

Agli angeli che vegliano su di me...

Indice

Indice.....	2
Lista delle figure.....	5
INTRODUZIONE	10
CAP I: SISTEMI DI DISTRIBUZIONE A PARAMETRI VARIABILI	12
I.1 Sistema Honda V-TEC.....	14
I.2 Sistema HVT Honda.....	16
I.3 Sistema Porsche VARIOCAM PLUS.....	17
I.4 Sistema BMW VALVETRONIC.....	18
I.5 Sistema VVL Nissan	20
I.6 Sistema VVT Fiat.....	20
I.7 Il sistema di distribuzione VVA.....	25
I.7.1 Vantaggi del sistema	27
I.7.2 Strategie avanzate di combustione.....	28
I.7.3 Riduzione dei consumi	29
I.7.4. Miglioramento delle prestazioni.....	31
I.7.5. Riduzione delle emissioni.....	31
CAP II: L'ACQUISIZIONE DEI DATI SPERIMENTALI	33
II.1 La sala motore.....	34
II.1.1 Impianto di climatizzazione	34
II.1.2 Circuito aria comburente	35
II.1.3 Circuito di raffreddamento punti caldi	35
II.1.4 Impianto di raffreddamento fluidi motore	35
II.1.5 Impianto di raffreddamento aria comburente	35
II.1.6 Impianto di distribuzione del combustibile	38
II.1.7 Impianto di evacuazione gas di scarico.....	38

II.1.8 Freno dinamometrico	38
II.1.9 Sistema di misura del consumo di combustibile.....	42
II.1.10 Analizzatori dei gas di scarico	42
II.1.11 Sistema sezionamento segnali	46
II.1.12 Misuratore di Blow-by	47
II.2 Acquisizione delle principali grandezze motoristiche.....	48
II.2.1 Rilievo delle temperature	48
II.2.2 Rilievo delle pressioni	50
II.2.3 La pressione media indicata.....	53
II.2.4 Sincronizzazione del segnale di pressione indicata	54
II.2.5 La legge di rilascio del calore	56
II.2.6 L'Indimaster	57
II.2.7 Misura del rapporto di miscela	57
II.3 La sala comando.....	61
II.4 Il sistema Puma	62
II.5 Installazione del motore nella SPM	63
CAP III: Engine Management System.....	65
III.1 Descrizione generale.....	65
III.2 Sensori e attuatori.....	66
III.3 Funzioni di controllo motore	68
III.3.1 Controllo di coppia	69
III.3.2 Controllo titolo	70
III.3.3 Gestione/controllo dell'anticipo di accensione	72
III.3.4 Controllo dei fenomeni di knock.....	73
III.3.5 Controllo valvole	73
CAP IV: METODOLOGIE AVANZATE DI CALIBRAZIONE DEGLI ALGORITIMI DI BASE DELLA CENTRALINA DI CONTROLLO MOTORE	83
IV.1 Obiettivi del processo di calibrazione.....	83

IV.2 Strumenti di elaborazione sviluppati	84
IV.2.1 Modello di regressione continuo [42]	84
IV.2.2 Modello di regressione discreto	86
IV.2.3 Ottimizzatore multimappa.....	89
IV.2.4 Verifica delle prestazioni	92
IV.2.5 Tool per la verifica assistita delle prestazioni di una calibrazione.....	92
IV.3 File standard utilizzati	93
IV.3.1 Piano quotato	93
IV.3.2 Calibrazione	94
CAP V: APPLICAZIONI SPERIMENTALI E TOOL SVILUPPATI	96
V.1 Tool di calibrazione automatica (TCA).....	96
V.2 Tool di verifica delle prestazioni di una calibrazione.....	99
V.3 Tool di verifica della robustezza della diagnosi Misfire	102
V.4 Nuovi algoritmi di controllo per il calcolo dell'anticipo di accensione	105
V.5 Controllo della velocità del minimo e VVA: una simulazione di un controllo Mid ranging	110
V.5.1 Controllo del minimo Mid-Ranging.....	110
V.5.2 Mid-Ranging Algorithm With VVA System.....	111
CAP VI: Conclusioni	114
BIBLIOGRAFIA.....	116

Lista delle figure

Fig. I.1 – Diagramma della distribuzione.....	12
Fig. I.1.1 – Sistema V-TEC Honda	14
Fig I.1.2– Funzionamento del V-TEC Honda	15
Fig. I.2.1 – Prestazioni del sistema HVT Honda.....	16
Fig.I.3.1 – Sistema VarioCam (Porche)	17
Fig. I.4.1 – Schema di principio del sistema di fasatura variabile VANOS	18
Fig. I.4.2 – Sistema Valvetronic (BMW)	19
Fig. I.4.3 – Alzata valvole di scarico e aspirazione in funzione dell’angolo motore per il sistema BMW Valvetronic	19
Fig. I.5.1 – Three level switching system del sistema VVL Nissan	20
Fig. I.6.1 – Ciclo termodinamico a bassa pressione	21
Fig. I.6.2 – Ruote dentate	22
Fig. I.6.3 Sistema di parzializzazione dei condotti di aspirazione per il motore 16v	22
Fig. I.6.4 – Condotto di aspirazione per il motore 8v.....	23
Fig.I.6.5 Andamento del consumo specifico in funzione della depressione nel collettore di aspirazione	24
Fig. I.6.6 – Variatore di fase.....	24
Fig I.7.1 – Particolare del sistema VVA UNIAir Fiat	26
Fig I.7.2 – Particolare dell’attuatore.....	26
Fig. I.7.3– Possibili profili delle alzate delle valvole di aspirazione del sistema VVA UNIAir	27
Fig. I.7.2.1 – Possibili strategie di controllo delle alzate del sistema VVA UNIAir	28
Fig. I.7.3.1– Dipendenza del consumo/emissioni dalle diverse strategie di alzata delle valvole del sistema UNIAir Fiat	30
Fig. I.7.3.2– Lavoro di ricambio del fluido	31
Fig. I.7.4.1 – Confronto fra le curve di coppia e di potenza fra motore di serie e VVA	31
Fig. II.1 – Sala comando e Sala motore	33
Fig. II.2 – Schema della Sala prova motori	34
Fig. II.1.5.1– Intercooler e circuito di raffreddamento	36

Fig. II.1.5.2 – Scambiatore, valvola motorizzata e serbatoio di espansione.....	37	
Fig. II.1.5.3 Valvole, pannello elettrico e pressostato	37	
Fig. II.1.5.4 Schema del circuito di raffreddamento.....	38	
Fig. II.1.8.1– Freno dinamometrico	39	
Fig. II.1.8.2– Cella di carico.....	40	
Fig. II.1.8.3– Ruota fonica	40	
Fig. II.1.8.4– Attuatore pedale acceleratore	41	
Fig. II.1.9.1– AVL dynamic fuel consumption system	42	
Fig. II.1.10.1– Analizzatore gas d scarico	43	
Fig. II.1.10.2– Schema dell’analizzatore a chemiluminescenza.....	44	
Fig. II.1.10.3– Schema analizzatore N-dir	45	
Fig. II.1.10.4– Schema analizzatore FID.....	45	
Fig. II.1.10.5– Schema analizzatore magnetopneumatico.....	46	
Fig. II.1.11.1– Sistema di sezionamento segnali	47	
Fig. II.1.12.1 – Blow-by meter	47	
Fig. II.2.1.1– Termoresistenza	Fig. II.2.1.2– Termocoppia.....	49
Fig. II.2.2.1 – Ponte di Wheatstone	50	
Fig. II.2.2.2 – Sensore Druck	51	
Tabella II.1 – Caratteristiche tecniche sensore Druck PTX 611	51	
Fig. II.2.2.3–Struttura del cristallo di quarzo	52	
Tabella II.2 – Caratteristiche tecniche sensore AVL GH12D	52	
Fig. II.2.4.1 – Encoder angolare.....	55	
Fig II.2.4.2 – Schema di funzionamento dell’encoder angolare.....	55	
Fig. II.2.6.1 – Indimaster.....	57	
Fig. II.2.7.1 – Schema di funzionamento di una sonda lineare	58	
Fig. II.2.7.2 – Sonda lineare	59	
Tabella II.3 – Caratteristiche tecniche sonda Bosch LSU4.2 [16]	59	
Fig. II.2.7.3 – λ -meter	60	
Tabella II.4 – Caratteristiche tecniche λ -meter [17].....	60	

Fig. II.4.1 – Interfaccia software PUMA.....	63
Fig. III.1.1 Engine management system.....	65
Fig. III.1.2 Componenti utilizzati per il controllo in un EMS	66
Fig. III.2.1 – Segnale sonda lambda on-off e lineare.	67
Fig. III.3.1 – Funzioni controllo motore.....	69
Fig.III. 3.1.1 Controllo di coppia	70
Fig.III.3.1.2 Coppia fast e slow	70
Fig. III.3.2.1 – Schema a blocchi del controllo titolo.....	71
Fig. III.3.2.2 – Finestra titolo di efficienza per il convertitore catalitico.....	71
Fig. III.3.2.3 Strategia del controllo titolo per sonde on/off.....	72
Fig. III.3.2.4 Gestione dell’anticipo di accensione.....	73
Fig. III.3.5.1 Confronto motore con farfalla motorizzata e motore con attuatore VVA.....	74
Fig. III.3.5.2 Profili di alzata della valvola meccanica in funzione della modalità di attuazione	74
Fig. III.3.5.3 Corrente di pilotaggio sull’elettrovalvola.	75
Fig. III.3.5.4 – Andamento del rapporto tra la pressione del cilindro e la pressione del collettore al variare del regime motore e della temperatura.	77
Fig. III.3.5.5 Andamento del rapporto tra la pressione del cilindro e la pressione del collettore al variare della pressione del collettore	77
Fig. III.3.5.6 – Andamento della temperatura esterna al variare	78
Fig. III.3.5.7 – Andamento del volume efficace normalizzato in funzione dell’angolo di chiusura	79
Fig. III.3.5.8 Segnale della corrente per l’elettrovalvola e profilo di alzata della valvola meccanica in modalità early-closing.	80
Fig. III.3.5.9. Segnale della corrente per l’elettrovalvola e profilo di alzata della valvola meccanica in modalità Late Opening.	81
Fig. III.3.5.10 Modalità multilift	82
Fig. IV.2.1.1 Esempio di modello di regressione multivariabile non lineare	85
Fig IV.2.1.2. Schema di riduzione del piano sperimentale.....	86
Fig IV.2.2.1. Esempio di funzionamento del software regressionediscreta	87
Fig. IV.2.2.2. Regressione discreta: spiegazione del funzionamento	89
Figura IV.2.3.1. Schema di funzionamento dell’ottimizzatore multimappa.	90
Fig. IV.2.3.2. Esempio di funzionamento dell’ottimizzatore multimappa.	91

Figura IV.3.1.1. Esempio di piano quotato	94
Fig. IV.2.5.1. Tool di verifica: calcolo anticipo di accensione - stima coppia erogata.....	94
Fig.IV 3.2.1. Esempio di file di calibrazione	95
Fig.V. 1.1 Interfaccia principale del tool di calibrazione automatica.....	97
Fig.V.1.2. Relazione tra riempimento volumetrico e contropressione di scarico, al variare della giratura	98
Fig.V.1.3 Calibrazione della temperatura dei gas di scarico con l'ottimizzatore Multimappa.....	99
Fig.V.2.1 Curve di efficienza volumetrica in Early Closing a 3000 RPM	100
Fig.V.2.2. Errore percentuale nella stima dell'efficienza volumetrica in Early Closing.....	101
Fig.V.2.3. Curve ad ombrello nel tool di Verifica Torque MultiAir	102
Fig. V.3.1 Grafico nel dominio del tempo nel tool di verifica della robustezza della diagnosi Misfire.....	103
Fig.V.3.2 Analisi statistiche nel tool Misfire	104
Fig.V.3.1 Interfaccia di coppia nell'EMS	106
Fig. V.3.2 Andamento dell'anticipo versus pressione nel collettore di aspirazione a fissata velocità motore e per diversi valori di efficienza volumetrica per modalità EIVC.....	106
Fig. V.3.3 L'algoritmo di calcolo dell'anticipo implementato.....	107
Fig. V.3.4 Max Angle Ref per EIVC and LIVO mode	108
Fig.V.3.5 L'Ottimizzatore MultiMappa lanciato con l'algoritmo prescelto.....	108
Fig. V.3.6 Grafico predetti/osservati	109
Fig. V.3.7 Distribuzione dell'errore del modello	109
Fig. V.5.1.1 Schema di controllo Mid Ranging	110
Fig. V.5.1.2 Schema di controllo Mid Ranging utilizzato per la velocità del minimo	111
Fig.V.5.2.1. Lo schema di controllo Mid Ranging modificato per motori VVA	112
Fig. V.5.2.2 Confronto tra la velocità del motore controllata con la tecnica Mid Ranging in parallelo (linea rossa) e quella in serie (linea blue)	112
Fig. V.5.2.3 Anticipo di accensione: confronto tra lo schema Mid Ranging parallelo (linea rossa) e quello seriale (linea blu).....	113
Fig V.5.2.4 Apertura della valvola a farfalla : confronto tra lo schema Mid Ranging in parallelo (linea rossa) e quello in serie (linea blu)	113
Fig.VI. 1. Complessità del sistema di controllo motore	114
Fig.VI. 2. Ciclo a V di sviluppo dei sistemi di controllo.....	115

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni, nel settore automobilistico, si è assistito a continue evoluzioni nel campo della ricerca e della sperimentazione.

Per essere competitivi, nel segmento dei motori a benzina, il Gruppo Fiat ha deciso di adottare un approccio basato sull'identificazione di innovazioni tecnologiche strategiche con l'obiettivo di offrire al cliente benefici sostanziali in termini di consumo di carburante e piacere di guida mantenendo, nel contempo, le caratteristiche di confort intrinseche di questo motore, derivanti da un processo di combustione fluido e dalla leggerezza della struttura e dei componenti. Il salto tecnologico è stato realizzato nel controllo della massa d'aria e si basa sul controllo della carica direttamente all'ingresso nei cilindri, mediante un sistema avanzato di attuazione elettronica e di controllo delle valvole di aspirazione, denominato VVA (*Variable Valve Actuation*).

Questa crescente complessità si è unita, però, alla riduzione del tempo di sviluppo prodotto ed alla richiesta di prestazioni sempre più elevate, robuste, e multiobiettivo.

Queste tendenze hanno imposto l'evoluzione del processo di calibrazione e di validazione del sistema di controllo motore.

L'obiettivo di questo lavoro di tesi è stato sviluppare una metodologia che, fondata su basi statistiche e avvalendosi di strumenti software in ambiente Matlab, agevolasse il lavoro di validazione e calibrazione e gestisse in maniera più efficace e più efficiente l'elevato numero delle variabili di controllo introdotte con il sistema VVA.

La disponibilità di strumenti automatici per la calibrazione ha, inoltre, notevolmente accelerato il processo di sviluppo di nuovi algoritmi di controllo motore e reso possibile l'implementazione degli stessi in centralina in tempi brevissimi.

La tesi è organizzata in 5 capitoli.

Nel primo capitolo si dà una breve panoramica dei sistemi di distribuzione delle valvole, adottate dalle principali case automobilistiche, e destinati alla produzione in serie, per concludere con la soluzione adottata dalla FIAT, nel paragrafo I.6 dove se ne descrivono vantaggi e novità.

Nel secondo, viene data una panoramica completa delle strumentazioni e delle apparecchiature, nonché delle metodologie, utilizzate per la raccolta dei dati sperimentali su cui si basa parte del presente lavoro di tesi.

Nel terzo capitolo si descrive l'EMS (Engine Management System), un complesso sistema HW e SW che implementa tutte le funzioni di gestione e controllo, la cui importanza è cresciuta in maniera esponenziale, essendo un fattore cruciale per il soddisfacimento dei nuovi requisiti in materia di emissioni inquinanti, consumo di carburante, guidabilità e sicurezza.

Nel quarto capitolo viene descritta la metodologia sopra citata, sviluppata per agevolare, velocizzare ed irrobustire la procedura di calibrazione motore a partire dai dati acquisiti sperimentalmente nelle sale prove motori.

Infine, nell'ultimo capitolo, si dà una panoramica dei tool sviluppati in ambiente Matlab, utilizzati per la calibrazione delle motorizzazioni 1400 cc MultiAir FIAT (nella versione Turbo 135CV e 170CV ed Aspirato da 105 CV), nonché per

l'innovativo motore bicilindrico SGE (Small Gasoline Engine) 900 cc Turbo da 85 CV.

Gli stessi tool sono stati anche adattati per le motorizzazioni MultiAir commercializzate negli USA, a seguito della joint venture tra la Fiat ed il gruppo Chrysler, per la cui realizzazione ho trascorso 7 mesi ad Auburn Hills (Detroit, Michigan), dove si trova la sede del centro tecnico americano.

Il nuovo motore Fiat MultiAir Turbo ha vinto il prestigioso premio "Miglior nuovo motore dell'anno" (2010), un riconoscimento assegnato da una giuria internazionale di 65 giornalisti del settore dell'automotive provenienti da 32 paesi. Nel 2011 Il propulsore bicilindrico a benzina 0.9 TwinAir, sempre con tecnologia VVA, si è aggiudicato quattro categorie nel prestigioso premio "International Engine of the Year 2011".

CAP I: SISTEMI DI DISTRIBUZIONE A PARAMETRI VARIABILI

La maggior parte dei motori a combustione interna opera con una fasatura delle valvole di aspirazione fissa, che risulta essere un compromesso fra l'ottimizzazione della coppia ai bassi regimi ed il raggiungimento di potenze elevate ad un alto numero di giri [1]. Durante il ciclo di lavoro, le valvole si aprono e si chiudono non istantaneamente quando il pistone raggiunge il punto morto inferiore (PMI) o il punto morto superiore (PMS), ma con un certo anticipo o ritardo, come mostrato di seguito :

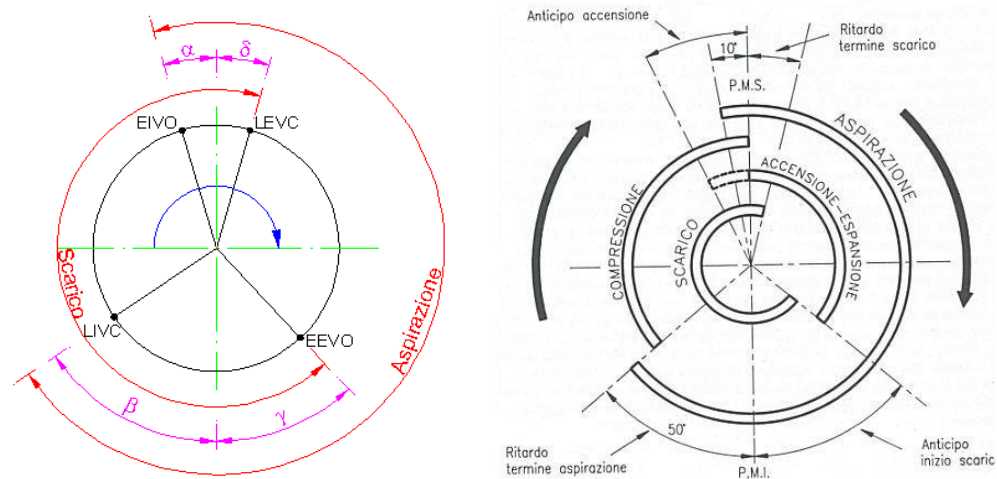


Fig. I.1 – Diagramma della distribuzione

La valvola di aspirazione si apre con un certo anticipo sul PMS (EIVO, *Early Intake Valve Opening*) per evitare forti laminazioni durante la fase di aspirazione, che si verificherebbero se la valvola iniziasse ad aprirsi dopo l'inizio della discesa del pistone. Ad alti regimi di rotazione è inoltre conveniente adottare un posticipo di chiusura delle valvole di aspirazione rispetto al PMI (LIVC, *Late Intake Valve Closing*), per sfruttare l'inerzia della colonna d'aria entrante. Il ritardo di chiusura delle valvole di aspirazione risulta determinato dal profilo della camma ed è pertanto costante in termini di intervallo angolare $\Delta\theta$, ma è crescente come intervallo temporale al diminuire della velocità di rotazione. Quindi, se in fase di progetto il posticipo $\Delta\theta$ viene scelto per ottimizzare il riempimento ad alti regimi di rotazione, per velocità di rotazione inferiori, la colonna fluida, già dotata di una minore inerzia, avrà a disposizione un intervallo di tempo Δt per arrestarsi maggiore di quello per alti giri, il che le consentirà di invertire il moto, causando così un riflusso dal cilindro verso l'ambiente di aspirazione. Per evacuare dal cilindro i gas combusti in modo più efficiente si fanno aprire le valvole di scarico con un certo anticipo rispetto al PMI (EEVO, *Early Exhaust Valve Opening*) e le

si fanno chiudere con un certo ritardo rispetto al PMS (LEVC, *Late Exhaust Valve Closing*). La valvola di scarico è aperta con un forte anticipo rispetto al PMI, in modo che la pressione nel cilindro possa ridursi a valori di poco superiori alla pressione atmosferica, prima che lo stantuffo inizi la corsa di scarico. Il ritardo angolare con il quale detta valvola è chiusa consente di sfruttare l'inerzia dei gas combusti che percorrono il condotto di scarico, per realizzare un migliore svuotamento del cilindro.

Durante la fase di incrocio i gas combusti continuano per inerzia ad uscire in gran parte attraverso la valvola di scarico perché hanno una elevata velocità. I dispositivi di distribuzione a fasatura variabile permettono di agire principalmente sugli angoli motore di apertura e di chiusura delle valvole, al variare delle condizioni di funzionamento del motore. In questo modo si tende ad incrementare il coefficiente di riempimento λ_v e, di conseguenza, la pressione media effettiva p_{me} in tutto l'arco di funzionamento a pieno carico del motore. La p_{me} per un motore a quattro tempi si può esprimere come segue:

$$p_{me} = \eta_0 \eta_{lim} \eta_{\theta_i} \lambda_v \frac{H_i \rho}{\alpha}$$

dove:

η_0	= rendimento organico
η_{lim}	= rendimento del ciclo limite
η_{θ_i}	= rendimento termofluidodinamico interno
H_i	= potere calorifico inferiore del combustibile
α	= rapporto aria-combustibile (dosatura)
ρ	= densità dell'aria

Considerando costanti i vari rendimenti, il potere calorifico inferiore del combustibile, la dosatura e la densità dell'aria, si vede come la p_{me} sia, fissata la velocità di rotazione del motore, direttamente legata al rendimento volumetrico. Il rendimento volumetrico, o coefficiente di riempimento λ_v , è definito come il rapporto tra la massa d'aria aspirata realmente (m_a) e quella aspirabile in condizioni ideali di riferimento:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{\rho V}$$

Le laminazioni in aspirazione riducono la pressione in camera ad un valore p_i inferiore a quella ambiente, con la conseguente riduzione della densità dell'aria ($\rho_i < \rho_{amb}$) e, pertanto, del coefficiente di riempimento λ_v . Inoltre le laminazioni allo scarico causano un'ulteriore perdita di riempimento poiché, al termine della fase di scarico, lo spazio morto V_m risulta occupato da gas combusti alla pressione $p_r > p_{amb}$. Prima che possa aver inizio l'effettiva immissione di carica fresca all'interno del cilindro è necessario che i gas combusti si espandano dalla pressione p_r alla pressione p_i , sottraendo così parte del volume della camera di combustione alla carica fresca.

Nelle prossime pagine verrà data una panoramica dei sistemi di distribuzione delle valvole, adottate dalle principali case automobilistiche e destinati alla produzione in serie, per concludere con la soluzione adottata da FIAT.

1.1 Sistema Honda V-TEC

Il sistema VTEC (*Variable Timing Electronic Control*), messo a punto dal Centro di Ricerca e Sviluppo Honda tra il 1984 e il 1989 per incrementare le prestazioni fornite da un motore, ha offerto un nuovo approccio al normale funzionamento della distribuzione, ottimizzando le prestazioni per un ampio spettro di utilizzo a vantaggio dell'economia del motore e della sua efficienza in generale[2,3,4].

Il primo sistema VTEC ha permesso la disponibilità di due diversi diagrammi di distribuzione, ottimizzati rispettivamente per le basse e medie velocità di rotazione e per le alte velocità, che entrano in azione mediante un servomeccanismo asservito alla pressione dell'olio di lubrificazione. In figura I.1.1 è illustrato schematicamente il sistema VTEC.

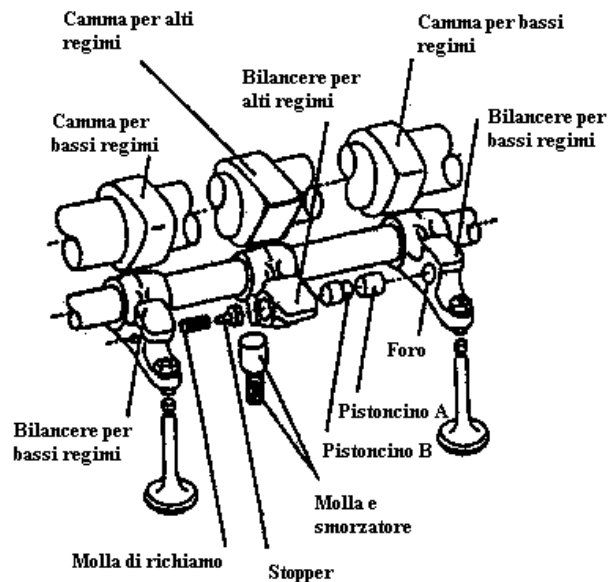


Fig. I.1.1 – Sistema V-TEC Honda

Il sistema è composto da tre camme con tempi e profilo dell'alzata differenti. Queste tre camme comandano ciascuna un bilanciere e realizzano due profili di alzata differente, uno ottimizzato per la coppia a bassi giri, il secondo ottimizzato per elevate potenze e alti regimi di rotazione. Inoltre, ai carichi parziali, l'apertura di una delle due valvole di aspirazione può essere leggermente sfasata rispetto all'altra, in modo da creare un effetto di *swirl* che migliora la qualità della combustione. Per basse velocità i due bilancieri sono comandati separatamente dalle due camme, quella a piccola e quella a media alzata. (Fig.I.1.2, stadio1) Le

due valvole seguono leggi diverse per aumentare, come detto in precedenza, la turbolenza in camera attraverso la generazione di moti di *swirl*. In questo caso la camma centrale del sistema attua il relativo bilanciere ma non interviene, quindi il moto alle valvole è dato dalle due camme più esterne. Per medie velocità (Fig. I.1.2, stadio2) una spina, comandata da olio in pressione, rende solidali i bilancieri delle due valvole più esterne ed entrambe le valvole seguono la legge di alzata imposta dalla camma di destra. Anche in questo caso la camma centrale non interviene.

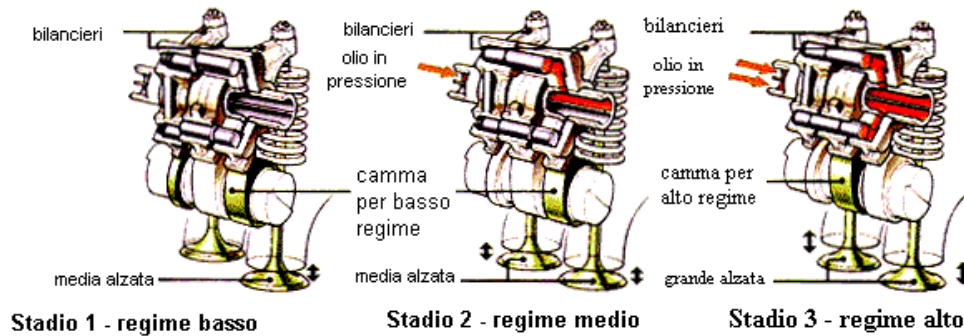


Fig I.1.2- Funzionamento del V-TEC Honda

Per alte velocità (Fig. I.1.2, stadio 3) l'olio in pressione attua un secondo pistoncino che rende solidali i due bilancieri più esterni con quello centrale. In questo modo le valvole seguono il profilo di maggiore alzata. I movimenti dei pistoncini sono comandati da un circuito idraulico, regolato da un'elettrovalvola, e un elemento smorzante dotato di molla assicura il contatto fra la camma e il bilanciere in tutte le condizioni di funzionamento del motore, in particolare per alti regimi. Il collegamento del bilanciere per alte velocità di rotazione può essere inibito dopo che la valvola di aspirazione ha già cominciato il suo moto o nel caso in cui la temperatura dell'olio sia troppo bassa.

Anche se il principio di funzionamento risulta particolarmente semplice, la sua applicazione ha presentato qualche complicazione per una realizzazione meccanicamente valida e, quindi, le soluzioni successivamente adottate da Honda hanno avuto lo scopo o di semplificarne la costruzione per ridurne il costo di costruzione o di modificarne parzialmente il funzionamento per giungere ad una regolazione della distribuzione sempre più legata alle condizioni di marcia del motore.

Nel 2006 la Honda ha annunciato il lancio del motore VTEC Advanced, che combina variazione continua, alzata della valvola e del VTC (*Variable Timing Control*) e che permette il controllo ottimale delle valvole d'aspirazione in risposta alle condizioni di guida, il raggiungimento di una migliore efficienza di carico per un significativo aumento della coppia a tutte le velocità del motore.

1.2 Sistema HVT Honda

Sempre in casa Honda si è sviluppato un sistema di attuazione variabile delle valvole per motori ad accensione comandata chiamato HVT, molto simile all'attuatore sviluppato dalla FIAT, che è in grado di controllare liberamente l'apertura e la chiusura delle valvole, svincolandosi dalla geometria della camma. Il vantaggio derivante dalla riduzione del lavoro di pompaggio dipende dal regime di rotazione del motore e può essere dell'ordine dell'80% [2,3,4]. Di conseguenza i consumi di carburante possono ridursi di un 7% circa nel ciclo urbano. Tuttavia, i risparmi sopra indicati sono stati determinati utilizzando questo sistema in regime stazionario in cella prova motori e non si hanno prestazioni effettive sul veicolo in condizioni reali. Questo sistema prevede l'interposizione tra il piattello e lo stelo valvola di un volume di olio, che è possibile evacuare facendo chiudere la valvola anticipatamente rispetto alla legge dettata dal profilo della camma. Il sistema è regolato da una elettrovalvola che è chiusa quando si vuole far aprire la valvola di aspirazione. Infatti in tali circostanze, dopo che l'elettrovalvola è chiusa, tra il piattello e lo stelo valvola si crea un volume di olio che permette di far alzare la valvola. Quando si vuole chiudere la valvola di aspirazione il solenoide è diseccitato e l'elettrovalvola si apre, facendo fluire l'olio verso un accumulatore. Per evitare che la valvola, svincolata dalla camma e sotto l'azione della molla, si chiuda violentemente danneggiando la sede valvola, è previsto un freno costituito da due fori, uno a sezione variabile e uno a sezione fissa. In questo modo si crea un cuscinio di olio immediatamente a monte dello stelo valvola che smorza il ritorno della valvola stessa. Il foro a geometria variabile è in grado di generare una pressione di olio progressivamente più alta in funzione della velocità di ritorno della valvola.

Per sopperire ad eventuali incertezze nella ricircolazione dell'olio (che è quello motore) è prevista un'ulteriore pompa, sistemata nella testa motore. La valvola elettroidraulica è costituita da una valvola principale e da una valvola pilota: la valvola principale è aperta e chiusa sotto l'azione di una molla e da un bilanciamento di pressioni tra monte e valle, la valvola pilota controlla il bilanciamento di pressioni. Il sistema tiene conto delle variazioni di accelerazione delle valvole in funzione del regime di rotazione del motore.

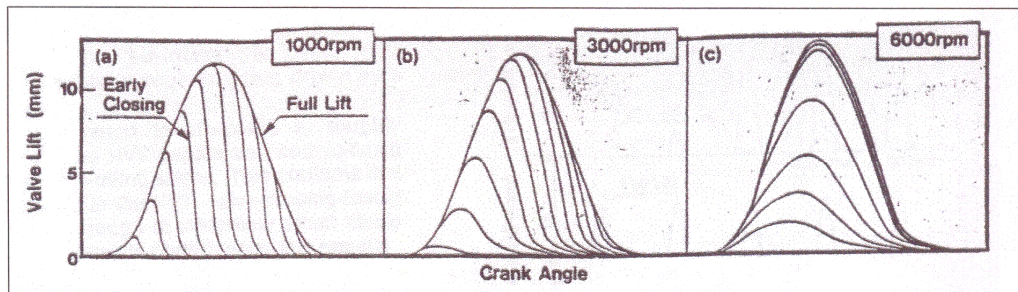


Fig. 1.2.1 – Prestazioni del sistema HVT Honda

I.3 Sistema Porsche VARIOCAM PLUS

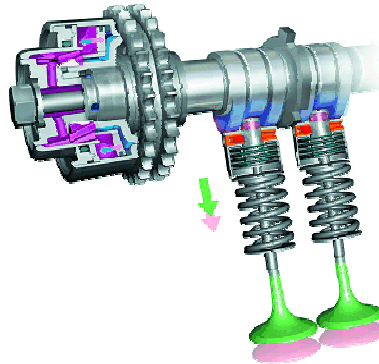


Fig.I.3.1 – Sistema VarioCam (Porche)

Il sistema di regolazione dell'alzata valvole VarioCam di Porsche è composto da punterie a bicchiere azionate da una valvola elettroidraulica. Sull'albero lato aspirazione sono montate camme a profili diversi, la cui commutazione è gestita elettronicamente [5]. Le punterie sono composte da due bicchierini coassiali che possono essere bloccati con l'aiuto di un apposito perno.

Il bicchierino interno è a contatto con la camma minore, che ha un'alzata valvola massima di 3,6 millimetri, mentre quello esterno a contatto con la camma maggiore, che ha un'alzata massima della valvola di 11 millimetri.

Nel bicchierino è integrato un elemento idraulico per la compensazione del gioco valvola. Nel VarioCam Plus lo sfasamento della distribuzione lato aspirazione è variabile con l'intervento di un regolatore dotato di due ruote dentate elicoidali coassiali. Modificando con un comando idraulico la posizione della ruota dentata interna rispetto a quella esterna, la fasatura delle valvole può cambiare anche di 40° motore. Al minimo il motore è ottimizzato grazie all'attivazione della camma più piccola e registrando la fasatura per un ridotto incrocio delle valvole. La breve corsa delle valvole riduce la potenza dissipata per attrito e aumenta sensibilmente la carica attraverso tempi di apertura accorciati al massimo, che comportano una diminuzione dei gas residui nella camera di combustione. Il risultato porta a riduzioni dei consumi e delle emissioni fino al 10%, accompagnati da un minimo molto più regolare. A carico parziale il motore continua a funzionare con una ridotta alzata delle valvole, mentre l'albero della distribuzione viene spostato in modo da realizzare un forte incrocio delle valvole. A pieno carico si ottengono coppie e potenze elevate, attraverso un efficace ricambio della carica con il profilo di alzata massima pari a 11 mm, accompagnato da adeguati tempi di apertura e chiusura delle valvole.

1.4 Sistema BMW VALVETRONIC

Uno dei sistemi più innovativi introdotti dalle case automobilistiche nel corso degli ultimi anni è sicuramente quello presentato da BMW con il nome di Valvetronic. La novità più significativa di tale sistema è l'assenza della valvola a farfalla, in sostituzione della quale il motore modifica il proprio rendimento volumetrico variando l'alzata delle valvole di aspirazione. Il propulsore è basato su un doppio sistema "VANOS" (*Variable Nockenwellen-Spreizung*), che modifica la fasatura sia delle valvole di aspirazione che quella delle valvole di scarico in modo continuo[2,6].

Il principio seguito per il VANOS si basa sulla variazione della posizione angolare dell'albero a camme interessato rispetto all'albero motore, al variare della velocità di quest'ultimo ed anche in funzione della coppia richiesta dal motore. Poiché la regolazione della posizione angolare degli alberi a camme è controllata da un sistema elettronico, possono essere inseriti come fattori di regolazione il rapporto aria combustibile, l'anticipo, la temperatura, ovvero grandezze funzionali del motore. Se viene variata la fasatura dell'albero a camme, vengono modificati contemporaneamente e dello stesso valore gli angoli di inizio e fine apertura dell'alzata della valvola, ma la sua caratteristica rimane identica. Il sistema che permette la modifica della fasatura consiste in un opportuno collegamento meccanico tra la puleggia collegata all'albero motore, trainata dalla catena di distribuzione, e l'albero a camme; in altre parole, il sistema consente lo spostamento angolare della puleggia rispetto all'albero in funzione della velocità e degli altri parametri che si prendono in considerazione. La Fig I.4.1 riporta lo schema di principio utilizzato: la puleggia P (che deve muovere l'albero a camme) è dotata al centro di un ampio foro che presenta una dentatura elicoidale di diametro sufficiente per permettere l'inserimento, tra puleggia ed albero a camme, di un manicotto M dotato, all'esterno, di una dentatura elicoidale che si impegna con quella della puleggia e, all'interno, di una dentatura rettilinea che può scorrere sulla dentatura analoga di cui è dotata l'estremità dell'albero a camme A che si vuole regolare.

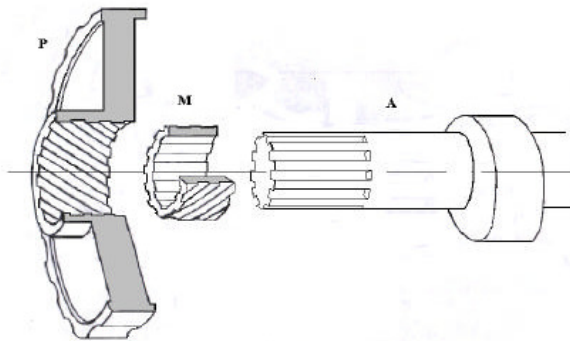


Fig. I.4.1 – Schema di principio del sistema di fasatura variabile VANOS

Il controllo della posizione angolare della puleggia rispetto all'albero si ottiene facendo scorrere assialmente il manicotto, così che ad ogni sua posizione assiale

corrisponde una determinata posizione angolare relativa tra la puleggia e l'albero a camme.

Anche in questo caso, nonostante il principio di funzionamento sia semplice, la sua realizzazione pratica presenta difficoltà sensibili a causa dell'esigenza di una regolazione precisa ed affidabile della posizione angolare della puleggia. Per tale motivo la casa costruttrice inizialmente adottò tale sistema di regolazione soltanto per l'aspirazione (VANOS semplice), in seguito anche per lo scarico (double VANOS).

Al sistema di distribuzione VANOS, il Valvetronic aggiunge la possibilità di modificare l'alzata delle valvole di aspirazione, per mezzo di una leva posizionata fra l'albero a camme e le valvole di aspirazione (Fig.I.4.2).

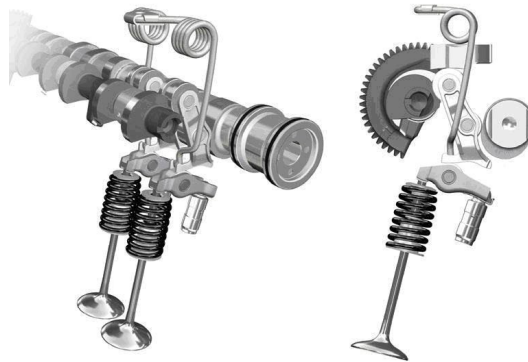


Fig. I.4.2 – Sistema Valvetronic (BMW)

Un albero eccentrico addizionale, azionato da una vite senza fine mossa da un motorino elettrico, modifica la distanza fra la leva e l'albero a camme. La posizione della leva converte il moto della camma in una maggiore o minore alzata delle valvole, in base alle richieste del sistema di controllo motore (Fig.I.4.3). L'alzata può andare da un minimo di 0.25 mm ad un massimo di 9.7 mm in un tempo di soli 300 millisecondi.

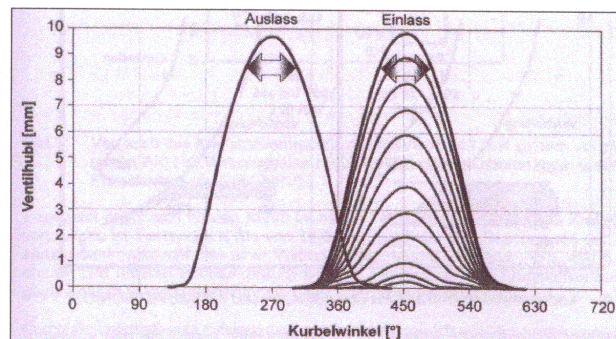


Fig. I.4.3 – Alzata valvole di scarico e aspirazione in funzione dell'angolo motore per il sistema BMW Valvetronic

Questo sistema comporta una risposta del motore estremamente rapida in quanto, eliminando la valvola a farfalla, è possibile limitare al minimo i transitori che solitamente rallentano il riempimento ottimale dei cilindri. Inoltre, si possono ridurre notevolmente le perdite di pompaggio in tutti i regimi che comportano una erogazione di potenza inferiore alla massima, aumentandone l'efficienza.

Accoppiando la distribuzione VANOS con il Valvetronic, la casa tedesca ha messo sul mercato delle vetture di serie un motore in grado di modificare i diagrammi di distribuzione nella fasatura e nell'alzata delle valvole, su tutto il range di funzionamento, ottenendo notevoli vantaggi non soltanto sui consumi e sull'andamento di coppia e potenza, ma riducendo sensibilmente anche le emissioni allo scarico.

1.5 Sistema VVL Nissan

La Nissan ha elaborato un sistema di attuazione variabile delle valvole chiamato VVL (*Variable Valve Lift and timing*), direttamente sviluppato per veicoli sportivi ad alte prestazioni. Il sistema VVL è in grado di controllare i tempi di apertura e chiusura delle valvole e il valore dell'alzata, usando due differenti profili camma, uno per le basse velocità e uno per le alte velocità [7]. È possibile attuare, a seconda della condizione motore, le due diverse geometrie camma tramite un meccanismo di controllo idraulico che utilizza un bilanciere. In aggiunta la chiusura delle valvole di scarico è indipendente e controllata elettronicamente. Tale sistema permette di operare su tre combinazioni di profili camma-alzata valvole, chiamato *three-level switching system* (Fig. I.5.1): low speed cam/low speed cam, low speed cam/high speed cam e high speed cam/high speed cam.

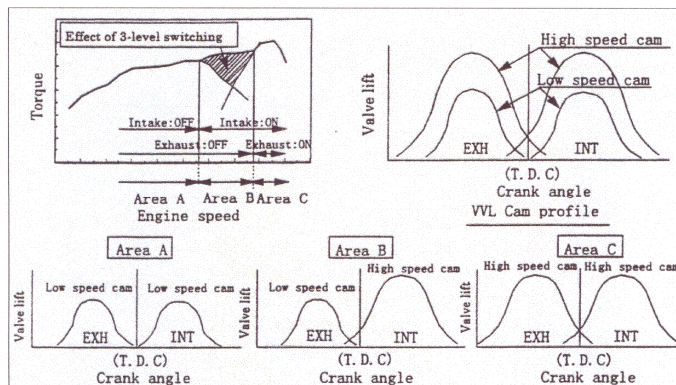


Fig. I.5.1 – Three level switching system del sistema VVL Nissan

1.6 Sistema VVT Fiat

Il variatore continuo della fase della distribuzione adottato da FIAT è una tecnologia ormai matura, di costo limitato e di provata affidabilità.

Il variatore VVT (*Variable Valve Timing*) agisce idraulicamente sull'albero a camme che comanda le valvole di aspirazione, modificandone l'inclinazione (fino a un massimo di 60°) rispetto all'albero motore. Tenendo conto del carico e delle

condizioni di funzionamento, la centralina ECU (*Engine Control Unit*) varia la pressione dell'olio nell'unità di comando VVT, posta all'estremo dell'albero a camme. Tale pressione agisce su un'elica che modifica l'inclinazione dell'albero rispetto alla catena della distribuzione. A motore spento, un perno a comando idraulico mantiene l'albero a camme nella posizione "anticipo" al fine di facilitare un nuovo avviamento. Uno dei vantaggi di tale sistema risiede nel concetto di riduzione del lavoro di pompaggio a carico parziale, ottenuta con elevati tassi di EGR interno aspirato dallo scarico. Si veda a riguardo la Fig.I.6.1, che rappresenta la parte a bassa pressione del ciclo termodinamico, e nella quale viene schematizzato con la linea rossa il funzionamento con EGR, con la linea blu il funzionamento tradizionale.

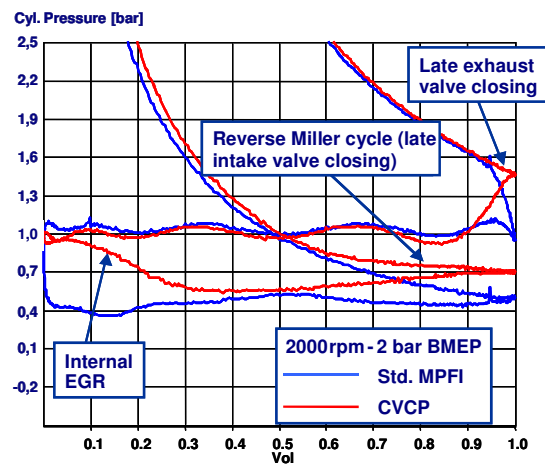


Fig. I.6.1 – Ciclo termodinamico a bassa pressione

L'EGR viene ottenuto ritardando la fase dell'asse a camme di scarico. Il ritardo nell'apertura delle valvole di scarico (*late exhaust valve opening*) aumenta il lavoro di espansione, provocando un piccolo effetto benefico sull'efficienza termodinamica; di contro, però, questo beneficio è perso nella successiva fase di scarico, dove la mancata espulsione spontanea dei gas deve essere compensata da un maggiore lavoro dello stantuffo. È nella fase di aspirazione, tuttavia, che tale vantaggio si accentua: il cilindro, infatti, aspira da un sistema (il collettore di scarico) che si trova circa a pressione ambiente, mentre in condizioni normali la pressione di aspirazione è più bassa. L'area che si trova tra le linee rossa e blu della fase di aspirazione rappresenta il lavoro di pompaggio risparmiato. Nella prima fase della corsa di compressione, nella stessa figura, si nota che la linea rossa sale con minore pendenza rispetto alla linea blu. Questo è dovuto al fatto che anche l'asse a camme di aspirazione viene ritardato.

In questo modo una parte della carica appena aspirata viene re-immessa nei condotti di aspirazione: in pratica è come se venisse ridotta la cilindrata del motore, ottenendo un beneficio aggiuntivo, perché viene ridotto il lavoro di compressione nella prima fase di quest'ultima. Lo scalettamento contemporaneo

degli assi a camme di aspirazione e scarico (o dell'unico asse, nel caso del motore 8v), viene ottenuto con un unico variatore di fase idraulico. Questo, nel motore 16v, è montato sull'asse di scarico, mentre l'asse di aspirazione viene mosso da quest'ultimo tramite una coppia di ruote dentate riportate di seguito.

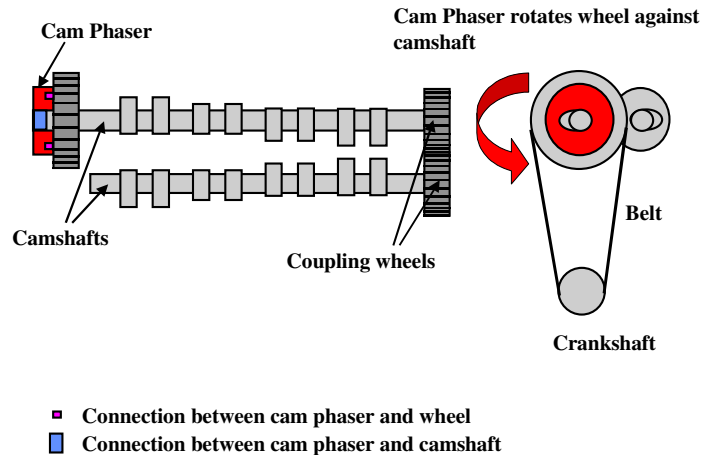


Fig. I.6.2 – Ruote dentate

Per consentire una combustione sufficientemente rapida e regolare della carica, in cui è presente una grande quantità di gas di scarico riciclati (fino al 25%), è necessario incrementare significativamente il livello di turbolenza. Questa funzione viene svolta da un sistema di gestione dei moti d'aria indotti dai condotti di aspirazione, diverso tra i motori 8v e 16v. Per quest'ultimo è stato sviluppato un sistema di parzializzazione dei condotti di aspirazione in testa, accoppiato ad un particolare disegno asimmetrico dei condotti stessi. Nella Fig. I.6.3 è schematizzato questo sistema. Dei due condotti di aspirazione per ogni cilindro uno è conformato per promuovere moti di "swirl", mentre l'altro, più permeabile, è pressoché neutro nei riguardi della generazione di moti organizzati. In condizioni di alto EGR una valvola a cassetto ("slider") chiude il condotto neutro: in queste condizioni l'intensità di swirl è elevata. A pieno carico, dove non avviene ricircolazione forzata di gas, entrambi i condotti sono aperti: grazie alla conformazione del condotto "neutro" l'efficienza di efflusso è elevata.

Nel motore 8v questo effetto è ottenuto in modo completamente diverso, in quanto è presente un solo condotto di aspirazione per cilindro. Il concetto è schematizzato in Fig. I.6.4:

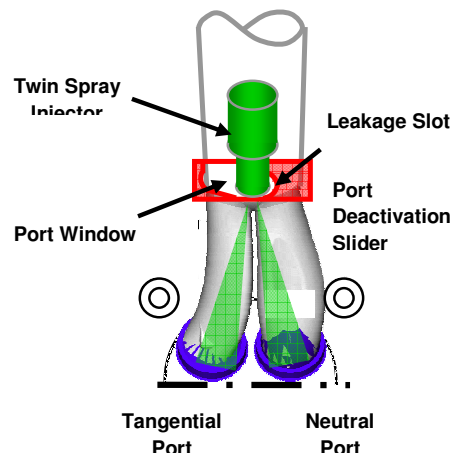


Fig. I.6.3 Sistema di parzializzazione dei condotti di aspirazione per il motore 16v

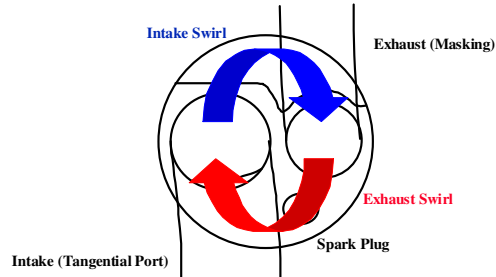


Fig. I.6.4 – Condotto di aspirazione per il motore 8v

Il condotto di aspirazione è di tipo tangenziale, disegnato per ottenere elevati livelli di “swirl”, ma con livelli di efficienza elevati, per consentire buone prestazioni in pieno carico. Il condotto di scarico è conformato in maniera particolare, con una mascheratura in corrispondenza della sede valvola.

In condizioni di ricircolo di gas, come illustrato prima, la valvola di scarico è aperta all’inizio della fase di aspirazione, con livelli di alzata contenuti (0÷ 3 mm). In queste condizioni parte dell’area di passaggio tra valvola di scarico e rispettiva sede è ostruita dalla mascheratura, cosicché i gas di scarico defluiscono nel condotto in maniera asimmetrica, promuovendo un moto di swirl (in senso orario in Fig. I.6.4). All’apertura della valvola di aspirazione il moto dei gas in camera è già elevato, per cui il successivo moto di swirl indotto dall’aspirazione ne risulta incrementato: il livello totale è più elevato di quanto farebbe il solo condotto di aspirazione, senza perdere efficienza di efflusso. In condizioni di pieno carico, quando non viene generato EGR, non c’è efflusso dallo scarico, quindi il moto di swirl risulta meno intenso: in queste condizioni un livello di turbolenza troppo elevato potrebbe causare detonazione e perdite di efficienza. Il livello di swirl è quindi funzione proprio della quantità di ricircolo: la regolazione di EGR e turbolenza è effettuata contestualmente dal variatore di fase. Nella Fig.I.6.5 è riportato l’andamento del consumo specifico in funzione della depressione nel collettore di aspirazione, che diminuisce all’aumentare del calettamento del variatore di fase e quindi del tasso di EGR, in un punto tipico di carico parziale (2000 rpm, 2 bar pme).

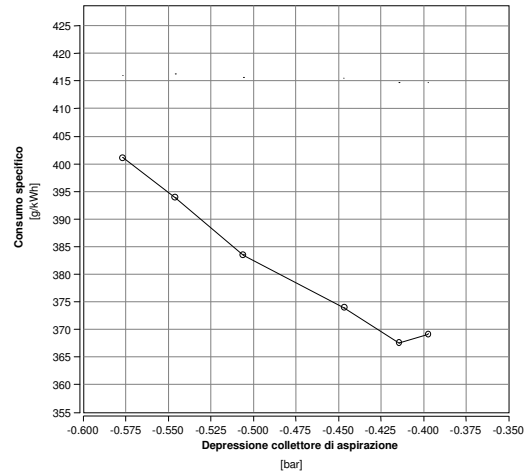


Fig.I.6.5 Andamento del consumo specifico in funzione della depressione nel collettore di aspirazione

Nel punto di minimo consumo specifico si ottiene un vantaggio di oltre 8%, mentre il guadagno in termini di pressione nel collettore di aspirazione, misura della pressione media di pompaggio (pmp) di ca. 150 mbar. Il variatore di fase è di tipo idraulico a vani (Fig.I.6.6).

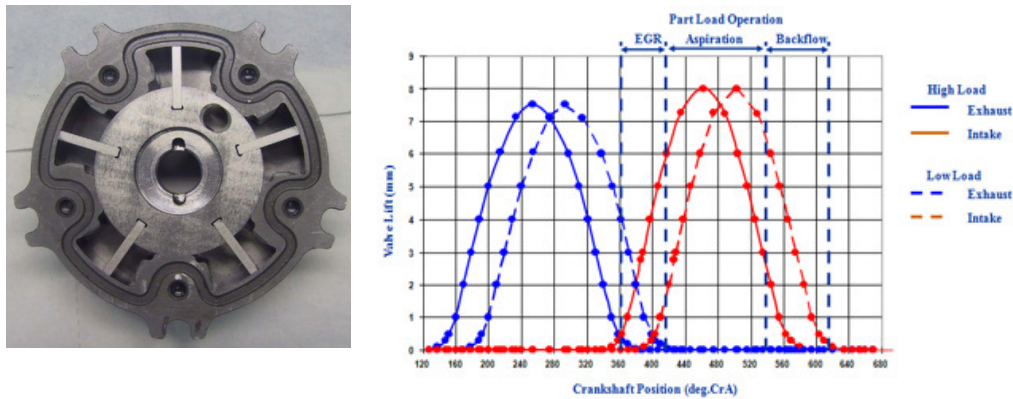


Fig. I.6.6 – Variatore di fase

Esso è montato all'interno della puleggia condotta dell'asse a camme, e riceve l'olio in pressione da quest'ultimo. Viene utilizzato lo stesso olio di lubrificazione del motore e non è stato necessario un incremento di capacità della pompa di normale produzione. La regolazione è effettuata per mezzo di una valvola a cassetto che, in funzione della sua posizione, invia olio maggiormente ai vani di anticipo o ritardo a seconda del comando. Questo è di tipo digitale, "duty cycle", proveniente dalla centralina di controllo motore.

La posizione relativa tra albero motore ed asse a camme è letta dal sistema di controllo motore attraverso un sensore ad effetto Hall e relativa ruota fonica, di particolare conformazione. Il sistema di parzializzazione dei condotti di aspirazione, del tipo a "slider" (valvola a cassetto) è integrato nella flangia del collettore di aspirazione. È costituita da una lamina di materiale plastico, opportunamente conformata, che scorre tra flangia del collettore di aspirazione e piano testa cilindri. Il comando avviene, attraverso un leveraggio, per mezzo di un attuatore pneumatico, comandato a sua volta dalla depressione nel collettore di aspirazione.

La centralina di controllo motore gestisce l'apertura e chiusura dello "slider" attraverso un'elettrovalvola posta tra collettore di aspirazione ed attuatore pneumatico. Lo sviluppo di queste nuove motorizzazioni ha comportato la ridefinizione di altri organi: camera di combustione, collettori di aspirazione e scarico, distribuzione, con l'obiettivo di migliorare ulteriormente i consumi, le emissioni, le prestazioni e ridurre le perdite per attrito. È stata mantenuta, per evitare pesanti modifiche alle linee di produzione, la posizione delle valvole e della candela. Il nuovo disegno ha previsto una camera più raccolta verso la candela, con l'unica area di squish da lato opposto, ed un minore volume lato testa cilindri. Queste modifiche hanno permesso di portare il rapporto di compressione da 9.6 a 11. Inoltre, è migliorata la stabilità ciclica di combustione in presenza di alti tassi di EGR, mentre la combustione in pieno carico risulta più rapida.

1.7 Il sistema di distribuzione VVA

Il sistema VVA (*Variable Valve Actuation*) è un sistema di distribuzione delle valvole, progettato e brevettato dalla FIAT col nome di UNIAir® nei primi anni '90, che permette un controllo, pressoché totale, delle alzate e della fasatura delle valvole di aspirazione [2,8,9]. Il brevetto si basa sulla utilizzazione di un sistema idraulico per il comando ed il controllo di una valvola, evidenziando la possibilità di determinare la legge del movimento di questa operando sulle condizioni di efflusso e pressione del liquido a cui ne viene demandato l'azionamento. L'idea originale riguarda il controllo delle condizioni del liquido di trasmissione del moto. Schematicamente il funzionamento è il seguente (Fig. I.7.1).

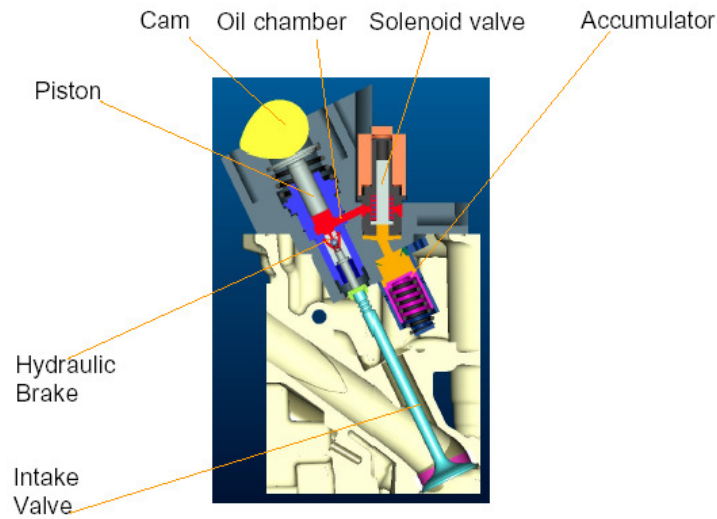


Fig I.7.1 – Particolare del sistema VVA UNIAir Fiat

La camma montata sull'albero della distribuzione agisce, in maniera tradizionale, su un piattello solidale ad un piccolo stantuffo dotato di molla di richiamo (Fig. I.7.2). La punteria e la valvola di aspirazione sono collegate mediante un volume pieno d'olio (oil chamber). L'olio perviene al pistone attraverso due aperture: la valvola di non ritorno e l'intaglio presente sulla boccola. Il pistone scorre all'interno della boccola con un piccolo gioco. Tra il pistone e la valvola è posta una punteria idraulica necessaria al recupero delle tolleranze e per consentire di mantenere la corretta posizione del pompante-freno durante la vita del motore. L'efflusso dell'olio è controllato da un'elettrovalvola che normalmente rimane aperta.

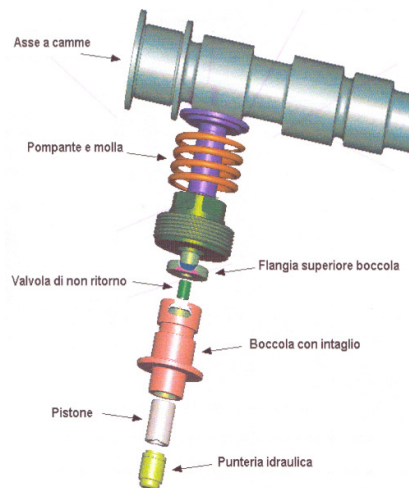
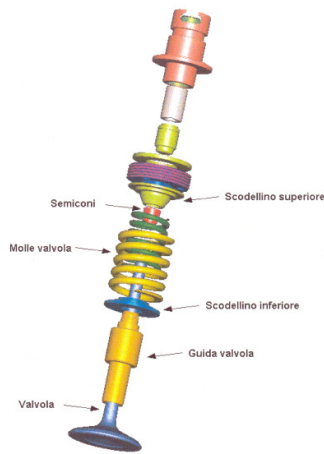


Fig I.7.2 – Particolare dell'attuatore

Quando l'elettrovalvola è chiusa, la valvola di aspirazione segue il profilo della camma (*full-lift*). La chiusura anticipata della valvola di aspirazione, *early intake valve closing*,



è ottenuta aprendo l'elettrovalvola prima che il pistone sia arrivato al punto morto inferiore, facendo defluire l'olio dalla camera di alta pressione alla camera di bassa pressione. Da questo momento il movimento della valvola è disaccoppiato da quello della punteria e la valvola si chiude in anticipo sotto la spinta della molla di richiamo. L'atterraggio morbido della valvola nella sua sede è ottenuto grazie ad un freno idraulico (*hydraulic brake*), che permette di controllare il deflusso dell'olio e quindi la velocità di chiusura della valvola stessa. Nella fase di riempimento dell'attuatore, la pressione necessaria all'olio per fluire dall'accumulatore verso la camera di alta pressione è garantita da una molla, posizionata

nell'accumulatore stesso.

L'apertura ritardata della valvola di aspirazione (*late intake valve opening*) è ottenuta similmente, chiudendo in ritardo l'elettrovalvola. Le possibilità di variazione delle alzate e della fasatura sono riassunte in Fig. I.7.4.

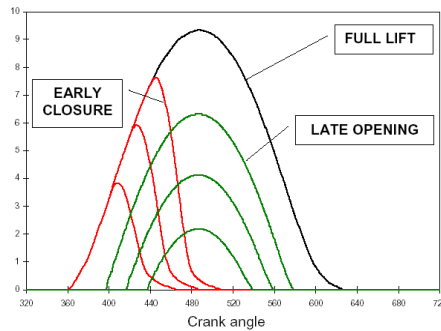


Fig. I.7.3– Possibili profili delle alzate delle valvole di aspirazione del sistema VVA UNIAir

I.7.1 Vantaggi del sistema

La flessibilità del sistema di controllo delle valvole di aspirazione UNIAir comporta i seguenti vantaggi:

- ✚ alta efficienza nel riempimento del cilindro, in tutto il campo di funzionamento del motore, attraverso un totale controllo delle alzate e della fasatura;
- ✚ pieno sfruttamento, agli alti giri, degli effetti di riempimento dovuti a collettori di aspirazione intonati;
- ✚ possibilità di operare in assenza della valvola a farfalla, grazie al controllo diretto sulle valvole, minimizzando così le perdite per pompaggio ed il consumo di carburante;

- controllo dinamico, ciclo per ciclo e cilindro per cilindro, della carica in ingresso, riducendo le emissioni ed i consumi, e migliorando al tempo stesso la risposta del motore;
- riduzione del regime di rotazione al minimo, mediante un più preciso controllo del carico, guadagnando al tempo stesso prontezza in fase di transitorio.

I.7.2 Strategie avanzate di combustione

Per funzionare efficientemente in tutto il campo operativo del motore la fasatura delle valvole deve cambiare con il regime e il carico. L'architettura del sistema permette, inoltre, come accennato in precedenza, l'attuazione indipendente delle due valvole di aspirazione dello stesso cilindro. In Fig. I.7.2.1 sono indicate alcune delle possibili strategie per il controllo delle alzate valvole. Alla massima potenza la strategia più proficua è quella che opera in *full-lift* (D), con un angolo di chiusura delle valvole ottimizzato per ottenere la massima potenza dal motore. Riducendo la velocità di rotazione del motore si anticipa la chiusura delle valvole di aspirazione in prossimità del PMI (D), per evitare il riflusso della carica aspirata ed aumentare quindi l'efficienza volumetrica.

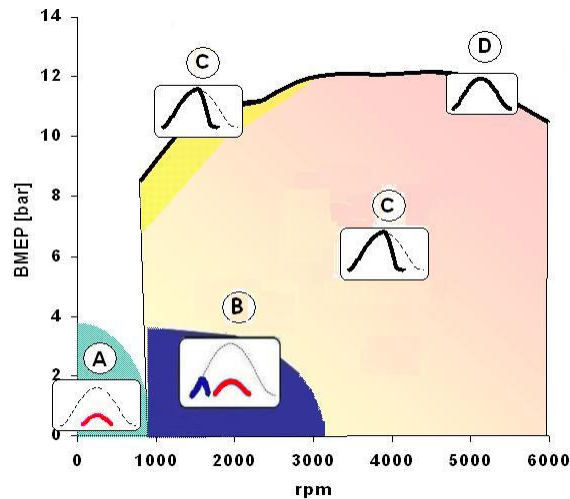


Fig. I.7.2.1 – Possibili strategie di controllo delle alzate del sistema VVA UNIAir

Operando ai carichi parziali è possibile variare l'angolo di apertura Φ_1 e l'angolo di chiusura Φ_2 di ciascuna valvola di aspirazione, per ottimizzare la combustione e ridurre i consumi.

- (A) $\Phi_1 - \Phi_1$ (ritardo di apertura di entrambe le valvole di aspirazione). Con lo stazionamento al regime minimo entrambe le valvole di aspirazione sono azionate con un ritardo dell'angolo di apertura. Questo ha un forte impatto sull'efficienza della combustione, grazie alla forte turbolenza della carica che ne deriva. Dal punto di vista meccanico questa strategia è ottimale per la riduzione degli attriti, grazie all'alzata molto esigua delle valvole. È possibile inoltre contenere la rumorosità tipica del sistema VVA al minimo, riducendo il lavoro di dissipazione del freno idraulico, che è

solitamente fonte di rumore. Dal punto di vista del consumo, è però una modalità di funzionamento svantaggiosa, perché introduce significative perdite per laminazione attraverso le valvole.

- **(B) $\Phi_1 - \Phi_2$ (ritardo dell'angolo di apertura di una delle due valvole e anticipo dell'angolo di chiusura dell'altra valvola di aspirazione).**

È la strategia più flessibile, perché combina i vantaggi di una bassa perdita per pompaggio della modalità Φ_2 , con quelli di un miglioramento della qualità della combustione, tipici della modalità Φ_1 . È possibile infatti controllare la combustione mediante un'opportuna scelta dei profili di alzata delle due valvole. Anche l'efficienza meccanica risulta migliorata grazie al basso profilo di alzata caratteristico della strategia Φ_1 .

- **(C) $\Phi_2 - \Phi_2$ (anticipo di chiusura di entrambe le valvole di aspirazione).**

I risultati ottenuti con questa strategia peggiorano il rendimento del motore. A causa della chiusura anticipata delle valvole la qualità della combustione risulta deteriorata dalla sovra espansione della carica prima della compressione. Si raggiunge infatti un minor rapporto di compressione e quindi una minor pressione e temperatura in camera di combustione, con il rischio che si condensino il carburante già evaporato. La combustione è svantaggiata dalla scarsa turbolenza che questa strategia di alzate induce nella fase di compressione. Questo penalizza sia il consumo di combustibile che le emissioni di HC, soprattutto ai bassi carichi. D'altra parte però questa modalità di alzate risulta essere ottima per limitare le perdite per pompaggio. I problemi di combustione possono essere in parte risolti adottando una differente alzata delle due valvole. Ciò provoca una forte componente di *swirl*, che aiuta a recuperare parte del deterioramento della combustione.

- **(D) Full Lift (nessuna strategia di controllo).**

In questa zona non viene gestita alcuna regolazione in quanto in questa condizione ad alti regimi si vuole una curva di potenza massima e non necessita una chiusura anticipata della valvola poiché limiterebbe il riempimento e di conseguenza la velocità dell'autovettura.

I.7.3 Riduzione dei consumi

Prove sperimentali hanno dimostrato un miglioramento del consumo di carburante ai carichi parziali e a basso numero di giri; in particolare si è analizzato un veicolo di classe media, (segmento D), del peso di circa 1350 kg, confrontando le diverse strategie di alzata delle valvole. I risultati di una prova in condizioni stazionarie, 1500 rpm e 1 bar BMEP, sono riassunti nella parte sinistra di Fig. I.7.3.1. L'unico parametro, oltre al profilo delle alzate, che è stato variato durante la prova è l'anticipo (spark advance), riscontrando la sua influenza sulle emissioni di HC/NOx e sul consumo di carburante.

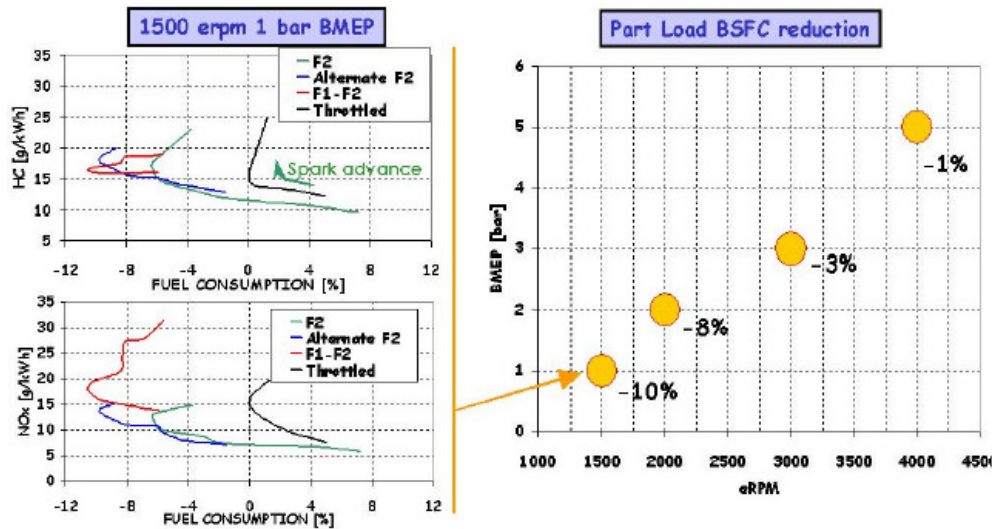


Fig. I.7.3.1– Dipendenza del consumo/emissioni dalle diverse strategie di alzata delle valvole del sistema UNIAir Fiat

Considerando il compromesso fra riduzione dei consumi ed emissioni inquinanti, funzioni entrambi dell'anticipo, è stato possibile definire la strategia di controllo della combustione più indicata. Nella parte destra di Fig. I.7.3.1, è possibile apprezzare il campo di funzionamento dove l'architettura VVA offre i vantaggi maggiori: ai bassi carichi e ad un basso numero di giri la riduzione di consumo si attesta sul 10%. È proprio in questo range di funzionamento, infatti, che le perdite per pompaggio sui motori tradizionali sono più influenti. A tal proposito si osservino le curve di un ciclo indicato rilevate su un motore di 2400 cm³ a 5 cilindri, mantenendo un regime costante di 1500 rpm e il carico parzializzato (vedi Fig. I.7.3.1, grafico a sinistra). Confrontando il lavoro speso per il ricambio del fluido, evidenziato in Fig. I.7.3.1 a destra, a parità di massa intrappolata, l'architettura VVA, grazie all'assenza della valvola a farfalla e alla possibilità di praticare la chiusura anticipata della valvola, risulta essere molto più vantaggiosa, tanto che il guadagno in termini di PMI si attesta intorno al 10%.

Dalla Fig. I.7.3.2 si può desumere che:

- ✚ il lavoro negativo del ciclo è inferiore per il motore che monta il sistema di distribuzione variabile;
- ✚ la pressione massima è inferiore per il motore che monta il sistema di distribuzione variabile;
- ✚ la pressione all'inizio della fase di compressione è inferiore nel sistema di distribuzione variabile.

L'utilizzo di sistemi di distribuzione variabile ha come diretta conseguenza una riduzione del lavoro speso per il ricambio della carica con conseguente aumento del rendimento globale. Il motore VVA analizzato in questa tesi ha la gestione flessibile solo delle valvole di aspirazione, perché la variazione della loro fasatura

ha una grandissima influenza sul rendimento volumetrico, mentre la variazione della fasatura delle valvole di scarico ha effetti marginali.

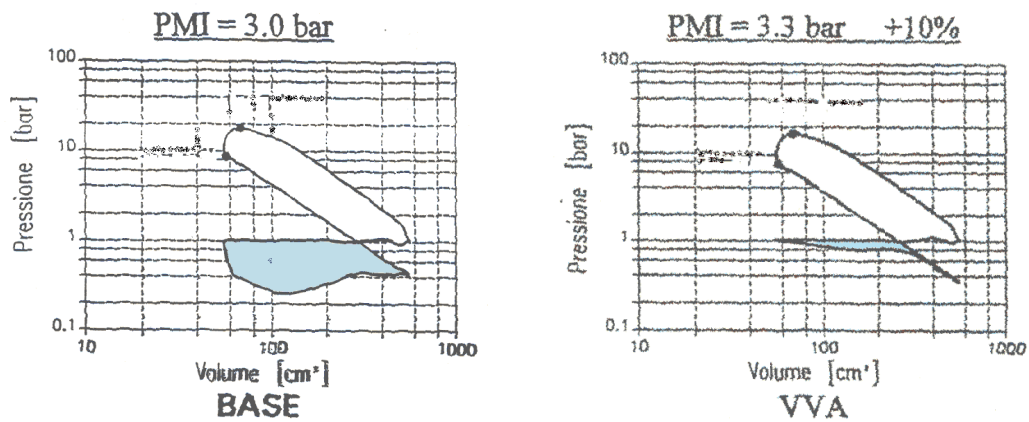


Fig. I.7.3.2– Lavoro di ricambio del fluido

I.7.4. Miglioramento delle prestazioni

La riduzione dei consumi apportata dalla distribuzione VVA, non influisce negativamente sulle prestazioni del motore, che, anzi, risultano nettamente migliorate. In Fig. I.7.4.1 è illustrato un confronto fra le curve di coppia e potenza del motore di normale produzione 1970 Twin Spark 16v, con quello di pari cilindrata, ma con architettura VVA. È subito evidente l'incremento di coppia intorno ai 4000 rpm di circa 10-15 Nm e l'incremento di potenza massima dell'ordine di circa 7-14 CV. Questo aumento di prestazioni è dovuto, sostanzialmente, all'ottimizzazione del rendimento volumetrico in un ampio range di funzionamento del motore per l'adozione di un sistema di controllo delle valvole continuamente variabile.

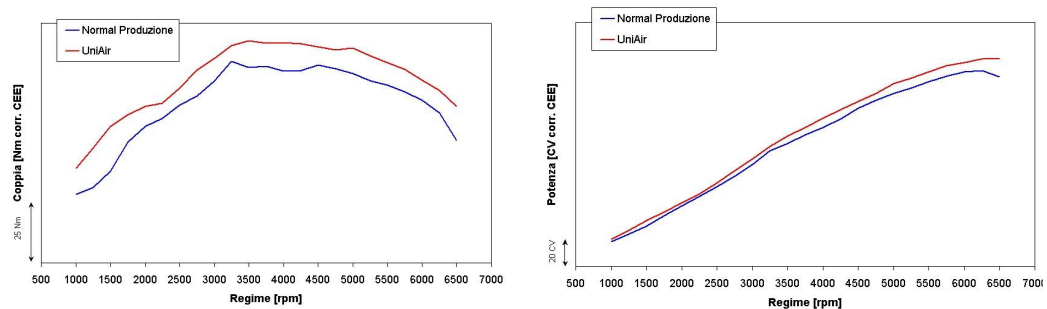


Fig. I.7.4.1 – Confronto fra le curve di coppia e di potenza fra motore di serie e VVA

I.7.5. Riduzione delle emissioni

È noto che, considerando le normative EURO 5, i primi istanti dopo l'avviamento a motore freddo sono cruciali per quanto riguarda il risultato dell'intero ciclo delle

emissioni. Molti sforzi sono stati fatti per superare questa fase critica, migliorando il rendimento del catalizzatore e le strategie di controllo del motore. In altri casi è stato necessario accettare severi compromessi con altri fattori (prestazioni, risparmio di carburante), per assecondare gli standard sulle emissioni. Il sistema VVA può contribuire a ridurre le emissioni in due modi:

- ✚ grazie alla possibilità di un preciso controllo sulla combustione è possibile, adottando un'opportuna strategia nei primi cicli dopo l'avviamento, ridurre le emissioni di HC a freddo;
- ✚ disponendo di una combustione molto stabile, è possibile modificare ampiamente l'anticipo e la dosatura, ottenendo un rapido riscaldamento del catalizzatore e mantenendo al tempo stesso un'accettabile guidabilità.

Una analisi sperimentale sulle potenzialità del sistema UNIAir ha indicato una riduzione delle emissioni di HC, durante i primi 20 secondi dopo l'avviamento, del 15% circa e una riduzione del tempo necessario al catalizzatore per raggiungere la temperatura di 300°C dell'ordine del 15%. Questi risultati potrebbero essere migliorati considerando la possibilità di agire sulla dosatura durante la fase di riscaldamento del motore, aumentando ulteriormente l'efficienza del catalizzatore.

L'implementazione di un tale dispositivo di controllo anche sulle valvole di scarico avrebbe permesso di ridurre ulteriormente i consumi, grazie alla possibilità di una totale esclusione ai bassi carichi di uno o più cilindri, ma il costo aggiuntivo che tale soluzione avrebbe comportato non sarebbe stato giustificato dai vantaggi conseguiti. Sempre per motivi di costo è stata intrapresa la strada del dispositivo elettroidraulico per il controllo delle valvole. L'alternativa, per un motore destinato alla grande serie, sarebbe stato l'approccio elettromagnetico, ma, a dispetto della possibilità di eliminare del tutto l'albero a camme, avrebbe comportato un costo più elevato, un forte consumo di corrente, un alto rischio in caso di avaria e un limitato range di giri di applicazione.

CAP II: L'ACQUISIZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

Nel lungo percorso di sviluppo e applicazione al veicolo di una nuova unità propulsiva, così come nell'affinamento di un motore già in produzione, le attività di sperimentazione, al banco prova oppure in vettura, ricoprono un ruolo di fondamentale importanza.

Esempi tipici di queste attività sono:

- ✚ caratterizzazione prestazionale: rilievo di coppia e potenza;
- ✚ determinazione del consumo di combustibile (in punti motore di riferimento e in generale in tutto il piano quotato motore);
- ✚ analisi delle emissioni inquinanti allo scarico;
- ✚ verifiche affidabilistiche: consumo di lubrificante, usura di componenti in condizioni di prolungato utilizzo e/o critiche;
- ✚ definizione e ottimizzazione del controllo elettronico: mappe, strategie, ecc.

L'attività di sperimentazione cui si farà riferimento nelle prossime pagine è svolta nelle cosiddette sale prova motori, ovvero laboratori appositamente attrezzati per eseguire test di vario genere su di un motore, senza la necessità di montarlo in vettura.

La Sala Prova Motori (SPM) è costituita di due ambienti principali, la sala motore e la sala comando, contigui ma opportunamente separati per ragioni di sicurezza (Fig. II.1).

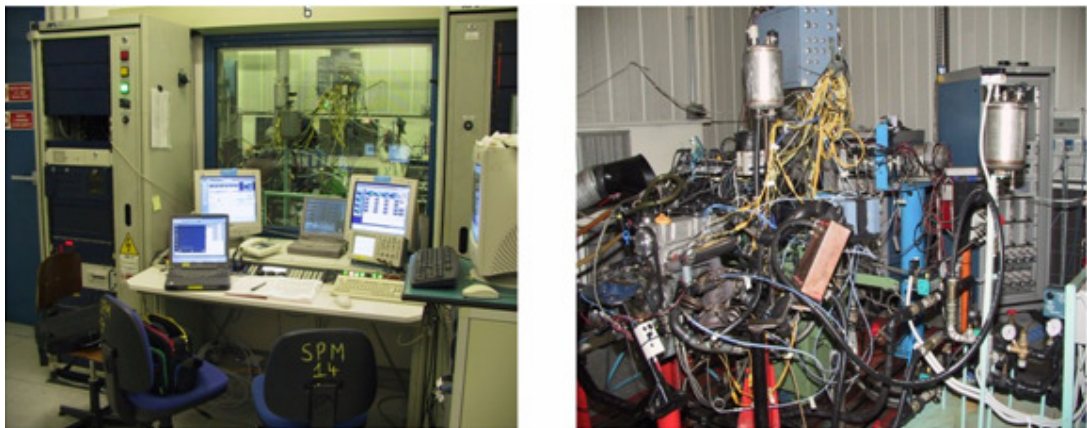


Fig. II.1 – Sala comando e Sala motore

Di seguito si riporta uno schema di massima dei due ambienti (Fig.II.2).

immessa in sala. Tale impostazione avviene tramite il pannello di controllo di un PLC¹ che comanda l'apertura e la chiusura di due serrande motorizzate poste all'estremità dei condotti di adduzione ed estrazione dell'aria; si garantisce così il mantenimento della temperatura desiderata. In questo modo è possibile ottenere anche una determinata depressione (dell'ordine di alcuni mbar) per evitare la fuoriuscita di gas e vapori dalla sala motore.

II.1.2 Circuito aria comburente

L'aria comburente viene fornita a temperatura (in genere circa 25 °C) e umidità controllate da un circuito separato da quello della climatizzazione, tramite una tubazione flessibile che ne favorisce il convogliamento alla presa d'aria di alimentazione del motore.

II.1.3 Circuito di raffreddamento punti caldi

Sul motore si individuano numerosi punti ad elevata temperatura, quali ad esempio i collettori di scarico, il catalizzatore, la coppa dell'olio e, se presente, il turbocompressore.

L'elevato stress termico potrebbe pregiudicare il corretto funzionamento dei componenti in questione. Si prevede perciò la presenza di soffianti flessibili che, se attivati, apportano aria fredda sui punti critici.

II.1.4 Impianto di raffreddamento fluidi motore

Sotto la pavimentazione della sala motore sono posti scambiatori di calore, del tipo a tubi e mantello, per il raffreddamento del liquido refrigerante e dell'olio lubrificante inviati al motore. Per refrigerare i fluidi motore nei suddetti scambiatori viene utilizzata acqua proveniente dalle linee di *acqua tecnica* a cui la sala è allacciata. Una delle due linee è alla temperatura di 7-12 °C e l'altra alla temperatura di 30-50 °C. In funzione della temperatura obiettivo del fluido da refrigerare, viene usata la prima o la seconda. Nel caso specifico, gli scambiatori sono collegati entrambi con la linea da 30-50 °C.

Le temperature di esercizio dei fluidi motore vengono regolate dallo sperimentatore tramite il pannello del PLC che, mediante regolatori ad anello chiuso di tipo PID², comanda le valvole proporzionali (che variano l'apertura proporzionalmente alla tensione o corrente di comando) che parzializzano la mandata di acqua di raffreddamento agli scambiatori.

II.1.5 Impianto di raffreddamento aria comburente

Il motore oggetto di questo lavoro di tesi è dotato di gruppo sovralimentatore, l'aria comburente subisce dunque una compressione che ne innalza la temperatura.

¹ PLC (Programmable Logic Controller): dispositivi strutturalmente simili ai PC ma che si diversificano negli organi di ingresso e di uscita. Questi accettano come segnali d'ingresso valori digitali (ON-OFF) o segnali analogici di tensione-corrente variabili e restituiscono in uscita segnali dello stesso tipo. I segnali d'ingresso vengono opportunamente elaborati dal software nella CPU che a sua volta comanda le uscite secondo la logica del software e le impostazioni effettuate dall'operatore.

² Regolazione PID (Proporzionale Integrale e Derivativo): controllo di un dispositivo tramite la misura dello scostamento di una grandezza caratteristica da un valore obiettivo. La regolazione è effettuata tramite funzioni (HW o SW) del suddetto scostamento.

Per questo motivo va previsto, in vettura così come in sala prova, un dispositivo che raffreddi l'aria comburente prima di inviarla al collettore di aspirazione. Il dispositivo in questione prende il nome di intercooler ed in vettura è costituito da uno scambiatore del tipo aria-aria. In sala, per motivi di semplicità di utilizzo e di ripetitività delle prove, si usa uno scambiatore del tipo aria-acqua.

Nel caso specifico quest'ultimo è stato realizzato ricoprendo un intercooler del tipo normalmente montato su vettura, con una camicia metallica, capace di garantire la tenuta stagna per l'acqua che qui prende il posto dell'aria nella veste di fluido refrigerante (Fig. II.1.5.1).

L'acqua di servizio dell'intercooler viene, a sua volta, raffreddata con la linea di acque tecniche 7-12 °C mediante un circuito progettato appositamente.

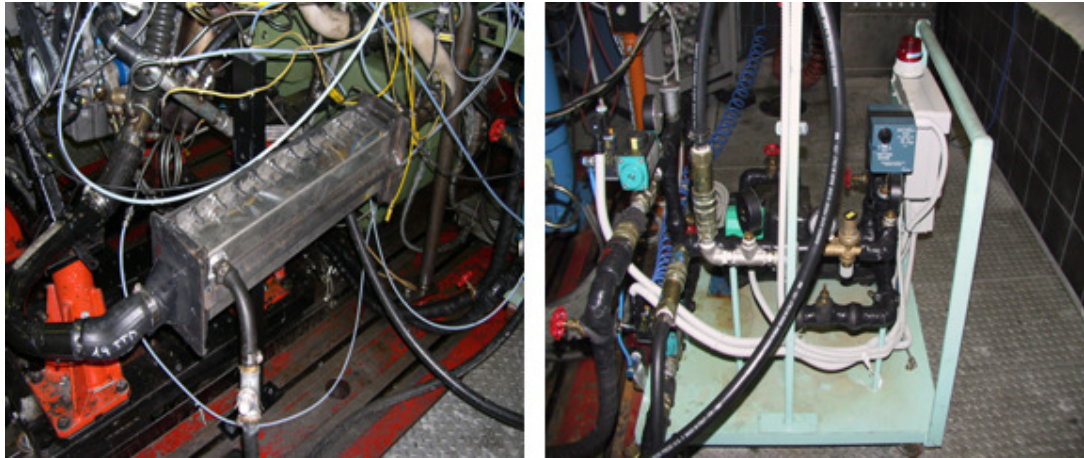


Fig. II.1.5.1– Intercooler e circuito di raffreddamento

Il circuito è composto da (Fig. II.1.5.2):

- ✚ Scambiatore acqua-acqua del tipo a tubi e mantello.
- ✚ Pompa elettrica di tipo centrifugo.
- ✚ Valvola motorizzata proporzionale a tre vie posta a valle dello scambiatore acqua – acqua: parzializza la portata del fluido di servizio inviandone parte all'intercooler e parte in un ramo di by-pass che si collega all'aspirazione della pompa di circolazione. In questo modo è possibile regolare la quantità di fluido che raffredda l'aria all'interno dell'intercooler e, di conseguenza, la temperatura dell'aria stessa. La regolazione avviene mediante il PLC di sala che, tramite un controllore PID, gestisce l'apertura della valvola in funzione della temperatura obiettivo impostata dallo sperimentatore.
- ✚ Serbatoio di espansione: poiché il circuito di raffreddamento è sigillato, il serbatoio consente la dilatazione termica del liquido di servizio (acqua addizionata con una certa quantità di liquido antigelo) all'aumentare della sua stessa temperatura limitando così la pressione del circuito e l'eventuale danneggiamento dell'intercooler stesso.



Fig. II.1.5.2 – Scambiatore, valvola motorizzata e serbatoio di espansione

Inoltre nel circuito vengono utilizzati anche i seguenti elementi (Fig. II.1.5.3):

- ✚ Valvole elettro-pneumatiche: si tratta di valvole, montate sui tubi di ingresso e uscita della linea 7-12 °C, che risultano completamente chiuse quando il circuito elettrico di alimentazione del sistema è spento; in questo modo si esclude la circolazione dell'acqua proveniente da questa linea e si evita di disperdere inutilmente potenza frigorifera quando non richiesto. Quando il circuito è acceso le valvole vengono aperte da un comando ad aria compressa, fornita da un apposito servizio cui la sala è allacciata.
- ✚ Pannello elettrico: si tratta del pannello che alimenta la pompa elettrica e le valvole elettro-pneumatiche. Esso è dotato di un interruttore ed un relè differenziale.
- ✚ Pressostato: costituisce il sistema di sicurezza atto ad impedire il danneggiamento dell'intercooler. Esso interviene spegnendo il pannello elettrico, facendo di conseguenza chiudere le valvole elettro-pneumatiche e provocando l'arresto della pompa, se la pressione all'interno del circuito supera i 0.8 bar. Questo limite è stato fissato per garantire l'integrità dell'intercooler aria-acqua (customizzato da uno aria-aria) nell'eventualità di rottura dello scambiatore dell'acqua di servizio; in tale caso quest'ultima entrerebbe in contatto con l'acqua della linea 7-12 °C che, trovandosi a circa 5 bar, farebbe incrementare notevolmente la pressione all'interno dell'intercooler. Per riportare successivamente la pressione al di sotto di quella limite, è stato previsto uno sfiato sul tappo del serbatoio del liquido di raffreddamento.



Fig. II.1.5.3 Valvole, pannello elettrico e pressostato

Si riporta di seguito uno schema dell'intero circuito (Fig. II.1.5.4).

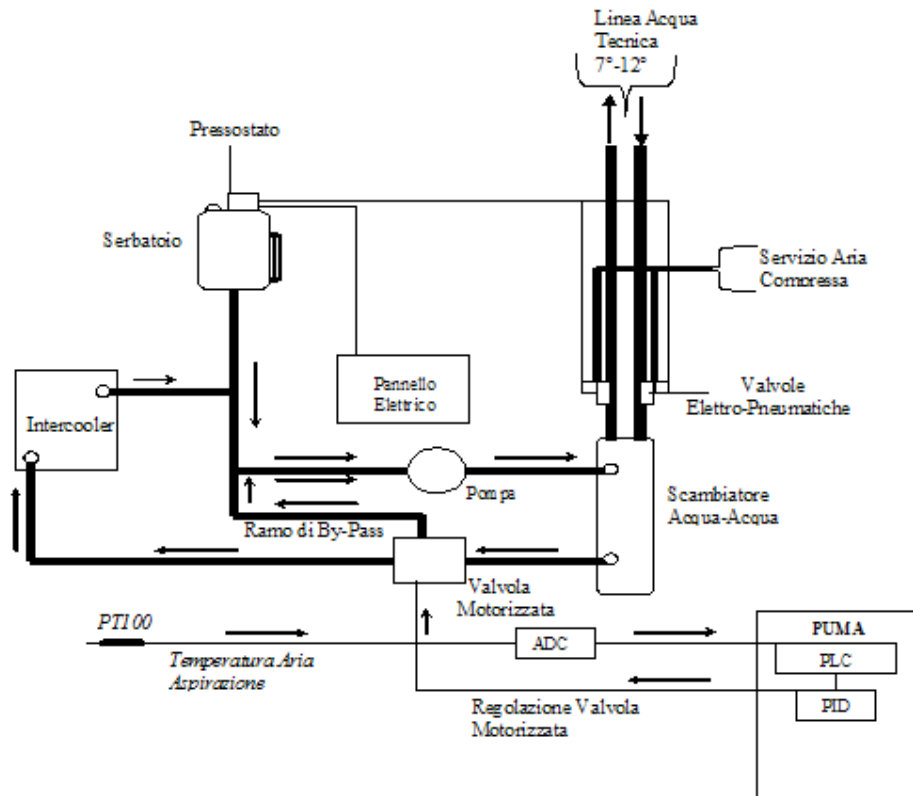


Fig. II.1.5.4 Schema del circuito di raffreddamento

II.1.6 Impianto di distribuzione del combustibile

I distributori presenti in sala ricevono i combustibili (quali benzina, gasolio o metano) dai serbatoi di stoccaggio combustibile; successivamente una pompa preleva il combustibile necessario, nel nostro caso benzina, dal distributore e la invia al sistema di alimentazione del motore.

II.1.7 Impianto di evacuazione gas di scarico

I gas in uscita dalla tubazione di scarico del motore vengono evacuati a mezzo di un estrattore, che li convoglia in un impianto collettore, al cui interno viene mantenuta una certa depressione, regolata tramite PLC, al fine di evitare il riflusso dei gas suddetti in sala.

II.1.8 Freno dinamometrico

Si tratta del componente che consente di caricare meccanicamente il motore in prova e di rilevarne così la coppia motrice prodotta (Fig. II.1.8.1). Esso viene collegato al propulsore per mezzo di un albero di trasmissione ed un giunto di accoppiamento vincolato sulla superficie del volano [11].

Nella sala prova in cui era presente il motore in esame è installato un freno dinamometrico a correnti parassite prodotto dalla *Borghesi&Saveri* (modello *FE 150 S*).

Il freno è costituito da due parti fondamentali, una statorica ed una rotorica.

Il *rotore*, di forma stellare e ad alta permeabilità magnetica, è calettato su un albero montato su cuscinetti a rotolamento, alloggiati nel coperchio dello statore. Lo *statore*, a sua volta, è supportato da cuscinetti montati sul basamento del freno, in questo modo risulta basculante rispetto al basamento stesso. Nello statore si trovano gli avvolgimenti elettrici, con spire coassiali all'asse del freno. Facendo passare una corrente attraverso i suddetti avvolgimenti si genera un campo magnetico di forma toroidale.

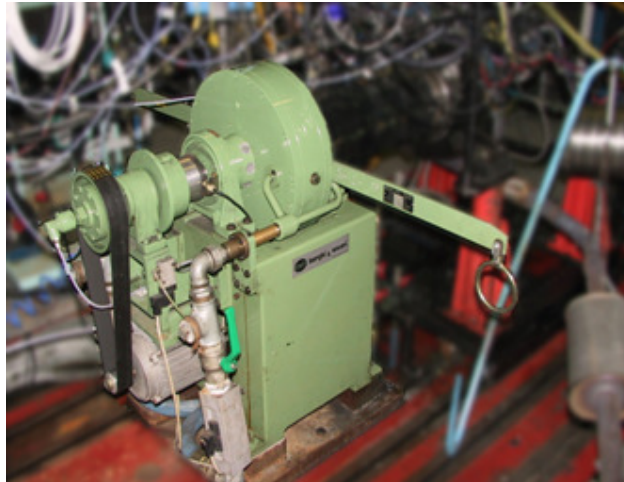


Fig. II.1.8.1– Freno dinamometrico

L'albero sui cui è calettato il rotore è accoppiato all'asse del motore (con estrema attenzione alla coassialità, per evitare pericolose vibrazioni) tramite il giunto, così che la rotazione dell'albero motore faccia ruotare anche il disco rotorico. Il disco, con il suo moto, taglia le linee di forza del campo magnetico dello statore generando così, su quest'ultimo, delle correnti parassite i cui campi magnetici tendono ad opporsi alla rotazione del rotore e, conseguentemente, dell'albero motore, fino al raggiungimento delle condizioni di equilibrio tra il momento torcente dell'albero motore e quello resistente del freno (si noti come l'energia meccanica del motore venga trasformata in calore all'interno del freno, calore prodotto per effetto Joule dalle correnti parassite; un apposito circuito di raffreddamento è poi preposto al suo smaltimento).

L'azione frenante è regolata variando l'intensità della corrente di alimentazione delle spire. Non potendo arrestare il moto dell'albero, per annullare la velocità relativa tra rotore e statore, quest'ultimo tende a ruotare nello stesso verso del rotore; la sua rotazione è però impedita dalla presenza di una cella di carico che, insieme ad una leva, lo collega al basamento del freno. La cella di carico, indicata in Fig.II.1.8.2, è di tipo piezoelettrico, dunque fornisce un segnale di carica elettrica dal quale, tramite un circuito elettronico di condizionamento, si ricava un segnale analogico in tensione, che risulta proporzionale alla reazione vincolare in corrispondenza della cella di carico e dunque, tramite la lunghezza della leva, al momento torcente presente sull'albero motore.



Fig. II.1.8.2– Cella di carico

Per misurare il regime di rotazione del motore si ricorre all'utilizzo di una ruota fonica (Fig.II.2.8.3). Si tratta di una ruota dentata solidale all'albero del freno, su di essa è affacciato un sensore costituito da un elemento di materiale ferromagnetico su cui è avvolta una bobina di conduttore elettrico. Durante la rotazione della ruota fonica, l'alternanza tra denti e cave provoca una variazione della riluttanza magnetica in corrispondenza del sensore, generando così una tensione ai capi dell'avvolgimento che risulta dipendente dalla variazione di riluttanza stessa.

Il segnale di tensione si presenta sotto forma di onde ed il periodo tra due fronti d'onda consecutivi fornisce la misura del tempo che intercorre tra il passaggio di due denti consecutivi in prossimità del sensore. Noto pertanto il passo della dentatura è immediato calcolare la velocità di rotazione della ruota fonica e dunque dell'albero motore.

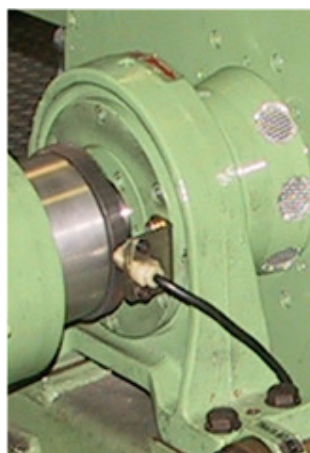


Fig. II.1.8.3– Ruota fonica

Dopo aver misurato come visto la coppia motrice ed il regime di rotazione, è possibile calcolare la potenza erogata dal motore utilizzando, ad esempio, la

seguente espressione (valida qualora la coppia venga espressa in [kgm] e la potenza in [CV]):

$$P_e = \frac{M_t \cdot \omega}{75} = \frac{M_t \cdot 2\pi \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{M_t \cdot n}{716,2} = \frac{(F \cdot b) \cdot n}{716,2} = \frac{(F \cdot 0,7162) \cdot n}{716,2} = \frac{F \cdot n}{1000}$$

dove:

P_e [CV] è la potenza effettiva

M_t [kgm] il momento torcente

F [kg] la forza che si legge dalla cella di carico

b [m] il suo braccio rispetto all'asse del freno

n [giri/min] il regime di rotazione del motore.

La leva che collega la cella di carico allo statore ha lunghezza tale da creare un braccio b pari a 0.7162 m in modo da poter semplificare la formula, come si vede nell'ultimo passaggio.

Per permettere al freno di mantenere costante la velocità di rotazione del motore è presente un cosiddetto cassetto di regolazione P.I.D. che agisce secondo le impostazioni dello sperimentatore.

Il controllo della coppia motrice avviene tramite il controllo del carico motore, ovvero tramite la regolazione dell'apertura della farfalla, nel caso dei motori ad accensione comandata come il nostro, oppure tramite la regolazione della quantità di combustibile iniettato, nel caso dei motori ad accensione per compressione.

Il sistema di controllo motore del propulsore in prova è del tipo *drive by wire*, cioè basato su un collegamento di tipo esclusivamente elettrico (Fig.II.1.8.4).



Fig. II.1.8.4– Attuatore pedale acceleratore

Un motorino elettrico passo-passo è preposto all'azionamento del pedale dell'acceleratore, che è internamente costituito da due potenziometri. Questi forniscono un segnale in tensione, funzione della posizione del pedale, che viene inviato alla centralina di controllo motore (ECU) che comanda la movimentazione della farfalla di tipo elettrico. Il sistema di controllo del PUMA (si veda paragrafo II.4), in base alle impostazioni dello sperimentatore, invia all'attuatore, ovvero il motorino passo-passo, un segnale analogico in tensione proporzionale alla posizione pedale da realizzare.

II.1.9 Sistema di misura del consumo di combustibile

Il sistema di misura del consumo di combustibile è uno strumento ad alta precisione del tipo *Dynamic Fuel Consumption* prodotto dalla AVL [12]; esso è costituito, fondamentalmente, da una bilancia gravimetrica e da un'unità elettronica di controllo, che ne permette il funzionamento in automatico (Fig.II.1.9.1).



Fig. II.1.9.1– AVL dynamic fuel consumption system

Il principio di funzionamento si basa sul rilevamento del peso di un serbatoio di misura del combustibile a mezzo di una cella di carico. Il serbatoio è collegato al distributore di combustibile presente in sala e viene riempito tramite l'apertura di una elettrovalvola. Al raggiungimento del prestabilito livello di riempimento, determinato otticamente, l'elettrovalvola si chiude ed il combustibile viene inviato dal serbatoio al motore. A questo punto la misura può procedere in due modi differenti: si può fissare un intervallo temporale di misura e fare due misurazioni all'inizio ed alla fine di tale intervallo (rapportando poi la differenza di peso alla durata dell'intervallo stesso) oppure si può effettuare un campionamento del segnale della cella di carico con una frequenza di circa 1 Hz (rapportando sempre il dato al tempo). La misura finale sarà espressa in termini di portata massica.

Va precisato che l'accuratezza della misura è tanto maggiore quanto maggiore è la massa di combustibile consumata durante la misurazione. Per ottenere un'adeguata precisione della misura, si fa in modo di consumare almeno 100g di combustibile, cui corrisponde un errore di misura di circa il 0,2%. Al raggiungimento del livello di minimo riempimento, anch'esso determinato otticamente, l'elettrovalvola si riapre per immettere nel serbatoio la quantità di combustibile necessaria ad effettuare una nuova misura. Durante il riempimento del serbatoio una seconda elettrovalvola collega il motore direttamente al distributore per garantire la continuità dell'alimentazione. Affinché la misura del consumo di combustibile sia significativa è necessario che durante la misurazione il motore sia in condizioni stazionarie.

II.1.10 Analizzatori dei gas di scarico

Si tratta di un insieme di strumenti atti a rilevare e misurare le emissioni dei principali agenti inquinanti dei motori a combustione interna, nel nostro caso ad

accensione comandata, ovvero *monossido di carbonio* (CO), *anidride carbonica* (CO₂), *ossidi di azoto* (NO_x) ed *idrocarburi incombusti* (HC).

L'analizzatore presente in sala (Fig.II.1.10.1) è il modello $\mu P5$ prodotto dalla *Contec* ed è in grado di fornire la lettura in continuo delle concentrazioni volumiche degli inquinanti; la rapidità di risposta è in genere buona, seppur influenzata dalla lunghezza dei condotti che vanno dal punto in cui si prelevano i gas all'analizzatore (condotti di sampling).

Questo tipo di apparecchiatura richiede però quotidiane tarature dello zero e dello span³ ed una periodica ritaratura delle curve di linearizzazione dei singoli analizzatori⁴.



Fig. II.1.10.1- Analizzatore gas d scarico

L'analizzatore dei gas di scarico è collegato ad un Personal Computer, a sua volta interfacciato con il PUMA, che permette di gestire le misure in modo automatico, insieme alle operazioni di taratura [13].

Il gas da analizzare viene spillato a monte o a valle del catalizzatore ed inviato all'analizzatore dopo essere passato in un campionatore. Quest'ultimo è costituito da una pompa per circolazione dei gas da analizzare, da un filtro che trattiene le polveri dannose per la strumentazione e da un frigorifero che provoca la condensa dell'acqua contenuta nel gas, necessaria poichè la misura viene effettuata su campioni anidri.

L'analizzatore è composto da vari moduli, ognuno dei quali è dedicato all'analisi di uno specifico tipo di inquinante.

³ Per taratura dello span si intende la taratura dello strumento al 75% del fondo scala

⁴ Queste operazioni di taratura vengono effettuate con l'ausilio dei gas campione (gas da analizzare diluiti con azoto in proporzioni certificate) disponibili in ogni sala tramite un apposito quadro di distribuzione; lo zero viene calibrato utilizzando azoto puro.

Analizzatore a chemiluminescenza⁵ per le misure di NO_x [14]

In questa apparecchiatura (vedi schema a di funzionamento in Fig.) l'ozono, prodotto mediante scarica elettrica a partire da ossigeno gassoso a bassa temperatura, viene inviato nel reattore insieme al gas da esaminare. L'emissione luminosa dovuta alla reazione tra i due gas viene rilevata tramite un fotomoltiplicatore e convertita direttamente in un valore di concentrazione attraverso una curva di calibrazione, ottenuta usando azoto per lo zero ed una concentrazione nota di NO per lo span. Per la misura del monossido di azoto, si procede ossidando in un convertitore catalitico tutto il gas oggetto di indagine, così da ossidare ad NO₂ il monossido. Collegando il reattore alternativamente con le linee NO ed NO_x è possibile misurare separatamente le due specie.

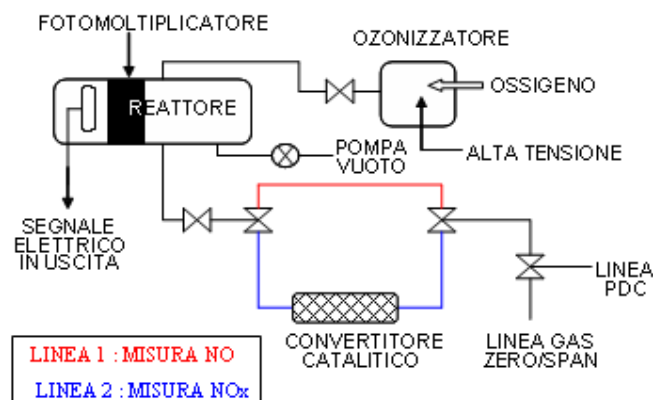


Fig. II.1.10.2- Schema dell'analizzatore a chemiluminescenza

Analizzatore N-Dir per le misure di CO e CO₂

Il metodo di indagine N-Dir (*Non Dispersive Infrared*) sfrutta la proprietà dei gas, sottoposti a radiazioni nello spettro dell'infrarosso, di assorbire solo radiazioni di una determinata lunghezza d'onda.

La strumentazione (vedi schema di funzionamento in Fig. II.1.10.3) è costituita da una sorgente di raggi infrarossi indirizzati su due celle di misura: una contiene un gas di riferimento (azoto o aria pura), l'altra il campione di gas da analizzare, l'irraggiamento con gli infrarossi provoca un aumento di temperatura e pressione nei due gas che è proporzionale alla concentrazione degli inquinanti (CO e CO₂). Fra la sorgente infrarossi e le celle di misura è interposta una cella filtro, visto che le bande di assorbimento di CO e CO₂ sono parzialmente sovrapposte.

Le due celle di misura sono separate da un setto mobile a membrana che si sposta proporzionalmente alla differenza di pressione; tale spostamento, convertito in segnale elettrico, fornisce la voluta misura di concentrazione.

⁵ Per chemiluminescenza si intende l'emissione di luce da parte di atomi o molecole elettricamente eccitate da una reazione chimica.

Ad esempio, nel caso del monossido di azoto la reazione è:



Quando le molecole di NO₂, elettronicamente eccitate, ritornano al loro stato di quiete, si verifica una emissione di luce h che, se la temperatura è opportunamente controllata, è proporzionale alla concentrazione di biossido di azoto presente.

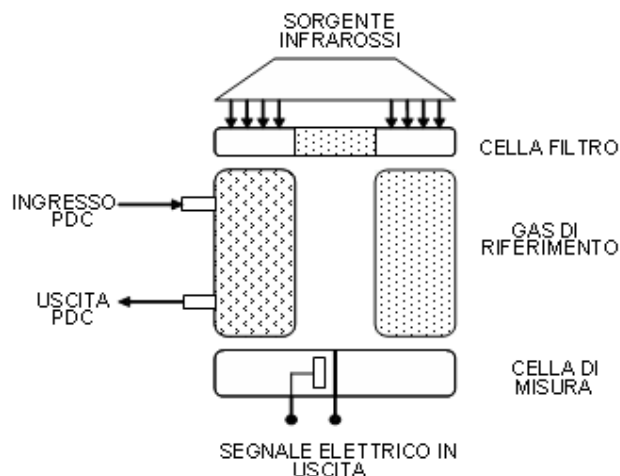


Fig. II.1.10.3– Schema analizzatore N-dir

Analizzatore FID per le misure degli HC

Il principio su cui si basa l'analizzatore FID (*Flame Ionization Detector*) è quello della ionizzazione dei gas per mezzo di una fiamma. L'analizzatore (vedi schema di funzionamento in Fig.II.1.10.4) è costituito da un bruciatore dove un flusso calibrato di gas da analizzare attraversa una fiamma prodotta dalla combustione di aria ed idrogeno [14].

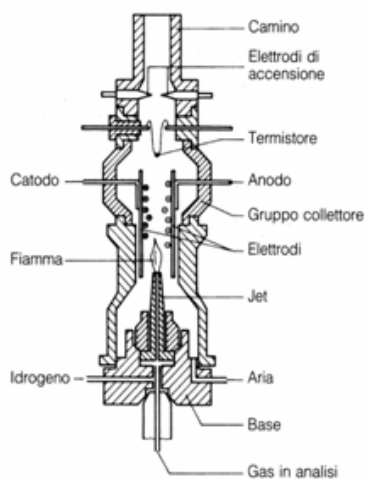


Fig. II.1.10.4– Schema analizzatore FID

Gli idrocarburi incombusti presenti danno origine alla ionizzazione degli atomi di carbonio; questi passando fra le armature di un condensatore poste nelle immediate vicinanze della fiamma, danno origine ad un flusso elettrico proporzionale alla percentuale di HC presenti nel gas.

Questi apparecchi permettono inoltre una misura continua della concentrazione senza grossi problemi di tenuta della taratura.

Analizzatore magnetopneumatico per le misure di ossigeno

Il principio di funzionamento dell'analizzatore magnetopneumatico (Fig.II.1.10.5), anche noto con l'acronimo MPA - *Magnet Pneumatic Analyser*, si basa sulla proprietà di alcune sostanze chimiche, fra cui l'ossigeno, chiamata paramagnetismo, principio secondo cui queste sostanze messe all'interno di un campo magnetico vengono attratte dai poli dello stesso campo [15].

L'effetto meccanico di questa migrazione è un aumento di pressione del gas, che può essere rilevato tramite un misuratore di pressione a principio elettrostatico.

La legge che regola tale variazione è la seguente:

$$\text{Eq 1} \quad p = 1/2H^2 \cdot x \cdot C$$

dove H è l'intensità del campo magnetico, x è una costante che dipende dal gas e C è la concentrazione del gas dotato di proprietà paramagnetiche.

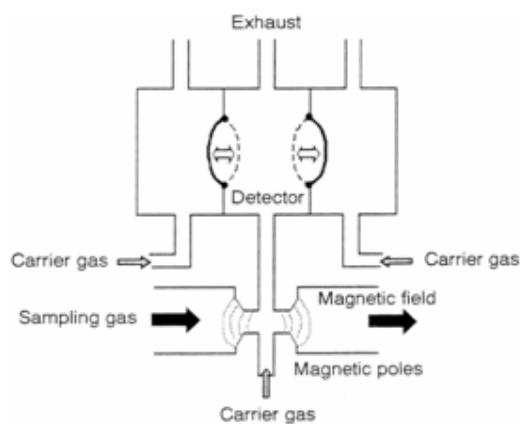


Fig. II.1.10.5- Schema analizzatore magnetopneumatico

All'interno dell'analizzatore è presente un magnete, alimentato da una corrente alternata, che provoca la migrazione delle molecole di ossigeno. La pressione viene letta tramite un microfono a condensatore all'interno di una camera riempita di azoto⁶, posta in comunicazione con la camera magnetizzata.

Si evita di posizionare il misuratore di pressione nella immediate vicinanze del campo magnetico, in quanto potrebbe costituire una grandezza di influenza e falsare la lettura. Per correlare il segnale d'uscita dell'elemento sensibile con la concentrazione di ossigeno contenuta nel gas da analizzare è necessario poi determinare una corretta curva di calibrazione. Il punto di zero viene calibrato tarando l'apparecchiatura con azoto, lo span invece viene determinato con una miscela di ossigeno ed azoto al 75%.

II.1.11 Sistema sezionamento segnali

Le connessioni elettriche e pneumatiche per il rilievo delle grandezze motoristiche vengono connesse ad un modulo di sezionamento dei segnali, sorretto da un braccio detto *giraffa*, infulcrato alla parete in modo da permetterne la rotazione sul piano orizzontale, ad una altezza di circa 2,5 metri da terra (Fig.II.1.11.1).

⁶ Viene utilizzato proprio l'azoto perché questo gas non risente di effetti paramagnetici.

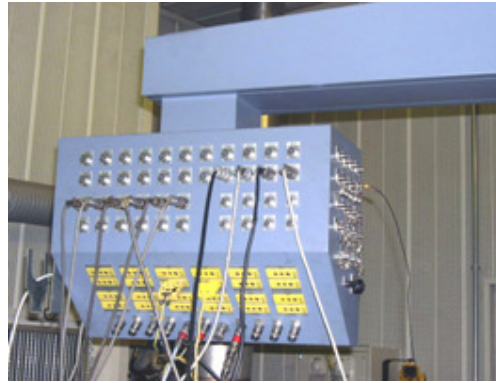


Fig. II.1.11.1- Sistema di sezionamento segnali

Il modulo, prodotto dalla AVL, è costituito da un box con un determinato numero di ingressi per connessioni elettriche analogiche (tipo BNC e Soriau) e pneumatiche (innesto rapido PARKER). Le connessioni elettriche vengono inviate alle catene di misura (condizionatore segnali – amplificatore – convertitore A/D), quelle pneumatiche ad altrettanti trasduttori di tipo strain gauge a loro volta collegati all'apparecchiatura elettronica per il trattamento del segnale.

Uno piccolo pannello è invece specificamente dedicato all'ingresso di segnali provenienti dalle termocoppie di tipo K.

II.1.12 Misuratore di Blow-by

Si tratta di un'apparecchiatura che permette di misurare la portata dei gas di Blow-by. In sala è presente un misuratore modello 442 prodotto dalla AVL, in grado di fare la misurazione in modo continuo e di rilevare anche i flussi di gas in transitorio (Fig.II.1.12.1). Esso fornisce risultati accurati anche in presenza di impurità nei gas di sfiato. Inoltre il suo utilizzo non altera la pressione nella coppa dell'olio, il consumo di lubrificante e le condizioni di moto del motore.



Fig. II.1.12.1 – Blow-by meter

Il principio di funzionamento dello strumento è basato sulla misura di una pressione differenziale. Il flusso dei gas di Blow-by viene fatto passare attraverso un condotto nel quale è presente un orifizio che ne riduce la sezione trasversale, creando così una differenza di pressione tra monte e valle dell'orifizio stesso. Tale differenza viene poi misurata da un trasduttore differenziale di pressione il quale fornisce un segnale analogico che, dopo essere stato convertito in digitale, viene inviato ad un microprocessore. Quest'ultimo è poi in grado di fornire il corrispondente valore della portata volumica (espressa in [l/min]) calcolandola secondo la relazione:

$$\text{Eq 2} \quad \text{portata di Blow - by} = C_1 \cdot \sqrt{\Delta p}$$

dove:

C_1 è una costante

Δp è la differenza di pressione suddetta.

Il microprocessore si occupa anche del bilanciamento allo zero del trasduttore di pressione intervenendo su due valvole solenoidali poste a monte del trasduttore di pressione. Il bilanciamento avviene ogni 10 secondi collegando entrambe le valvole alla pressione atmosferica per circa 1 secondo. In questo modo si evita che il risultato della misura sia affetto da errori di deriva del sensore. Infine l'unità di controllo provvede a filtrare ed amplificare il segnale in uscita.

II.2 Acquisizione delle principali grandezze motoristiche

Oltre alla valutazione della coppia motrice e della potenza, nonché alle informazioni sul consumo di combustibile e sulle emissioni inquinanti, l'attività sperimentale richiede l'acquisizione di tutta una serie di altre grandezze; acquisizione che viene fatta strumentando il propulsore con un certo numero di sensori di vario genere. Si daranno ora chiarimenti sulle misure effettuate da questi ultimi e sul loro principio di funzionamento.

II.2.1 Rilievo delle temperature

Il rilievo delle temperature viene effettuato utilizzando due tipi di dispositivo: le termocoppie e le termoresistenze [24,25].

Termoresistenze (Fig.II.2.1.1)

Si tratta di sensori di tipo attivo, ovvero alimentati elettricamente, ed il loro nome deriva dal fatto che il principio di funzionamento si basa sulla variazione della resistenza elettrica del dispositivo stesso al variare della temperatura. Tale legge di variazione della resistenza, tipica di alcuni metalli (ad esempio platino, nichel e palladio) è di tipo lineare:

$$\text{Eq 3} \quad R(T) = R_0 \cdot (1 + \alpha T)$$

dove:

R è la resistenza elettrica alla temperatura T

R_0 la resistenza a 0°C

α il coefficiente di dilatazione termica caratteristico del materiale.

All'interno del sensore è presente un ponte di Wheatstone con uno dei rami esposto alla temperatura da rilevare. Il ramo in questione subisce una dilatazione termica, proporzionale alla variazione di temperatura cui è sottoposto, modificando di conseguenza la propria resistività. Applicando a due capi opposti del ponte una tensione costante, la variazione di resistività del ramo in dilatazione viene letta come variazione di tensione agli altri due capi opposti del ponte.

Il segnale in tensione così generato risulta proporzionale alla variazione di temperatura e può essere inviato ad un'unità di controllo che, elaborandolo, ricava il valore istantaneo della temperatura.



Fig. II.2.1.1- Termoresistenza

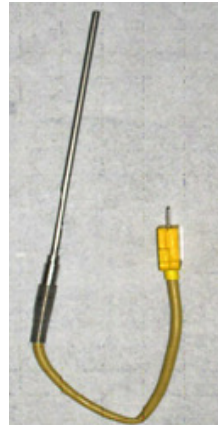


Fig. II.2.1.2- Termocoppia

Le termoresistenze utilizzate nel corso di questo lavoro di sperimentazione sono del tipo Pt 100⁷.

La velocità di rilevamento di questi dispositivi è di circa 1 Hertz con un margine di errore dell'ordine del decimo di grado Celsius.

Il range di temperatura all'interno del quale riescono ad effettuare la misurazione è compreso tra -50 °C e 250 °C; di conseguenza vengono impiegate per rilevare le temperature dell'aria comburente, dell'acqua di refrigerazione e dell'olio lubrificante.

Termocoppie (Fig.II.2.1.2)

Si tratta di sensori che sfruttano le proprietà termoelettriche dei materiali conduttori.

La termocoppia è composta da due filamenti di materiali aventi comportamenti termoelettrici opposti, ovvero uno elettropositivo ed uno elettronegativo (ad esempio ferro e costantana). Le estremità dei due filamenti da un lato vengono giuntate, dall'altro collegate ad un voltmetro, facendo attenzione che si trovino alla stessa temperatura.

⁷ La sigla Pt 100 indica che la termoresistenza è composta di Platino (Pt) e che R0 è pari a 100 Ohm.

La parte giuntata costituisce il punto dove si effettua la misura (*giunto di misura*) mentre alle estremità libere (*giunto freddo*) si genera una tensione, letta dal voltmetro, che risulta proporzionale alla temperatura da rilevare⁸.

Le termocoppie utilizzate nel corso di questo lavoro di sperimentazione sono del tipo K (chromel/alumel) in grado di rilevare temperature comprese tra -200°C e 1250°C con una incertezza sulla lettura di $\pm 0,75\%$.

In virtù delle possibilità di rilevare temperature molto elevate, vengono impiegate per il monitoraggio delle temperature lungo la linea di scarico, tipicamente nel collettore, a valle turbina e a valle catalizzatore.

II.2.2 Rilievo delle pressioni

Le misure di pressione sul motore vengono effettuate per mezzo di sensori di pressione del tipo strain gauge. Fa eccezione la misura della pressione in camera di combustione; in questo caso infatti, si rende necessario l'impiego di trasduttori piezoelettrici.

Sensori tipo strain gauge

Si tratta di sensori il cui funzionamento si basa sulla presenza, al loro interno, di elementi sensibili resistivi fotoincisi su di una membrana. Quest'ultima, da un lato è in comunicazione con l'ambiente di cui si vuole misurare la pressione e dall'altro con la pressione atmosferica.

Gli elementi sensibili sono elettricamente connessi tramite un ponte di Wheatstone, Fig.II.2.2.1, che consente di mettere in relazione la variazione di resistenza con la tensione letta. Se la membrana sensibile è indeformata, il ponte è elettricamente bilanciato ed il galvanometro collegato al ponte (G) indica lo zero. Una variazione della pressione provoca la deformazione della membrana, dunque una variazione della resistività degli elementi sensibili, che determina lo sbilanciamento del ponte. La conseguente variazione dell'indicazione del galvanometro è opportunamente correlata alla variazione di pressione, consentendone la lettura.

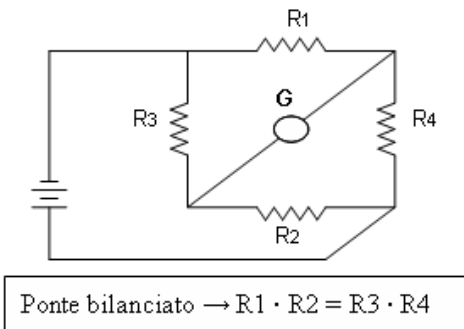


Fig. II.2.2.1 – Ponte di Wheatstone

⁸ La forza elettromotrice letta ai capi dei fili del giunto freddo è data da:

$$E = \int_{T_0}^{T_2} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot dT$$

dove E è la forza elettromotrice, ε_1 e ε_2 i poteri termoelettrici dei due materiali costituenti la termocoppia, T_0 e T_2 le temperature del giunto caldo e del giunto freddo rispettivamente.

Il sensore utilizzato è il modello *PTX 611* della *Druck* [23] il cui nucleo contiene un chip al silicio, con la membrana e le due camere in pressione (riempite di olio silconico) ed è racchiuso in un “core” metallico molto robusto (Fig.). Nella *Tabella II.1* sono riportate le caratteristiche principali del trasduttore descritto.

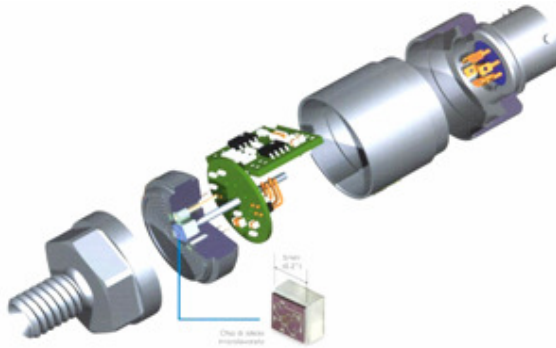


Fig. II.2.2.2 – Sensore Druck

Tipo di sensore	Strain gauge
Tensione alimentazione	9÷30 V
Corrente in uscita	4÷20 mA
Campo di misura	variabile
Accuratezza	0,1%
Risposta dinamica	500 KHz
Temperatura	-20÷80°C
Corpo sensore	acciaio inox
Peso	330 g

Tabella II.1 – Caratteristiche tecniche sensore Druck PTX 611

Trasduttori piezoelettrici

Si tratta di dispositivi in grado di garantire una elevatissima rapidità di risposta e di funzionare in condizioni ambientali estremamente critiche. I trasduttori piezoelettrici sono infatti caratterizzati da frequenze di acquisizione che possono raggiungere 1 MHz e dunque ben si prestano al rilievo dei cicli di pressione nella camera di combustione [21]. Questo grazie anche ad altre loro fondamentali caratteristiche, quali la capacità del sensore di resistere a temperature molto elevate ed in ambienti chimicamente aggressivi, la bassa deriva termica (alterazione della caratteristica pressione – corrente del sensore) e la bassa sensibilità alle vibrazioni (sia in termini meccanici che in termini di disturbo sul segnale). Il principio di funzionamento di questo tipo di sensori è basato sulla presenza, al loro interno, di fogli di cristallo di quarzo (il cristallo di quarzo è composto da tre atomi di silicio e da tre molecole di ossigeno (SiO_2), vedi Fig.II.2.2.3) [14].

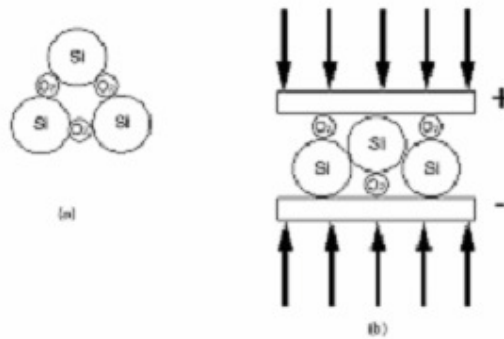


Fig. II.2.2.3–Struttura del cristallo di quarzo

A causa di sollecitazioni esterne di compressione sulla membrana presente nel sensore, si genera una compressione delle sfoglie di cristallo che provoca uno sbilanciamento delle cariche elettriche (come mostrato in figura). Se l'azione meccanica di compressione rimane costante nel tempo si ha un progressivo ritorno alla configurazione elettronica bilanciata e non viene rilevato alcun segnale. Questa caratteristica rende tale tipo di trasduttore particolarmente indicato al rilevamento delle rapide variazioni di pressione. La differenza di potenziale elettrostatico, generata dallo sbilanciamento, è quindi funzione della pressione che ha generato la deformazione delle sfoglie di cristallo. Il conseguente segnale di carica elettrica viene poi inviato ad un amplificatore di carica che provvede a convertirlo in un segnale di tensione (proporzionale alla pressione da misurare) ad amplificarlo e a filtrarlo. Infine il segnale giunge ad uno strumento di visualizzazione, acquisizione ed elaborazione veloce.

Tale strumento, nelle sale prova motori dell'Elasis, è l'*Indimaster*[®] prodotto dalla AVL.

I trasduttori utilizzati durante le attività riportate in questo lavoro di tesi sono anch'essi della AVL, modello *GH 12D*, caratterizzati da un'elevata resistenza alle alte temperature e alla fatica. La frequenza naturale di vibrazione molto elevata consente loro di resistere molto bene alla detonazione e di ridurre il rumore elettrico dovuto alle vibrazioni. L'alta sensibilità produce un buon rapporto segnale/rumore che incrementa la precisione della misura, specialmente durante la fase di ricambio dei gas.

Trasduttore	AVL GH 12D
Sensibilità	16,31 pC/bar
Linearità	<± 0,3 %
Range di misura	250 bar
Range di temperatura	450 °C
Frequenza naturale	115 Khz

Tabella II.2 – Caratteristiche tecniche sensore AVL GH12D

Risulta opportuno far notare come l'inserimento di un sensore di pressione in ciascuna delle camere di combustione comporti una lavorazione speciale,

aggiuntiva, della testa e del sopratesta del motore; infatti per creare l'alloggiamento del sensore le teste vengono forate. Si tratta di una lavorazione meccanica di precisione da eseguire al trapano, con successiva creazione della filettatura; questo comporta la variazione dello stato tensionale locale e, di conseguenza, può indurre picchi di tensione con possibile innesco di cricche.

II.2.3 La pressione media indicata

I cicli di pressione vengono in genere visualizzati ed acquisiti in termini di pressione media indicata (p.m.i.) definita dalla relazione [14]:

$$\text{Eq 4} \quad p.m.i. = \frac{1}{V} \int p dV$$

con:

P pressione "indicata" dal sensore in camera

V volume del cilindro.

Il termine $\int p dV$ rappresenta il lavoro indicato ovvero l'area del ciclo di pressione.

La legge di variazione del volume spazzato dal pistone è invece data dalla relazione:

$$\text{Eq 5} \quad V = A \cdot r \cdot \left(1 - \cos \theta + \mu - \mu \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\mu} \right)^2} \right)$$

dove:

V è il volume del cilindro

A è la superficie della testa del cilindro

r è il raggio di manovella

θ è l'angolo di manovella

μ è il rapporto tra la lunghezza della biella e quella della manovella.

Per ricavare ulteriori informazioni sull'andamento della combustione si fa riferimento ad altre grandezze ricavabili dalla p.m.i.; di seguito si riporta la loro descrizione.

Deviazione standard della p.m.i. (σ_{pmih}): rappresenta appunto la deviazione standard della pressione media indicata, ovvero indica quanto i valori assunti dalla grandezza in esame si discostano da quello medio (si assume un valore massimo della dispersione pari a 0.15 bar).

Covarianza della p.m.i. (COV_{pmi}): fornisce informazioni relative alla dispersione ciclica della combustione; quest'indice tiene conto della ripetibilità del fenomeno rispetto al valore medio della grandezza e deve risultare quanto più basso possibile (in ogni caso al di sotto del 3%) poiché è un indicatore della stabilità della combustione.

Eq 6

$COV_{PMI} = \frac{\sigma_{PMI}}{pmi} \cdot 100$
Indice di misfire⁹ (LNV): indica quanto il ciclo di pressione peggiore si discosti dal ciclo medio; verifica le eventuali mancate

⁹ Con il termine inglese *misfire* si intende la mancata accensione della miscela in camera di

accensioni che causano irregolarità nel regime motore.

$$\text{Eq 7} \quad LNV = \frac{(pmih)_{\min}}{(pmih)_{\text{med}}} \cdot 100$$

II.2.4 Sincronizzazione del segnale di pressione indicata

Per poter studiare accuratamente i cicli di pressione è necessario correlare al segnale fornito dal trasduttore piezoelettrico montato in camera di combustione, il valore corrispondente dell'angolo di manovella.

La posizione angolare dell'albero motore viene rilevata mediante un *encoder angolare* modello 364 C prodotto dalla AVL (Fig.II.2.4.1). Si tratta di un dispositivo vincolato al basamento e provvisto di un disco ottico che viene calettato sull'albero motore [22].

Sulla circonferenza del disco sono presenti due corone: la prima costituita da 720 tacche forate equidistanti (che consentono una risoluzione fisica di 0.5°); la seconda contenente un'unica tacca, forata anch'essa, usata per fornire il segnale di sincronizzazione (trigger).

Per ciascuna corona è presente una coppia led-fototransistor, posizionati sui due lati opposti rispetto al disco. Ogni volta che una tacca forata si trova allineata con la coppia di cui sopra il fototransistor percepisce la luce emessa dal led e genera un segnale di *on*, che diventa di *off* nell'intervallo tra due tacche consecutive. Dunque all'uscita di entrambi i fototransistor si generano segnali del tipo ad onda quadra, ovvero un treno d'impulsi la cui frequenza è proporzionale alla velocità di rotazione dell'albero motore ed il cui numero (determinato da un contatore di impulsi) è proporzionale all'angolo di rotazione. Questi vengono utilizzati per l'acquisizione dei dati su base angolare: il segnale della prima corona viene utilizzato per la determinazione della posizione angolare mentre il segnale della seconda corona viene utilizzato per determinare il completamento della rotazione di 360° da parte dell'albero motore (in modo da poter avere il sincronismo su un giro completo).



Fig. II.2.4.1 – Encoder angolare

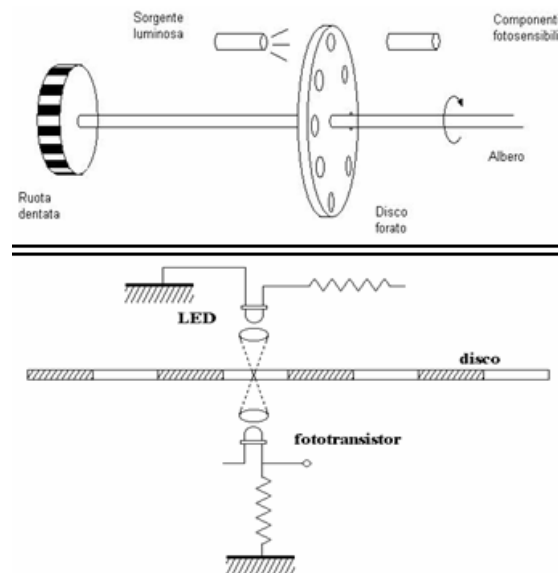


Fig II.2.4.2 – Schema di funzionamento dell'encoder angolare

Tali impulsi, dopo essere stati trattati da una unità elettronica dedicata, vengono inviati ad una scheda di ingresso del sistema *Indimaster*[®] così da poter correlare opportunamente i valori dell'angolo di manovella con i valori della pressione in camera rilevati dal sensore di pressione.

Dal marcatore, inoltre, si ottiene anche un segnale di sincronizzazione con un impulso al punto morto superiore ad ogni giro dell'albero motore.

Per ottenere una risoluzione angolare inferiore al mezzo grado si può procedere elettronicamente, tramite un divisore/moltiplicatore elettronico presente nel circuito di condizionamento dell'encoder, oppure eseguire un'interpolazione via software, sfruttando il sistema di acquisizione.

II.2.5 La legge di rilascio del calore

La quantità di calore prodotta in camera di combustione può essere espressa in funzione della variazione dell'angolo di manovella θ determinato con l'encoder.

Considerando il fluido di lavoro dotato di caratteristiche fisico-chimiche omogenee si scrive l'equazione di equilibrio dettata dal 1° principio della termodinamica:

$$\text{Eq 8} \quad \frac{dQ_b}{d\theta} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dL}{d\theta} + \frac{dQ_r}{d\theta}$$

dove

$\frac{dQ_b}{d\theta}$ è il flusso di calore dovuto alle reazioni chimiche di combustione

$\sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta}$ è l'apporto energetico dovuto al trasporto di massa

$\frac{dE}{d\theta}$ è la variazione di energia interna del sistema

$\frac{dL}{d\theta}$ è la potenza meccanica scambiata con l'esterno attraverso il pistone

$\frac{dQ_r}{d\theta}$ è il flusso termico in uscita dalle pareti del cilindro, che hanno ovviamente temperatura inferiore.

Dalla risoluzione dell'equazione di cui sopra si ricava la seguente espressione:

$$\text{Eq 9} \quad \frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_r}{d\theta}$$

che implementata in un apposito software (come l'*Indicom*[®], vedi paragrafo successivo) consente il calcolo della voluta legge di rilascio del calore. Da questa poi, l'algoritmo di calcolo è in grado di determinare la frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella $x_b(\theta)$:

$$\text{Eq 10} \quad Q_b = \int (dQ_b / d\theta) d\theta \approx m_c H_i$$

$$\text{Eq 11} \quad \frac{1}{Q_b} \frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{1}{m_c} \frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dx_b}{d\theta}$$

$$\text{Eq 12} \quad x_b = \int \left(\frac{dx_b}{d\theta} \right) d\theta$$

I parametri così calcolati forniscono utili informazioni sulla qualità della combustione.

II.2.6 L'Indimaster

Si tratta di uno strumento dedicato all'analisi delle grandezze indicate relative ai motori a combustione interna e permette la correlazione di queste grandezze con la rotazione dell'albero motore (Fig.II.2.6.1).



Fig. II.2.6.1 – Indimaster

Tale correlazione è effettuata per mezzo del software *Indicom*[®], specificamente installato sulla piattaforma hardware. Esso acquisisce ed elabora i segnali dei sensori di pressione e i due segnali dell'encoder permettendo così la determinazione e la visualizzazione dei cicli indicati di pressione (non solo quelli relativi alla camera di combustione). Inoltre il software permette di calcolare tutta una serie di grandezze quali: la variazione istantanea di volume spazzato dallo stantuffo (tramite parametri geometrici impostati quali corsa, alesaggio e rapporto di compressione), alcune grandezze caratteristiche del rapporto di compressione (pressione massima ed angolo relativo, derivata della pressione massima ed angolo relativo, ecc.), la legge di rilascio del calore ed alcune sue grandezze caratteristiche che ne definiscono l'andamento (quale, ad esempio, la frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella).

Le grandezze appena menzionate possono essere determinate indipendentemente per ciascun ciclo, cioè per ciascun cilindro, oppure relativamente al ciclo medio, ovvero facendo la media dei valori nei vari cilindri.

L'*Indimaster*[®] calcola anche una serie di parametri statistici quali i già citati indici di misfire, covarianza e deviazione della pmi.

II.2.7 Misura del rapporto di miscela

Le misure necessarie per il calcolo del rapporto aria/combustibile (anche detto rapporto A/F, usando la terminologia anglosassone) possono essere effettuate in due modi differenti, uno basato sull'utilizzo di una sonda di tipo lineare, un altro basato sull'analisi dei gas di scarico.

Determinazione del rapporto di miscela tramite sonda lineare

Una *sonda lineare* (Fig.II.2.7.2) è essenzialmente costituita da due elettrodi di platino separati da uno strato di biossido di zirconio che funge da elettrolito solido

(cella di Nerst). L'elettrodo esterno è, a sua volta, ricoperto da uno strato di ceramica porosa per proteggere il sensore dall'aggressività termica e chimica dei gas di scarico con cui entra in contatto. Quello interno è messo in comunicazione con l'atmosfera mediante appositi fori. La cella di Nerst separa quindi due gas (aria atmosferica e gas di scarico) in cui l'ossigeno è presente con diverse pressioni parziali.

Ai due elettrodi avvengono reazioni elettrochimiche di ossidoriduzione dell'ossigeno: all'elettrodo interno (catodo), tramite azione catalitica del platino, l'ossigeno si riduce a ioni O^- ed è trasportato sotto forma ionica, attraverso l'elettrolito solido, fino all'elettrodo esterno (anodo). All'anodo O^- si ossida ad O_2 che, passando poi nel condotto di scarico, reagirà con i costituenti ossidabili dei prodotti della combustione (CO e HC).

In questo modo tra i due elettrodi si genera una differenza di potenziale inversamente proporzionale alla concentrazione di ossigeno presente nei gas di scarico.

L'acquisizione di questo segnale elettrico in Volt consente di determinare se la miscela è *ricca* (carenza di ossigeno, basso A/F) o *magra* (eccesso di ossigeno, alto A/F).

Il principio di funzionamento fin qui descritto è quello che caratterizza le sonde non lineari, comunemente impiegate sulle vetture di produzione e che hanno un funzionamento del tipo on-off (ricco-magro).

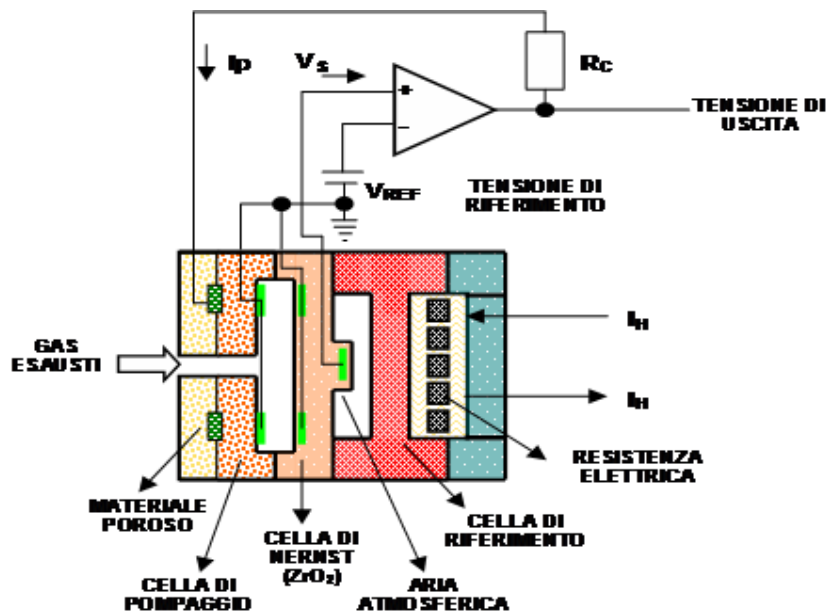


Fig. II.2.7.1 – Schema di funzionamento di una sonda lineare

La sonda lineare è dotata di un componente aggiuntivo denominato cella di pompaggio, fornendo corrente (con intensità dell'ordine dei mA) alla quale, è possibile “pompare” ossigeno fuori o dentro la cella di misura. Si riesce così sempre ad ottenere una percentuale di ossigeno uguale a quella di miscela stechiometrica. Raggiunta questa condizione (con d.d.p. nella cella di Nerst di circa 0.46V) e noti intensità di corrente e tempo di applicazione della corrente

stessa necessari, tramite la formula seguente si può ricavare l'esatto numero di moli di ossigeno sottratte o immesse nella cella:

$$\text{Eq 13} \quad n_{O_2} = \frac{i \cdot t}{4 \cdot F}$$

dove:

F è la costante di Faraday

4 è il numero di elettroni trasportato da ogni molecola di ossigeno ($O_2 \rightarrow 2O_2^-$).

Dal numero di moli d'ossigeno necessarie al raggiungimento delle condizioni di miscela stechiometrica si ricava, tramite appositi algoritmi di calcolo, la quantità di moli d'ossigeno precedentemente presenti e da queste la quantità di aria comburente.



Fig. II.2.7.2 – Sonda lineare

BOSCH LSU 4.2

Accuratezza	$\pm 0.7\%$
Temperatura di impiego	Fino a 1050°C
Tempo di riscaldamento	< 20''
Alimentazione resistenza	12 V – 1.2 A
Peso	80 g
Installazione in foro	M18 x 1.5 mm
Tempo di vita	80.000 Km

Tabella II.3 – Caratteristiche tecniche sonda Bosch LSU4.2 [16]

Essendo sempre nota la quantità di combustibile immesso in camera di combustione, la sonda lineare è in grado di misurare precisamente e in ogni istante l'effettivo rapporto aria/combustibile.

Va però fatto notare che l'attivazione elettrochimica della sonda avviene quando questa si trova ad una temperatura di circa 300°C. A questa temperatura, infatti, il rivestimento ceramico diventa permeabile ai gas di scarico permettendone l'interazione con gli elettrodi in platino. Al fine di velocizzare il tempo di attivazione le sonde sono dotate di un apposito riscaldatore.

La sonda utilizzata è della Bosch, modello *UEGO LSU 4.2* (si riportano nella tab. II.3 le sue caratteristiche). L'elaborazione del segnale della sonda e la

visualizzazione del valore del titolo avvengono a mezzo di una unità λ -meter della ETAS, modello LA 4 (Fig.II.2.7.3).

Le caratteristiche del λ -meter sono indicate nella tab II.4.

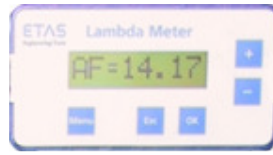


Fig. II.2.7.3 – λ -meter

λ -meter ETAS LA 4

Campo di misura	λ 0.7 ÷ 32.7 O ₂ 0 ÷ 24.41 % AFR 10.29 ÷ 327.67
Tempo di risposta	2 ms
Interfaccia di uscita	RS 232
Uscita normalizzata	Lineare 0 ÷ 8.2 V su BNC
Parametrizzazione uscita	Tramite gain e offset

Tabella II.4 – Caratteristiche tecniche λ -meter [17]

Determinazione del rapporto di miscela dall'analisi delle emissioni [18,19,20]

Il valore del rapporto λ di miscela può essere calcolato anche in maniera indiretta dall'analisi degli inquinanti emessi allo scarico, ricorrendo ai metodi di Stivender e Spindt. Questi metodi consentono di ricavare il rapporto A/F note le percentuali volumetriche di CO₂, CO, HC e O₂ contenute all'interno dei gas di scarico. Conoscendo il rapporto tra le moli di H e C e quello tra le moli di O e C della benzina, viene effettuato un bilancio sugli atomi di carbonio, dal quale è poi possibile calcolare la quantità di aria entrante facendo la differenza sugli atomi di ossigeno, basandosi su le varie relazioni fornite dalla letteratura specializzata.

Si riportano di seguito, a titolo esplicativo, le relazioni di Spindt e Stivender:

$$\text{Eq 14} \quad \lambda = \frac{138,26}{12 + x} \frac{CO_2 + \frac{CO}{2} + \frac{x}{2} \frac{CO_2 + CO}{3,5 \cdot CO_2} + O_2}{CO_2 + CO + HC}$$

$$\text{Eq 15} \quad \lambda = \frac{28,967}{13,86} \frac{100 - \frac{CO}{2} + \frac{3x}{4} \frac{CO_2 + CO}{3,5 \cdot CO_2} - (1 - \frac{x}{2})}{CO_2 + CO + HC} - \frac{x}{2}$$

dove x è sempre il rapporto atomico H/C del carburante e le concentrazioni delle specie inquinanti devono essere espresse come percentuale in volume. Si ricorda che λ è il rapporto tra l' A/F nelle condizioni attuali e l'A/F nelle condizioni stechiometriche.

II.3 La sala comando

Dalla sala comando vengono impostati i parametri di funzionamento delle varie apparecchiature presenti nella sala motore e viene monitorato lo stato di funzionamento dei dispositivi in questione e, quindi, del motore in prova.

Nella sala comando sono alloggiati due armadi rack contenenti tutti i dispositivi elettronici di controllo (ovvero condizionatori di segnale e convertitori analogico-digitale) che sovrintendono al funzionamento di tutte le apparecchiature presenti in sala motore.

Sui rack sono poi presenti il pannello di regolazione dei PLC ed alcuni pannelli che permettono di interfacciarsi con la giraffa per prelevare alcuni segnali da trattare con altre apparecchiature che vengono installate all'occorrenza (come ad esempio l'*Indimaster*), nonché le connessioni per collegarsi ad altri sistemi di gestione (quale il software della centralina di controllo motore ECU – *Engine Control Unit*).

Tra i due rack è disposta la consolle di comando sulla quale sono posizionati i controlli di avvio sala e arresto di emergenza; sono poi presenti i regolatori delle modalità di funzionamento della sala, come il controllo dell'attuatore di coppia, il controllo del carico al motore ed il controllo del numero di giri.

Per semplificare la gestione di tutte le funzioni della sala comando, il sistema hardware è interfacciato con un normale personal computer su cui è installato un software specifico. L'insieme hardware e software è stato sviluppato dalla *AVL* ed è denominato *Puma*.

Nella pagina successiva si riporta una schematizzazione dell'interfaccia sala motore – sala comando.

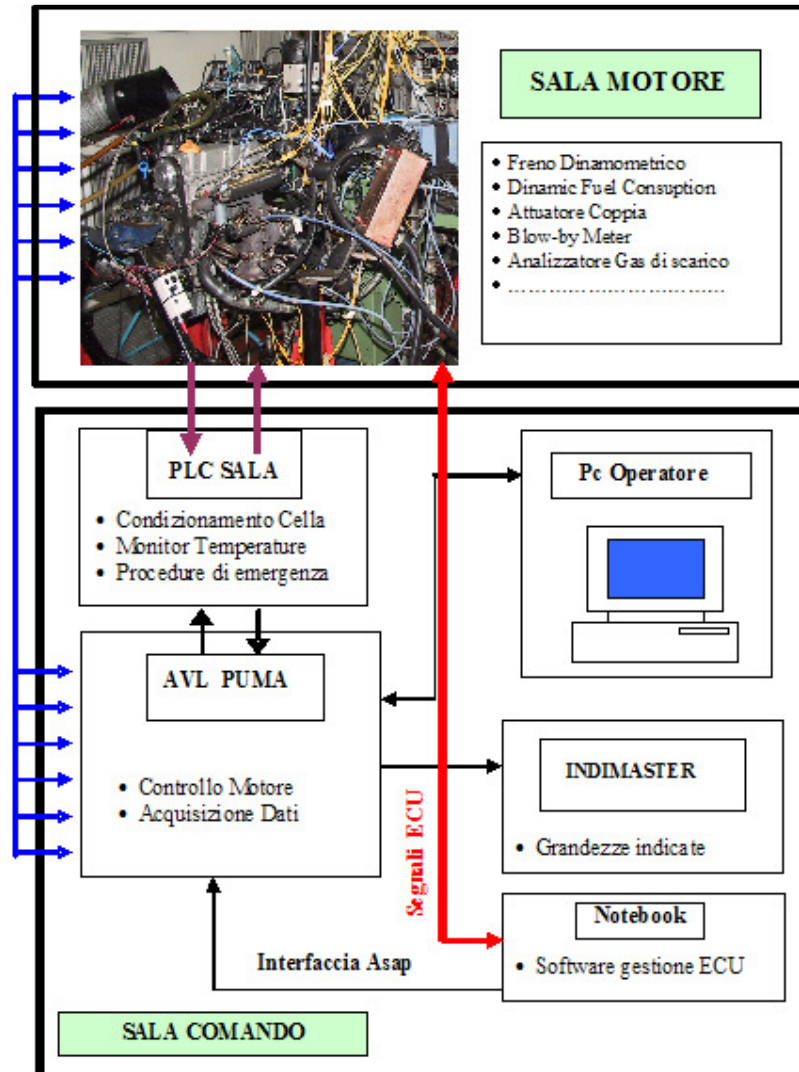


Fig. II.3.1 – Interfaccia Sala comando – Sala motore

II.4 Il sistema Puma

Di seguito si riportano le funzioni di questo sistema di controllo e acquisizione:

- ✚ **Controllo dello stato di funzionamento del motore:** il Puma, regolando mediante controllore PID la coppia resistente esercitata dal freno e agendo sul comando del carico motore, regola il regime di rotazione del motore e la coppia da esso erogata. Tramite il PLC, il sistema in questione è anche deputato alla regolazione delle temperature del liquido di raffreddamento, dell'olio e dell'aria aspirata dal motore. Il Puma si occupa anche di evitare, per quanto possibile, il danneggiamento del propulsore; infatti effettua controlli su alcune grandezze acquisite (in genere di pressione e temperatura). Al superamento, da parte di queste ultime, di limiti massimi preimpostati il sistema avvia specifiche procedure di sicurezza, consistenti

nell'attivazione di allarmi ottici e sonori o, se necessario, nello spegnimento del motore.

- *Visualizzazione e acquisizione delle grandezze:* il PC su cui è installato il software del Puma è dotato di due monitor su cui vengono visualizzate le grandezze misurate. Lo sperimentatore può selezionare quali di queste visualizzare, tramite indicatori di tipo digitali o con una strumentazione virtuale di tipo analogico, disponendo a proprio piacimento i vari indicatori. L'acquisizione delle grandezze, può essere effettuata secondo tre differenti modalità: automatica, semiautomatica o manuale; la scelta viene fatta in funzione del tipo di prova che si sta effettuando. Per misurazioni in regime stazionario l'acquisizione avviene tramite un certo numero di canali che garantiscono una frequenza di campionamento di 10 Hz, se invece si deve misurare in transitorio si adopera un recorder che ha una frequenza di campionamento massima di 1 kHz (inversamente proporzionale al numero di grandezze da acquisire).

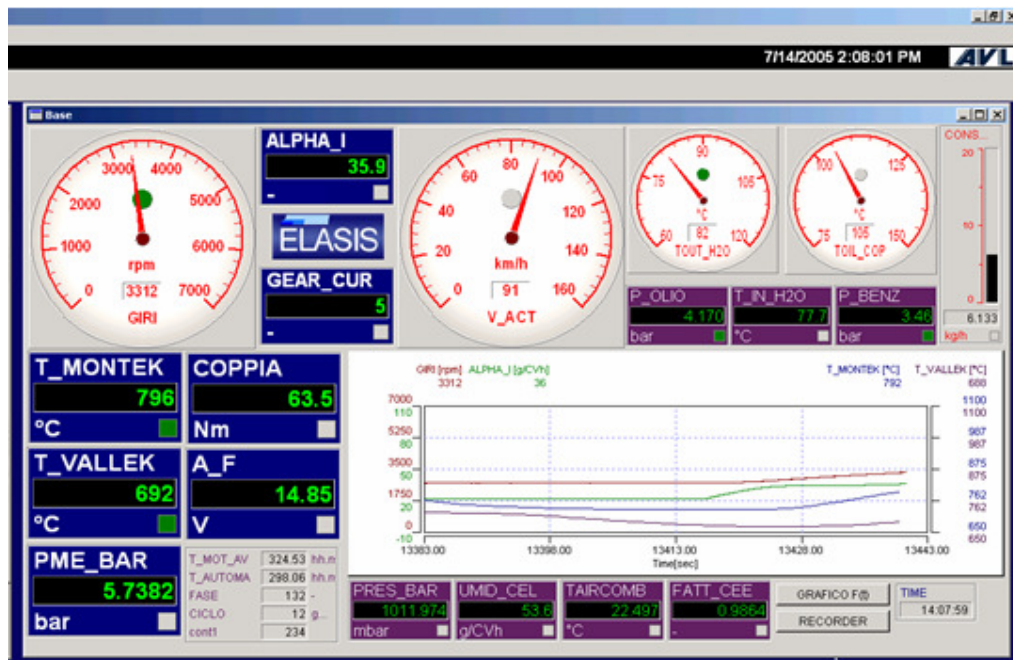


Fig. II.4.1 – Interfaccia software PUMA

Il sistema è inoltre dotato di un interfaccia particolare, denominata ASAP - As Soon As Possible, usata per interfacciare il Puma con il software della ECU ed acquisire da questa alcune grandezze motoristiche.

II.5 Installazione del motore nella SPM

Un propulsore che deve essere installato nella sala prova motore viene precedentemente montato su di un apposito carrello munito di particolari slitte che servono per il suo ancoraggio sulla piastra metallica alloggiata nella pavimentazione della sala motore. Su questa piastra è posizionato anche il freno dinamometrico al fine di garantirne il centraggio tra albero motore ed il freno

stesso. Una volta posizionato sul carrello il motore viene strumentato come richiesto per la particolare attività cui sarà sottoposto. Il passo successivo è l'installazione del cablaggio elettrico del motore e di tutti i condotti che costituiscono il circuito di alimentazione dell'aria comburente e i terminali di scarico. Infine i sensori vengono collegati al sistema di sezionamento dei segnali e alle strumentazioni ausiliarie presenti in sala. Si procede poi al riempimento del liquido refrigerante e dell'olio motore e all'innesto del tubo di adduzione del combustibile. Al primo avviamento viene verificato il corretto funzionamento del motore e della sala nonché di tutte le strumentazioni descritte nei paragrafi precedenti.

CAP III: Engine Management System

L' *Engine Management System* (EMS) è un complesso sistema HW e SW che implementa tutte le funzioni di gestione e controllo necessarie affinché il motore lavori in maniera corretta. L'importanza di un tale sistema è cresciuta in maniera esponenziale, essendo un fattore cruciale per il soddisfacimento dei nuovi requisiti in materia di emissioni inquinanti, consumo di carburante, 'piacere di guida' e sicurezza [27].

III.1 Descrizione generale

L'EMS consiste (Fig.III.1.1):

- ✚ Di sensori che monitorano e misurano le condizioni operative del motore;
- ✚ Di una Engine Control Unit (ECU) che, sulla base degli input ricevuti dai sensori e da altri sistemi di controllo installati nel veicolo, nonché dai risultati delle strategie di controllo implementate in essa, genera segnali per gli attuatori (principalmente iniettori e bobine, e sistema VVA);
- ✚ Di attuatori che performano azioni come risultato dei valori misurati dai sensori.

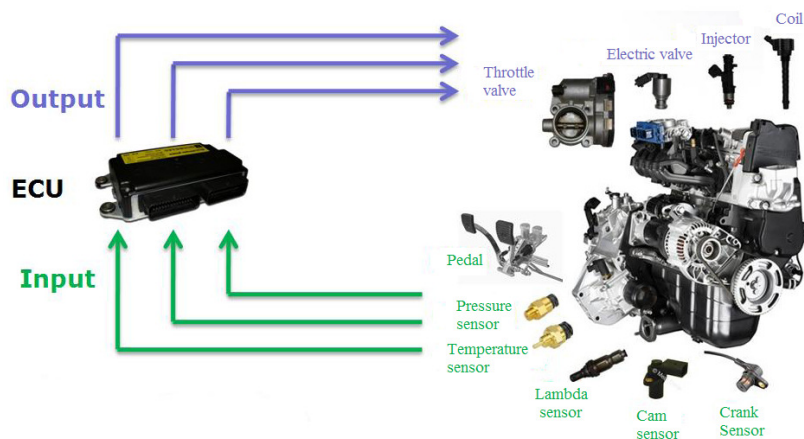


Fig. III.1.1 Engine management system

I principali obiettivi dei sistemi di controllo possono essere così riassunti:

- ✚ Massimizzare le performances del motore, soddisfacendo le richieste di coppia del driver, fornendo una ottima guidabilità in tutte le condizioni operative e riducendo il consumo di combustibile;

- ✚ Rispettare i limiti sugli inquinanti. Tale obiettivo richiede un esatto controllo aria-combustibile e una buona compensazione durante i transitori.
- ✚ Performare un sistema di diagnosi e di recovery del sistema nel caso di cattivo funzionamento.

In Fig. III.1.2. è mostrato uno schema di un motore sovralimentato a benzina con un sistema di gestione variabile delle valvole; in essa è possibile riconoscere ed osservare le posizioni dei principali sensori e attuatori all'interno del motore.

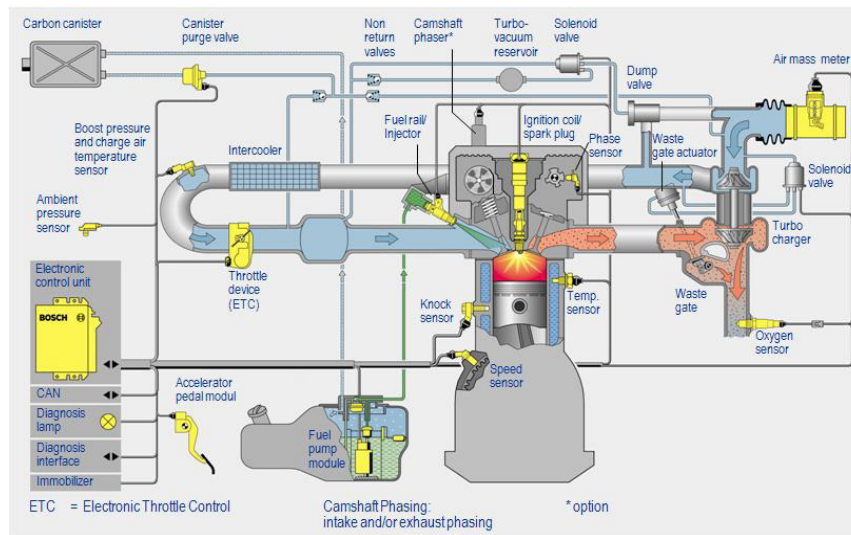


Fig. III.1.2 Componenti utilizzati per il controllo in un EMS

III.2 Sensori e attuatori

I principali segnali su cui si basa il sistema di controllo motore, prevedono:

- ✚ **sensore di giri:** nella periferia della ruota fonica, calettata sull'albero motore, un pick-up magnetico vincolato al basamento è in grado di rilevare l'evento dente e l'evento punto morto superiore;
- ✚ **sensore di fase:** un sensore funzionante ad effetto Hall legge le occorrenze di un volano solidale all'asse della distribuzione, così da correlare ad un segnale elettrico la fase dei vari cilindri;
- ✚ **sensore temperatura liquido refrigerante:** si tratta di un termistore, ossia di un elemento a semiconduttore drogato con elementi tali da conferire una spiccata mobilità agli elettroni in funzione delle sollecitazioni termiche. Questo garantisce una caratteristica di variazione della resistenza al variare della temperatura del tipo $R=a e^{b/T}$ dove a e b sono due costanti che dipendono dal semiconduttore scelto. Da questa relazione è possibile ricavare, infine, la temperatura;
- ✚ **composizione della miscela aria combustibile:** si tratta di due sonde lambda, una di tipo on/off, l'altra di tipo lineare, ubicate a monte e a valle

del catalizzatore. Sono sonde all'ossido di zirconio, elemento che, per temperature superiori ai 300° C, si comporta come un elettrolita solido, consentendo il passaggio degli ioni ossigeno fra i due lati dell'elettrodo che sono a contatto con i gas di scarico da un lato e con l'ambiente esterno dall'altro. Si ha una differenza di potenziale elettrico ai capi della sonda che risulta proporzionale alla concentrazione di ossigeno presente nei gas. In Fig. III.2.1 è riportato un grafico che mostra l'uscita in tensione di una sonda di sistema del tipo on/off confrontato con quella delle sonde lineari.

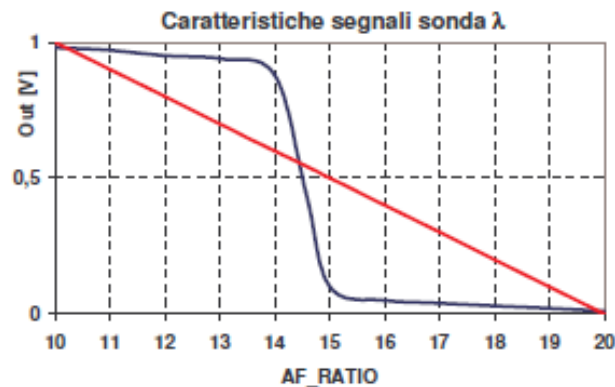


Fig. III.2.1 – Segnale sonda lambda on-off e lineare.

- ✚ **sensore pressione e temperatura collettore di aspirazione:** vengono acquisite con un unico sensore posizionato nel plenum del collettore di aspirazione. Il sensore di temperatura funziona con principio analogo a quello del sensore temperatura acqua; il sensore di pressione, invece, con principio tensiometrico secondo cui la resistenza elettrica di un materiale è proporzionale alla sua resistività e alla sua lunghezza ed è inversamente proporzionale alla sua sezione: variando la forma di un materiale siffatto varia anche la sua resistenza elettrica. Tali sensori sono formati essenzialmente da una membrana elastica sulla quale vengono poste sottili strisce di materiale resistivo: misurando le caratteristiche elettriche si è in grado di risalire all'entità della deformazione e, quindi, alla pressione;
- ✚ **temperatura olio, temperatura e pressione ambiente:** con gli stessi principi fisici visti sopra funzionano i sensori che inviano al sistema informazioni relative alle grandezze fisiche relative a questi restanti fluidi;
- ✚ **sensore di detonazione:** si tratta di un sensore capace di captare emissioni acustiche e vibratorie; esso fornisce in uscita un segnale che permette al sistema di controllo di stimare eventuali anomalie nella gestione dell'anticipo di accensione.

Dopo aver ricevuto i segnali elettrici trasmessi dai sensori, la ECU processa i dati allo scopo di generare i segnali di controllo per gli attuatori. Questi possono essere comandati in vari modi:

- ✚ attraverso applicazioni a tensione costante (relays);
- ✚ attraverso segnali PWM (Pulse Width Modulation);
- ✚ attraverso segnali analogici in corrente.

I principali attuatori presenti sono:

- ✚ **le bobine**, che permettono la generazione della carica elettrica sulla candela, con innalzamento della tensione. Possono essere *a bagno d'olio* o in *resina* ed, all'interno, presentano due avvolgimenti (primario e secondario) formati da un numero di spire nell'ordine delle centinaia, che formano l'autotrasformatore innalzatore di tensione.
- ✚ **gli iniettori**: si tratta di un'elettrovalvola la cui apertura è comandata da un impulso elettrico inviato dalla ECU.
- ✚ **la valvola a farfalla**, attuatore fluidodinamico che regola la portata dell'aria in ingresso, tramite la rotazione di un piattello.

Il sistema di controllo adottato nello sviluppo del motore in oggetto è un complesso dell'ultima generazione, con iniezione indiretta multipoint nel collettore aria-benzina di tipo sequenziale fasato con l'apertura delle valvole di aspirazione; è integrata anche l'accensione statica ad elevata scarica, sempre del tipo sequenziale, con bobine singole per ogni cilindro.

III.3 Funzioni di controllo motore

Il cuore dell'Engine Management System è l'insieme delle strategie e dei controlli implementati. Le principali funzionalità riguardano:

- ✚ Controllo di coppia e definizione degli obiettivi di attuazione;
- ✚ Comburente (Air System);
- ✚ Combustibile (Fuel System);
- ✚ Accensione (Ignition Timing);
- ✚ Diagnosi e safety
- ✚ Interconnessioni e comunicazioni

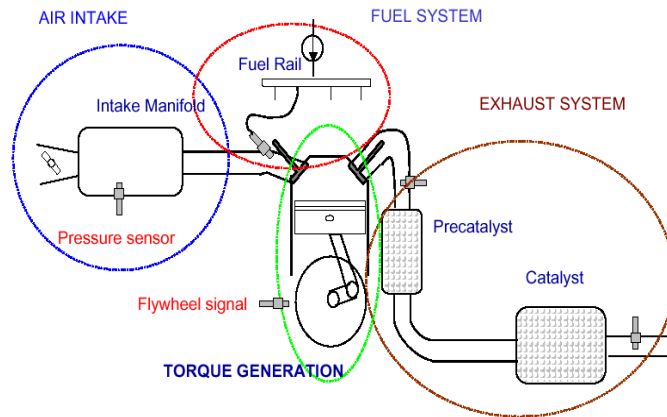


Fig. III.3.1 – Funzioni controllo motore

Nei sottoparagrafi successivi si darà una breve overview dei principali controlli di coppia, del titolo, dell'anticipo di accensione, del controllo valvole ed, infine, si daranno alcuni cenni dei modelli utilizzati per il calcolo dell'aria.

III.3.1 Controllo di coppia

La coppia di un motore a combustione interna a benzina è controllata dalla quantità di aria e di combustibile in entrata nel cilindro; tale quantità risulta influenzata dalla pressione e, pertanto, dalla densità della miscela. Anche se questa soluzione è relativamente semplice ed efficace, genera molte perdite per pompaggio che influenzano l'efficienza del motore. Dal punto di vista del controllo, un motore a benzina è controllato dall'aria in entrata e, quindi, la regolazione della coppia avviene principalmente attraverso la valvola a farfalla e, in seguito, attraverso il tempo di iniezione. Inoltre, per avere una rapida risposta nei transitori, è regolata attraverso l'anticipo. I motori odierni sono *drive by wire*, ovvero senza un collegamento diretto tra la farfalla e il pedale dell'acceleratore: l'input è trasformato, attraverso un potenziometro, in un segnale elettrico e inviato alla ECU. Tale segnale è interpretato come una richiesta di coppia, richiesta che sarà influenzata da altre sottosistemi come il cruise control, l'ESP (*Electronic Stability Control*), l'ASR (*Traction Control*), etc.

Per questa ragione, all'interno della centralina è implementata una struttura *torque based*, che interpreta tutte le richieste di coppia e genera un unico comando per gli attuatori. In Fig.III.3.1.1 è rappresentato il black box che gestisce il controllo di coppia.

Il metodo *torque based* prevede il calcolo di tre fondamentali parametri:

- ✚ l'angolo farfalla: regola l'apertura e la chiusura della farfalla;
- ✚ l'anticipo di accensione: permette di regolare il tempo di carica delle bobine(dwell time);
- ✚ il tempo di iniezione: stabilisce la durata della quantità di carburante da iniettare;

L'attuazione della coppia desiderata considera, anche, le dinamiche dell'aria: si parla, pertanto, di una coppia lenta (*slow*), che si ottiene attraverso la regolazione

dell'aria (attraverso un angolo farfalla), e di una coppia veloce (*fast*) ottenuta intervenendo sull'anticipo di accensione (attraverso un valore di efficienza di combustione). In Fig.III.3.1.2. è mostrato uno schema dell'attuazione della coppia fast e slow.

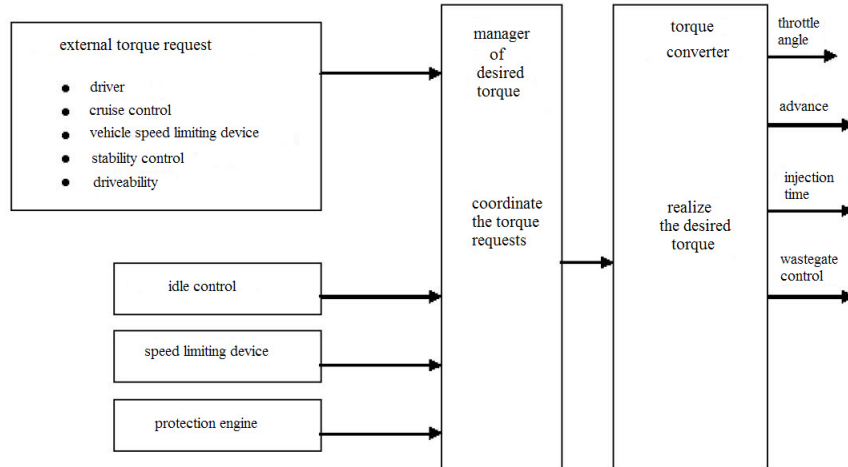


Fig.III. 3.1.1 Controllo di coppia

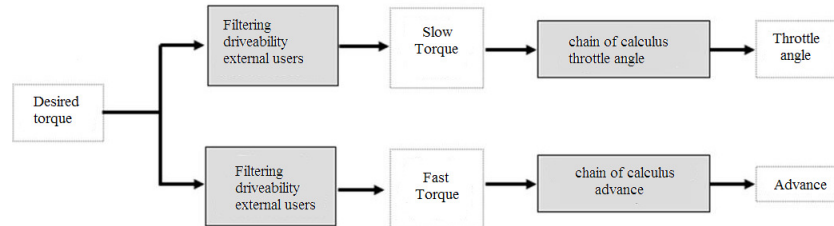


Fig.III.3.1.2 Coppia fast e slow

III.3.2 Controllo titolo

Per consentire al convertitore catalitico di funzionare correttamente, è necessario che la combustione avvenga con aria e benzina miscelate secondo il rapporto stechiometrico. Definendo con $\lambda = \alpha / \alpha_{stoich}$, il titolo della miscela, questo deve risultare contenuto, durante il funzionamento normale, in un campo piuttosto prossimo all'unità.

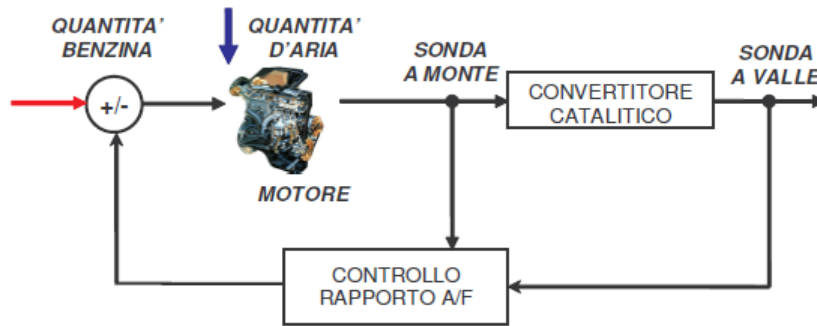


Fig. III.3.2.1 – Schema a blocchi del controllo titolo.

Il controllo del titolo viene realizzato con una logica a doppio anello chiuso che sfrutta come segnali di retroazione quelli provenienti dalle due sonde di ossigeno poste a monte e a valle del catalizzatore, come è visibile nella Fig III.3.2.1.

In condizioni nominali il controllo del primo anello (closed loop della sonda a monte catalizzatore) dovrebbe garantire un titolo mediamente stechiometrico, mentre il controllo del secondo anello dovrebbe oscillare molto lentamente intorno ad una tensione compresa tra 600 e 700 mV [28].

La strategia di controllo del secondo anello, che utilizza l'informazione della sonda a valle catalizzatore per modulare finemente i parametri del controllo del primo anello e per recuperare in maniera *adattativa* le possibili derive che la sonda a monte può denunciare a fronte dell'invecchiamento o di un eventuale avvelenamento, è, inoltre, elemento fondamentale per il sistema di diagnosi catalizzatore imposto dalla normativa antinquinamento.

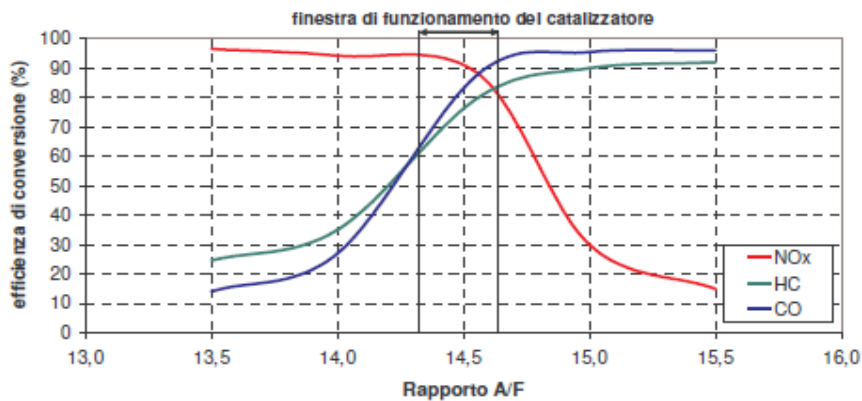


Fig. III.3.2.2 – Finestra titolo di efficienza per il convertitore catalitico.

La strategia di controllo del titolo in anello chiuso - closed loop - consiste in un continuo intervento del controllo motore nel modificare il titolo della miscela, in modo da provocare la reazione della sonda lambda e mantenere il titolo stesso nella finestra stechiometrica, finestra di massima efficienza per i convertitore catalitico (Fig. III.3.2.2).

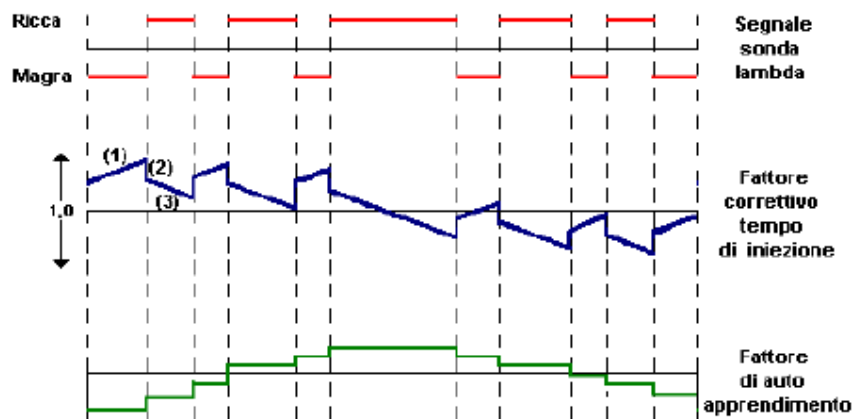


Fig. III.3.2.3 Strategia del controllo titolo per sonde on/off

La sonda lambda emette un segnale di tipo on/off in base al quale il sistema di controllo impone un valore maggiore o minore al tempo di iniezione, a seconda che si debba arricchire o smagrire la miscela. In riferimento alla Fig. III.3.2.3 si osserva che il fattore correttivo del tempo di iniezione viene aumentato gradualmente -tratto 1- dalla ECU finché il segnale emesso dalla sonda indica miscela ricca. A questo punto -tratto 2- c'è un intervento brusco, che fa smagrire rapidamente la miscela riportandola verso il valore stechiometrico, poi più lentamente -tratto 3- fino a quando il segnale emesso dalla sonda indica miscela magra. Il valore medio del fattore correttivo proposto dall'unità di controllo, è un indice della correttezza della mappatura di base della ECU: se questa interviene con un fattore correttivo mediamente maggiore di uno, significa che la mappatura originaria sottostima la quantità di benzina necessaria al raggiungimento del titolo stechiometrico; si tiene conto di questo tramite un fattore di autoapprendimento che, in modo sistematico, corregge il tempo di iniezione per il funzionamento successivo. La strategia di controllo del titolo in closed loop non viene adottata se non dopo che il motore ha raggiunto le condizioni di funzionamento di regime e, sicuramente, non prima che il catalizzatore sia attivo; all'avviamento a freddo, per funzionare regolarmente si richiede una miscela un pò più ricca: in tali condizioni il tempo di iniezione viene calcolato sulla base di una mappa bidimensionale funzione della temperatura del liquido di raffreddamento.

Anche in condizioni di pieno carico e di forte transitorio il sistema adottato per il controllo del titolo è in half closed loop, questo per disporre prontamente e appieno di prestazioni in termini di potenza e coppia massima. Questo sistema permette di arricchire, tramite il controllo, quando la sonda vede magro nonostante un obiettivo di titolo ricco.

III.3.3 Gestione/controllo dell'anticipo di accensione

Il flusso di calcolo dell'anticipo di accensione è definito da una serie di mappe che risultano ottimizzate relativamente a consumi di combustibile, emissioni inquinanti, prestazioni e guidabilità.

Il valore di anticipo ritenuto ottimo per un certo punto di funzionamento del motore viene filtrato relativamente a diversi parametri e stati del motore,

dall'attivazione di accessori, dalle condizioni ambientali, etc Una particolare gestione dell'anticipo è richiesta durante la fase di avviamento e durante il riscaldamento del catalizzatore e della sonda lambda.

Il valore dell'anticipo di accensione attuato dal sistema di controllo risultante dalla calibrazione di base viene, poi, ottimizzato attraverso una correzione dinamica per ottenere le migliori prestazioni e una ottimale guidabilità: correzione per transitori, correzione per regime di minimo, correzione per detonazione.

La Fig.III.3.2.4 mostra un tipico schema di controllo dell'anticipo di accensione.

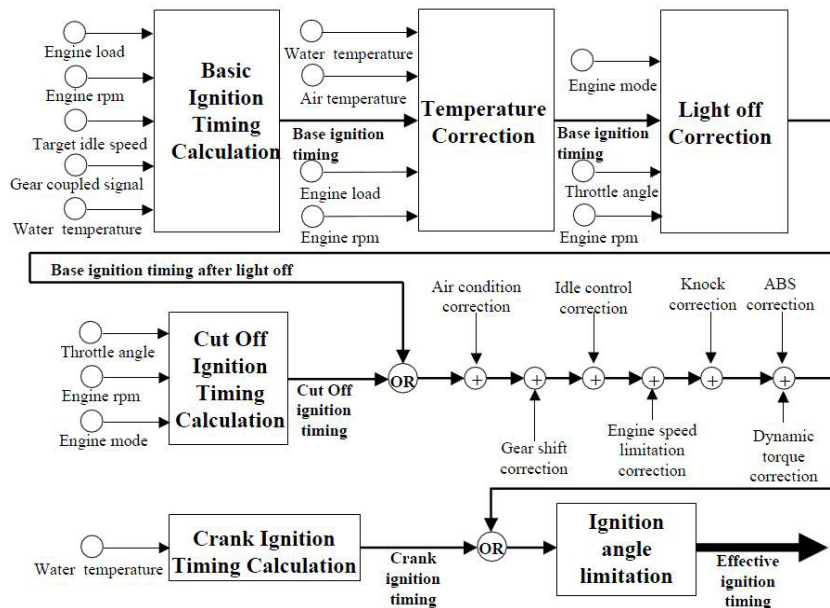


Fig. III.3.2.4 Gestione dell'anticipo di accensione

III.3.4 Controllo dei fenomeni di knock

Il compito del controllo del knock è di identificare il knock con sufficiente sensibilità e di controllare rapidamente l'anticipo di accensione così che il motore lavori al suo massimo valore di normale combustione. Per questo scopo, è installato un sensore di knock sul blocco motore, capace di informare la centralina nel momento in cui la combustione diventa ruvida ed irregolare; in base al segnale inviato, la ECU ritarderà l'iniezione così da diminuire l'anticipo fintantoché la combustione non riassuma un andamento regolare.

Il controllo del knock è particolarmente importante nella zona di alto carico e alta velocità: se da una parte, in fatti, in questa zona i fenomeni di knock sono davvero dannosi, dall'altra è proprio in questa regione che è importante raggiungere elevate performances motoristiche.

III.3.5 Controllo valvole

Il Sistema VVA Fully Flexible è "unthrottled", ovvero la regolazione della quantità d'aria è ottenuta senza il ricorso alla farfalla (in modalità differente dal Full Lift), ma variando direttamente l'alzata della valvola di aspirazione. Cambia, sostanzialmente, la modalità con cui viene effettuata la regolazione dell'aria in

condizioni di carico parzializzato, poiché non si agisce più utilizzando la farfalla per ridurre o, in generale, per regolare la pressione nel collettore di aspirazione, ma, al contrario, si mantiene la pressione massima e si regola l'alzata delle valvole. In Fig. III.3.5.1. vengono riassunte le principali differenze di architettura sul controllo della quantità d'aria aspirata tra un classico motore a benzina con corpo farfallato con un motore VVA. Nel primo caso il sistema è controllato dalla pressione del collettore, nel secondo dal moto delle valvole.

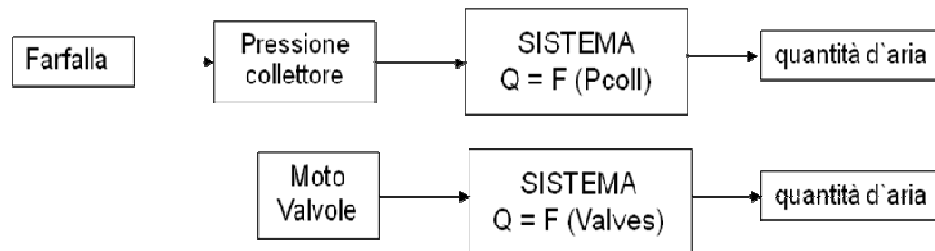


Fig. III.3.5.1 Confronto motore con farfalla motorizzata e motore con attuatore VVA

Il funzionamento di tutto il sistema si basa sulla comunicazione tra il modulo del controllo valvole e quello della centralina controllo motore; sarà compito del controllo valvole attuare, se è possibile, tale richiesta. Quindi il VCM (*Valve Control Module*) ha il compito di accettare tale richiesta, verificare la sua plausibilità e, in caso affermativo, eseguire il comando.

In Fig.III.3.5.2 vengono riportati i possibili profili di alzata delle valvole, in modalità Late Opening (nella figura in colore verde), Early Closing (rosso) e Full Lift (nero), desiderati dal controllo motore.

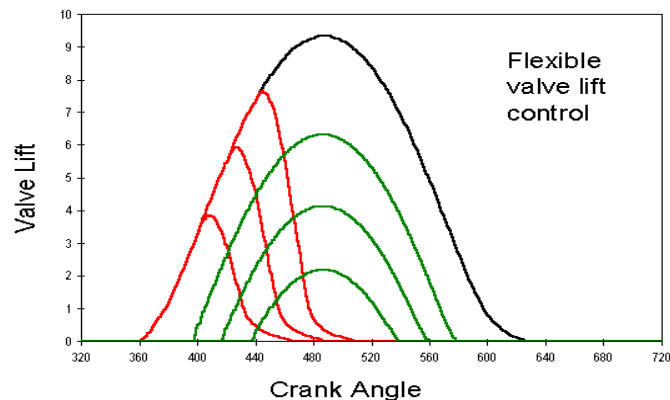


Fig. III.3.5.2 Profili di alzata della valvola meccanica in funzione della modalità di attuazione

Il controllo valvole trasforma la richiesta di angoli meccanici (dati dalla ECU) in angoli elettrici, agendo sul controllo della corrente. Si riporta in Fig.III.3.5.3 l'andamento della corrente con cui viene controllata l'elettrovalvola e i rispettivi tempi di azionamento.

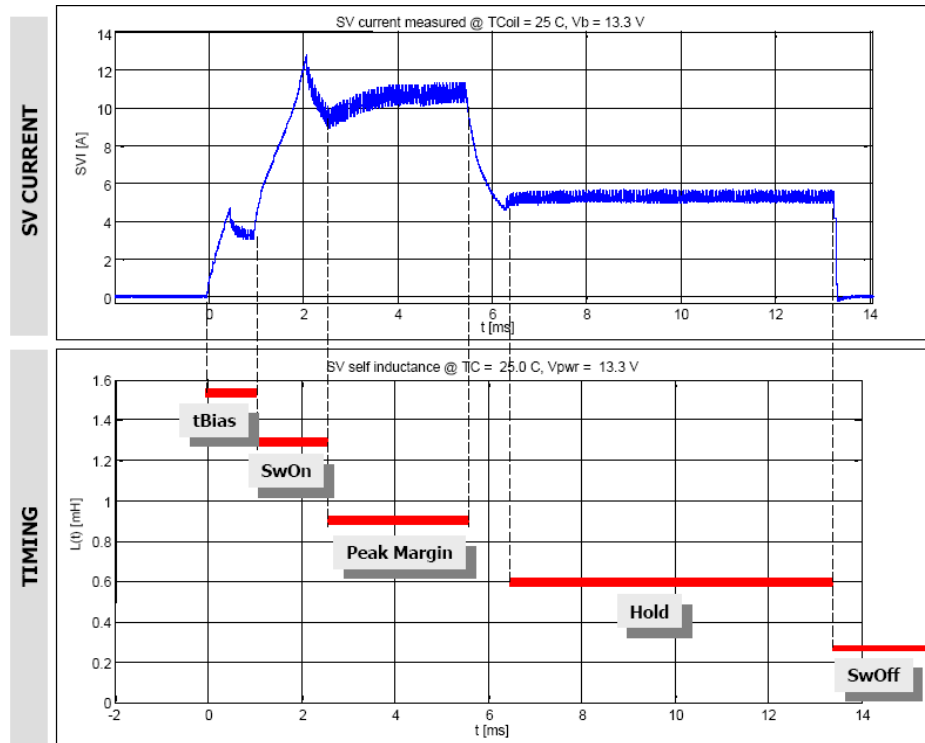


Fig. III.3.5.3 Corrente di pilotaggio sull'elettrovalvola.

- ✚ Nella fase di **bias** l'orientazione dei dipoli magnetici consente di limitare le variazioni della v di corrente sulla dispersione dei componenti; in tal caso l'elettrovalvola non si muove.
- ✚ Nella fase di **switch on** avviene il pilotaggio vero del componente. La v di corrente è meno pronunciata a olio freddo ed è dovuta al circuito magnetico a riluttanza variabile che si deve controllare. L'elettrovalvola va in battuta in corrispondenza della v .
- ✚ La fase di **peak margin** rappresenta la durata del picco necessario per muovere l'elettrovalvola.
- ✚ Nella fase di **hold** la valvola è chiusa ed è necessario un livello di corrente minore per mantenerla in tale posizione. Il raccordo tra picco e mantenimento deve essere dolce per evitare undershoot di corrente.
- ✚ La fase di **switch off** o di stacco deve essere invece molto rapida perché la camera ad alta pressione deve essere scaricata velocemente.

Di seguito si analizzeranno le tre strategie del controllo valvole, l'Early Closing, il Late Opening e la MultiLift [29] Ognuna di esse viene utilizzata in particolari punti di funzionamento del motore per la minimizzazione del pompaggio, per il miglioramento della stabilità di combustione e per l'incremento della coppia erogata a parità di massa d'aria totale aspirata.

Early closing

Si usi la legge dei gas ideali: $PV=MRT$

Nel nostro caso abbiamo:

$$P_{cyl} [V(\phi_2) + V_{dead}] = (M_{air} + M_{egr}) RT_{cyl}$$

dove:

ϕ_2 intake valve closing (IVC) angle

M_{air} fresh air mass

M_{egr} internal EGR mass

T_{cyl} temperatura del cilindro

P_{cyl} pressione del cilindro

ϕ_2 parametro noto dal modello del controllo valvole

$V(\phi_2)$, V_{dead} parametri geometrici noti dati dalla legge biella-manovella.

Il volume totale del cilindro sarà il seguente:

$$V_{tot} = V(\phi_2) + V_{dead} = \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 r \left[1 + \frac{L}{r} - \cos(\phi) - \sqrt{\left(\frac{L}{r} \right)^2 - \sin^2(\phi)} + \frac{2}{rc - 1} \right]$$

dove:

$$rc = \frac{[V(180^\circ) + V_{dead}]}{V_{dead}} = \text{compression_ratio}$$

Le incognite del nostro modello sono:

M_{egr} , T_{cyl} , P_{cyl} .

La massa d'aria sarà ricavata dalla relazione inversa dei gas ideali:

$$M_{air} = \frac{P_{cyl} [V(\phi_2) + V_{dead}] - M_{egr} RT_{cyl}}{RT_{cyl}}$$

Sono state eseguite delle simulazioni per capire come si comporta il rapporto tra la pressione del cilindro e la pressione del collettore al variare dei numeri dei giri e della temperatura. Si riportano i risultati (Fig.III.3.5.4):

Come si può notare dai grafici, tale rapporto risulta pressoché costante. Nei grafici di Fig.III.3.5.5 si è fatta variare la pressione del collettore e, anche in questo caso, l'andamento risulta più o meno costante. Quindi, la pressione dell'aria nella valvola può essere scritta come di seguito:

$$\frac{P_{airV}(t)}{P_{man}} = f_{airV}(t) + f_{wave}(t)$$

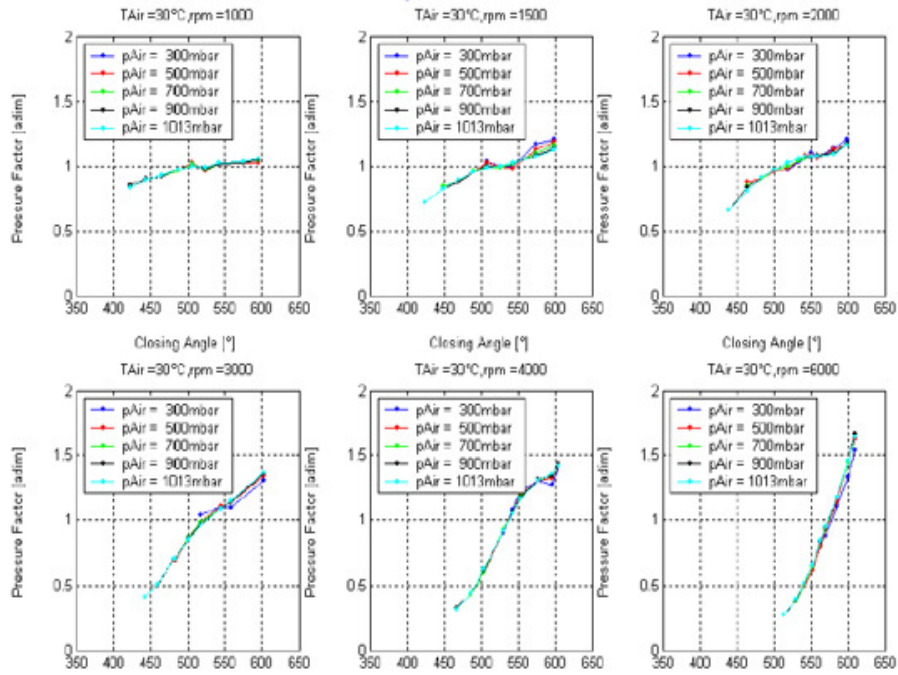


Fig. III.3.5.4 – Andamento del rapporto tra la pressione del cilindro e la pressione del collettore al variare del regime motore e della temperatura.

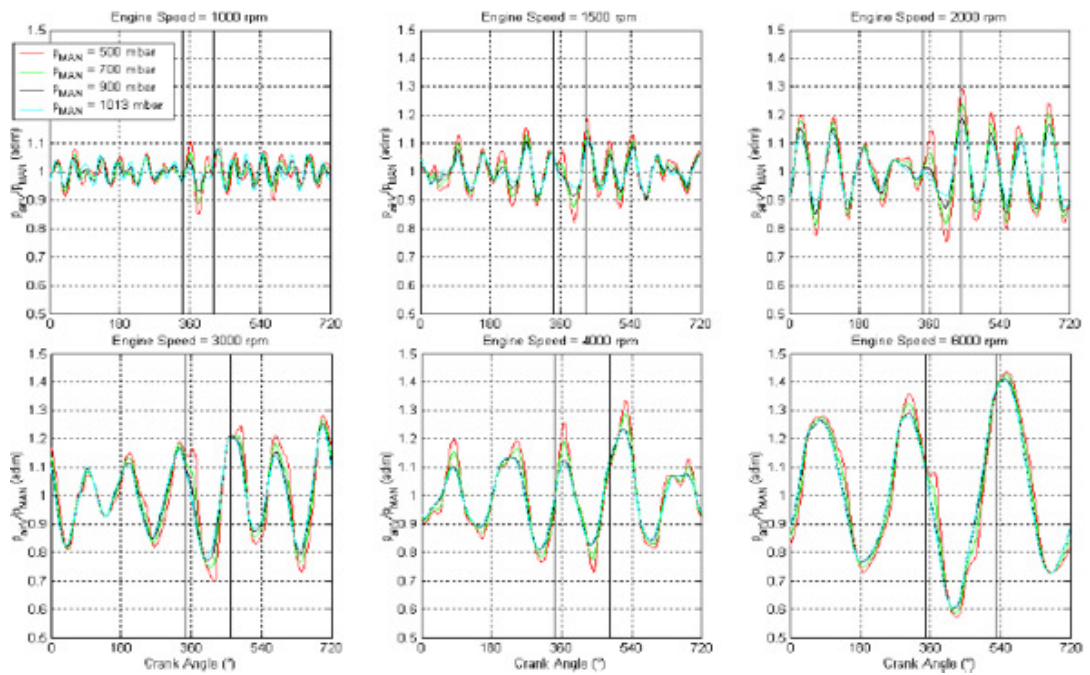


Fig. III.3.5.5 Andamento del rapporto tra la pressione del cilindro e la pressione del collettore al variare della pressione del collettore

In conclusione le simulazioni sopra riportate dimostrano che il rapporto tra pressione del cilindro e la pressione del collettore è funzione solo di ϕ_2 e dei numeri dei giri:

$$\frac{P_{cyl}}{P_{man}} = fp(\phi_2, RPM)$$

L'altra incognita è la temperatura del cilindro, la cui relazione matematica è la seguente :

$$T_{cyl} = \frac{M_{air} T_{airV} + M_{EGR} T_{ext}}{M_{air} + M_{EGR}}$$

dove:

$$T_{airV} = T_{air} fc(T_{air}, T_{H2O})$$

Si è analizzato l'andamento della temperatura esterna al variare del regime motore (Fig.III.3.5.6).

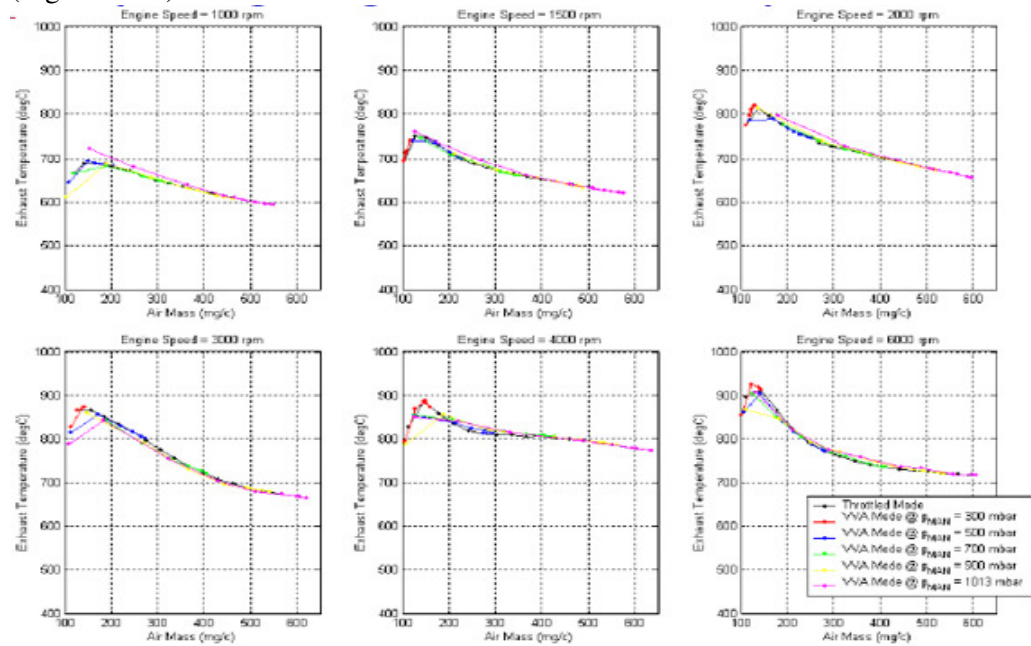


Fig. III.3.5.6 – Andamento della temperatura esterna al variare

Anche in questo caso non c'è dipendenza dalla pressione del collettore; dunque, la temperatura esterna sarà funzione della massa d'aria e del regime motore.

$$T_{ext} = T_{ext}(M_{air}, RPM)$$

La massa di EGR (Exhaust Gas Recirculation) sarà data dalla seguente espressione:

$$M_{EGR} = \frac{P_{man} V_{dead}}{RT_{ext}} + \frac{P_{ext}}{6RPM \sqrt{RT_{ext}}} A_{effOL} \left(\frac{P_{man}}{P_{ext}}, RPM \right)$$

Infine, dopo diversi passaggi matematici, la relazione finale della massa d'aria sarà la seguente:

$$M_{air} = \frac{P_{man} f_p(\phi_2, RPM) [V(\phi_2) + V_{dead}] - \left[\frac{P_{man} V_{dead} + P_{ext} \sqrt{RT_{ext}}}{6RPM} A_{effOL} \left(\frac{P_{man}}{P_{ext}}, RPM \right) \right]}{RT_{air} f_c(T_{air}, T_{H2O})}$$

A questo punto, bisogna determinare l'angolo di chiusura della valvola d'aspirazione tale da garantire l'intrappolamento di una determinata quantità di massa d'aria richiesta. Per far ciò è necessario invertire prima la relazione soprastante per ottenere il volume efficace v_e , e, dopo un'ulteriore inversione, si otterrà l'angolo ϕ_2 richiesto.

$$v_{effREQ} = \frac{\left(\frac{m_{airREQ}}{c_{temp}} + d_{EGR} \right)}{\left(\frac{p_{man}}{p_{ref}} \right)} = f(\Phi_{2REQ}, RPM)$$

$$\Downarrow$$

$$\Phi_{2REQ} = f^{-1} \left[\frac{\left(\frac{m_{airREQ}}{c_{temp}} + d_{EGR} \right)}{\left(\frac{p_{man}}{p_{ref}} \right)}, RPM \right]$$

Riporto l'andamento del volume efficace in funzione dell'angolo di chiusura ϕ_2 (Fig.III.3.5.7):

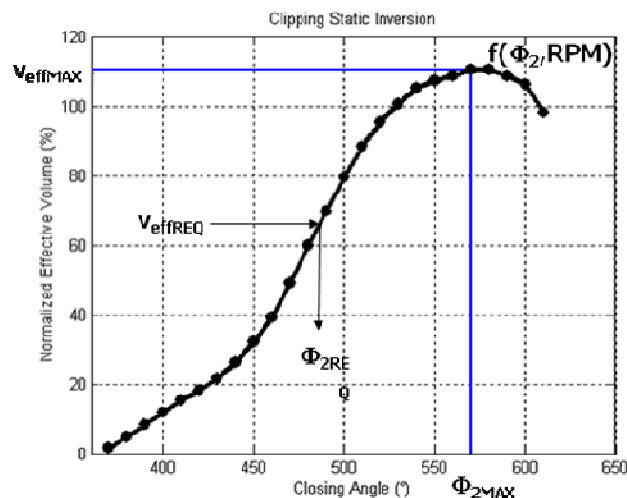


Fig. III.3.5.7 – Andamento del volume efficace normalizzato in funzione dell'angolo di chiusura

Nel grafico seguente si vuole evidenziare la differenza tra il tempo in cui avviene il movimento meccanico della valvola e il comando elettrico dell'elettrovalvola. A

questo scopo, è riportato sia il segnale di corrente che comanda l'elettrovalvola, che il profilo di alzata della valvola. Come si può notare, l'azione dell'elettrovalvola inizia subito dopo il superamento di una certa *corrente di bias* e finisce al *tempo di switchOn*, tempo in cui si evidenzia una "V" nel segnale di corrente. Si noti che tale effetto si ha solo con il controllo in open-loop della corrente. Il movimento della valvola meccanica deve avvenire solo quando l'elettrovalvola è chiusa.

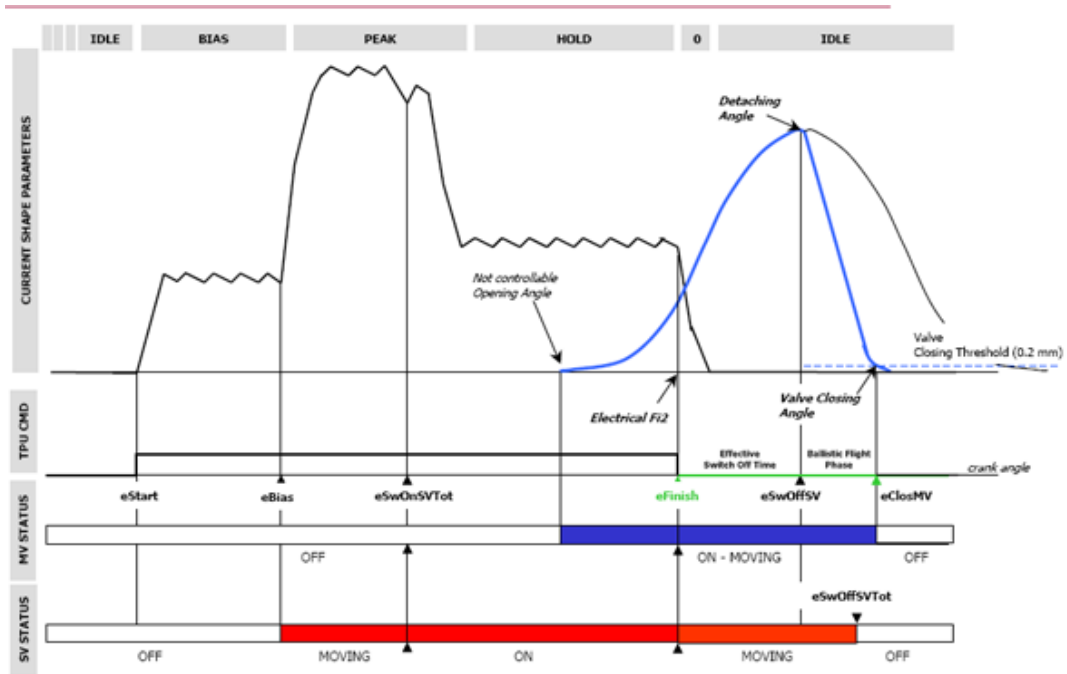


Fig. III.3.5.8 Segnale della corrente per l'elettrovalvola e profilo di alzata della valvola meccanica in modalità early-closing.

Late Opening

In questa modalità si controlla l'angolo ϕ_1 di apertura della valvola. In questo caso si utilizza una equazione della fluidodinamica; quella di Saint Venant. La relazione della portata d'aria sarà la seguente:

$$\dot{M}_{air} = \frac{P_{man}}{\sqrt{RT_{airV}}} A_{is} [h_{\phi_1}(RPM)] \psi \left(\frac{P}{P_{man}} \right)$$

dove:

$\psi \left(\frac{P}{P_{man}} \right)$ è il fattore di Saint Venant.

La nostra incognita risulta la pressione P.

Se $\psi\left(\frac{P}{P_{man}} < 0.52\right) = K_{sonic}$, allora si è in condizioni soniche; ciò avviene se l'apertura della valvola avviene dopo che il pistone ha creato una depressione nel cilindro. Infine, integrando il flusso d'aria si ottiene l'espressione finale:

$$M_{air} = \frac{1}{6RPM} \frac{P_{man}}{\sqrt{RT_{air} fc(T_{air}, T_{H2O})}} 2fh(\phi1, RPM) A_{int}(\phi1)$$

dove:

$A_{int}(\phi1)$ rappresenta l'area geometrica isentropica

$fh = \frac{M_{air}(\phi1)6RPM\sqrt{RT_{airV}}}{P_{man}2A_{int}(\phi1)}$ rappresenta la correzione del fattore isentropico

Anche in questa modalità di controllo dell'elettrovalvola si vuole evidenziare la differenza tra il tempo in cui avviene il movimento meccanico della valvola e il comando elettrico dell'elettrovalvola. Anche per questa modalità, si riporta il segnale di corrente e il profilo di alzata della valvola (Fig.III.3.5.9).

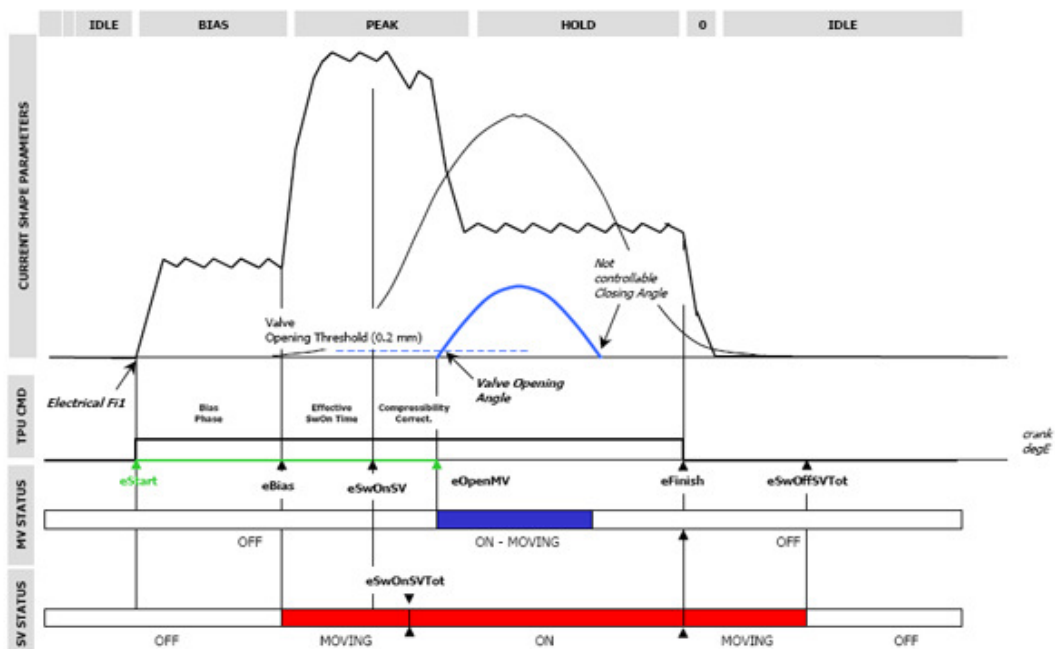


Fig. III.3.5.9. Segnale della corrente per l'elettrovalvola e profilo di alzata della valvola meccanica in modalità Late Opening.

Multilift

Si tratta della possibilità di effettuare entrambe le attuazioni; dapprima un anticipo di chiusura della valvola e successivamente un ritardo di apertura. Si è sperimentato che tale strategia ha degli effetti benefici sulla combustione a bassi

carichi e a bassi giri motore. La relazione finale sarà la combinazione lineare di entrambe le strategie, cioè si applica il principio di sovrapposizione degli effetti.

$$M_{air}(\phi_{2_{LIFT1}}, \phi_{1_{LIFT2}}) = M_{airEC}(\phi_{2_{LIFT1}}) + M_{airLO}(\phi_{1_{LIFT2}})$$

dove:

$F_{1_{lift1}}$ è l'angolo di apertura per la prima alzata (non controllabile)

$F_{2_{lift1}}$ è l'angolo di chiusura per la prima alzata (controllabile)

$F_{1_{lift2}}$ è l'angolo di apertura per la seconda alzata (controllabile)

$F_{2_{lift2}}$ è l'angolo di chiusura per la seconda alzata (non controllabile)

M_{airEC} rappresenta la massa d'aria intrappolata dalla prima alzata

M_{airLO} rappresenta la massa d'aria intrappolata dalla seconda alzata

Poichè vanno eseguite entrambe le strategie, per la seconda lift dobbiamo garantire sempre la condizione sonica. Risulta sufficiente la separazione delle due alzate per garantire la condizione di flusso sonico sulla seconda. Viene riportata la strategia multilift con una possibile realizzazione dei profili di alzata della valvola di aspirazione sia in modalità ϕ^1 che in quella ϕ^2 .

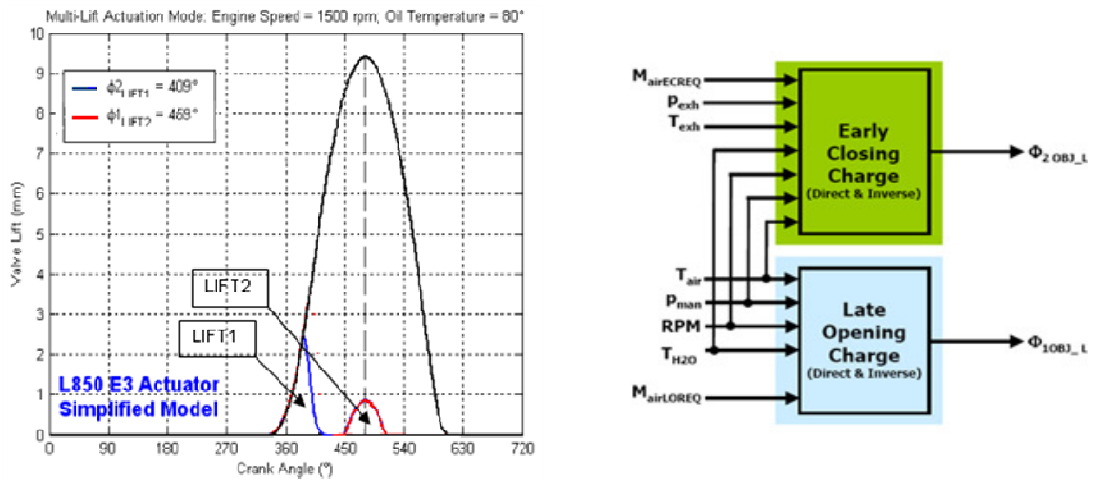


Fig. III.3.5.10 Modalità multilift

CAP IV: METODOLOGIE AVANZATE DI CALIBRAZIONE DEGLI ALGORITMI DI BASE DELLA CENTRALINA DI CONTROLLO MOTORE

La crescente complessità dei moderni sistemi di controllo motore, unitamente alla riduzione del tempo di sviluppo prodotto ed alla richiesta di prestazioni elevate, robuste, e multi obiettivo, ha imposto l'evoluzione del processo di calibrazione e validazione del sistema di controllo motore.

In questo capitolo viene descritta una metodologia di calibrazione 'general purpose' che, fondata su basi statistiche, si avvale di strumenti software in ambiente Matlab per agevolare il lavoro di validazione e calibrazione e gestire in maniera più efficace e più efficiente la numerosità delle variabili di controllo.

Tale metodologia è stata applicata alla calibrazione di base delle motorizzazioni 1400 cc MultiAir FIAT, nella versione 135CV e 170CV, nonché all'innovativo motore bicilindrico SGE (Small Gasoline Engine) 900 cc Turbo da 85 CV.

Essa ha consentito di ridurre significativamente l'impegno sperimentale (almeno un dimezzamento) e di ottenere una calibrazione più precisa e valida su differenti motori rispetto al passato.

IV.1 Obiettivi del processo di calibrazione

La calibrazione dei parametri degli algoritmi di controllo di base¹ consiste nell'identificare i numeri migliori che, inseriti in opportune mappe o vettori, descrivono il comportamento di un motore in precise modalità di funzionamento.

Il processo di calibrazione di un singolo algoritmo si può suddividere nelle seguenti fasi:

- ✚ progettazione ed esecuzione del piano sperimentale da effettuare al banco motore;
- ✚ analisi dei dati e calcolo delle calibrazioni;
- ✚ verifica a banco del funzionamento del motore calibrato.

Queste fasi vengono solitamente ripetute fino a raggiungere l'obiettivo di precisione richiesto.

L'elaborazione dei dati consiste, nella maggioranza dei casi, nella traduzione dei risultati sperimentali in mappe che verranno utilizzate dal software per descrivere il funzionamento del motore secondo un modello implementato in centralina.

L'intero processo può essere reso più efficiente utilizzando tecniche statistiche di *riduzione degli esperimenti*, per massimizzare il contributo informativo di ogni test. È poi indispensabile impiegare strumenti di elaborazione avanzati, uniti a modelli di simulazione degli algoritmi, per tradurre *rapidamente* tali informazioni in una calibrazione utilizzabile dalla centralina.

¹Per algoritmi di controllo di base si intendono quelli specifici del funzionamento del motore, non legati ad una particolare applicazione veicolo, come ad esempio la stima dell'aria aspirata e della coppia erogata, il controllo della posizione del variatore di alzata, etc.

La maggior precisione raggiungibile con tali strumenti, soprattutto in presenza di attuazioni multidimensionali (valvola a farfalla, variatore di fase, variatore dell'alzata continua delle valvole, anticipo di accensione, titolo...), consente inoltre il raggiungimento di prestazioni superiori (minor consumo carburante, minor usura componenti, maggiore potenza massima).

Va tenuto in considerazione che uno degli obiettivi è di ottenere una calibrazione valida per tutti i motori dello stesso tipo in qualsiasi condizione di utilizzo, e non solo per lo specifico esemplare nelle specifiche condizioni di prova. Le acquisizioni vanno dunque effettuate preferibilmente su un motore *centro banda*², in condizioni ambientali standard, mentre le verifiche vanno fatte anche su altri motori. Gli strumenti di elaborazione utilizzati aiutano anche a tenere conto della variabilità tra motori ed a ridurre l'influenza dei fattori di disturbo ambientali sulla calibrazione. Questo porta a minor variabilità nelle prestazioni tra le vetture e, dunque, a minor probabilità di diagnosticare falsi allarmi.

La disponibilità di strumenti automatici per la calibrazione ha, inoltre, notevolmente accelerato il processo di sviluppo di nuovi algoritmi di controllo motore, ([31],[32]) e reso possibile l'implementazione degli stessi in centralina in tempi brevissimi.

IV.2 Strumenti di elaborazione sviluppati

Vengono di seguito descritti gli strumenti di elaborazione appositamente sviluppati, che sono alla base dei tool di calibrazione motore creati.

IV.2.1 Modello di regressione continuo [42]

Si disponga di punti sperimentali caratterizzati da tre coordinate: x, y, z. Si desidera descrivere la dipendenza di z da x ed y mediante una equazione del tipo $z=f(x,y)$, solitamente imposta dal modello utilizzato in centralina, e/o dalla fisica del fenomeno. Matlab mette a disposizione potenti strumenti di regressione per svolgere questo compito.

Si prenderà come esempio per il modello di regressione continua l'efficienza volumetrica in funzione della pressione nel collettore di aspirazione e della posizione del variatore di fase, fissata la velocità di rotazione del motore, rappresentata dalla superficie colorata (Fig. IV.2.1.1).

Essa minimizza lo scarto quadratico medio dai punti sperimentali, rappresentati come cerchi blu. Il punto evidenziato con un quadrato rosso, in alto a destra nel grafico, rappresenta il punto con il maggior scarto, mentre la stella rossa, in basso a sinistra, rappresenta il massimo scarto percentuale.

Il modello impiegato è quadratico in termini di posizione VVT, mentre è lineare in pressione fino alla pressione di rottura, solitamente intorno ai 950 mbar e calcolata automaticamente, e presenta un andamento quadratico oltre questa pressione. Questo modello descrive accuratamente l'effetto di sovralimentazione naturale ([33]), particolarmente pronunciato a 2700-3300 rpm, che si presenta sul motore EVO2.

² Solitamente i componenti installati sul motore presentano delle tolleranze: si definisce motore centro banda quel motore i cui componenti sono tutti nominali.

Il modello lineare utilizzato in precedenza commetteva un errore del 10% circa nella stima dell'aria a pieno carico, con tutto ciò che questo comporta (es. anticipo di accensione non appropriato).

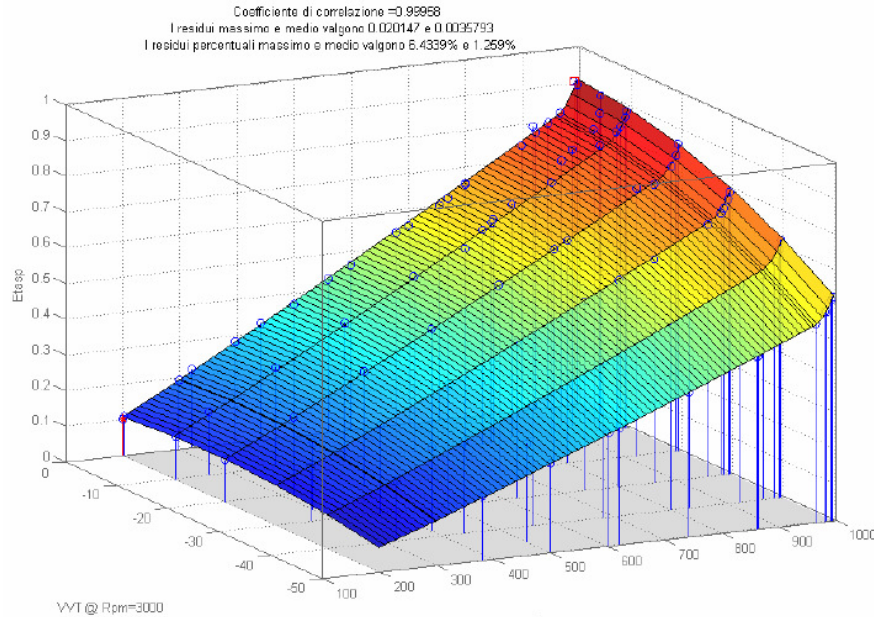


Fig. IV.2.1.1 Esempio di modello di regressione multivariabile non lineare

È importante notare che la dipendenza di z può essere estesa ad un numero qualsiasi di variabili indipendenti ([34]). Un modello, di un qualsiasi ordine, è caratterizzato da una continuità molto elevata, che può tuttavia introdurre un *errore di modello* nella descrizione dei dati sperimentali, qualora l'equazione non sia ben descrittiva del fenomeno.

Questo modello di regressione continua sostituisce la regressione monodimensionale, solitamente lineare o quadratica.

La *non linearità* del modello consente di descrivere i fenomeni con una notevole precisione ed aderenza al fenomeno fisico.

La *multidimensionalità* consente di utilizzare piani sperimentali ridotti (almeno della metà) e, nonostante questo, di ridurre l'influenza degli errori di misura sulla stima dei parametri del modello. Si ottiene inoltre una elevata continuità delle mappe, garanzia di buon funzionamento degli algoritmi di controllo e della maggior rappresentatività, da parte della calibrazione, della famiglia di motori piuttosto che del singolo esemplare.

La riduzione dell'influenza degli errori di misura sul modello di regressione è conseguenza del fatto che:

dato un campione di misure con varianza σ^2 , la media di n campioni ha varianza σ^2/n . ([35]). Dunque, se la singola misura ha un errore del $\pm 15\%$ ($3\sigma = 15\%$), la media di $n=9$ misure ha, invece, un errore del $\pm 5\%$ (l'errore si riduce di un fattore $\sqrt{n}=3$).

L'utilizzo di una regressione multidimensionale fa dipendere la stima della variabile dipendente, nel breakpoint di giri e carico di interesse, anche dalla

misura nei breakpoint di giri e carico adiacenti (9 misure invece di 1) tramite opportuni modelli ed interpolazioni. Si riesce così a ridurre ad un terzo l'errore di misura a parità di numero di punti sperimentali! In alternativa, sperimentando secondo, ad es., lo schema dei punti rossi in Fig. IV.2.1.2 ([35], [36],[37], [32] e [38]), il piano sperimentale è dimezzato, e l'errore di misura è ridotto di un fattore $\sqrt{4.5} \approx 2.1$. In questo modo si massimizza il contributo informativo di ogni test.

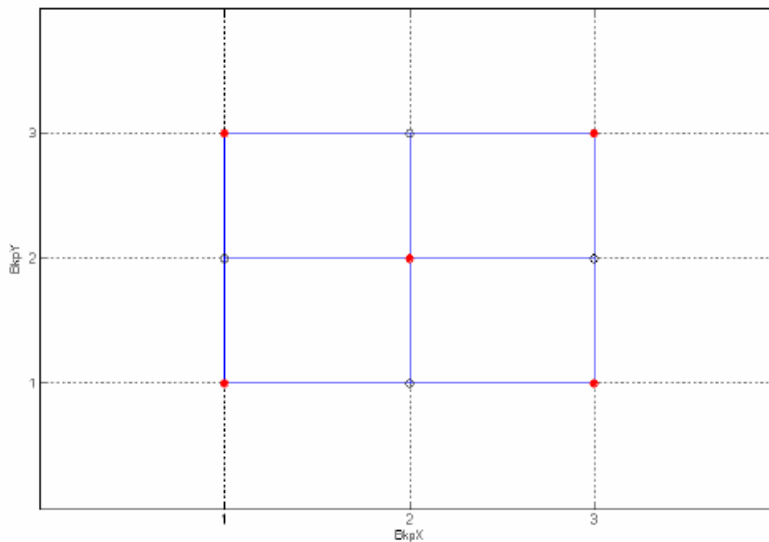


Fig IV.2.1.2. Schema di riduzione del piano sperimentale

Tra i vantaggi di tale modello di deve considerare anche la *maggior libertà di sperimentazione*: nel caso in cui le variabili indipendenti non siano controllate precisamente, o non siano proprio controllabili nei punti di breakpoint (ad es. il carico non può raggiungere il carico di breakpoint massimo ad alcune velocità di rotazione motore), l'errore sul valore della misura che si commette considerandola effettuata al breakpoint più vicino, può essere anche della stessa entità dell'errore di posizionamento. Ad es. l'efficienza di aspirazione viene controllata agendo sulla valvola a farfalla con un errore che può arrivare al 2% e riflettersi sulla stima della coppia in egual misura. La regressione multidimensionale, invece, consente di non approssimare le misure delle variabili indipendenti.

IV.2.2 Modello di regressione discreto

Si disponga di punti sperimentali caratterizzati da tre coordinate: x, y, z . Si desidera descrivere la dipendenza di z da x ed y mediante una mappa che assegni un valore di quota z ad ogni punto di una griglia discreta di x ed y definita dai vettori di Breakpoint, indicati come $BkpX$ e $BkpY$. Il valore della quota in punti diversi da quelli della griglia verrà calcolato mediante un'interpolazione bilineare, come nelle centraline di controllo motore. L'algoritmo **RegressioneDiscreta** risponde a

quest'esigenza, calcolando i valori della mappa che minimizzano lo scarto quadratico medio dei dati sperimentali dalla superficie descritta come interpolazione bilineare della mappa. In Fig. IV.2.2.1 si riporta un esempio. I punti sperimentali sono riportati in rosso, la mappa è rappresentata in blu trasparente.

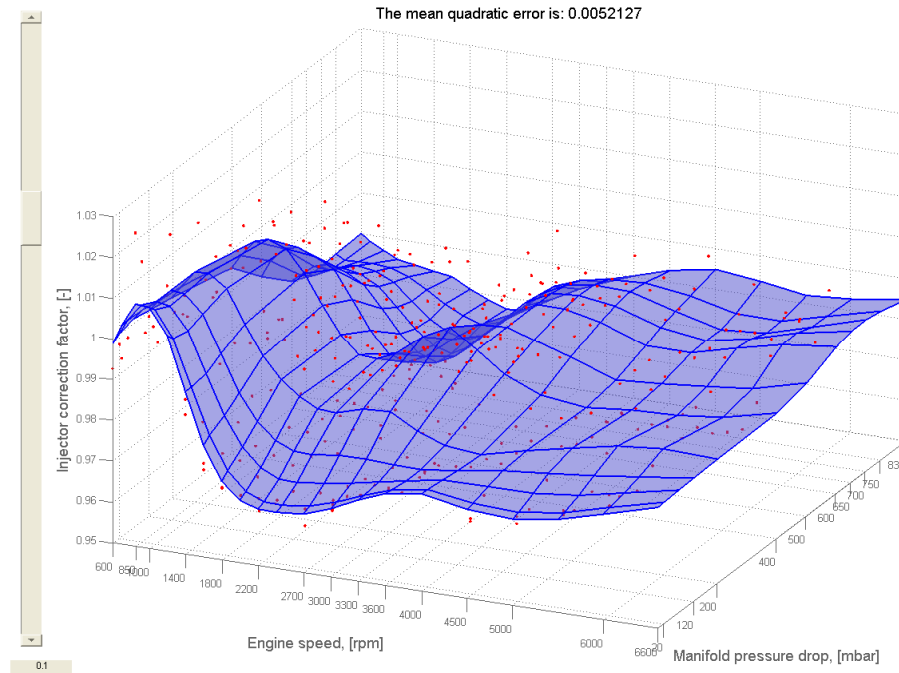


Fig IV.2.2.1. Esempio di funzionamento del software regressionediscreta

Sulla parte sinistra del grafico è presente uno slider che consente di variare lo *stiramento* della superficie.

Uno stiramento diverso da zero agisce come una molla che stira eventuali spigoli presenti nella membrana. Uno stiramento molto elevato genera una membrana piana, aumentando lo scarto quadratico medio dai punti sperimentali. Questa funzione è utile per smussare eventuali forti discontinuità nella superficie. La continuità delle mappe, infatti è uno dei requisiti delle stesse, di difficile specificazione. La causa di una mappa discontinua può essere un errore di misura in un punto. Una mappa eccessivamente discontinua, inoltre, può generare valori molto diversi della z , per valori simili delle variabili indipendenti, ed è dunque da evitare, visto che l'effetto di un errore di misura delle variabili indipendenti produce un effetto molto grande sul valore di uscita della mappa e può avere un effetto deleterio su un algoritmo di controllo. Lo stiramento consente anche di imporre una regola per l'estrapolazione della mappa per valori di x ed y non sperimentati.

Questo software, coperto da brevetto, può essere utilizzato anche per effettuare la riduzione dei breakpoints di una mappa, assegnando ai punti di una mappa di

partenza il ruolo di punti sperimentali, e specificando dei breakpoints in numero minore rispetto a tale mappa.

Questo software permette di sostituire acquisizioni effettuate esattamente nei punti all'intersezione dei breakpoints delle variabili indipendenti, ove possibile.

Permette, poi, una divisione del problema in sotto problemi con una o due dimensioni (variabili indipendenti) in meno.

I vantaggi sono comuni a quelli del modello di regressione continuo, con l'aggiunta dei seguenti:

- ✚ Spesso il modello implementato in centralina è proprio l'uscita di una mappa. Effettuando acquisizioni non solo nei punti di breakpoint, è possibile ottenere una mappa che minimizzi anche l'errore di modello oltre a quello di misura ([36]).
- ✚ La possibilità di stirare interattivamente la mappa rende le stesse più rispondenti alla fisica del fenomeno in esame, invece di replicare pedissequamente le acquisizioni affette da errore sperimentale.

A questo punto, si danno alcune informazioni sull'algoritmo implementato.

L'algoritmo che calcola la regressione discreta ha l'obiettivo di minimizzare la somma dei quadrati delle distanze tra la mappa ed i punti sperimentali. Per ottenere questo, è possibile considerare un'analogia con un problema meccanico: ogni punto sperimentale è fisso nello spazio, mentre la mappa può muoversi lungo l'asse z. Ogni punto sperimentale è legato con una molla, la cui rigidità è la stessa per ogni punto, alla mappa. Uno smorzatore dinamico è posto in parallelo ad ogni molla; lo smorzamento è pari a quello critico. I segmenti della mappa, superfici nel caso tridimensionale, sono dotati di massa e reagiscono alle forze esercitate dalle molle e dagli smorzatori, in accordo con il secondo principio della dinamica. Tali forze tendono a ridurre la distanza della mappa dai punti. L'equilibrio verrà raggiunto per la configurazione della mappa che minimizza l'energia potenziale del sistema di molle. L'espressione di questa energia è:

$$E = \sum_i^N K * \Delta z_i^2$$

dove:

K è la rigidità delle molle

Δz_i è la distanza lungo l'asse z tra l'iesimo punto e la mappa

N è il numero dei punti sperimentali

Questa formula rappresenta la somma dei quadrati degli errori tra i punti sperimentali e la mappa. Questa espressione, divisa per $K*N$, entrambi costanti, è uguale alla formula dello scarto quadratico medio. Dunque la soluzione del problema numerico è la stessa del problema fisico.

Il problema meccanico è stato implementato codificando in Matlab le equazioni differenziali della meccanica del corpo rigido. È stato utilizzato un solutore a tempo discreto ed a passo variabile; alcune tecniche di programmazione sveltiscono la simulazione ed impediscono che la stessa diventi instabile. La gestione di circa 200000 punti comporta un tempo di calcolo della mappa inferiore ai 10 minuti.

La rigidità definibile dall'utente agisce come una molla sulle giunzioni tra segmenti della mappa.

Questo approccio originale è stato preferito alla classica risoluzione del sistema di equazioni per limitare la memoria e la potenza di calcolo necessarie per gestire

grandi quantità di punti. Le mappe prodotte, inoltre, sono più continue e coerenti con la modellazione di un fenomeno fisico, e possono essere interattivamente valutate e modificate.

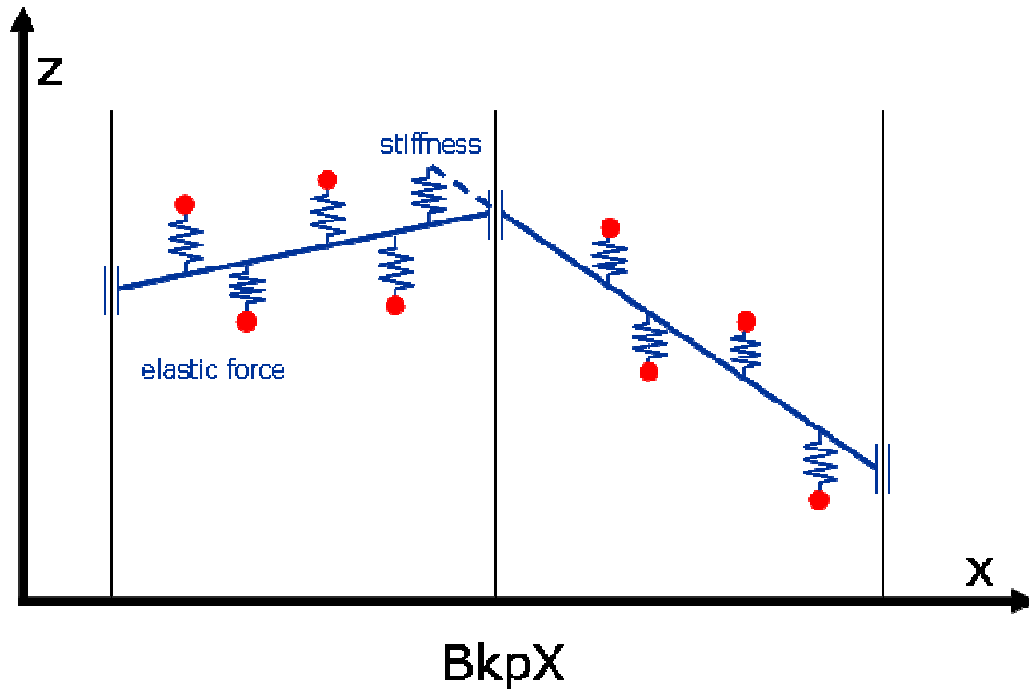


Fig. IV.2.2.2. Regressione discreta: spiegazione del funzionamento

IV.2.3 Ottimizzatore multimappa

Si disponga del modello in Matlab / Simulink dell'algorithm di centralina da calibrare. Questo modello, alimentato con le acquisizioni sperimentali, produce una uscita dipendente dalla calibrazione.

L'ottimizzatore multimappa varia le calibrazioni, composte da differenti mappe, vettori o scalari, fino ad individuare la calibrazione che minimizza lo scarto quadratico medio delle uscite calcolate da quelle misurate / desiderate.

L'algorithm utilizzato deriva dallo *steepest descent algorithm* ([39], [40] e [41]). Appartiene alla famiglia degli ottimizzatori locali, ma sono presenti alcuni accorgimenti che riducono la possibilità di impantanamento in un minimo locale che caratterizza tale famiglia di algoritmi. Esso è caratterizzato da una elevata rapidità. Su un PC dotato di processore Intel Centrino 1.6 GHz, l'ottimizzazione di 2 mappe 12x21 e di un vettore 1x16 (520 parametri!) per la stima della coppia (bassa complessità) impiega meno di 10 minuti.

Nel corso dell'elaborazione vengono mostrate le mappe ottimizzande ed un grafico predetti osservati, con la statistica di interesse (ad es. lo scarto quadratico medio) I punti predetti sono quelli derivanti dagli algoritmi implementati in centralina, mentre quelli osservati sono quelli sperimentali.

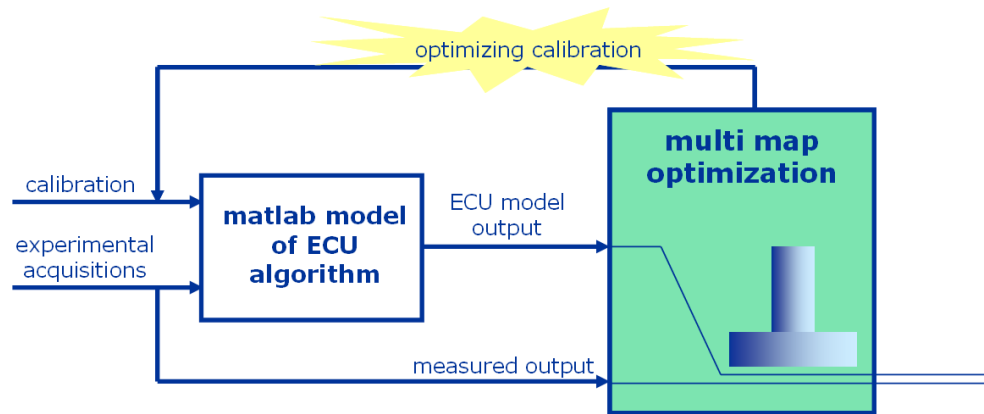


Figura IV.2.3.1. Schema di funzionamento dell'ottimizzatore multimappa.

Ogni mappa è corredata da uno slider che permette di imporre lo stiramento, vedi Fig. IV.2.3.2, come visto per la regressione discreta.

In particolare la Fig. IV.2.3.2 mostra l'ottimizzazione dell'interfaccia di coppia, che, per un motore tradizionale, presenta due mappe ed un vettore.

- ✚ Mappa dell'Anticipo di coppia massima, funzione della velocità di rotazione (RPM) e dell'efficienza volumetrica (ETASP). Rappresenta la mappa dell'anticipo calcolato in corrispondenza della massima coppia e descrive, per ogni punto motore identificato dalla sua velocità di rotazione e dalla sua efficienza volumetrica, l'anticipo che massimizza la coppia. Se avvengono fenomeni di detonazione prima del raggiungimento del massimo, è utilizzato un valore estrapolato che meglio fitta i dati.
- ✚ Mappa di Coppia Massima, funzione della velocità di rotazione del motore e dell'efficienza volumetrica, rappresenta la massima coppia misurata in corrispondenza dell'anticipo di coppia massima.
- ✚ CUNIK (Curva Unica), funzione dell'anticipo di accensione e dell'efficienza volumetrica, descrive come e quanto la distanza dall'anticipo attuato rispetto all'anticipo ottimo (Delta Anticipo) riduce la coppia erogata: quest'ultima decresce tanto più ci si allontana dall'anticipo ottimo.

La precisione del risultato è, solitamente, da 2 a 4 volte superiore rispetto ai metodi precedentemente utilizzati nel passato. Le mappe risultano, inoltre, visibilmente più continue, in quanto l'ottimizzatore predilige, tra più soluzioni con precisione simile, quella più continua.

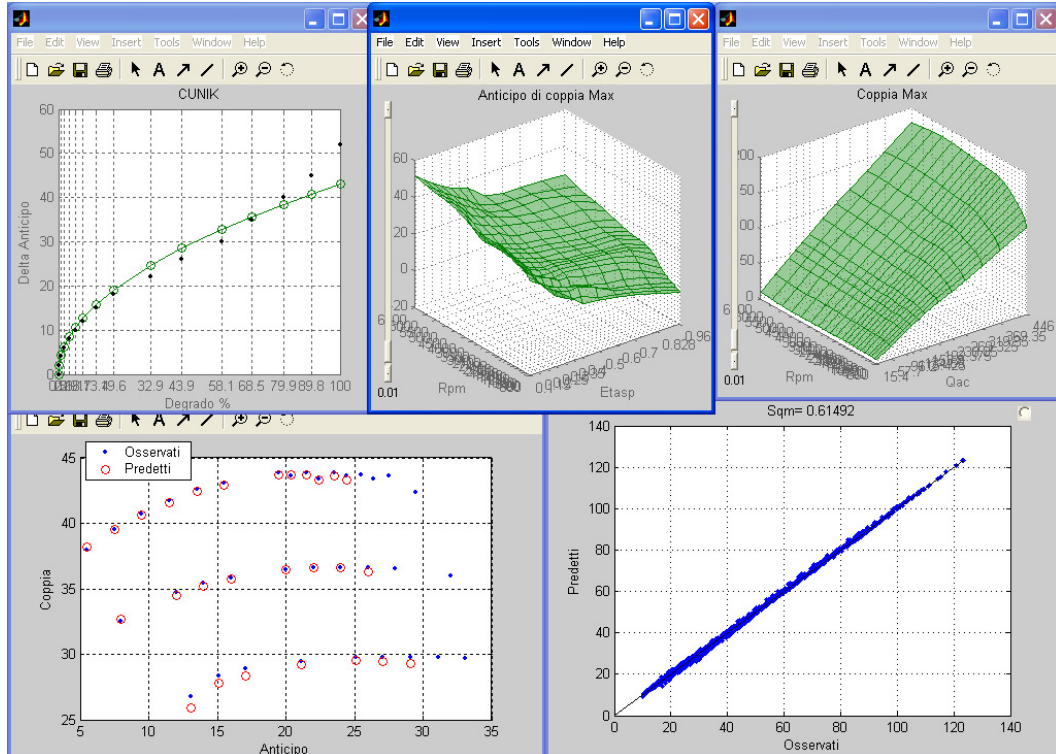


Fig. IV.2.3.2. Esempio di funzionamento dell'ottimizzatore multimappa.

Questo metodo è innovativo in quanto, nel caso le mappe non hanno gli stessi breakpoints, l'ottimizzazione deve essere fatta per ogni punto della griglia di intersezione degli stessi, usando solitamente dei fogli Excel.

I vantaggi sono comuni a quelli del modello di regressione continuo e discreto, con l'aggiunta dei seguenti:

- Numerose mappe possono essere ottimizzate contemporaneamente, dunque la calibrazione risultante minimizza l'errore totale del modello, non l'errore di ogni singola mappa. Il risultato è migliore.
- Sono spesso già disponibili gli algoritmi in formato Matlab / Simulink, dunque l'utilizzo dell'ottimizzatore multimappa è relativamente rapido.

Precisione e continuità delle mappe sono superiori a qualsiasi altro metodo concorrente.

Gli algoritmi che possono essere calibrati usando questa metodologia sono principalmente quelli di stima.

L'algoritmo deve essere privo di stato, come, ad es. l'algoritmo di stima dell'aria aspirata, di calcolo dell'anticipo di accensione, stima della coppia erogata. A parziale eccezione, è possibile calibrare la parte stazionaria degli algoritmi dinamici, per es. la stima della temperatura di regime dei gas di scarico, mentre la parte dinamica va calibrata preferibilmente con altri metodi, a meno che i tempi di ottimizzazione non costituiscano più un problema (calcolo in parallelo su numerosi PC...).

Non possono essere utilizzati algoritmi che richiedono il controllo di una variabile non simulata, come ad es. il titolo della miscela per la calibrazione del film fluido.

Per questi casi sono comunque di ausilio i tool di verifica delle prestazioni descritti nel seguito.

IV.2.4 Verifica delle prestazioni

Le mappe risultanti da processi di regressione vengono solitamente valutate misurando lo *scarto quadratico medio*, usualmente indicato con σ , delle stesse dai punti sperimentali: più è piccolo, meglio la mappa si adatta ai punti sperimentali. La deviazione standard σ , moltiplicata per 3, fornisce il range di variazione dei dati sperimentali, in più ed in meno, attorno alla superficie descritta dalla mappa. Per la precisione, i dati sperimentali rientrano nella banda descritta con una probabilità del 99.97% in caso di errore totale distribuito gaussianamente.

Per alcune applicazioni è di maggiore interesse lo *scarto percentuale quadratico medio*, ottenuto normalizzando lo scarto quadratico al valore sperimentale e moltiplicandolo per 100 (ad es. stima dell'aria aspirata), perché maggiormente legato alla prestazione finale di interesse (nell'es. precedente lo s.p.q.m. rappresenta l'errore sul titolo della miscela.).

L'errore commesso utilizzando un algoritmo di stima si può ripartire principalmente in due aliquote: un errore di modello, ed uno di misura.

- ✚ L'errore di modello, derivante dall'aver utilizzato un modello inadeguato per descrivere il fenomeno in esame, può essere ridotto utilizzando un'equazione più complessa per la regressione oppure incrementando o riposizionando i breakpoint della mappa.
- ✚ L'errore di misura è dovuto alla limitata precisione degli strumenti di acquisizione e calcolo. Un punto sperimentale afflitto da tale errore si discosta considerevolmente da un modello di regressione considerato adeguato e, qualora rimisurato, fornisce un valore della variabile dipendente molto differente, più prossimo al valore predetto dal modello. Questi punti, generalmente chiamati *outlier*, vanno accuratamente individuati, eliminati e rimisurati poiché riducono la precisione del modello. *Un errore di misura a media nulla non modifica la mappa risultante da una regressione, se il numero di punti considerati è sufficientemente elevato.* Questa affermazione, che si fonda su basi statistiche ([35]), spiega il netto miglioramento nella qualità delle calibrazioni derivante dall'impiego di modelli di regressione multivariabile, più robusti nei confronti degli errori di misura rispetto ai modelli monovariabile comunemente impiegati. Imponendo continuità alla variabile dipendente in più dimensioni, la quota risultante dipende dalla quota di più punti sperimentali, riducendo dunque la probabilità di interpretare un errore di misura come fenomeno.

IV.2.5 Tool per la verifica assistita delle prestazioni di una calibrazione

Sono stati sviluppati dei tool che permettono di visualizzare graficamente e numericamente, in tempo reale, i risultati della calibrazione e l'effetto di una variazione dei parametri della stessa. Essi sono utili per verificare rapidamente che le calibrazioni uscenti dagli algoritmi di ottimizzazione siano rispondenti

ai criteri imposti, e ad effettuare gli ultimi ritocchi secondo l'esperienza del calibratore.

Il risultato della calibrazione automatica va controllato da una persona esperta principalmente per due motivi:

- ✚ Il tool di calibrazione, in assenza di dati in alcuni punti di funzionamento estrapola il comportamento dei punti limitrofi. Un calibratore esperto può effettuare meglio questo compito, conoscendo la fisica dei fenomeni in gioco
- ✚ Il tool di calibrazione ottimizza una variabile che può non essere, in alcune particolari condizioni operative, quella di maggior interesse. Per tale ragione il calibratore è indispensabile per *correggere* alcuni comportamenti

In Fig. IV 2.5.1 si riporta la schermata principale del tool per la verifica della calibrazione dell'anticipo /coppia su centralina Magneti Marelli, utilizzato per la calibrazione del 1400 cc MultiAir. Questo tool verrà spiegato in dettaglio nel capitolo V. Il grafico principale mostra l'andamento delle curve ad ombrello, CMIH (pmih trasformata in coppia) in funzione dell'anticipo di accensione, a modalità di funzionamento fissata e velocità di rotazione costante. Una serie di filtri (per velocità di rotazione, efficienza volumetrica, rapporto pressione monte/valle farfalla (RP) o titolo) permette una rapida selezione dei punti da visualizzare.

In questa sede si fa notare che uno strumento del genere mette il calibratore in grado di comprendere perfettamente il comportamento dell'algoritmo, rispetto ai punti sperimentali, in una rappresentazione grafica di immediata comprensione per un esperto motorista. Inoltre, ogni modifica alla calibrazione assume immediata valenza e può essere sottoposta ad una critica consapevole, senza la necessità di impegnare il banco motore.

IV.3 File standard utilizzati

Per agevolare lo scambio di informazioni con l'ente di applicazione motore, si è scelto di utilizzare alcuni formati standard di file, principalmente in formato Excel.

IV.3.1 Piano quotato

Il file di piano quotato viene generato automaticamente dal software di sala motore. Esso è un file Excel, il cui primo foglio contiene in prima riga i nomi delle variabili acquisite, in seconda riga l'unità di misura, opzionale, mentre dalla terza riga partono i valori acquisiti. In Fig. IV.3.1.1 si riporta un esempio.

Ogni riga rappresenta un punto operativo stazionario del motore, riportante la misura dopo una fase di regimazione e per una durata a discrezione dell'operatore di sala o del programmatore dell'esperimento, in caso di esperimento in automatico.

A_F	AIR_DENS	ALPHA_I	ANGFARC	AVABASE	AVANCE	AVCPMA	CAKG_CE	CAMSELF	CARICO	CARICO_N	CAVDC1
-	kg/m3	%	deg	deg	deg	deg	kg	deg	kg	N	deg
13.06	1.15	100	83.1	6.9	6.9	13.359	9	102.688	9.318	91.4	0
13.09	1.153	100	83.09	7.3	7.3	13.69	10	102.688	9.629	94.4	0
13.07	1.151	100	83.1	7.2	7.2	13.762	9	102.688	9.108	89.3	0
13.13	1.138	100	83.1	14.1	14.1	16.15	8	102.688	7.609	74.6	0
14.23	1.15	85	62.5	7.3	7.3	13.801	9	102.688	8.775	86.1	0
14.31	1.131	85	62.5	14.3	14.3	16.49	7	102.688	7.203	70.6	0
14.15	1.149	70	49.6	7.3	7.3	13.672	9	102.688	8.87	87	0
14.27	1.151	70	49.59	7.8	7.8	13.976	9	102.688	8.522	83.6	0

Figura IV.3.1.1. Esempio di piano quotato

Per ogni algoritmo da calibrare, oltre al piano quotato complessivo, rappresentativo del funzionamento del motore in tutte le condizioni necessarie per la calibrazione dello stesso, vengono effettuati anche dei piani quotati di verifica.

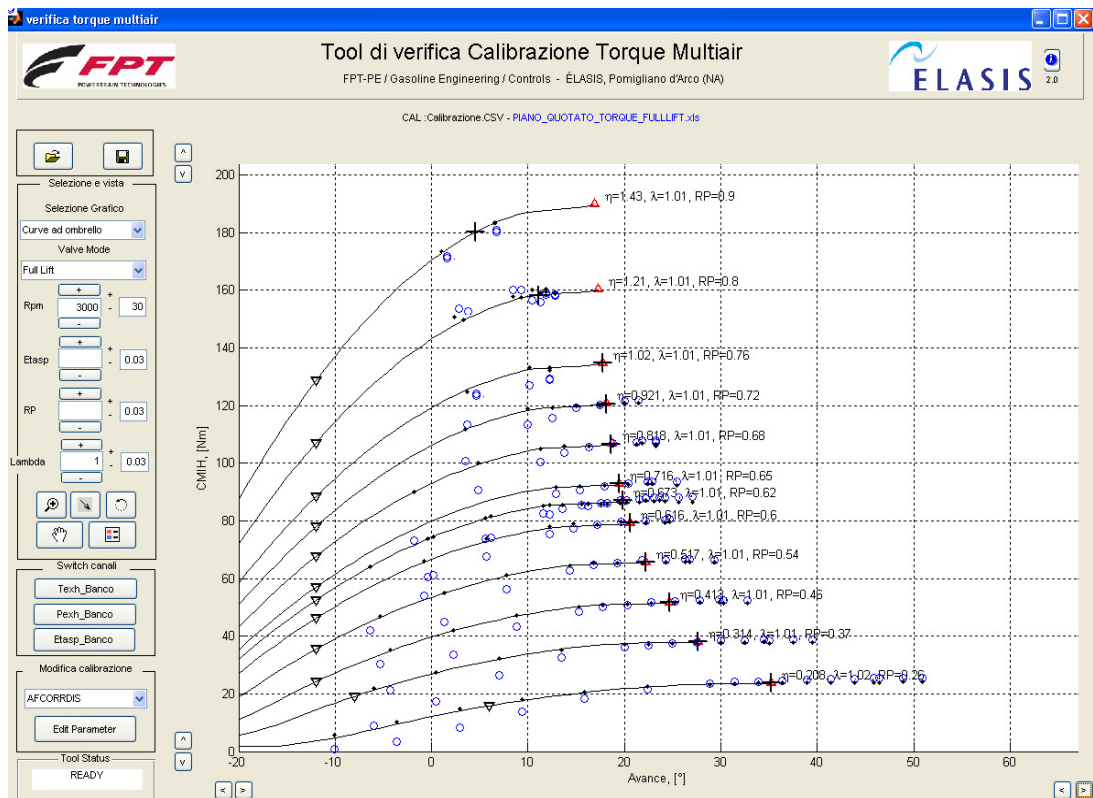


Fig. IV.2.5.1. Tool di verifica: calcolo anticipo di accensione - stima coppia erogata.

IV.3.2 Calibrazione

Il file di calibrazione deve contenere informazioni sui parametri di centralina relativi all'algoritmo da calibrare. Il formato principali è:

- File .csv esportato da Inca, ovvero un file di testo esportato dal sw per la gestione della ECU Magneti Marelli.
- File di Excel contenente un unico foglio, in un formato definito nella seguente maniera: i parametri sono separati da una riga vuota; in prima

CAP V: APPLICAZIONI SPERIMENTALI E TOOL SVILUPPATI

I seguenti software sono stati sviluppati in ambiente Matlab / Simulink. Alcuni di essi sono stati compilati, generando un file eseguibile win32, per essere eseguiti anche su PC privi di Matlab. Essi fanno attualmente parte degli strumenti software utilizzati nell'ente di sperimentazione motore dello stabilimento Élasis di Pomigliano d'Arco.

V.1 Tool di calibrazione automatica (TCA)

In questo software sono stati implementati gran parte dei criteri utilizzati dai calibratori per svolgere il proprio lavoro. La costante collaborazione tra gli sviluppatori delle metodologie di calibrazione motore e gli applicatori consente il continuo miglioramento dei tools di calibrazione automatica.

I principali algoritmi implementati riguardano:

- ✚ La stima dell'aria aspirata per ciascuna modalità di attuazione valvole;
- ✚ Il modello iniettore;
- ✚ La stima della temperatura dei gas di scarico
- ✚ La stima della coppia e il calcolo dell'anticipo di accensione;
- ✚ Le frictions meccaniche e i pompaggi per ciascuna modalità valvole.

Circa 60 mappe e vettori sono necessari per calibrare questi algoritmi per ciascuna applicazione (Fiat Giulietta Multi Air Turbo 170CV, Fiat Mito Multi Air 140CV Turbo, Fiat Mito Multi Air 170CV Turbo, Fiat Mito Multi Air 105 CV aspirata, Lancia Delta 140 CV, Fiat Bravo 140CV Turbo, Fiat Cinquecento 85CV Turbo SGE, Fiat Nuova Panda 85CV Turbo SGE, Lancia Ypsilon 85 CV Turbo SGE...). Questo significa centinaia di parametri per ciascuna applicazione citata.

Allo scopo di soddisfare questo obiettivo, sono stati implementati circa 33 tools di calibrazione automatica, integrati nell'ambiente TCA. In Fig.V.1.1. è mostrata l'interfaccia principale del sw sviluppato.

Gli input del tool sono:

- ✚ Un file di calibrazione, dal quale ottenere informazioni sulle dimensioni e sui breakpoints da utilizzare nella calibrazione delle mappe e dei vettori;
- ✚ Uno o più files di piano quotato, contenenti i canali specifici per la stima dell'aria aspirata;
- ✚ Uno o più file, specifici per la stima di coppia, contenente anche spark sweep di anticipo.

Dopo il caricamento dei dati, l'utilizzatore deve selezionare uno specifico tool all'interno del TCA: tutte le informazioni per eseguire correttamente il tool sono visualizzate, come le mappe necessarie per l'ottimizzazione ed i canali del piano quotato. Vengono anche visualizzate delle informazioni riguardanti la metodologia specifica e le best practice che si sono adottate per la calibrazione dell'algoritmo selezionato [43].

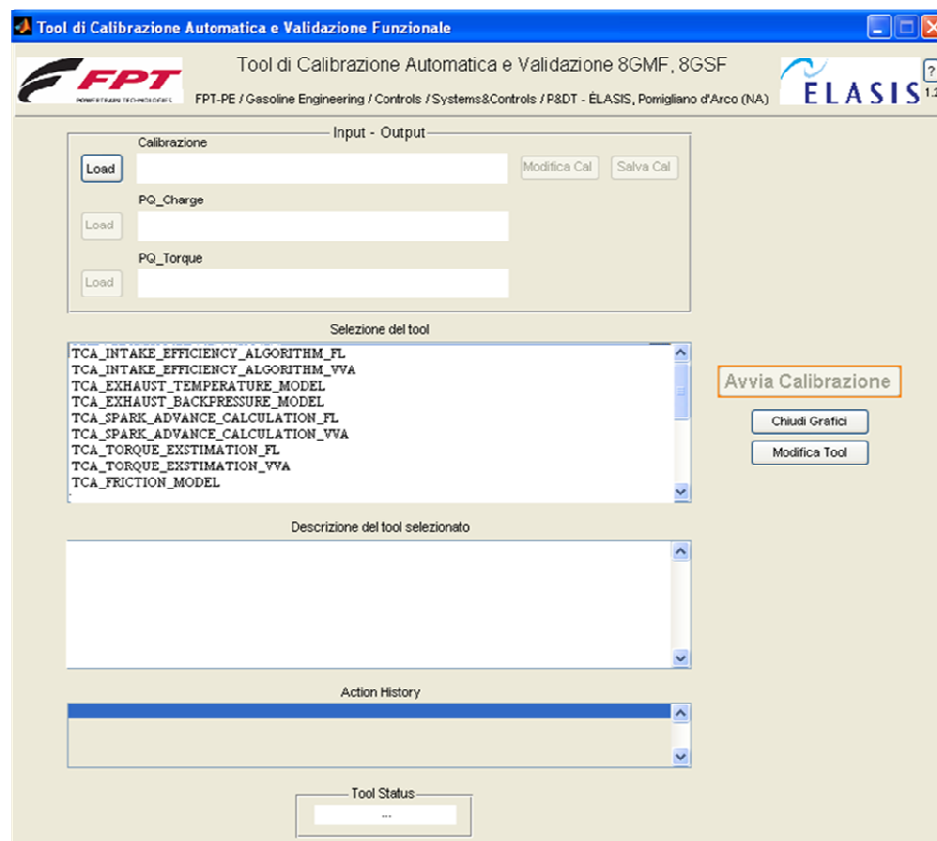


Fig.V. 1.1 Interfaccia principale del tool di calibrazione automatica

Se deve essere calibrata solo una mappa, viene utilizzato il tool della Regressione Discreta (Fig.V.1.2): il tool menzionato è stato sviluppato per calcolare i valori di mappa che minimizzano lo scarto quadratico medio tra i dati sperimentali ottenuti al banco motore e la superficie, rappresentata come una interpolazione bilineare della mappa, utilizzando lo stesso algoritmo implementato nel sw della centralina dei controllo motore. I dati sperimentali sono rappresentati dai puntini rossi, mentre la mappa è in blu [42,43].

L'esempio mostrato in figura rappresenta la superficie utilizzata per modellare la contropressione di scarico, in funzione della velocità di rotazione e dell'efficienza volumetrica.

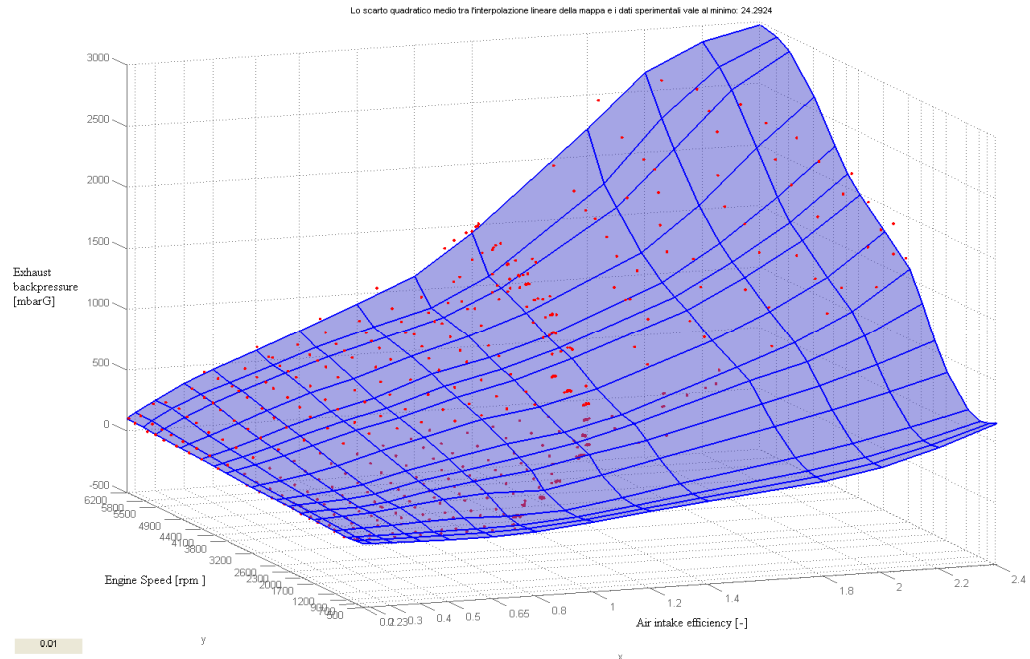


Fig.V.1.2. Relazione tra riempimento volumetrico e contropressione di scarico, al variare della giratura .

E' possibile modificare interattivamente la rigidezza della superficie, utilizzando lo slider a sinistra, per rendere le mappe più rispondenti alla fisicità dei fenomeni che si stanno analizzando.

Nel caso nell'algoritmo implementato siano coinvolte più mappe che devono essere ottimizzate contemporaneamente, si utilizza l'Ottimizzatore Multimappa [42,43]. L'algoritmo modifica la calibrazione, variando i valori delle mappe o dei vettori che ne fanno parte, fino a quando non si raggiunge il minimo scarto quadratico medio (assoluto o percentuale), tra gli output misurati e quelli stimati. In Fig.V.1.3 è presente un esempio di algoritmo che utilizza l'Ottimizzatore Multimappa, per la calibrazione della temperatura dei gas di scarico.

Tale modello prevede la calibrazione di tre superfici:

- ✚ Una superficie, funzione della velocità di rotazione del motore e dell'efficienza volumetrica, che descrive l'andamento della temperatura dei gas di scarico ottenuta da punti sperimentali con valori di anticipo ottimo e titolo unitario;
- ✚ Una superficie di correzione, funzione della portata aspirata (QAH) e della velocità di rotazione, che rappresenta il delta alla superficie precedente nel caso non si lavori in punti di funzionamento ottimi, ma degradati.
- ✚ L'ultima superficie, funzione della portata aspirata e del titolo, che rappresenta il delta nel caso il punto non sia stechiometrico ma ricco o magro.

Nella parte inferiore sono riportati dei grafici per valutare la bontà dell'ottimizzatore, come l'andamento dell'errore tra i dati acquisiti sperimentalmente e i dati in simulazione in funzione del tempo della simulazione e in funzione di alcuni parametri motoristici di immediata comprensione.

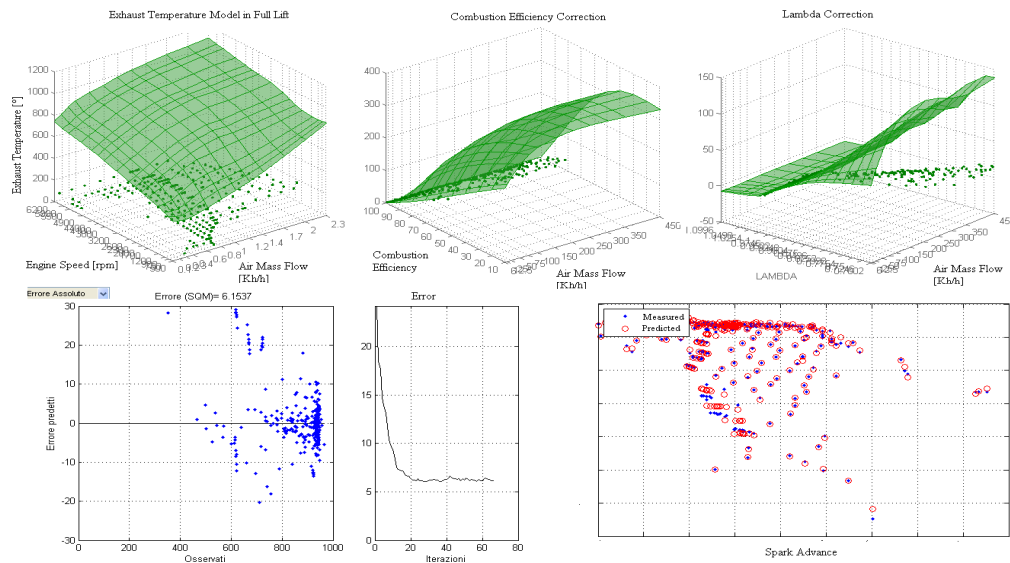


Fig.V.1.3 Calibrazione della temperatura dei gas di scarico con l'ottimizzatore Multimappa

In figura, i dati in rosso sono stimati dall'algoritmo di calcolo, quelli in blu sono quelli sperimentati.

V.2 Tool di verifica delle prestazioni di una calibrazione

Questo software consente di visualizzare graficamente e numericamente l'aderenza ai punti sperimentali della stima derivante dalla calibrazione. Sono stati realizzati due software con caratteristiche funzionali simili, ma per problemi specifici differenti: l'uno per la verifica della stima delle grandezze legate al calcolo dell'aria aspirata dal motore, l'altra per la verifica degli anticipi di funzionamento e della coppia realizzata.

Il primo di essi consente di esplorare il funzionamento dell'algoritmo secondo le seguenti viste:

- Curve di efficienza volumetrica isogiri per modalità valvole;
- Errore percentuale nella stima dell'efficienza volumetrica per modalità valvole;
- Curve di temperatura gas di scarico isogiri per modalità valvole;
- Errore percentuale di stima per le temperature dei gas di scarico per modalità valvole;
- Curve di contropressione allo scarico isogiri per modalità valvole;
- Errore percentuale di stima della contropressione per modalità valvole;

In Fig.V.2.1 è rappresentato un trend nella stima dell'aria aspirata in modalità Early Closing a velocità di rotazione motore fissata in funzione dell'angolo di chiusura: i cerchi colorati rappresentano i dati sperimentali, i puntini neri gli angoli di chiusura attuati calcolati con la corrente calibrazione, i triangoli rappresentano l'aria conseguentemente calcolata. Se la calibrazione non è precisa, la distanza tra i triangoli e i punti neri, e tra i cerchi ed i punti, rappresenta rispettivamente l'errore in termini di quantità d'aria e l'errore in termini di

attuazione angolare tra il desiderato e l'output effettivamente realizzato. Il colore dei diversi dati sperimentali indica differenti motori e/o differenti sperimentazioni.

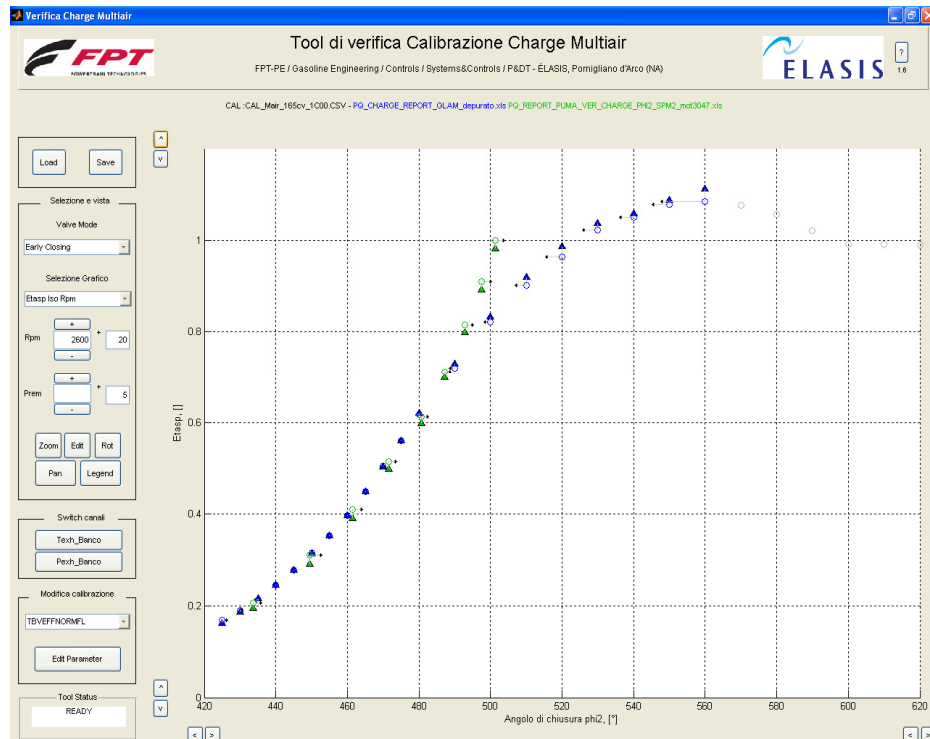




Fig. V.2.1 Curve di efficienza volumetrica in Early Closing a 3000 RPM

In Fig. V.2.2 è rappresentata una analisi statistica nella precisione della stima realizzata con istogrammi e grafici a dispersione.

La Fig. V.2.3 rappresenta la schermata principale del tool per il calcolo dell'anticipo di accensione e della coppia erogata. Il grafico principale rappresenta le cosiddette curve ad ombrello, che rappresentano la coppia media indicata in funzione dell'anticipo attuato, isogiri e isotitolo per modalità di attuazione valvole. Anche in questo caso, i dati acquisiti sono rappresentati dal simbolo 'o', mentre i relativi dati stimati da puntini neri. Inoltre, i triangoli in rosso rappresentano, per ogni breakpoint di efficienza o carico motore, il punto di massima coppia o l'MBT (maximum brake torque), mentre il simbolo '+' è l'anticipo di funzionamento; infine i triangoli neri rappresentano il minimo anticipo realizzabile per ogni valore di efficienza volumetrica.

Cliccando sui punti sperimentali, si possono visualizzare altre informazioni sul punto, quali consumo di combustibile, temperature, pressioni etc; cliccando sui dati calcolati saranno mostrate le formule implementate per il calcolo.

E' possibile approfondire l'analisi dell'algorithmo di stima della coppia erogata osservando le seguenti viste:

-  Curve ad ombrello;
-  Errore percentuale di stima della coppia media indicata;

- ✚ Errore percentuale della stima della coppia in funzione dell'anticipo attuato;
 - ✚ Calcolo delle friction meccaniche e delle perdite per pompaggio;
 - ✚ Errore percentuale nella stima delle grandezze sopra indicate per giratura motore e modalità valvole
 - ✚ È possibile modificare le mappe sia graficamente che numericamente e verificarne istantaneamente l'effetto in una qualsiasi di queste viste.
- La calibrazione modificata può essere, poi, esportata in formato Excel.

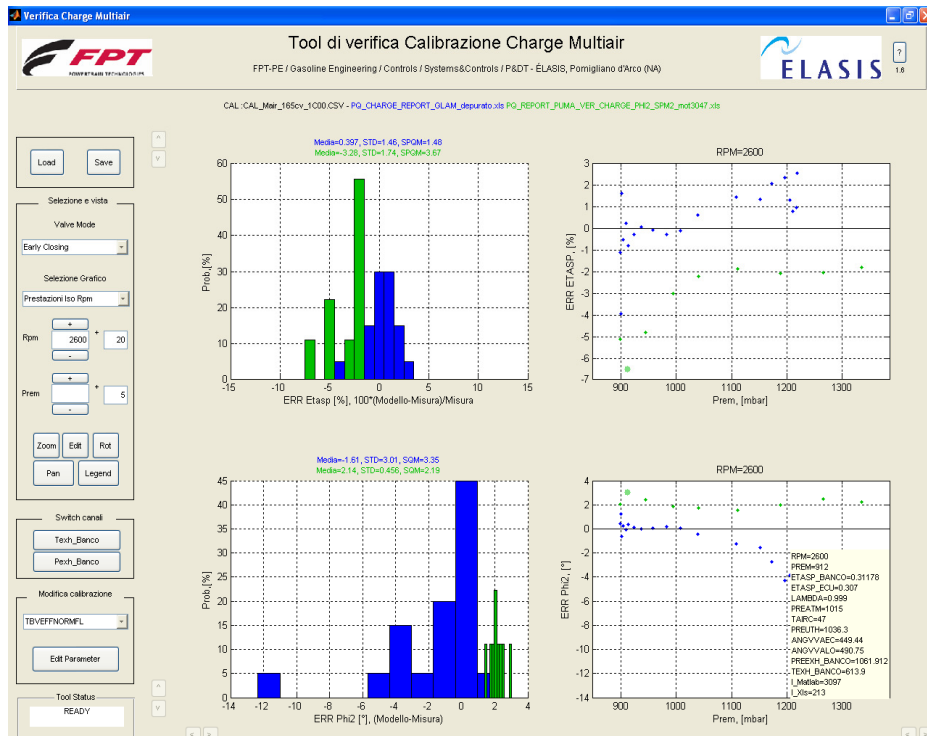


Fig. V.2.2. Errore percentuale nella stima dell'efficienza volumetrica in Early Closing

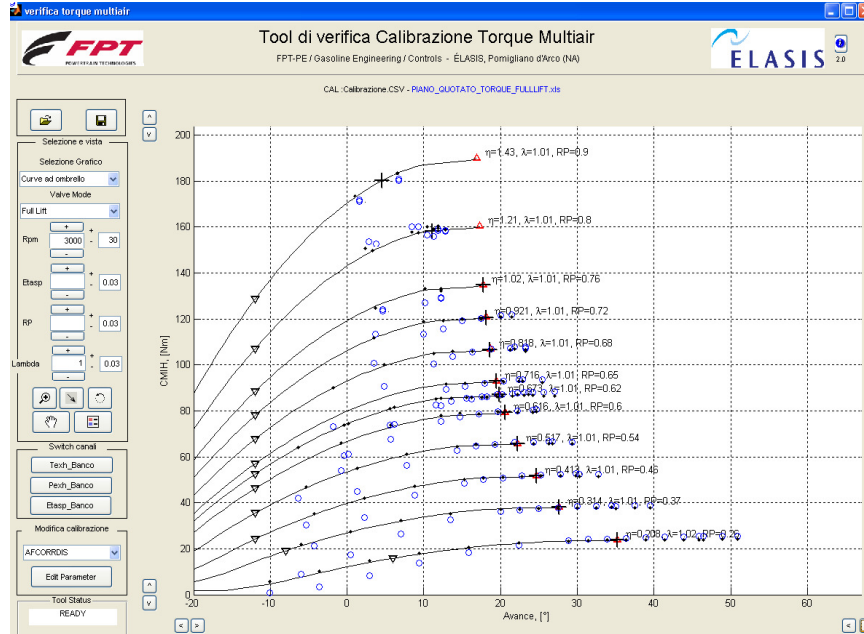


Fig.V.2.3. Curve ad ombrello nel tool di Verifica Torque MultiAir

V.3 Tool di verifica della robustezza della diagnosi Misfire

Il tool presentato ora consente di effettuare la verifica di robustezza e la calibrazione della diagnosi di riconoscimento Misfire su ECU Magneti Marelli.

Il riconoscimento del misfire su centraline Magneti Marelli avviene attraverso il calcolo di opportuni indici [44,45], derivati dalle variazioni di coppia dovute alle mancate combustioni, ed il confronto con le rispettive soglie, dipendenti dalle condizioni operative del motore. Le condizioni di abilitazione determinano l'attivazione della strategia di riconoscimento.

La verifica del corretto funzionamento della diagnosi consiste nella stima dell'entità dei falsi riconoscimenti e dei mancati rilievi. Per falso riconoscimento si intende la segnalazione di un misfire quando non vi è stata alcuna generazione, mentre per mancato rilievo si intende il non riconoscimento di misfire generati artificialmente. Avendo a disposizione i canali di generazione e rilevazione del misfire, è possibile suddividere gli eventi in 4 classi:

Evento \ Diagnosi	Non Rilevato	Rilevato
Misfire Non Generato	Classificazione Corretta	Falso Allarme
Misfire Generato	Mancato Allarme	Classificazione Corretta

Calcolando le probabilità degli eventi di Mancato Allarme, MA, e Falso Allarme, FA, è possibile valutare il grado di robustezza della strategia di riconoscimento.

Una volta caricati i file di acquisizione, dal pannello dedicato alla visualizzazione è possibile selezionare una modalità di rappresentazione in cui sono rappresentati gli indici con le rispettive soglie, i misfire correttamente rilevati, i falsi allarmi e i mancati allarmi, posti in evidenza con opportuni simboli.

La Fig.V.3.1. mostra una schermata di elaborazione del tool che mostra l'andamento delle ciclicità nel dominio del tempo, indicata in grigio, nonché i falsi allarmi rilevati (triangolo con il vertice in alto), i mancati allarmi (triangoli con il vertice verso il basso).

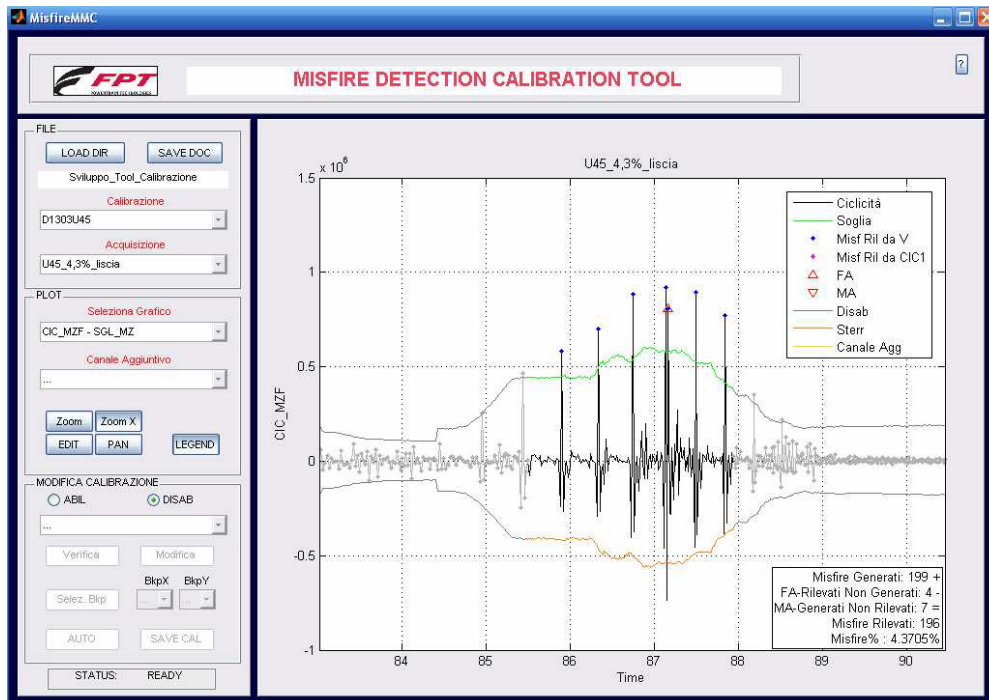


Fig. V.3.1 Grafico nel dominio del tempo nel tool di verifica della robustezza della diagnosi Misfire.

Un'altra modalità di rappresentazione mostra due distribuzioni basate sul calcolo dello scostamento relativo, SR, tra indice e soglia. Calcolando lo SR degli eventi in cui è stato generato misfire, si ricava una distribuzione la cui media è maggiore di zero (quando vi è misfire l'indice supera la soglia). Eventi con SR minore di zero, rappresentano misfire generati che non hanno superato la soglia, dunque mancati allarmi. Considerando invece lo SR degli eventi in cui non è stato generato misfire, si ricava una distribuzione la cui media è minore di zero (quando non vi è misfire l'indice si trova sotto la soglia), di conseguenza se sono presenti eventi con SR maggiore di zero, ovvero un superamento della soglia in assenza di generazione di misfire, allora essi saranno falsi allarmi. In prima analisi quindi la diagnosi è tanto più robusta quanto più sono lontane le due distribuzioni.

La Fig V.3.2. mostra la schermata delle rappresentazioni statistiche nel tool in questione.

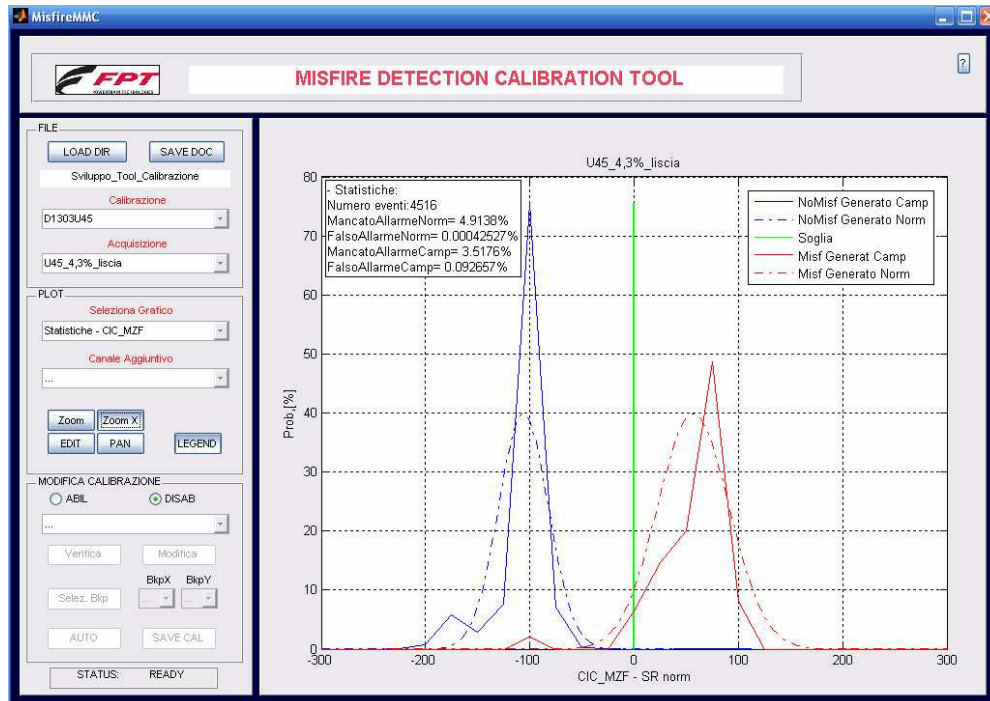


Fig. V.3.2 Analisi statistiche nel tool Misfire

Attraverso il calcolo dello scostamento relativo SR, ottenuto come:

$$SR = (\text{Ciclicità} - \text{Soglia}) / \text{Soglia}$$

si mostrano le distribuzioni campionarie di SR per gli eventi misfire generati (linea continua rossa) e non generati (linea continua blu). In linea tratteggiata sono rappresentate anche le distribuzioni normali, ottenute calcolando media e deviazione standard dalle distribuzioni campionarie. Una banda di colore verde rappresenta la soglia: gli eventi a destra di tale banda rappresentano indici soprasoglia, mentre quelli a sinistra sono indici sottosoglia.

Nel box in alto a sinistra si mostra il calcolo delle probabilità di MA e FA.

La probabilità di MA campionaria (normale) si può interpretare graficamente come l'area sottesa dalla distribuzione campionaria (normale) dei misfire generati a sinistra della banda verde (misfire generati sotto soglia). Allo stesso modo, la probabilità di FA campionaria (normale) si può interpretare graficamente come l'area sottesa dalla distribuzione campionaria (normale) dei misfire non generati a destra della banda verde (superamento della soglia in assenza della generazione di misfire). La modifica della calibrazione deve essere realizzata nell'ottica di minimizzare il valore di queste probabilità.

Attraverso gli strumenti per la modifica della calibrazione, è possibile modificare le mappe che descrivono le soglie. L'effetto di tali modifiche può essere apprezzato valutando le variazioni che si osservano sui diversi grafici a disposizione.

Grazie a questi grafici è possibile effettuare un confronto diretto tra le soglie acquisite, e, dunque, calcolate con la calibrazione di base, e le soglie ricavate dalle mappe che l'utente modifica per ottimizzare la calibrazione. Una verifica iniziale di tali grafici, quando la calibrazione di base non ha ancora subito modifiche, deve mostrare dunque un match perfetto tra soglie acquisite e soglie calcolate. Un

eventuale disallineamento rilevato nei grafici può indicare che la calibrazione di base caricata non corrisponde a quella con la quale sono state effettuate le acquisizioni, oppure che l'algoritmo per il calcolo delle soglie in centralina è cambiato.

Come per gli altri tool, questo tool assiste lo sperimentatore nella verifica della robustezza e nella calibrazione della diagnosi misfire, riducendo il tempo necessario ed incrementando l'accuratezza dei risultati.

V.4 Nuovi algoritmi di controllo per il calcolo dell'anticipo di accensione

E' noto che nei motori a combustione interna l'anticipo di accensione è uno dei parametri fondamentali da calcolare, da cui deriva la coppia erogata. In un motore con attuazione VVA, il calcolo dell'anticipo è risultato più complesso rispetto ai motori precedenti a causa dei maggiori gradi di libertà del sistema. In questo capitolo si descrive questo nuovo algoritmo di calcolo [31,43].

La coppia erogata dal motore è stimata in funzione della velocità motore, della efficienza volumetrica, del profilo valvola e dell'anticipo di accensione. In un motore tradizionale senza VVA, l'algoritmo utilizza due mappe¹ ed un vettore:

- ✚ MTA (giri motore, efficienza volumetrica), ovvero la mappa dell'anticipo calcolato in corrispondenza della massima coppia: essa descrive, per ogni punto motore identificato dalla sua velocità di rotazione e dalla sua efficienza volumetrica, l'anticipo che massimizza la coppia. Se avvengono fenomeni di detonazione prima del raggiungimento del massimo, è utilizzato un valore estrapolato che meglio fitta i dati. In Fig. V.3.1 i punti identificati con il triangolo in rosso rappresentano tali punti a massima coppia.
- ✚ MT (giri motore, efficienza volumetrica), ovvero la mappa di coppia massima: essa rappresenta la massima coppia misurata in corrispondenza dell'anticipo di coppia massima. In Fig. V.3.1 tali punti sono le coordinate y dei punti identificati con il triangolo rosso.
- ✚ UC (anticipo, efficienza volumetrica), denominata Curva Unica: essa descrive come e quanto la distanza dall'anticipo attuato rispetto all'anticipo ottimo riduce la coppia erogata: quest'ultima decresce tanto più ci si allontana dall'anticipo ottimo. La curva unica può essere approssimata da una parabola che meglio fitta i dati sperimentali secondo l'equazione:

$$TORQUE = MT(speed, eta) * UC(advance - MTA(speed, eta))$$

dove:

speed è la velocità rotazionale del motore

eta è l'efficienza volumetrica

advance è l'anticipo attuato.

Nei motori dotati di attuazione VVA, questo algoritmo implica una mappa e 4 vettori in modalità Full Lift.

¹Tradizionalmente, una mappa di anticipo è una mappa bidimensionale in due variabili, quali la velocità motore e il carico.

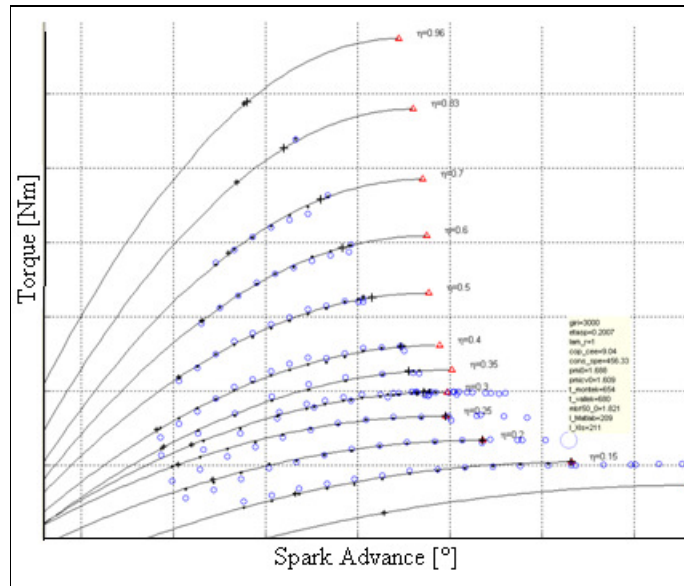


Fig. V.3.1 Interfaccia di coppia nell'EMS

In modalità Early Closing (EIVC) o Late Opening (LIVO), l'anticipo dipende anche dalla pressione nel collettore (Fig. V.3.2). Una più alta pressione, infatti, implica un più piccolo angolo di chiusura della valvola, riducendo l'effettivo rapporto di compressione e la temperatura di fine compressione. Questo riduce i fenomeni di knock, incrementando il massimo valore di anticipo tollerato. In Fig. V.3.2 è rappresentato il trend dell'anticipo in funzione della pressione nel manifold (MAP), per diversi valori di efficienza volumetrica (i valori numerici sono stati omessi per ragioni di confidenzialità)

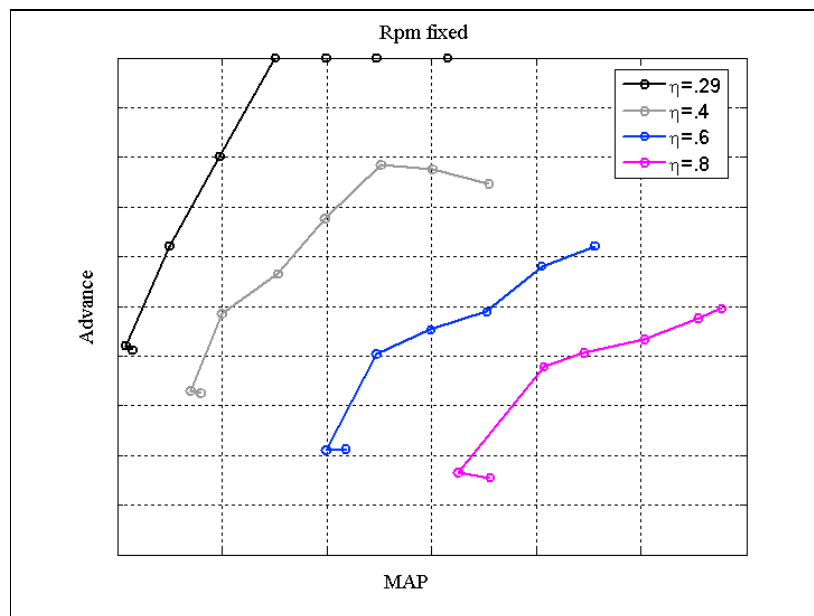


Fig. V.3.2 Andamento dell'anticipo versus pressione nel collettore di aspirazione a fissata velocità motore e per diversi valori di efficienza volumetrica per modalità EIVC

Quindi, mentre in Full Lift rimane ancora valida la relazione:

$$Advance = f(Speed, Load),$$

in modalità VVA si deve anche considerare la dipendenza dalla pressione:

$$Advance = f(Speed, Load, Manifold Pressure)$$

L'ottimizzatore MultiMappa ha permesso di gestire questo fenomeno, e differenti algoritmi sono stati automaticamente calibrati e confrontati in breve tempo. In Fig. V.3.3 è visualizzato l'algoritmo che ha dato le migliori performance.

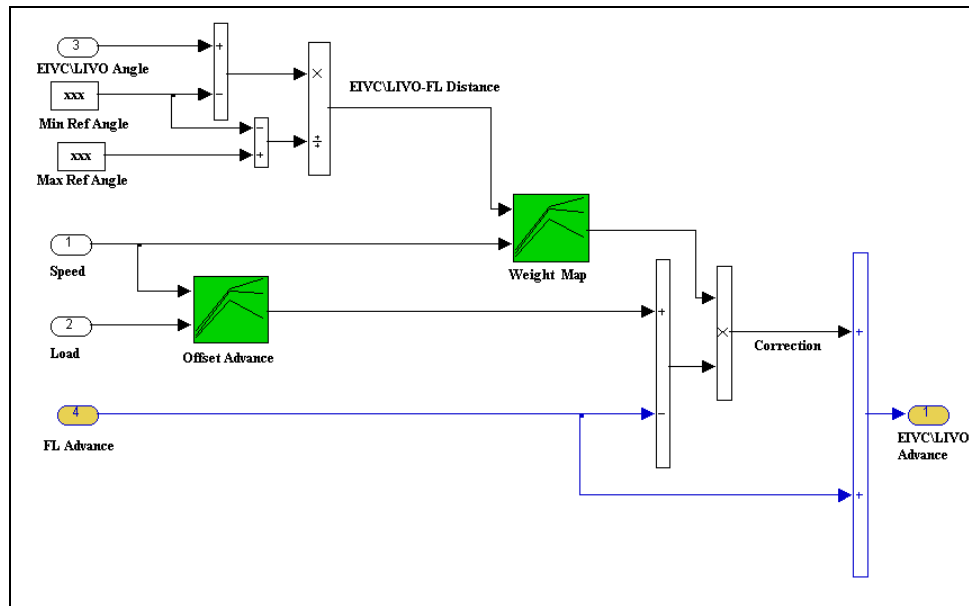


Fig. V.3.3 L'algoritmo di calcolo dell'anticipo implementato

L'anticipo è calcolato come la somma dell'anticipo attuato in modalità FL ed una correzione per il sistema VVA. Tale correzione è una media pesata tra l'anticipo attuato in FL e l'anticipo ad un angolo di riferimento per la modalità attuata. Il fattore di peso risulta, quindi, funzione della velocità motore e della distanza EIVC/LIVO- FL, calcolata come segue:

$$EIVC \setminus LIVO - FLDistance = \frac{Current \ EIVC \setminus LIVO \ Angle - MinAngleRef}{MaxAngleRef - MinAngleRef}$$

Il *MinAngleRef* è il minimo angolo di camma realizzabile in EIVC o LIVO, mentre il *MaxAngleRef* è il Massimo angolo di chiusura per l'EIVC o il Massimo angolo di aperture per l'LIVO sul profilo di camma (0).

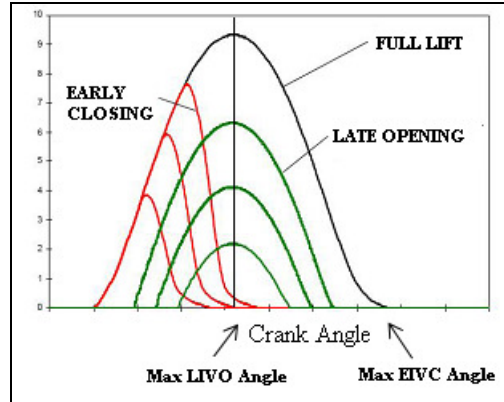


Fig. V.3.4 Max Angle Ref per EIVC and LIVO mode

Utilizzando l'Ottimizzatore MultiMappa, le mappe ottimizzande sono risultate smooth (Fig. V.3.5) e l'errore quadratico medio ha incontrato i target di precisione (si veda anche la distribuzione degli errori in Fig. V.3.7). Infine, il grafico predetti/osservati (che confronta i punti acquisiti sperimentalmente ed il risultato dell'algoritmo) dimostra la validità del modello prescelto. In particolare, nel grafico sopraccitato, è mostrato l'andamento dell'anticipo in funzione dell'angolo di chiusura EIVC, per differenti valori di efficienza volumetrica, a fissata velocità di rotazione del motore: i cerchi rappresentano i dati sperimentali, i punti stella i dati predetti dal modello (Fig. V.3.6). La sperimentazione è stata condotta su un motore FIAT SI Turbo 1400 cc 135CV con VVA.

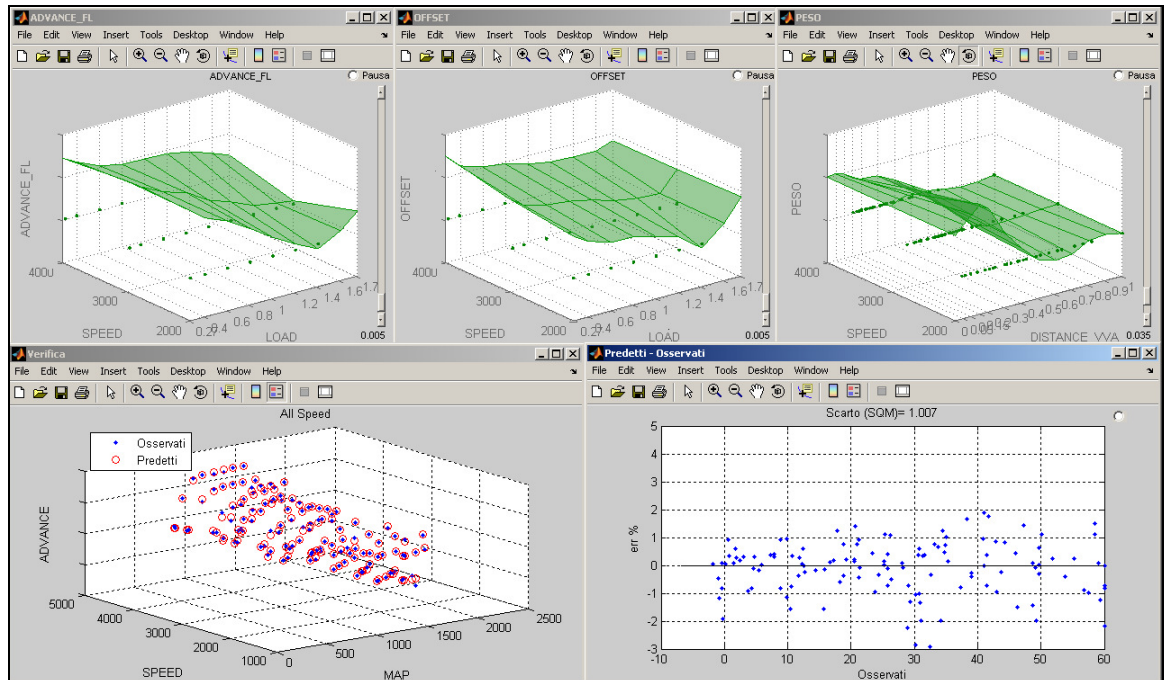


Fig. V.3.5 L'Ottimizzatore MultiMappa lanciato con l'algoritmo prescelto

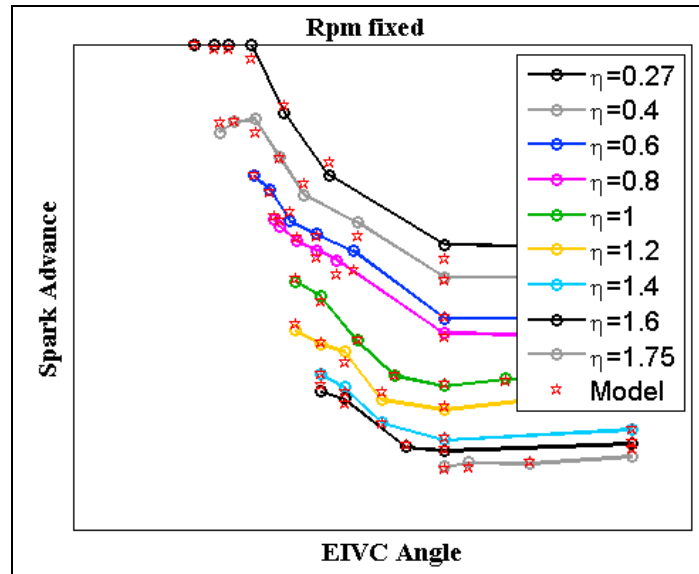


Fig. V.3.6 Grafico predetti/osservati

L'algoritmo appena descritto è implementato nei sistemi di controllo motore FIAT e la sua ottima accuratezza ha permesso di migliorare la risposta dinamica del motore in condizioni transitorie.

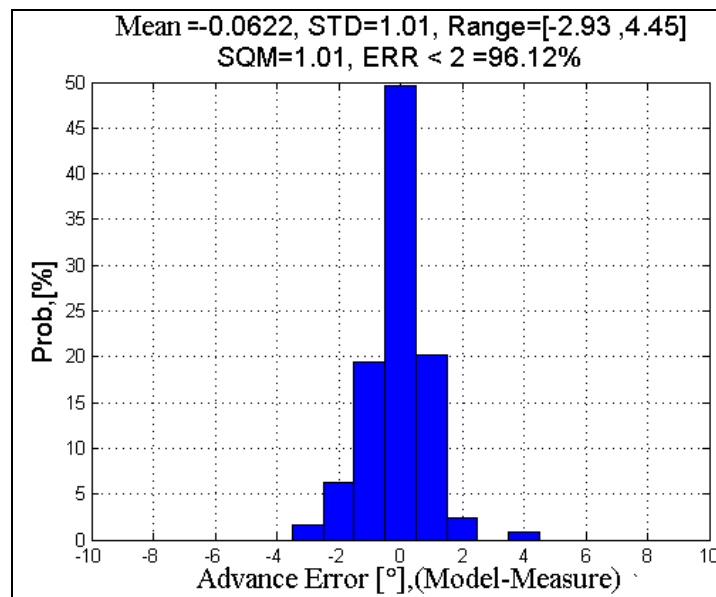


Fig. V.3.7 Distribuzione dell'errore del modello

V.5 Controllo della velocità del minimo e VVA: una simulazione di un controllo Mid ranging

In questa sezione un modello sviluppato in Fiat Powertrain viene utilizzato per studiare le interazioni tra il controllo del minimo e il sistema VVA, raggiungendo un miglioramento delle performance dell'intero sistema. Il modello utilizzato è descritto in [45, 46 e 47]

V.5.1 Controllo del minimo Mid-Ranging

Nel campo dei controlli, vi sono numerosi esempi di algoritmi nei quali, allo scopo di incontrare gli obiettivi imposti, due input vengono manipolati per controllare un singolo output [48]. In molti casi, lo stesso potrebbe essere raggiunto manipolando un ingresso alla volta: queste strategie sono chiamate *split ranging*. In altri casi, si rende necessario manipolare simultaneamente gli ingressi. Si consideri, ad esempio, il caso mostrato in Fig. V.5.1.1, nel quale la velocità ω è controllata da una combinazione dei due controllori in parallelo. In particolare, un control loop slow guidato da R1 forza l'input u_2 per un desiderato valore steady state.

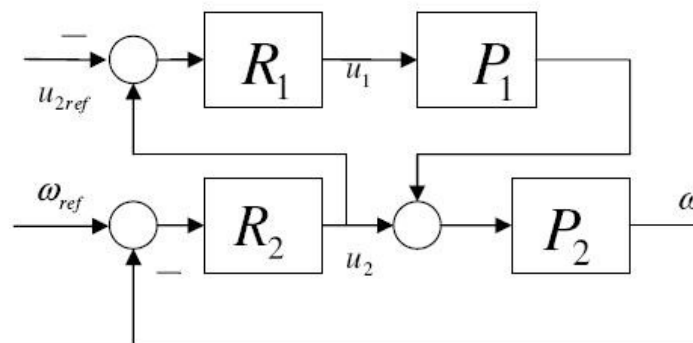


Fig. V.5.1.1 Schema di controllo Mid Ranging

Le tecniche Mid Ranging sono largamente utilizzate per il controllo della velocità del minimo, usualmente gestita dalle ECU basate su una architettura *Torque based* [49]. L'idle è una delle funzionalità più utilizzate nelle moderne autovetture: si pensi solo al traffico cittadino, dove sono presenti numerosi *stop and go*. Tuttavia, è anche prioritario migliorare sempre le performance di questo controllore, per assicurare un'ottima reiezione dei disturbi mentre si mantiene un basso consumo di carburante. Tipici disturbi che devono essere assorbiti sono i carichi elettrici dell'aria condizionata o del servosterzo. Naturalmente, la ECU compensa questi disturbi sulla coppia utilizzando la valvola a farfalla, ma, a causa delle lentezze delle dinamiche legate alla massa d'aria in entrata nel collettore, la compensazione potrebbe essere troppo lenta. Per tale motivo, si utilizza anche l'anticipo come secondo segnale di controllo, avanzandolo o ritardandolo per ottenere una istantanea variazione di coppia: questo a discapito di un più alto consumo di carburante, in quanto ci si sposta dalle condizioni di ottimo. Per questa ragione, l'utilizzo dell'anticipo come segnale di controllo deve essere limitato solo per migliorare la velocità di reiezione del disturbo. Dal punto di vista del controllo, questo è un problema difficile in quanto il sistema è non lineare,

multi variabile (due ingressi) e variabile nel tempo. In letteratura, questo controllo è affrontato, usualmente, trattando i due controllori separatamente (uno è mantenuto costante mentre si fa variare l'altro), conducendo ad una perdita di performance. Molti altri approcci considerano modelli linearizzati. In generale, gli approcci che utilizzano entrambi i segnali di controllo sono notevolmente complessi e difficili da regolare.

Nelle simulazioni condotte per il sistema VVA, si è utilizzato come segnale di controllo della farfalla l'errore tra l'anticipo desiderato e quello attuato, mentre l'anticipo è stato controllato dall'errore velocità di rotazione, come mostrato in Fig. V.5.1.2. Questa tecnica è particolarmente adatta nel caso di fenomeni nei quali un ingresso presenta dinamiche più veloci dell'altro, che è, appunto, il caso del controllo della velocità del minimo nei tradizionali motori a benzina. In Fig. V.5.1.2 il control loop dell'anticipo è il controllore più veloce e considera, come valore di riferimento, la velocità desiderata. Il secondo control loop è a dinamica più lenta, e il controllore dell'aria modifica l'angolo di farfalla così che, in condizioni stazionarie, l'anticipo converga su quello desiderato. Tradizionalmente, tali controlli sono basati su controllori PID, che sono stati usati anche durante le simulazioni in oggetto. Quest'idea è basata su osservazioni sperimentali: il ritardo di tempo tra l'attuazione dell'anticipo e la risposta della coppia è relativamente piccolo, simmetrico e predicibile, se confrontato con la risposta della coppia a seguito delle dinamiche di riempimento/svuotamento dell'aria. Lo schema di controllo mostrato in Fig. V.5.1.2 si è dimostrato robusto e semplice per i motori tradizionali [49] e nelle ECU commerciali sul mercato.

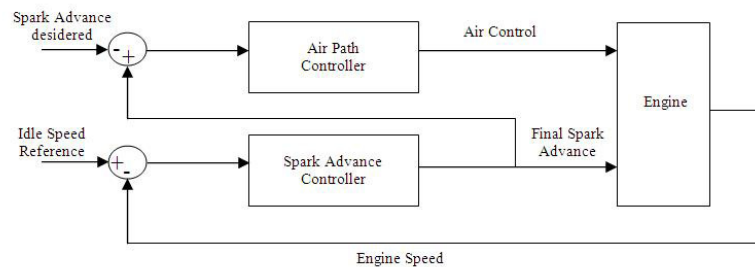


Fig. V.5.1.2 Schema di controllo Mid Ranging utilizzato per la velocità del minimo

V.5.2 Mid-Ranging Algorithm With VVA System

Partendo dal confronto con uno schema di controllo Mid Ranging, è stato realizzato un controllo simile per un motore equipaggiato con il VVA. Nei motori tradizionali, l'aria è considerata la via lenta per regolare la coppia, ma nei motori con VVA la risposta della coppia, per ogni variazione dell'angolo di chiusura, è paragonabile, in termini di tempo, a quella data dall'anticipo. Per questa ragione, il controllore è stato modificato dalla sua forma tradizionale con due ingressi in parallelo, ad uno schema con un solo ingresso, come mostrato in Fig. V.5.2.1. Ne risulta un vantaggio nella gestione dei due controllori e nella loro regolazione. Entrambi i controlli sono gestiti dall'errore tra la velocità attuata e

quella desiderata, migliorando i vantaggi sulla velocità di regolazione, autorità e performance del controllo stesso.

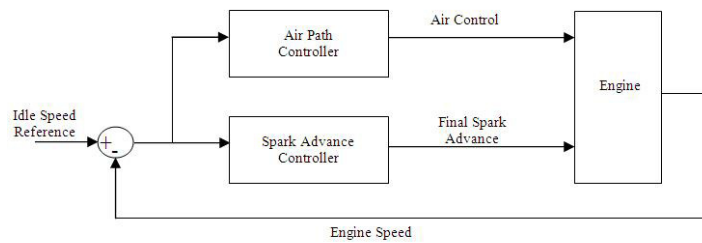


Fig.V.5.2.1.Lo schema di controllo Mid Ranging modificato per motori VVA

Gli esperimenti sono stati condotti confrontando le prestazioni del controllore in serie (originale) con quelle del controllore in parallelo (modificato). Il tuning del controllore in parallelo ha richiesto lo stesso tempo di quello seriale, senza perdite di performance. Nella Fig. V.5.2.2. sono mostrati i risultati delle simulazioni, basati sul confronto tra le due tecniche di controllo.

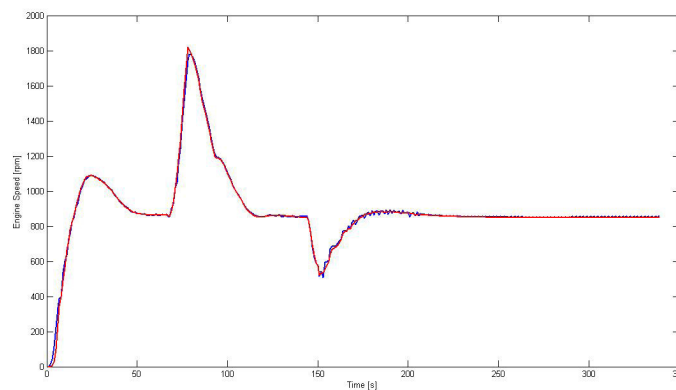


Fig. V.5.2.2 Confronto tra la velocità del motore controllata con la tecnica Mid Ranging in parallel (linea rossa) e quella in serie (linea blue)

L'ottima qualità del controllo della velocità del motore sono stati ottenuti utilizzando un controllore Proporzionale-Derivativo per il closed loop dell'anticipo di accensione e un Proporzionale-Integrale per il controllo della velocità. In fig. V.5.2.3 è mostrato il comportamento dell'anticipo con l'utilizzo dei due schemi: il controllo mostra ottima robustezza, con risultati leggermente migliori per l'opportunità di utilizzare più alti valori di anticipo rispetto a quelli permessi. Questo può essere osservato in Fig. V.5.2.4, dove è possibile notare che la valvola a farfalla è utilizzata solo durante il cutoff², per migliorare il consumo di carburante.

² Si definisce cutoff l'interruzione della mandata carburante agli iniettori che avviene in fase di rilascio, con il pedale acceleratore totalmente sollevato.

Nello schema di controllo Mid Ranging in parallelo proposto, il valore medio dell'anticipo è maggiore di quello nello schema in serie, garantendo migliori valori di consumo. Inoltre, il generale miglioramento potrebbe dipendere dalle migliori dinamiche di riempimento/svuotamento dei motori con VVA.

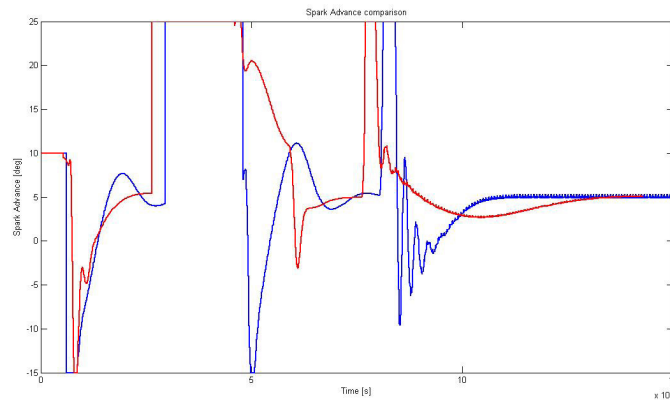


Fig. V.5.2.3 Anticipo di accensione: confronto tra lo schema Mid Ranging parallelo (linea rossa) e quello seriale (linea blu).

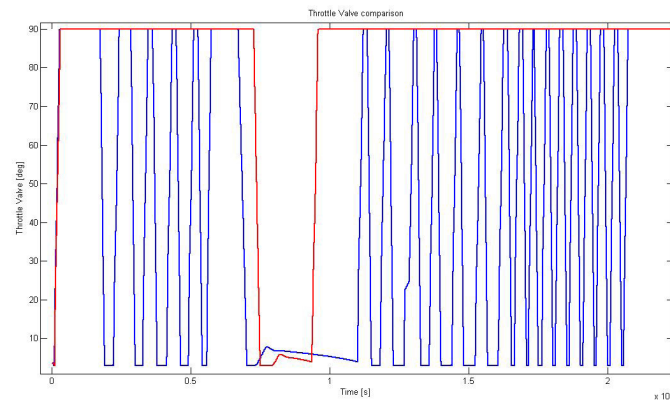


Fig V.5.2.4 Apertura della valvola a farfalla : confronto tra lo schema Mid Ranging in parallelo (linea rossa) e quello in serie (linea blu)

L'abilità dello schema di controllo in parallelo per la velocità del minimo porta a pensare che anche altre variabili di controllo, quali il rapporto A/F istantaneo, potrebbero essere considerati nello schema, per migliorarne la robustezza, senza incrementare il livello di difficoltà della procedura di tuning. In questo modo, il controllo dell'idle per un motore a combustione interna a benzina potrebbe soddisfare meglio le richieste in termini di emissioni inquinanti, consumo, reiezione dei disturbi e soddisfazione del driver. Con tre variabili di controllo (aria, anticipo, rapporto A/F) o anche più (fase iniezione per sistemi GDI) la sfida sarà di implementare dei controlli relativamente semplici e modulari.

CAP VI: Conclusioni

L'innovativo motore con tecnologia *MultiAir* di Fiat Powertrain Technologies è stato calibrato e messo in produzione utilizzando la metodologia ed i tool esposti nel presente lavoro di tesi. La riduzione del tempo per la sperimentazione nelle sale prove motori e, in seguito, per l'elaborazione dei dati acquisiti, sono stati un fattore chiave per il miglioramento della qualità del processo di calibrazione, incrementando il tempo disponibile per la messa a punto delle performance e per il miglioramento degli algoritmi implementati. Questo motore, infatti, se da un lato ha introdotto nuovi gradi di libertà che possono essere utilizzati per ridurre il consumo di carburante e le emissioni inquinanti, dall'altro ha incrementato notevolmente la complessità dell'intero sistema di controllo e, di conseguenza, il tempo di sviluppo e validazione.

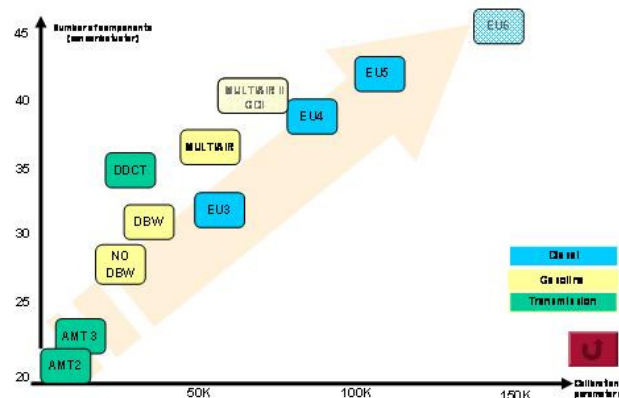


Fig. VI.1. Complessità del sistema di controllo motore

In Fig. VI.1 è raffigurata tale complessità in termini di nuovi componenti e del numero di nuove variabili di controllo introdotte; come si può facilmente percepire, la tecnologia *MultiAir*, unita agli stringenti limiti Euro 5 ed Euro 6, aumenta notevolmente rispetto ad applicazioni tradizionali.

Le metodologie ed i tool che sono stati sviluppati supportano e, in parte, automatizzano alcune delle più critiche fasi di sviluppo dei sistemi di controllo, che sono comunemente rappresentate dal *ciclo a V* (Fig. VI.2): la progettazione degli algoritmi implementati in centralina e la loro calibrazione e validazione.

Le metodologie e le ottimizzazioni implementate sono state affinate sulla prima applicazione ed estese alle successive, facendo divenire questo approccio alla calibrazione un fattore chiave nell'intero processo di sviluppo del motore.

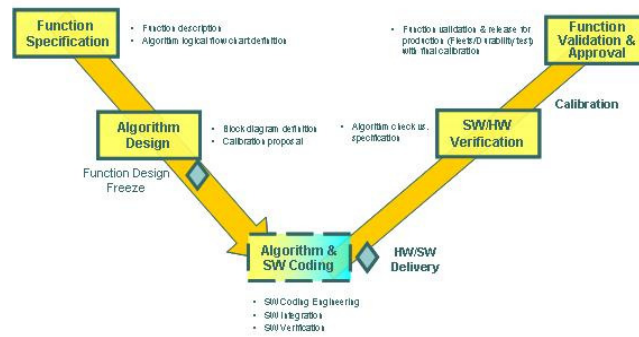


Fig.VI. 2.Ciclo a V di sviluppo dei sistemi di controllo

Una stima approssimativa dei benefici che si sono avuti nell'utilizzo delle tecniche sviluppate, ha mostrato in molti casi una riduzione del tempo di calibrazione da 20 a 1!

In conclusione, la complessità dei moderni sistemi di sviluppo e le sempre più stringenti normative antinquinamento, rendono l'utilizzo di tool un *esigenza* non un' *opzione*!

BIBLIOGRAFIA

- [1] John B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamental*, McGraw Hill
- [2] O. Acton, *I motori nella tecnica automobilistica*, ATA Ligure – Q01/ maggio 2007
- [3] <http://it.wikipedia.org/wiki/VTEC>
- [4] <http://auto.howstuffworks.com/question229.htm>
- [5] <http://en.wikipedia.org/wiki/VarioCam>
- [6] Autotecnica, *Il sistema BMW Valvetronic*, Numero 09/2003 – Mensile edito da Nuovi periodici milanesi.
- [7] http://en.wikipedia.org/wiki/Nissan_VVL_engine
- [8] www.fptpowertrain.com
- [9] www.fiatgroupautomobilexpress.com
- [10] M. Plint, A. Martyr, *Engine Testing theory and practice*, SAE International 2001.
- [11] Dynamometer MCA4 ELIN, Operating & serv. Manual, Energieanwendun.
- [12] Dinamic fuel consumption 730 series – Datasheet AVL.
- [13] Horiba Contec μ P5, Manuale di utilizzo.
- [14] Giacosa D., Garro A., *Motori endotermici*, Biblioteca Tecnica U.Hoepli, 15 edizione, Milano 2000.
- [15] *Horiba Mexa 7400 HEGR, Operating & serv. Manual*, Horiba Co.
- [16] *Bosch LSU 4.2, Technical Customer Information*, 2001.
- [17] Specifica tecnica, *Lambda Meter LA4*, Etas engineering.
- [18] R. S. Spindt, *Air-Fuel Ratios From Exhaust Gas Analysis*, SAE Technical Papers 650507.
- [19] Donald L. Stivender, *Development of a Fuel-Based Mass Emission Measurement Procedure*, SAE Technical Papers 710604.
- [20] M. Plint, A. Martyr, *Engine Testing theory and practice*, SAE International 2001.
- [21] *Minuature Pressure trasducer GM 12D*, Datasheet.
- [22] *Position trasducer AVL 694C*, Operating manual.
- [23] *Druck pressure trasducer PTX series*, Operating manual.
- [24] AA.VV., *Advanced Experimental techniques in Turbomachinery*, PLS 1-, Concepts ETI, Norwich U.S.A 1996.
- [25] *Manuale dell'Ingegnere Meccanico* – AA.VV., U. Hoepli, Milano 1994.
- [27] Bosch, *Gasoline- Engine Managemen*, Bosch GmbH, Technology, 2004
- [28] AA.VV., *Automotive Handbook*, Bosch R., 5th ed. 2000.
- [29] AA.VV., *MultiAir_Air_Control_Overview_r1.0*, 21 Maggio 2009, CRF
- [30] A. Riegel, F. D. Cristofaro, I. Montalto, *Interactive optimization methodology for robust base engine calibration*, EAC 2007.
- [31] S. Bova, A. Casavola, F. De Cristofaro, A. Guzzo, I. Montalto, A. Riegel “Development of new algorithm for spark advance calculation for gasoline engine with variable valve actuation”, FISITA 2010
- [32] Peter W.M. John, *Statistical Design and Analysis of Experiment*, S.I.A.M.
- [33] Della Volpe, R. 1995, *Motori a combustione interna per autotrazione*, 2 ed, Liguori Editore, Napoli.

- [34]Box, G.E.P., Draper, N.R. 1987, *Empirical Model-Building and Response Surface*, John Wiley & Sons, New York
- [35]Pasquale Erto, *Probabilità e statistica per le scienze e l'ingegneria*, McGraw Hill
- [36]Montgomery, D.C., *Il Controllo Statistico della Qualità*, McGraw Hill.
- [37]Box, Hunter, *Hunter, Statistics for Experimenters*, Wiley & sons.
- [38]Taguchi. G. 1987, *System of Experimental Design*, Kraus International Pub., New York
- [39]Wu, C.F.J., Hamada, M. 2000, *Experiments. Planning, Analysis, and Parameter Design Optimization*, Wiley
- [40]S.Rao, (1996), *Engineering Optimisation Theory and Practice*, J.Wiley and Sons
- [41]K.Miettinen, (1999), *Nonlinear Multiobjective Optimisation*, Kluwer Academic Publishers, ISBN0-7923-8278-1
- [42]Ferdinando De Cristofaro, Alessandro Riegel, Montalto Iolanda, *Interactive optimization methodology for robust base engine calibration*, European Automotive Congress 2007 - ID262,30/05 - 01/06, Budapest.
- [43]S. Bova, A. Casavola, F. De Cristofaro, A. Guzzo, I. Montalto, A. Riegel *Variable Valve Actuation: performance evaluation and optimization tools*, FISITA 2010
- [44]Carlo Siviero, *La diagnosi Misfire*, Magneti Marelli.
- [45]*Controllo statistico degli indici EOBD*, Tesi di laurea in ingegneria meccanica, Alessandro Riegel.
- [45]A. Palma, A. Palladino, G. Fiengo, F. De Cristofaro, F. Garofalo and L. Glielmo, *A modeling approach for engine dynamics based on electrical analogy*, IFAC 2008
- [46]F. De Cristofaro, G. Fiengo, A. Palladino, A. Palma, *Inner phenomena modeling occurring into SI-ICE combustion chamber: Knock, EGR and Scavenging*, International Journal of Modeling, Identification and Control 2009
- [47]F. De Cristofaro, G. Fiengo, A. Guzzo, A. Palladino, A. Palma, *A Simulation based Investigation of Interaction between VVA and Idle Control for SI Engines*, Virtual Conference Control 2010
- [48]B. J. Allison and A.J. Isaksson, *Design and performance of midranging controllers*, Journal of Process Control, Volume 8, Issue 5, pp. 469-474, 2009
- [49]S. Solyom and S. Eriksson, *Mid-Ranging Scheme for Idle Speed Control of SI Engines*, SAE Technical Paper, No. 2006-01-0608, 2006