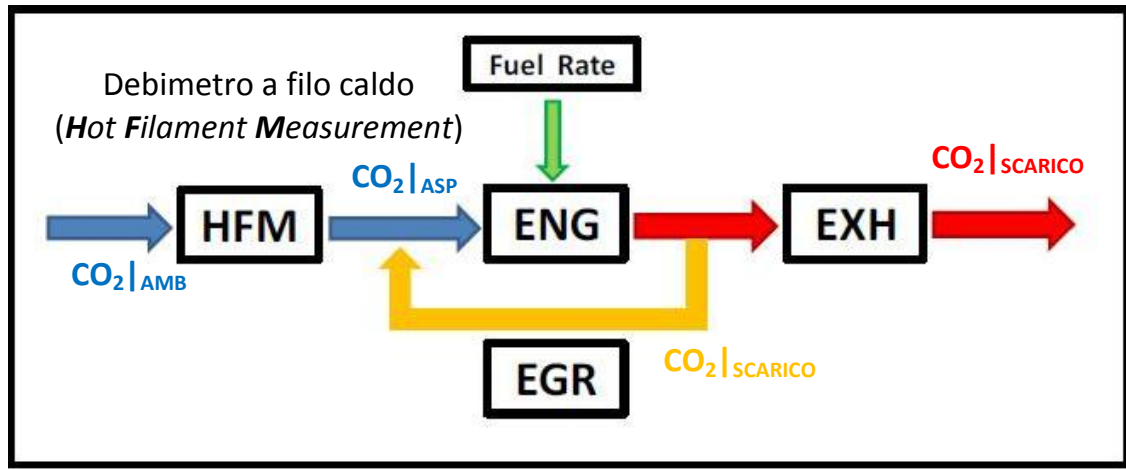


Fig.33 Bilancio di portata al motore per il calcolo dell'EGR Mass

$$\dot{Q}_{HFM} \cdot CO_2 |_{AMB} + \dot{Q}_{EGR} \cdot CO_2 |_{SCA} = (\dot{Q}_{HFM} + \dot{Q}_{EGR}) \cdot CO_2 |_{ASP}$$

$$\dot{Q}_{HFM} \cdot (CO_2 |_{ASP} - CO_2 |_{AMB}) = \dot{Q}_{EGR} \cdot (CO_2 |_{SCA} - CO_2 |_{ASP})$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{EGR} = \frac{\dot{Q}_{HFM} \cdot (CO_2 |_{ASP} - CO_2 |_{AMB})}{(CO_2 |_{SCA} - CO_2 |_{ASP})} = \dot{Q}_{HFM} \cdot \frac{EGR_{RATE} - \cancel{CO_2 |_{AMB}}}{1 - EGR_{RATE} \cdot \cancel{CO_2 |_{SCA}}}$$

Dove:

$$EGR_{RATE} = \frac{CO_2 |_{ASP}}{CO_2 |_{SCA}}$$

Ricordiamo però che:

$$CO_2 |_{AMB} \cong 0.04\% \rightarrow \text{Trascurabile}$$

In Fig.34, infine, vediamo la mappa compressore dei punti di funzionamento motore precedentemente analizzati per entrambi i sistemi di ricircolo EGR.

Si può osservare chiaramente come (a pari punto motore) per il sistema a bassa pressione i punti di funzionamento compressore sono ad efficienza maggiore rispetto il sistema ad alta pressione e quindi a minor rischio pompaggio da parte della turbomacchina.

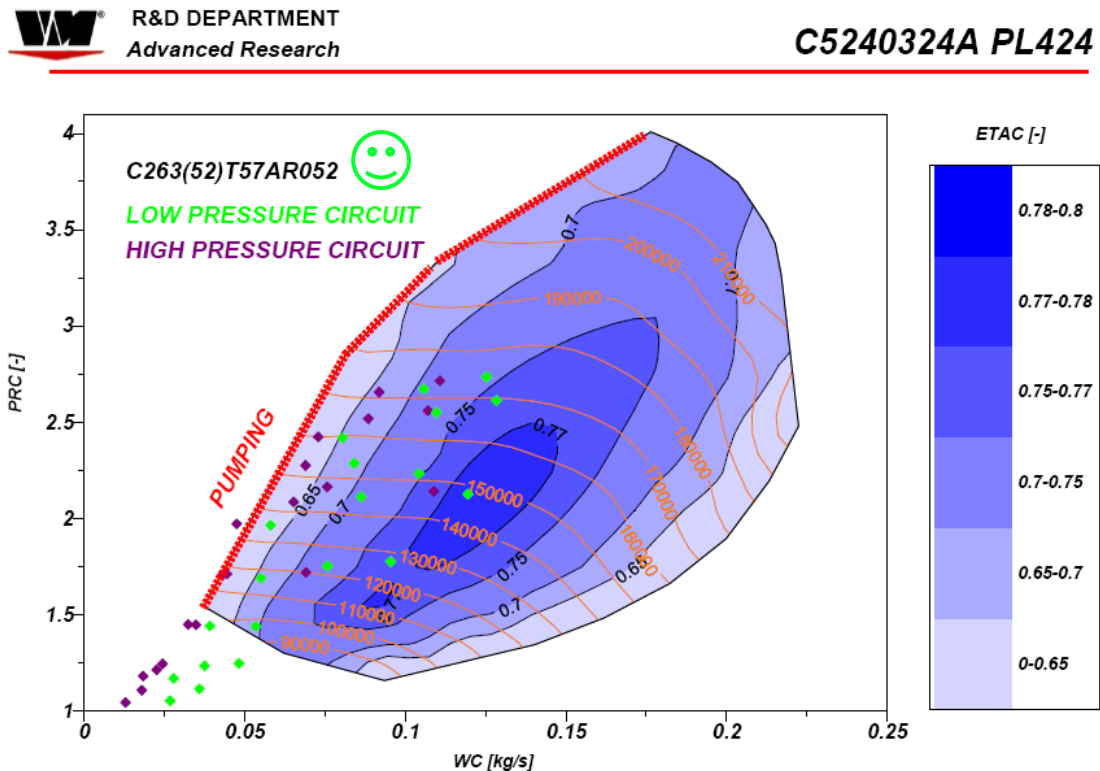


Fig.34 Mappa efficienza compressore

L'efficienza compressore è graficata in funzione del rapporto di compressione ($PRC = P2/P1$) e dalla portata elaborata dalla turbomacchina (WC in kg/s), in arancione invece, sono rappresentate le isolinee del numero dei giri al minuto dell'albero turbocompressore.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

In conclusione l'EGR a bassa pressione pone rimedio ai problemi di strozzamento motore dovuti al sistema ad alta pressione, non riduce l'energia di azionamento del turbocompressore ed incrementa i rendimenti turbomacchina (a pari punto di funzionamento).

Inoltre i valori di *Soot* sono ridotti di un buon 50% per via dei *LAMBDA* maggiori quindi dell'*Air Mass* maggiore aspirato. Consente valori di *EGR Mass* ricircolati più alti per via delle basse temperature in gioco e quindi all'incremento di densità. Il *BSFC* si riduce per una buona zona dell'*Emission Area* grazie al minor soffocamento motore.

Gli obiettivi quindi raggiunti in questa attività di ricerca avanzata sul sistema *Low Pressure EGR* sono:

- Riduzione *BSFC*;
- Riduzione *Soot*;
- Riduzione delle fumosità;
- Aumento dell'efficienza turbocompressore;
- Minor tendenza al pompaggio del compressore;
- Minore perdita di potenza da parte del propulsore evitando problemi di strozzamento;
- Maggior *Air Mass* ed *EGR Mass* ricircolati.

Alcuni degli sviluppi futuri sulla ricerca avanzata del sistema *Low Pressure EGR* invece saranno i seguenti:

- Passaggio dal sistema *Low Pressure EGR Long Route* al sistema *Low Pressure EGR Short Route*;
- *Mixer* di geometria differente per il miscelamento più uniforme della carica ricircolata evitando incrementi localizzati di temperatura sulle palette rotoriche del compressore;
- Definizione dello scambiatore di calore idoneo per la giusta permeabilità del circuito a bassa pressione e per la corretta potenza termica dissipata;
- Utilizzo di un'*Intake Valve* a valle del debimetro che consenta di escludere la valvola di contropressione allo scarico garantendo allo stesso tempo (oltre che alla riduzione delle perdite di pompaggio) il corretto *EGR Mass* target richiesto dal sistema;
- Evitare la produzione di condensa del sistema a bassa pressione in ingresso compressore per preservare l'integrità della turbomacchina;
- Analisi del miscelamento tra EGR ad alta ed a bassa pressione;
- Definizione dei pistoni definitivi;
- Definizione della testa definitiva.

Bibliografia

- [1] G. Ferrari *Motori a combustione interna*
Edizione Il Capitello (2001)
- [2] G. Minelli *Motori endotermici alternativi*
Pitagora Editrice Bologna (1984)
- [3] J. B. Heywood *Internal combustion engine fundamentals*
Mc Graw Hill (1988)
- [4] D. Giacosa *Motori Endotermici*
Hoepli (2000)
- [5] G. Marro *Controlli automatici*
V Edizione Zanichelli Editore Bologna
- [6] T. Kruse, H. Ulmer,
Ulrich Schulmeister *Use Of advanced Modeling and Optimization
for Diesel and Gasoline Engine Calibration*
- [7] T. Kruse, S. Kurz, T. Lang *Modern Statical Modeling and Evolutionary
Optimization Methods for the Broad Use in
ECU Calibration*
- [8] H. Ulmer, T. Kruse,
T. Lang *New Simulation and Automation Solutions
for the Optimized Calibration of Complex
Electronic Systems*
ETAS/COM (2011)
- [9] ETAS Software *ASCMO reference manual*

- [10] AVL Product Guide *AVL Indicom V 1.6 for Indimiter 619 and Indiset 620*
- [11] Alan S. Foust,
Leonard A. Wenzel,
Curtis W. Clump,
Luis Maus,
L. Bryce Andersen *I principi delle operazioni unitarie*
Ambrosiana (1967)
- [12] M. Buonavita *Metodologie di ottimizzazione per la Calibrazione di un motore turbodiesel*
Tesi di Laurea Facoltà di Ingegneria di Firenze
- [13] A. Luccardini,
D. Rondella
(VM Motori S.p.A.) *Preparazione e configurazione test presso banchi prova R&D*
- [14] A. Luccardini,
D. Rondella,
L. Imparato
(VM Motori S.p.A.) *Determinazione e verifica di una curva di prestazioni di un motore*
- [15] A. Luccardini,
D. Rondella
(VM Motori S.p.A.) *Acquisizione e rappresentazione grafica di un piano quotato di un motore*
- [16] VM Motori S.p.A. *server*
- [17] *Federal Register, VOL. 42, No. 174 – Thursday, September 8, 1977*
- [18] *<http://www.dieselnet.com>*
- [19] *<http://www.etas.com>*

Ringraziamenti...

Seduto alla mia scrivania, occupato negli ultimi sviluppi della tesi, ancora non mi rendo conto di essere arrivato alla fine di questo percorso che ha coinvolto tutto me stesso.

Guardandomi indietro mi rendo conto che tante cose nella mia vita sono cambiate e ripercorrendo la mia strada non posso fare a meno di pensare a quanti mi han fatto da ala e quanti invece, han preso altre strade.

Il mio primo pensiero, ovviamente, va ai miei genitori, la mia famiglia, senza i quali non sarei mai potuto arrivare a questo punto; non parlo solo del sostegno economico, che sicuramente è stato indispensabile e non irrilevante, ma anche di quell'aiuto tacito o esplicito che tante volte è venuto da loro: mi riferisco a tutte le occasioni in cui mia madre, celando in silenzio l'ansia, mi ha incoraggiato, vedendomi preso dai libri o dallo stress; ai discorsi di mio padre, quando, convinto che non stessi ascoltando, parlava di me orgoglioso, dimenticandosi di tutti i casini che ho sempre combinato.

Ripenso a tutte le volte che si sono alzati alle sette del mattino, in pieno inverno, quando fuori era ancora buio e le coperte, invece, erano tanto accoglienti, solo per svegliarmi e dirmi è ora di alzarsi!...Potrei descrivere tanti momenti come questi, ma non c'è n'è bisogno, li porto tutti dentro me e per tutte queste cose posso solo dire grazie.

Ringrazio la VM Motori S.p.A., nelle persone di Virginia Narduzzi, dell'Ing. Alessandro Verzè e dell'Ing. Alessandro Mazza per avermi dato l'opportunità di intraprendere questa esperienza di lavoro e di crescita personale bellissima.

Inoltre ringrazio tutto l'Ufficio CRM per i consigli e gli aiuti fornitomi tra cui: Ste, Rambo, Robi e Sara; all'interno di questi volevo rivolgere un ringraziamento particolare al mio correlatore Sandro che con pazienza mi ha seguito in tutto questo periodo con tanta professionalità. Ovviamente non potrei dimenticare tutti gli operatori di banco: Vale (Il Nonno), Simo, Moro, Mauro e Dani, grazie per tutto!

Ringrazio inoltre tutte le altre persone che ho conosciuto in questo percorso: Claudio, Matteo, i due Lorenzo, Diego, Valerio e tutte le persone che in un modo o in un altro ho conosciuto ed han contribuito appoggiandomi e sostenendomi... Spero di non aver dimenticato nessuno...

Grazie al mio relatore universitario, Prof. Ing. Davide Moro, sempre disponibile e cordiale, persona da ammirare da cui c'è da imparare tanto...Un esempio!

Un altro grazie va ai miei amici, che a loro modo mi sono stati vicino, non dirò chi sono, ma loro capiranno...

Un grazie anche ai miei nonni che ormai non ci son più, andati così presto e troppo in fretta...Se avessero potuto vedermi ora, sarebbe stati orgogliosi, ne sono sicuro...

*Infine, ma non per ultima,
come non ringraziare anche colei, forse più di tutti...
Con estrema pazienza ha sopportato i miei sbalzi di umore e le mie
paranoie quando, sotto stress, non avevo altra
valvola di sfogo che lei, che mi ha sempre incoraggiato dicendomi
che avrei potuto farcela: grazie Ali, ti voglio bene!*

*Alessandro Bettini,
21 Marzo 2013*

*Grazie, grazie di nuovo a tutti...
E un grazie anche a me!*