

Università degli Studi di Pisa



Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

**Studio sperimentale di carburatori a
regolazione elettronica**

Candidato

Franco De Angelis

Relatori:

Roberto Gentili

Roberto Roncella

25 ottobre 2005

Archivio tesi corso di laurea in ingegneria meccanica 56/05

Anno accademico 2004/2005

Consultazione consentita

Titolo della tesi

Studio sperimentale di carburatori a
regolazione elettronica

di

Franco De Angelis

Tesi proposta per il conseguimento del
titolo accademico di

DOTTORE IN INGEGNERIA MECCANICA

presso la
Facoltà di Ingegneria
della
Università degli Studi di Pisa

25 ottobre 2005

Autore:

Franco De Angelis

Approvata da:

Roberto Gentili

Roberto Roncella

In ricordo di mio padre

Sommario

Lo studio effettuato in questa tesi rientra nell'ambito di un contratto stipulato fra il Dipartimento di Energetica dell'Università di Pisa e la Dell'Orto S.p.A ed indirizzato allo studio di sistemi di dosatura del combustibile a basso costo da utilizzare su motori di piccola cilindrata per la riduzione delle emissioni inquinanti, necessità dettata dalla prossima entrata in vigore delle direttive antinquinamento dell'Unione europea.

A tal fine è stato ideato un carburatore a controllo elettronico, in grado di formare miscele a titolo variabile grazie all'azione di un solenoide pilotato da una centralina elettronica che ne varia l'intervento su dei condotti dell'aria di diluizione. Lo scopo di questa tesi è stato di valutare l'effettiva possibilità, da parte del sistema carburatore-centralina, di variare il titolo della miscela adottando una particolare logica di retroazione. Tale logica ha preso in considerazione il legame esistente tra durata temporale del ciclo e titolo della miscela.

Durante lo svolgimento della tesi l'attenzione è stata però indirizzata, più che sulla messa a punto del sistema di retroazione, sullo studio delle irregolarità cicliche del titolo della miscela introdotte dal carburatore a controllo elettronico, dato che le prove di funzionamento del motore mostravano una marcata instabilità che rendeva problematico l'utilizzo in retroazione del segnale di durata temporale del ciclo termodinamico.

Lo studio ha mostrato che il particolare tipo di carburatore elettronico utilizzato, malgrado capace di variare in maniera sufficiente il titolo della miscela, non era però adatto ad essere utilizzato con la logica di controllo voluta.

Abstract

The research study carried on in this work is part of an agreement between Dipartimento di Energetica of Università di Pisa and Dell'Orto S.p.a. The research regards the study of low cost fuel delivery systems to reduce exhaust emissions in small engine. This is necessary because of next coming new antipollution directives of European Community. A carburettor with an electronic control has been built, able to form a variable-strength mixture thanks to a solenoid controlled by an electronic device. The solenoid acts on dilution air ducts.

Aim of this work has been to evaluate the real possibility, for the carburettor-electronic unit system, to change mixture strength adopting a particular feedback logic. It takes into

consideration the link between duration of engine cycle and mixture title.

However, during the work the attention has been focused, more than to feedback logic set-up, to the study of title cycle-to-cycle variations introduced by the electronic carburettor, since engine behaviour showed strong irregularity which made it difficult to use cycle duration as feedback signal.

The study shows that the electronic carburettor employed is not suitable for the adopted feedback logic.

Indice

1	Il motore a quattro tempi ad accensione comandata	7
1.1	Il ciclo operativo	7
1.2	Il ciclo indicato di un motore AC a quattro tempi	8
1.3	I parametri che identificano le prestazioni reali del motore	9
1.4	Breve panoramica dei campi di applicazione.	10
2	L'alimentazione dei motori ad accensione comandata	13
2.1	Generalità sulla miscela aria-combustibile	13
2.2	Il carburatore	15
2.2.1	Correzione a freno d'aria.	16
2.2.2	Dispositivo per la marcia al minimo.	17
3	Breve richiamo sulla combustione nei motori AC	19
3.1	Introduzione: la combustione progressiva	19
3.2	Analisi della fase di combustione nei motori AC	19
3.2.1	Innesco	19
3.2.2	Sottofase principale	21
3.2.3	Post-combustione	22
4	Le irregolarità cicliche del motore	23
4.1	Introduzione	23
4.2	La misurazione delle irregolarità cicliche	24
4.3	Effetto delle variabili operative e del disegno del motore sulla dispersione ciclica.	27
4.3.1	Fattori di tipo chimico.	27
4.3.2	Fattori di tipo fisico.	29
4.3.3	I moti della carica.	33
5	Le normative antinquinamento dei motori AC e la loro influenza sulla progettazione dei piccoli motori non stradali	37
5.1	Introduzione	37
5.2	Descrizione degli inquinanti	37
5.3	La storia delle normative antinquinamento	39

5.4	L'evoluzione indotta sui motori dalle nuove leggi	42
5.4.1	Modifiche di carattere generale al motore	42
5.4.2	Il passaggio dai motori a due tempi a quelli a quattro tempi	42
5.4.3	Modifiche al sistema di alimentazione	43
5.4.4	Posizionamento delle valvole nei motori a quattro tempi	44
5.4.5	Modifiche al sistema di scarico	45
5.4.6	Il catalizzatore	46
6	Il carburatore a controllo elettronico	48
6.1	Il principio di funzionamento	48
6.2	I carburatori Dell'Orto PHVA16 e PHVA12	49
6.3	Il solenoide	51
6.4	La centralina elettronica	51
7	Allestimento della sala prove	56
7.1	Introduzione	56
7.2	Il motore	56
7.3	Il freno	60
7.4	La bilancia gravimetrica	62
7.5	L'Indimeter	64
7.6	Il sensore di posizione angolare	66
7.7	Il sensore di pressione	67
7.8	Il sistema di misura dell'indice d'aria λ	68
8	Descrizione delle prove condotte e analisi dei risultati ottenuti	72
8.1	Modalità di svolgimento delle prove	72
8.2	Le prove condotte	74
8.2.1	Prove con i carburatori PHVA16 QD e PHVA12 KS	74
8.2.2	Prove con i carburatori PHVA16 QD e PHVA12 KS ed arie antagoniste chiuse	77
8.2.3	Prove con il carburatore originale FHC20-16 G	80
8.2.4	Prove con iniezione elettronica fasata	85
8.2.5	La rottura a fatica della biella	89
8.3	Analisi dei risultati	90
8.3.1	Confronto del σ	90
8.3.2	Confronto del $\Delta\lambda$	92
9	Conclusioni e sviluppi futuri	95
A	Le principali normative antinquinamento dei piccoli motori non stradali	97

B Parametri di impostazione del freno	102
C La funzione Matlab lambda.m	103
D Tabelle dei dati sperimentali	105
Bibliografia	109

Capitolo 1

Il motore a quattro tempi ad accensione comandata

1.1 Il ciclo operativo

Vengono chiamati a *quattro tempi* quei motori alternativi dove il ciclo compiuto dal fluido operante all'interno del cilindro richiede quattro corse dello stantuffo a ciascuna delle quali corrisponde, approssimativamente, una fase del ciclo.

Le quattro fasi sono le seguenti:

- *Fase di aspirazione* (Fig. 1.1 (a))

In questa prima fase lo stantuffo, spostandosi dall'alto verso il basso, richiama fluido fresco nel cilindro. L'ingresso del fluido è reso possibile dall'apertura della valvola di aspirazione avvenuta poco prima che iniziasse la corsa discendente dello stantuffo.

- *Fase di compressione* (Fig. 1.1 (b))

Terminata la fase di aspirazione lo stantuffo inizia la sua corsa ascendente, contemporaneamente la valvola di aspirazione si chiude e la carica fresca aspirata viene compressa nella camera di combustione.

- *Fase di combustione ed espansione* (Fig. 1.1 (c))

Verso la fine della fase di compressione inizia la combustione innescata mediante una scintilla elettrica. La combustione provoca il repentino aumento di pressione e temperatura del fluido contenuto nel cilindro che in tal modo compie lavoro utile durante la nuova corsa discendente dello stantuffo.

- *Fase di scarico* (Fig. 1.1 (d))

Poco prima che termini la corsa di espansione, si apre la valvola di scarico. I gas combusti cominciano a uscire dal cilindro e vengono scaricati durante la successiva corsa ascendente dello stantuffo.

Terminata questa fase la valvola di scarico si chiude, nel frattempo si riapre quella di aspirazione e inizia così un nuovo ciclo.

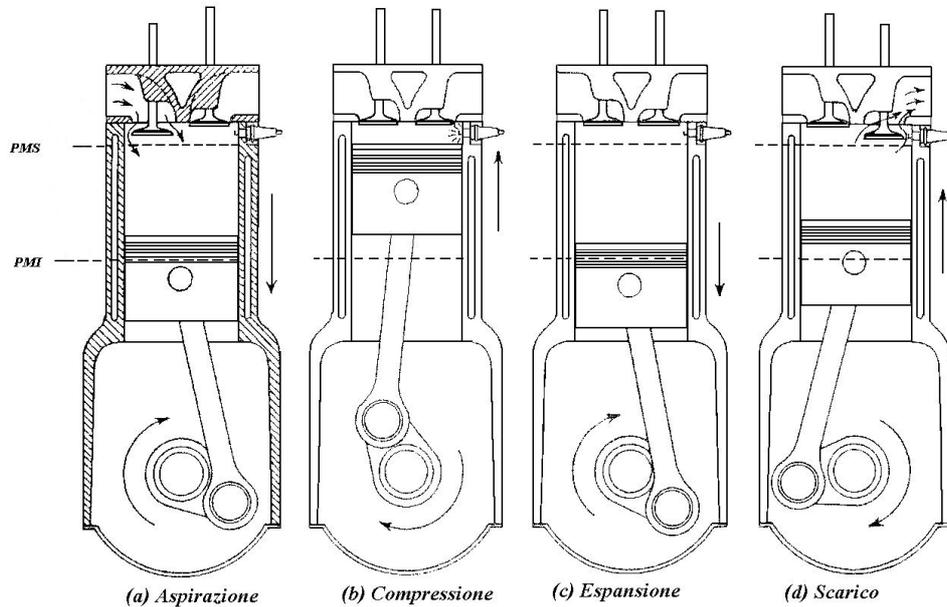


Figura 1.1: Ciclo a quattro tempi.

1.2 Il ciclo indicato di un motore AC a quattro tempi

Il ciclo indicato (o di lavoro) è quello effettivamente svolto dal fluido in seno al motore. I cicli rilevati sperimentalmente, in genere, riportano la pressione all'interno del cilindro in funzione del tempo o dell'angolo di manovella, ma è possibile, mediante semplici relazioni cinematiche, ottenere diagrammi in coordinate pV. La figura 1.2 riporta il tipico andamento del diagramma pressione-volume di un motore a quattro tempi ad accensione comandata non sovralimentato.

Con riferimento alla figura 1.2 si definisce *lavoro attivo* L_a

$$L_a = \int p dv \quad (1.1)$$

il lavoro compiuto dai gas sul pistone, cioè quello corrispondente all'area positiva del ciclo (quella percorsa in senso orario).

La parte a bassa pressione del ciclo (quella percorsa in senso antiorario) rappresenta il lavoro compiuto dal pistone sul gas, detto *lavoro passivo* L_p .

La differenza fra lavoro attivo e passivo fornisce il lavoro indicato L_i trasferito dai gas al pistone:

$$L_i = L_a - L_p \quad (1.2)$$

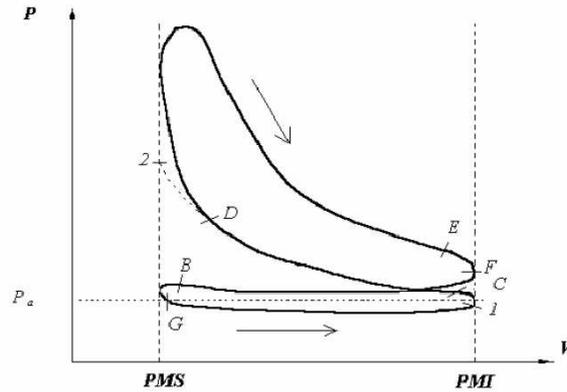


Figura 1.2: Ciclo indicato di un motore a quattro tempi ad accensione comandata.

Questa grandezza permette di definire anche il rendimento indicato, inteso come il suo rapporto con il calore fornito al ciclo:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_i} \quad (1.3)$$

Si definisce pressione media indicata il rapporto tra il lavoro indicato e la cilindrata:

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V_p} \quad (1.4)$$

1.3 I parametri che identificano le prestazioni reali del motore

Per descrivere le prestazioni reali del motore, sia in termini di lavoro fornito che di efficienza con cui questo lavoro è ottenuto a partire dal potere calorifico del combustibile, è necessario fare riferimento al lavoro effettivo L_e , definito come il lavoro indicato meno il lavoro di attrito L_{at} , cioè l'energia perduta a causa degli attriti e spesa per l'azionamento degli organi ausiliari del motore (ad esempio le pompe e i generatori elettrici).

$$L_e = L_i - L_{at} \quad (1.5)$$

L'espressione del rendimento meccanico è quindi:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} \quad (1.6)$$

Si definisce pressione media effettiva (p_{me}) il rapporto:

$$p_{me} = \frac{L_e}{V_p} \quad (1.7)$$

Di conseguenza:

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (1.8)$$

Infine, si definisce pressione di attrito (p_{at}) il rapporto fra il lavoro di attrito e la cilindrata:

$$p_{at} = \frac{L_{at}}{V_p} \quad (1.9)$$

Dalle definizioni precedenti consegue anche che:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{at}. \quad (1.10)$$

1.4 Breve panoramica dei campi di applicazione.

Il motore a quattro tempi ad accensione comandata trova attualmente impiego in una vasta gamma di applicazioni, il suo utilizzo si va via via estendendo nel campo delle piccole cilindrate, dominate fino a poco fa dal motore a due tempi, soprattutto in seguito all'inasprirsi delle normative internazionali contro le emissioni inquinanti. In una breve rassegna possiamo menzionare:

- *Campo agricolo ed industriale*

Si parte dai piccoli monocilindrici di 30 cm^3 di cilindrata utilizzati per l'azionamento dei decespugliatori a salire fino a potenze di $5-8 \text{ kW}$ dei motori impiegati per movimentare tagliaerba, pompe centrifughe, piccoli generatori elettrici.

- *Campo motociclistico*

Nel campo dei veicoli a due ruote il dominio è quasi totale, se si escludono i ciclomotori e le motociclette da trial e da cross. I frazionamenti vanno dal monocilindrico al quattro cilindri con potenze da 3 a 150 kW circa, con sistemi di alimentazione a carburatore o ad iniezione.

- *Campo automobilistico*

Nelle autovetture viene utilizzato dalle utilitarie alle vetture sportive e di elevata cilindrata con frazionamenti che vanno dal tre cilindri fino al dodici cilindri con cilindrata da $\sim 800 \text{ cm}^3$ fino ad oltre 6000 cm^3 . Attualmente lo sviluppo procede verso lo studio di motori con sistemi di iniezione diretta di carburante a carica stratificata.

- *Campo aeronautico*

In campo aeronautico infine il motore a quattro tempi ad accensione comandata ha toccato l'apice dello sviluppo nei primi anni cinquanta, fino all'avvento del turbogetto. Allo stato attuale trova impiego negli ultraleggeri e nei piccoli velivoli mono e bimotore in versioni sovralimentate e non con frazionamenti a quattro e sei cilindri e potenze fino a circa 300 kW.



Figura 1.3: Generatore Yamaha EF1000iS [2005]. Monocilindrico, cilindrata 50 cm^3 , potenza 1.6 kW @ 6000 giri/min.



Figura 1.4: Volkswagen TSI Twincharger [2005]. Cilindrata 1400 cm^3 , 4 cilindri in linea ad iniezione diretta di carburante. Sovralimentato con compressore volumetrico ad azionamento meccanico + turbocompressore a gas di scarico. Potenza max 170 cv @ 6000 giri/min; coppia 240 Nm @ 1750–4500 giri/min.



Figura 1.5: Curtiss-Wright R3350 turbocompound [1950]. Cilindrata 54560 cm^3 , 18 cilindri a doppia stella raffreddato ad aria sovralimentato con compressore centrifugo a doppio stadio. Alesaggio e corsa $155,6 \times 160,2 \text{ mm}$. Potenza al decollo 3700 hp @ 2900 rpm.

Capitolo 2

L'alimentazione dei motori ad accensione comandata

2.1 Generalità sulla miscela aria-combustibile

Nei motori a combustione interna l'energia necessaria alla realizzazione del lavoro richiesto deriva dalla combustione di un combustibile, che può essere allo stato liquido o sotto forma di gas e di un comburente, in genere l'ossigeno dell'aria. Dal momento che il processo di combustione avviene in fase gassosa, il combustibile liquido deve essere precedentemente vaporizzato ed i suoi vapori miscelati con l'aria. La miscela deve essere, eccezion fatta per motori particolari, il più possibile omogenea, ovvero i suoi componenti devono essere intimamente e uniformemente mescolati fra loro.

Il rapporto fra le masse di aria e di carburante che formano la miscela è definito titolo o *rapporto di miscela* e viene generalmente indicato con α . Il valore di α teoricamente necessario ad assicurare la combinazione completa dei reagenti è detto *rapporto stechiometrico* e varia in base al tipo di carburante utilizzato: per le benzine commerciali questo valore è circa 14,6. Spesso, per esprimere il rapporto di miscela in termini indipendenti dal tipo di carburante, si utilizzano le seguenti forme normalizzate, che assumono valore unitario se il titolo è quello stechiometrico:

$$\Phi = \frac{\alpha_{st}}{\alpha} \text{ (Rapporto di equivalenza combustibile/Aria)} \quad (2.1)$$

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} \text{ (Indice d'Aria)} \quad (2.2)$$

I motori ad accensione comandata utilizzano due tipologie di sistemi di alimentazione: i carburatori ed i sistemi di iniezione di combustibile. Con la sola eccezione dei sistemi ad iniezione diretta, la miscela viene preparata inizialmente al di fuori dei cilindri, tuttavia il processo di carburazione, inteso come quel procedimento che porta alla realizzazione di una miscela atta a bruciare correttamente, si completa all'interno di essi e copre le fasi di aspirazione e compressione.

La formazione della miscela dipende da molti parametri costruttivi e di funzionamento del motore, quali la velocità di rotazione, la temperatura della carica, il disegno dell'impianto di alimentazione e le caratteristiche del combustibile.

All'aumentare della velocità di rotazione si hanno due effetti contrastanti: da un lato diminuisce il tempo a disposizione per omogeneizzare la carica, dall'altro, crescendo la velocità dell'aria, questo processo è favorito dall'aumento dei moti turbolenti. Un incremento di temperatura migliora l'evaporazione del combustibile, migliorando il rendimento di combustione, ma, di contro, peggiora il riempimento diminuendo la potenza in uscita.

La geometria del sistema di dosaggio, la posizione della valvola a farfalla, il disegno del collettore di aspirazione e della camera di combustione hanno influenza sia sulla formazione della miscela che sulla sua distribuzione nei vari cilindri. In particolare il collettore di aspirazione viene generalmente bagnato, a valle del sistema di alimentazione, da un film di combustibile il cui spessore varia sensibilmente a seconda delle fasi operative del motore, influenzando il titolo: all'aumentare della lunghezza del condotto il fenomeno diventa più marcato. Le caratteristiche del combustibile, infine, determinano la velocità di evaporazione: ad esempio una benzina contenente idrocarburi a basso punto di ebollizione favorisce una più spinta vaporizzazione del combustibile in seno all'aria.

Il titolo di miscela influenza le prestazioni del motore in termini di consumo, potenza ed emissioni inquinanti. Le prove di funzionamento di un motore eseguite a velocità di rotazione e portata massica d'aria costanti evidenziano che il massimo valore di coppia si ottiene per un titolo di miscela leggermente ricco, mentre il minimo consumo specifico è collocato nella zona delle miscele povere (Figura 2.1).

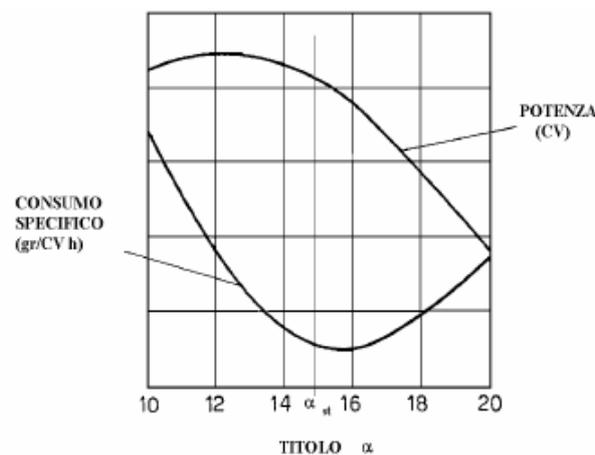


Figura 2.1: Andamento qualitativo di potenza e consumo specifico in funzione del titolo della miscela.

Il titolo influenza inoltre la quantità di sostanze nocive emesse ed i catalizzatori trivalenti utilizzati sui veicoli per abbattere le emissioni inquinanti funzionano correttamente solo se lo stesso viene mantenuto nell'intorno del valore stechiometrico.

Un sistema di alimentazione per motori ad accensione comandata deve pertanto poter fornire al motore una miscela dosata sia in quantità che in qualità, in dipendenza dalle

diverse condizioni di funzionamento e della presenza o meno di un catalizzatore trivalente. La portata di miscela deve ovviamente crescere con il carico e, in assenza di catalizzatore trivalente, la sua composizione può variare. Al minimo e ai bassi carichi, ad esempio, è opportuno che la miscela sia ricca di combustibile. Nel funzionamento a medio ed elevato carico, è possibile, e conveniente ai fini del consumo, usare una miscela leggermente povera. A carico massimo, infine, per ottenere le massime prestazioni, è opportuno utilizzare miscele un po' più ricche.

2.2 Il carburatore

Il carburatore è un corpo, generalmente in lega d'alluminio o di zinco, nel quale sono alloggiati gli organi per l'erogazione del carburante. I suoi compiti sono di dosare correttamente il combustibile in tutto il campo di funzionamento, assicurarne l'evaporazione e la miscelazione con l'aria e regolare la portata di quest'ultima in base alla potenza richiesta. In figura 2.2 è schematizzato un carburatore elementare, il cui principio di funzionamento è il seguente.

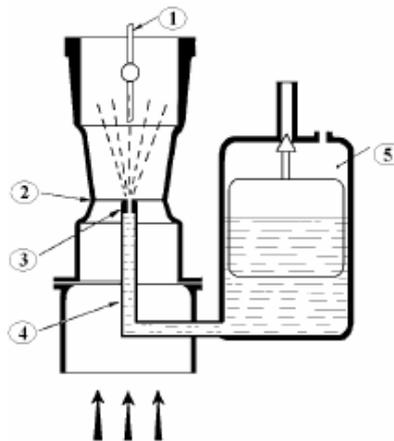


Figura 2.2: Il carburatore elementare: (1) valvola a farfalla, (2) diffusore, (3) getto del carburante, (4) spruzzatore, (5) vaschetta.

All'interno del condotto di aspirazione è ricavato un diffusore a forma di tubo di Venturi. L'aria, dopo aver attraversato il filtro, entra nel diffusore subendo un aumento di velocità e un abbassamento di pressione. Nella zona di minore sezione del diffusore è alloggiato un tubetto spruzzatore tramite il quale avviene l'ingresso nel condotto del carburante che si trova in una vaschetta a livello costante. Il carburante fluisce attraverso il getto, spinto dalla differenza di pressione esistente fra la superficie del liquido nella vaschetta, che si trova a pressione atmosferica, e la gola del venturi dove la corrente di aria provvede poi ad atomizzare il liquido. A questo punto la miscela attraversa la zona divergente del venturi riducendo la sua velocità e recuperando parte della pressione, supera la valvola a farfalla ed entra nel collettore di aspirazione.

Un carburatore di costruzione così semplificata, non essendo in grado di assicurare prestazioni adeguate in tutto il campo di funzionamento, è privo di applicazione pratica. Si riscontrano infatti i seguenti difetti:

- Quando si ha una portata bassa di aria (ad esempio al minimo o ai bassi carichi) la benzina richiamata è insufficiente a causa della bassa depressione nel Venturi
- Alle medie portate di aria la miscela tende a divenire troppo ricca all'aumentare della portata perché la depressione nel venturi dipende del quadrato della portata d'aria, mentre le perdite di carico nel getto sono relative ad un moto fra il turbolento e il laminare e quindi dipendono dalla portata di carburante elevata ad un esponente inferiore a due.
- In accelerazione la miscela tende ad impoverirsi a causa della maggiore inerzia della benzina rispetto all'aria e, soprattutto, perché l'aumento della pressione nel collettore sposta l'equilibrio fase liquida - fase vapore della benzina, facendo condensare quest'ultima sul condotto.
- A freddo il carburatore non riesce ad adeguarsi alla richiesta di miscela più ricca da parte del motore per compensare la deposizione di benzina sulle pareti dei cilindri.

Il carburatore ha conseguito negli anni miglioramenti continui e sono stati sviluppati accorgimenti che hanno permesso di superare questi problemi. Di seguito si riporta la descrizione dei due principali dispositivi di correzione, quello relativo all'arricchimento del titolo all'aumentare della portata d'aria e quello relativo al funzionamento al minimo. Per eventuali approfondimenti sugli altri dispositivi si rimanda alla bibliografia [12][20][30].

2.2.1 Correzione a freno d'aria.

Tra i diversi dispositivi sviluppati negli anni, il sistema più adatto ad eliminare il problema dell'arricchimento del titolo al crescere della portata di aria si è rivelato essere quello a freno d'aria.

Come si può vedere in figura 2.3, in questo caso il getto principale si trova in una posizione più bassa rispetto al livello del carburante nella vaschetta, all'estremità inferiore di un pozzetto. Il pozzetto presenta in alto un'apertura calibrata detta getto aria di freno e porta al suo interno un tubetto emulsionatore che ha una serie di fori laterali. Nel momento in cui una depressione viene a generarsi nella sezione ristretta del diffusore, dal getto principale viene richiamato il carburante, mentre dal getto viene aspirata aria dall'esterno, la quale contrasta, in modo crescente all'aumentare della depressione nel diffusore, l'efflusso del carburante attraverso il getto principale.

Oltre alla correzione sul titolo, questo sistema permette una migliore polverizzazione del carburante, dal momento che dallo spruzzatore non esce solo benzina, bensì un'emulsione.

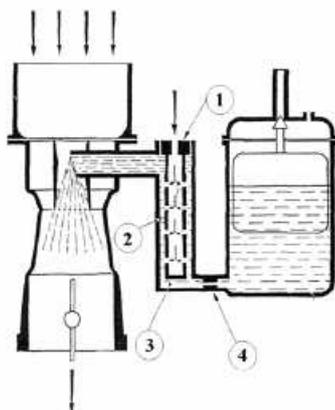


Figura 2.3: Correzione a freno d'aria: (1) getto aria di freno, (2) tubetto emulsionatore immerso nel pozzetto, (3) pozzetto, (4) getto principale.

A tutto questo si aggiunge la possibilità di utilizzare un getto di dimensioni maggiori, non essendo più sottoposto all'intera depressione generata dal diffusore. Un getto più grande, oltre ad essere di più facile realizzazione, risente meno delle impurità del carburante e le sue caratteristiche di efflusso comportano vantaggi alla correzione.

Sulla curva di erogazione del carburante hanno molta influenza le dimensioni dello spruzzatore ed il disegno del tubetto emulsionatore. Per ottenere la dosatura più conveniente per l'alimentazione del motore si agisce quindi su questi due parametri, oltre che ovviamente sul diametro del getto principale e di quello dell'aria di freno.

2.2.2 Dispositivo per la marcia al minimo.

Questo dispositivo consente il funzionamento del motore ai regimi ridotti, cioè quando la valvola a farfalla è chiusa. In queste condizioni, infatti, la bassa velocità dell'aria nel diffusore fa sì che la depressione non sia in grado di richiamare sufficiente benzina dalla vaschetta. Oltretutto il range di funzionamento al minimo è quello nel quale, se si escludono la partenza a freddo e la rapida accelerazione, il motore necessita maggiormente di un titolo ricco, a causa dell'elevata presenza di gas residui nei cilindri e della bassa pressione di fine compressione che comportano combustioni lente e irregolari.

Il dispositivo di marcia al minimo (rappresentato in figura 2.4) è un getto di carburante supplementare che funziona sfruttando l'elevata depressione presente nel collettore di aspirazione (cioè a valle della valvola) quando la farfalla è chiusa. Il carburante per il circuito del minimo può essere prelevato dal circuito del massimo (come in figura) o direttamente dalla vaschetta.

Per la regolazione del minimo ci sono due viti registrabili: una regola l'apertura del foro nel collettore (vite registro miscela minimo) e l'altra l'aria aspirata attraverso la farfalla (vite di registro andatura minimo). Una volta che la valvola del gas viene aperta diminuisce la depressione all'uscita del circuito del minimo e si arresta l'erogazione. Ciò tuttavia avviene

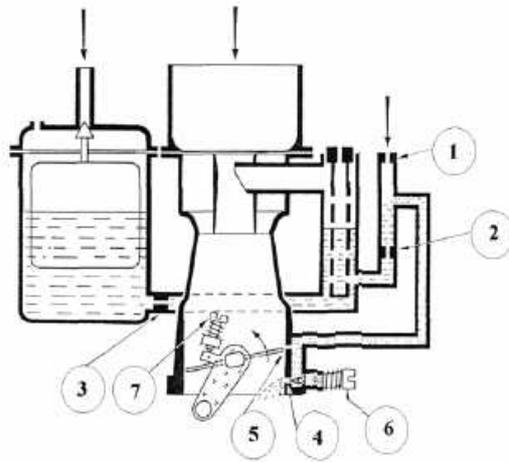


Figura 2.4: Circuito del minimo: (1) getto aria minimo, (2) getto carburante del minimo, (3) getto principale, (4) foro uscita miscela minimo, (5) foro di progressione, (6) vite registro miscela minimo (7) vite registro apertura farfalla.

in modo graduale, grazie ai cosiddetti fori di progressione (figura 2.5), che evitano che il titolo risulti troppo povero alle piccole aperture della valvola a farfalla. In questo modo è favorito il trasferimento dell'adduzione dal circuito del minimo a quello del massimo.

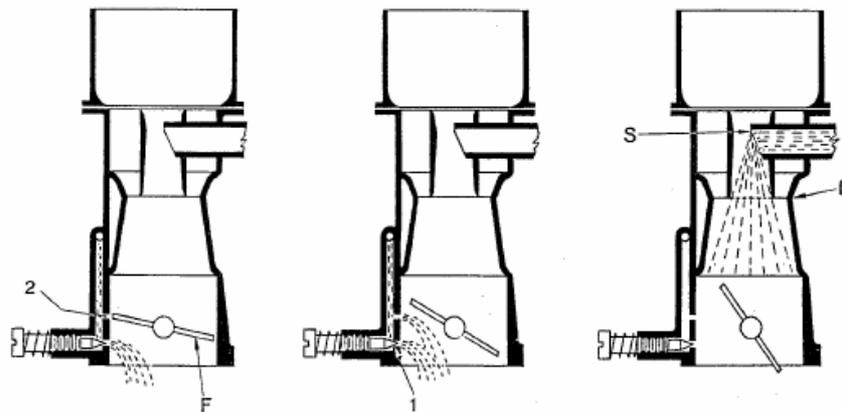


Figura 2.5: Da sinistra a destra: le fasi della progressione di accelerazione.

Capitolo 3

Breve richiamo sulla combustione nei motori AC

3.1 Introduzione: la combustione progressiva

Nei motori ad accensione comandata, al momento dell'accensione della carica, i reagenti si trovano nella camera di combustione sotto forma di miscela omogenea, ovvero sono in fase gassosa e intimamente miscelati. Affinché la combustione avvenga in maniera corretta, la miscela non deve mai oltrepassare la temperatura minima di autoaccensione o, perlomeno, non deve farlo per un tempo superiore a quello di latenza. Pertanto il processo non può avvenire spontaneamente, ma deve essere innescato da una sorgente esterna, ad esempio una scintilla elettrica.

Questo tipo di combustione è conosciuto col nome di combustione progressiva: attorno al punto di innesco si forma un nucleo di combustione che dà luogo ad un fronte di fiamma che si propaga ortogonalmente alla sua superficie, estendendosi alla carica fresca.

3.2 Analisi della fase di combustione nei motori AC

L'andamento della pressione nel cilindro in funzione del tempo è riportato in Figura 3.1.

La fase di combustione si può pensare come una successione di tre sottofasi distinte:

- Innesco
- Sottofase Principale
- Post-combustione

3.2.1 Innesco

La prima sottofase inizia allo scoccare della scintilla e dura fino al momento in cui la curva di pressione si distacca dalla curva di compressione, cioè dall'andamento della pressione con

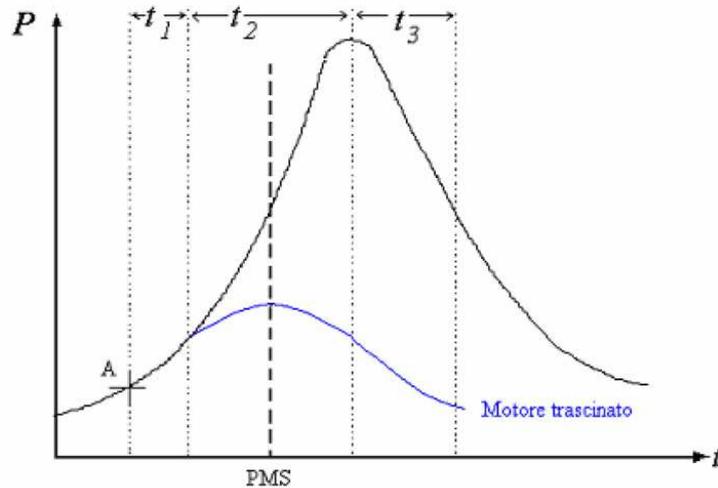


Figura 3.1: Andamento della pressione nel cilindro durante la combustione.

motore trascinato. Dal momento che il volume della carica contenuta fra gli elettrodi è molto piccolo, la scarica elettrica produce temperature locali elevatissime, dell'ordine di decine di migliaia di Kelvin, che fanno passare il gas allo stato di plasma. A causa della sua elevata densità di energia, questo nucleo di plasma subisce una veloce espansione e, di conseguenza, un abbassamento della temperatura fino a valori di circa 3000K: in queste condizioni il gas si riassocia parzialmente sotto forma di radicali e sfrutta la sua elevata aggressività chimica per generare un fronte di fiamma iniziale nella carica circostante.

E' stato osservato che in questa fase il fronte di fiamma assume una forma sferica, nell'intorno della candela. La sua velocità di propagazione, se paragonata a quella che caratterizza la seconda sottofase, è molto bassa, essendo gli elettrodi generalmente situati in prossimità delle pareti del cilindro, quindi in una zona di bassa turbolenza, all'interno dello strato limite. Viene preferita questa posizione perché un'elevata turbolenza nella zona degli elettrodi, nel caso in cui si utilizzino sistemi convenzionali di accensione, è nociva al processo di combustione. Infatti, se di grande scala, essa comporta un aumento del numero di molecole interessate dalla scarica con eccessiva diminuzione della densità di energia nel nucleo iniziale e, se di scala più piccola, incrementa ad ogni modo la dispersione di calore dal nucleo iniziale peggiorando o impedendo l'innesco.

La prima sottofase, la cui durata è indicata in Fig. 3.1 con t_1 , è detta anche *ritardo di combustione* perché i fenomeni ad essa relativi non si manifestano come variazione di grandezze macroscopiche. La carica contenuta fra gli elettrodi, infatti, ha un volume dell'ordine del decimo di millimetro cubo, quindi l'energia in gioco non è tale da far variare l'andamento della pressione globale in modo significativo.

La durata della sottofase di innesco è influenzata da alcuni parametri. In particolare si può dire che t_1 aumenta al diminuire del carico e con l'impoverimento delle miscele magre o la loro diluizione con i gas residui, mentre diminuisce all'aumentare del rapporto di com-

pressione e al diminuire dell'anticipo di accensione. L'effetto della turbolenza è poco sentito dal momento che la zona degli elettrodi si trova nello strato limite. Ne consegue che la durata della sottofase, in termini di angolo di manovella coperto, risulta variabile al variare del carico e del numero di giri.

3.2.2 Sottofase principale

La seconda sottofase inizia col distacco della curva di pressione indicata da quella di compressione politropica e termina al raggiungimento del massimo valore di pressione. Questa sottofase è caratterizzata dal massimo rilascio di calore e dalla rapida propagazione del fronte di fiamma per effetto dell'elevata microturbolenza che, increspandolo, ne aumenta enormemente la superficie. La sua velocità di propagazione può raggiungere alcune decine di metri al secondo (oltre 100 m/s nei motori di Formula1).

La durata della sottofase è fortemente influenzata dalla forma della camera di combustione e dalla turbolenza. Una camera ben progettata deve presentare un basso rapporto superficie-volume, al fine di limitare le perdite di calore, ed essere conformata in modo da ridurre al massimo il percorso di fiamma, per diminuire la durata della combustione. A tutto questo si aggiunge la necessità di offrire spazio per alloggiare valvole di dimensioni adeguate e la convenienza di suscitare moti turbolenti in conseguenza dell'avvicinamento dello stantuffo alla testa.

Nei motori ad accensione comandata di tipo convenzionale la turbolenza può essere infatti indotta dai seguenti fattori:

- Moto dei gas nei condotti di aspirazione.

Se questi moti sono incoerenti, cioè hanno un orientamento casuale, contribuiscono alla omogeneizzazione della carica ma, all'inizio della fase di combustione, sono quasi completamente estinti e il loro effetto sulla velocità del fronte di fiamma è trascurabile. Al contrario, se i flussi sono organizzati a formare vortici ad asse parallelo all'asse del cilindro (moto di tipo *Swirl*) o perpendicolare ad esso (moto di tipo *Tumble*), presentano, al momento della combustione, un contenuto energetico ancora significativo. Il vortice infatti, per effetto degli attriti, si degrada formando delle turbolenze di scala più ridotta fino ad arrivare ad una microturbolenza molto favorevole per il processo di combustione. Il moto di tipo *Swirl* è adottato generalmente dai motori a due valvole per cilindro e viene prodotto mediante un'opportuna disposizione (ed eventualmente una sagomatura) del condotto di immissione. Il *Tumble* è riscontrabile maggiormente nei motori a quattro valvole per cilindro.

- Moti provocati dallo stantuffo durante la corsa di compressione.

I moti indotti durante la fase di compressione, invece, sono dovuti alla conformazione dello stantuffo e della testa: se infatti una parte delle loro superfici viene quasi a contat-

to al PMS, la carica viene schiacciata (effetto *Squish*) ed espulsa energicamente verso il resto della camera di combustione, dando luogo ad un vortice con asse perpendicolare a quello del cilindro. Questo tipo di turbolenza, generandosi contemporaneamente alla combustione, non ha il tempo di degradarsi verso scale più basse, pertanto non ha la stessa efficacia di tumble e swirl nell'incremento della superficie del fronte di fiamma e non deve essere troppo elevata, per evitare l'estinzione della combustione per eccessivo scambio termico (effetto soffio) prima che il fronte di fiamma sia ben sviluppato.

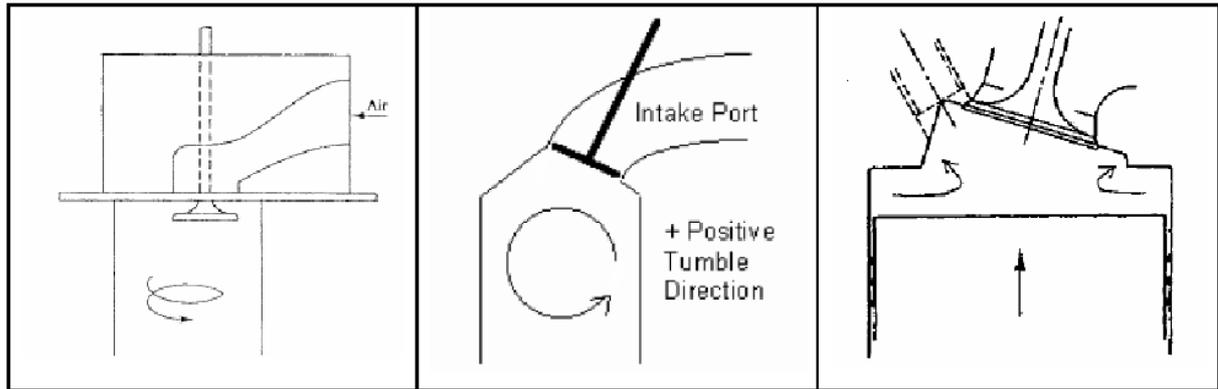


Figura 3.2: Rappresentazione dei moti di Swirl, Thumble e Squish.

3.2.3 Post-combustione

La fase di post-combustione si estende dalla fine della sottofase principale fino al termine della combustione. Durante questo periodo si ha il completamento delle reazioni iniziate in precedenza e la combustione della carica non raggiunta dal fronte di fiamma perché localizzata negli interstizi fra testa e stantuffo. La curva di pressione registra un sensibile abbassamento, perché la corsa discendente dello stantuffo è il fattore preponderante e l'energia prodotta dalla combustione non è sufficiente a compensare l'effetto generato dall'aumento di volume. Il notevole abbassamento della temperatura può causare l'interruzione della combustione prima che tutta la carica sia bruciata.

Capitolo 4

Le irregolarità cicliche del motore

4.1 Introduzione

I motori ad accensione comandata, anche quando operano in condizioni pressochè stazionarie, non mantengono un funzionamento perfettamente stabile.

Dal confronto fra cicli successivi è possibile osservare una variazione casuale nei valori delle grandezze che caratterizzano il funzionamento del motore, in particolare della pressione nel cilindro. Questo fenomeno assume una maggiore rilevanza nel caso di miscele magre e altamente diluite (ad esempio nel caso di elevato ricircolo dei gas di scarico, EGR) o ai bassi carichi e velocità.

Nei motori moderni, nei quali sono da escludersi fluttuazioni casuali dell'anticipo di accensione, le irregolarità sono il risultato di variazioni nel processo di combustione, causate da fluttuazioni casuali del rapporto di miscela e del moto della carica nel cilindro soprattutto nelle vicinanze della candela nell'istante dell'accensione. Dal momento che influenzano direttamente la durata della combustione, le irregolarità cicliche comportano una perdita di efficienza termodinamica e oscillazioni nei valori di coppia e velocità: si stima che, se la variazione ciclica fosse completamente eliminata, l'incremento in termini di potenza, a parità di consumo e per miscele magre, sarebbe intorno al 10%.

L'impatto di questo fenomeno sulle prestazioni del motore è così importante perché i cicli con una combustione veloce, presentando picchi elevati di pressione e alta tendenza alla detonazione, pongono un limite al rapporto di compressione e, di conseguenza, al rendimento termodinamico del motore, mentre le combustioni più lente, per il rischio di non completarsi, impediscono l'impiego di miscele molto magre e riducono la quantità di EGR tollerabile, con conseguenze negative sui consumi e sulle emissioni inquinanti.

Infine, gli algoritmi di controllo del motore fanno tutti riferimento a valori medi, di conseguenza ogni scostamento da questi ultimi risulta penalizzante. Un esempio particolarmente indicativo è quello dell'anticipo di accensione: le combustioni più veloci danno origine a cicli anticipati e quelle lente si completano in ritardo perciò l'energia del gas non è sfruttata in modo ottimale [26]. Alcuni studi hanno poi evidenziato che le oscillazioni di coppia e velocità

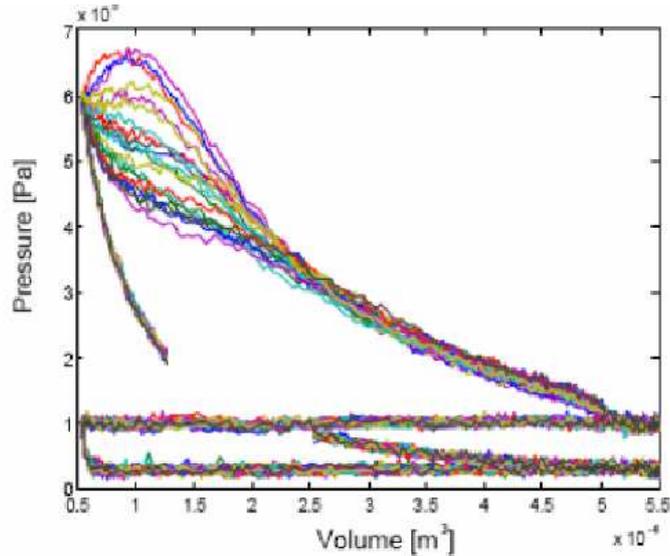


Figura 4.1: Irregolarità nell'andamento della pressione per cicli successivi.

peggiorano la guidabilità del veicolo, a meno di non adottare trasmissioni particolari, e sono responsabili di parte della rumorosità del motore.

4.2 La misurazione delle irregolarità cicliche

La misura delle irregolarità è detta *dispersione ciclica* e viene generalmente espressa come scarto quadratico medio, calcolato su un numero sufficientemente elevato di cicli, di un parametro legato al processo di combustione. Esistono varie definizioni di dispersione ciclica, che si differenziano in base al tipo di misura effettuata. La scelta deve essere fatta in base alla diversa sensibilità che i vari parametri presentano rispetto alle variabili operative del motore e all'attitudine che essi hanno a descrivere aspetti differenti del fenomeno. In linea di massima esistono quattro categorie di parametri [10]:

1. Parametri legati alla pressione.

- Valore massimo della pressione nel cilindro, P_{max} ;
- Angolo di manovella al quale viene raggiunta la pressione massima, $\vartheta_{P_{max}}$;
- Massima velocità di crescita della pressione, $(\frac{dP}{d\vartheta})_{max}$;
- Angolo di manovella al quale si ha la massima velocità di crescita della pressione, $\vartheta_{(\frac{dP}{d\vartheta})_{max}}$;
- Pressione media indicata di ogni singolo ciclo, p_{mi} .

2. Parametri legati alla combustione.

- Massima velocità di rilascio del calore, $(\frac{dQ}{d\vartheta})_{max}$;

- Massima velocità di combustione della miscela o massima velocità della variazione della frazione di miscela bruciata nel cilindro, $(\frac{dX_b}{d\vartheta})_{max}$;
- Ritardo di accensione, ϑ_{acc} ;
- Durata della combustione, ϑ_{comb} ;
- Tempo (in gradi di angolo della manovella) trascorso dall'accensione al momento in cui è bruciata una determinata frazione di carica, $\Delta\vartheta_{X_b}$;

3. Parametri legati al fronte di fiamma.

- Posizione del fronte di fiamma, area del fronte di fiamma, volume della carica bruciata o del fronte di fiamma ad un determinato angolo di manovella;
- Angolo di manovella compreso tra il passaggio del fronte di fiamma da due diversi punti;
- Distanza del centro del nucleo di combustione dalla candela ad un determinato angolo di manovella.

4. Parametri legati ai gas combusti.

- Concentrazione di diversi componenti nei gas di scarico.

I parametri derivanti dall'andamento del diagramma indicato della pressione sono quelli più facili da determinare, ma devono essere interpretati con cura, dal momento che sono influenzati in maniera decisa della velocità con cui varia il volume del cilindro.

Le combustioni più rapide, infatti, si sviluppano a cavallo del punto morto superiore, in un intervallo angolare nel quale il volume varia molto lentamente, mentre le combustioni lente rilasciano la maggior parte dell'energia più avanti e le loro irregolarità sono amplificate dall'effetto dell'espansione sulla curva di pressione. Quanto detto vale in particolare per l'analisi del picco massimo di pressione. Per quanto riguarda ϑ_{Pmax} , la figura 4.2 mostra come questa grandezza sia, nel tratto lineare del diagramma, poco influenzata dalla velocità della combustione (le linee tratteggiate sono pressoché verticali): per questo motivo viene considerata un buon indicatore delle irregolarità nella fase di innesco [22].

I parametri integrali, come la pmi o l'area sottesa alla curva di pressione indicata, sono meno sensibili alle irregolarità nella combustione di quanto non lo siano il picco di pressione o la posizione del fronte di fiamma e sono più adatti a fornire indicazioni di carattere generale sul corretto funzionamento del motore.

Un parametro di questo tipo, derivante dai dati di pressione e molto utilizzato nella pratica (ad esempio nella progettazione degli organi della trasmissione) è il coefficiente di variazione della pressione media indicata:

$$\text{COV}_{pmi} = \left(\frac{\sigma_{pmi}}{pmi} \right) 100 \quad (4.1)$$

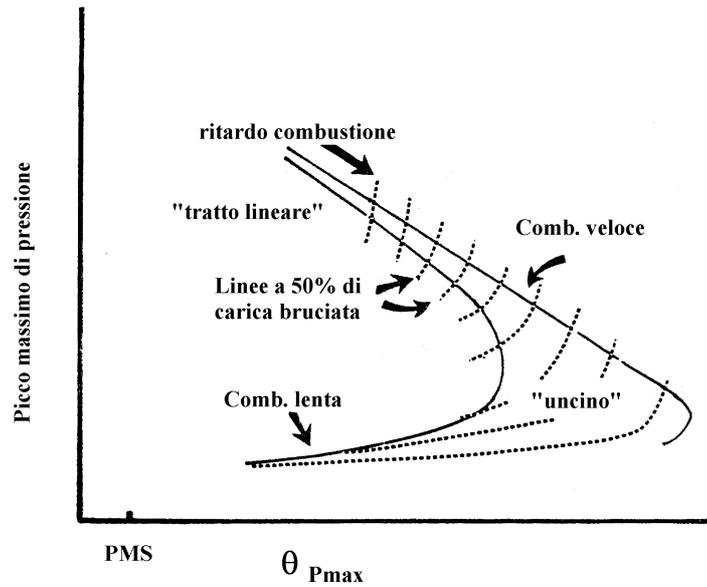


Figura 4.2: Andamento del picco di pressione in funzione della sua collocazione nel ciclo per varie velocità di combustione.

che definisce la dispersione ciclica come variazione percentuale della pmi da ciclo a ciclo.

I parametri legati alla combustione, in genere, sono ricavabili dall'andamento della curva di pressione mediante l'uso di modelli termodinamici, quindi sono una reinterpretazione di questo tipo di dati. Poiché non rappresentano dei dati primari, il loro utilizzo è limitato. Molto utili, dal momento che derivano dall'osservazione diretta dello sviluppo della combustione, sono i parametri legati al fronte di fiamma.

Le particolari tecniche di visualizzazione (fibre ottiche, tecniche fotografiche, LDV, ecc.) e di ionizzazione hanno il grosso vantaggio di permettere un'analisi più dettagliata della combustione, consentendo di distinguere come vari fattori, ad esempio la direzione e la velocità di espansione del nucleo, il frastagliamento della superficie del fronte di fiamma, ecc., contribuiscono alle irregolarità della combustione. Purtroppo la rilevazione di questi parametri è molto difficile e costosa. Oltretutto, la maggior parte delle tecniche di visualizzazione sono caratterizzate da un campo molto ristretto di osservazione e da una risoluzione piuttosto limitata. Un altro problema è che molto spesso queste tecnologie hanno bisogno, per essere utilizzate, di motori progettati appositamente per permettere di visualizzare l'interno del cilindro (Figura 4.3).

I parametri legati alla concentrazione dei gas combustibili, infine, non sono utilizzati come misura diretta della dispersione ciclica, ma possono fornire importanti indicazioni su quanto essa dipenda dalle oscillazioni del rapporto di miscela o dalle non omogeneità della carica.

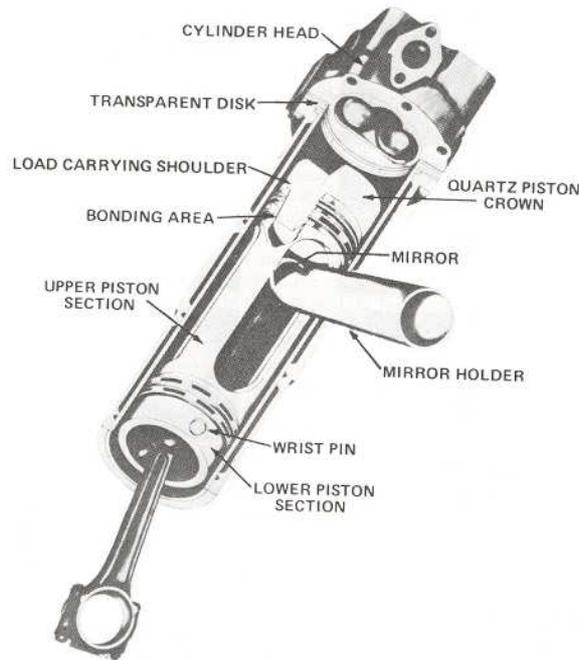


Figura 4.3: Motore appositamente conformato per la visualizzazione del fronte di fiamma. Da [11].

4.3 Effetto delle variabili operative e del disegno del motore sulla dispersione ciclica.

Sin dai primi studi effettuati sulle irregolarità cicliche è emerso che molti parametri costruttivi e di funzionamento del motore hanno una netta incidenza sul fenomeno. Alcuni di questi fattori, come il titolo della miscela, la collocazione della candela o il tipo di combustibile, non rappresentano di per sé una causa delle irregolarità, ma influenzano lo sviluppo del nucleo iniziale di combustione o la propagazione del fronte di fiamma durante la fase principale; altri, come la disomogeneità della miscela, la turbolenza o le caratteristiche dell'innesco sono invece ritenuti alla base del fenomeno.

Sebbene molte ricerche siano state fatte in proposito, l'effetto di molti fattori non è stato ancora pienamente compreso e non sempre i risultati ottenuti sono in accordo fra loro: il motivo è probabilmente da attribuire alla difficoltà di analizzare una variabile indipendentemente dalle altre.

Di seguito viene descritto l'effetto dei principali fattori. L'effetto del moto del fluido, ritenuto la causa principale delle irregolarità, è trattato a parte.

4.3.1 Fattori di tipo chimico.

I fattori di tipo chimico sono correlati con la composizione della carica nel cilindro e sono stati fra i primi ad essere studiati. Dalla letteratura emerge una relazione molto stretta fra

essi e la velocità di propagazione del fronte di fiamma nella fase di moto laminare, che ha grande importanza nello sviluppo del nucleo iniziale della combustione.

I fattori più importanti sono:

- Rapporto di equivalenza.

Studi effettuati sia sulla variazione del valore massimo di pressione che sulla posizione del fronte di fiamma sono concordi nel rilevare che la minima dispersione ciclica si ottiene per un titolo leggermente ricco, coincidente con quello che fornisce la potenza massima e la velocità di combustione più elevata (Figure 4.4 e 4.5). Ogni allontanamento da questa condizione, sia verso miscele più ricche che verso miscele più povere, comporta un aumento delle irregolarità, soprattutto per quanto riguarda il valore della pressione massima.

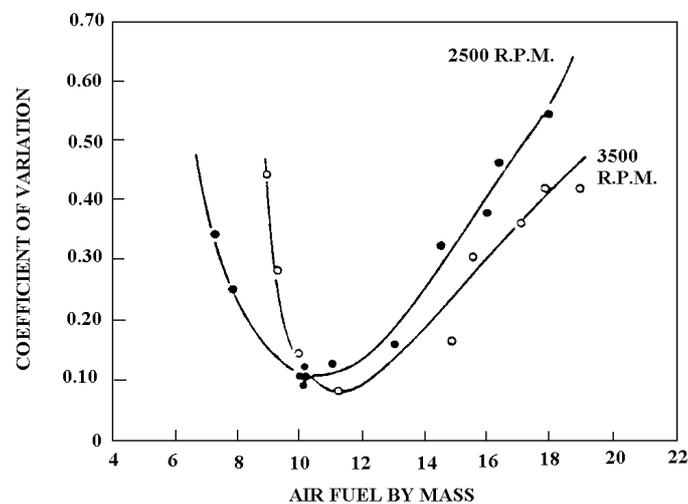


Figura 4.4: Variazione delle irregolarità cicliche con α per due diverse velocità

Si pensa che questo comportamento sia dovuto al fatto che le combustioni più lente sono esposte per un tempo maggiore alle fluttuazioni casuali tipiche del moto turbolento della carica.

- Diluizione della carica.

Il processo di sostituzione della carica in un motore non è mai perfetto e una certa percentuale di gas combusti resta all'interno del cilindro dal ciclo precedente. Inoltre è sempre più comune, nei motori moderni, l'uso del ricircolo dei gas di scarico (EGR) ai fini di ridurre la pressione parziale dell'ossigeno e di limitare le temperature massime raggiunte durante la fase di combustione per contenere le emissioni di ossidi di azoto. Un aumento della percentuale di gas combusti nel cilindro comporta un aumento delle irregolarità nello sviluppo della pressione.

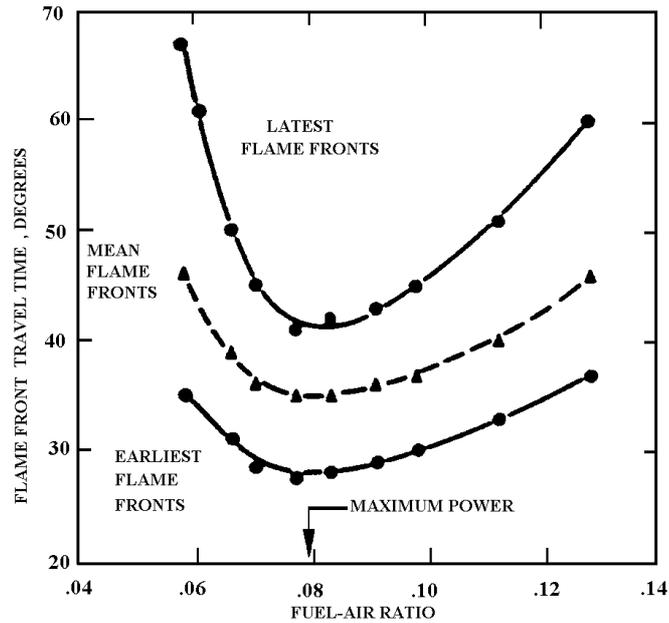


Figura 4.5: Effetto del rapporto combustibile/aria sulla velocità del fronte di fiamma.

Esperimenti condotti togliendo l'accensione una volta ogni quattro cicli per favorire il lavaggio del cilindro mostrano un aumento della velocità di combustione e una conseguente riduzione della dispersione ciclica. L'effetto della diluizione della carica mostra delle analogie con quello dell'impoverimento del titolo: la miscela diventa meno infiammabile e tende a bruciare con una velocità minore. Kuroda (1978) ha indagato sull'effetto del ricircolo sull'andamento della pressione.

La figura 4.6 mostra la frequenza di distribuzione della pressione media indicata per diversi livelli di EGR. Come si vede il comportamento in assenza di EGR è molto più stabile che negli altri casi. Purtroppo, dal momento che il ricircolo dei gas di scarico è una strategia indispensabile per il rispetto delle normative antinquinamento vigenti, il suo effetto negativo sulle irregolarità non può essere eliminato.

- Tipo di combustibile.

Al variare del tipo di combustibile varia il titolo per il quale si raggiunge la massima velocità di combustione e, di conseguenza, la minima dispersione ciclica. Inoltre combustibili differenti presentano una sensibilità diversa alla variazione del titolo (figura 4.7).

4.3.2 Fattori di tipo fisico.

La dispersione ciclica dipende anche da fattori di tipo fisico che influenzano le condizioni in cui procede la combustione. Di seguito si riporta l'effetto dei principali:

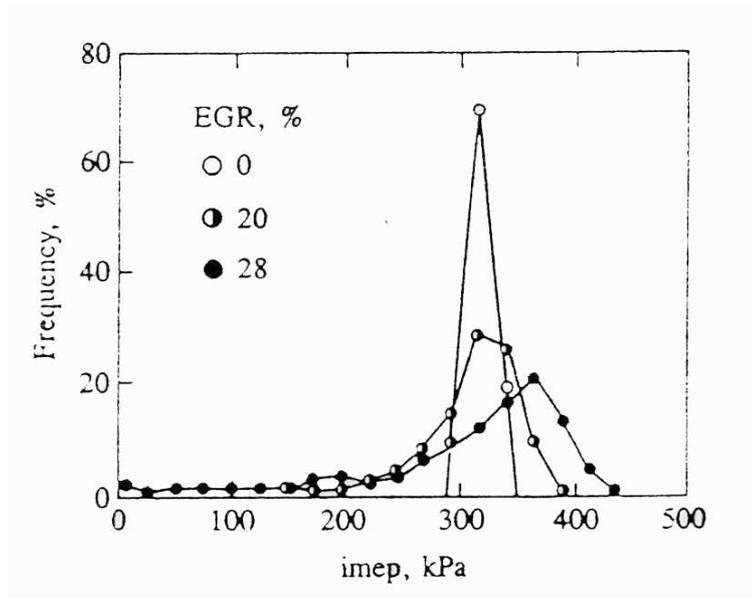


Figura 4.6: Frequenza di distribuzione della Pmi per diversi valori di EGR. Condizioni operative 1400 giri, miscela stechiometrica, imep media 324 kPa.

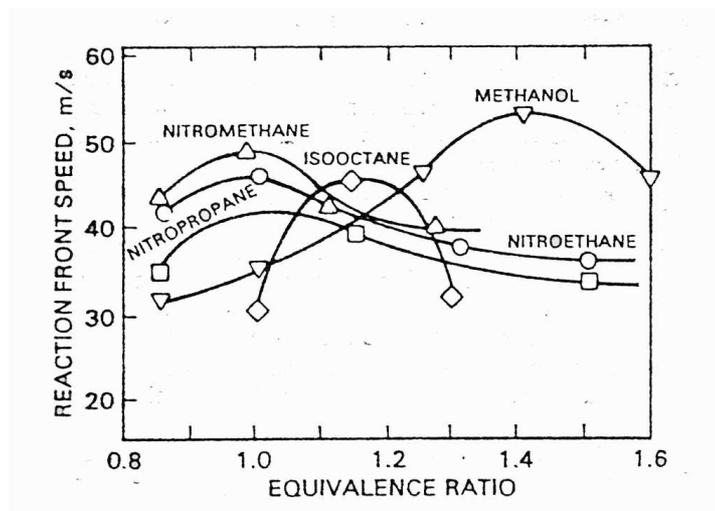


Figura 4.7: Velocità del fronte di fiamma al variare del titolo per diversi tipi di combustibile.

- Sistema di accensione. Non tutte le caratteristiche del sistema di accensione sembrano influenzare le irregolarità cicliche.

I fattori che mostrano un effetto più marcato sono la collocazione e il numero delle candele, le caratteristiche della scarica e l'anticipo di accensione. Per quanto riguarda la collocazione ed il numero delle candele si può dire che, in genere, ogni cambiamento che diminuisce il massimo percorso di fiamma e aumenta la velocità con cui brucia la carica comporta una irregolarità minore.

Dalla letteratura sembra emergere una diminuzione delle irregolarità quando la zona di innesco è disposta al centro del volume della carica, piuttosto che in prossimità delle pareti, come avviene tradizionalmente. Ciò però richiede l'impiego di sistemi di accensione in grado di rendere meno critica la sottofase iniziale della combustione, quali i sistemi che concentrano l'energia della scarica nella fase di breakdown [24]. In tal caso si verifica una sinergia. Infatti, nei sistemi convenzionali gran parte dell'energia è trasferita alla carica durante la fase di arco (Figura 4.8), caratterizzata da valori bassi di tensione e corrente e lunga durata temporale. Al contrario, concentrare la scarica nella fase di breakdown, significa realizzare l'innesco in tempi molto minori e conferire grandi quantità di energia ad una quantità ridotta di materia. Il risultato è una maggiore temperatura e velocità di espansione del nucleo iniziale di combustione ed una sua maggiore regolarità di sviluppo.

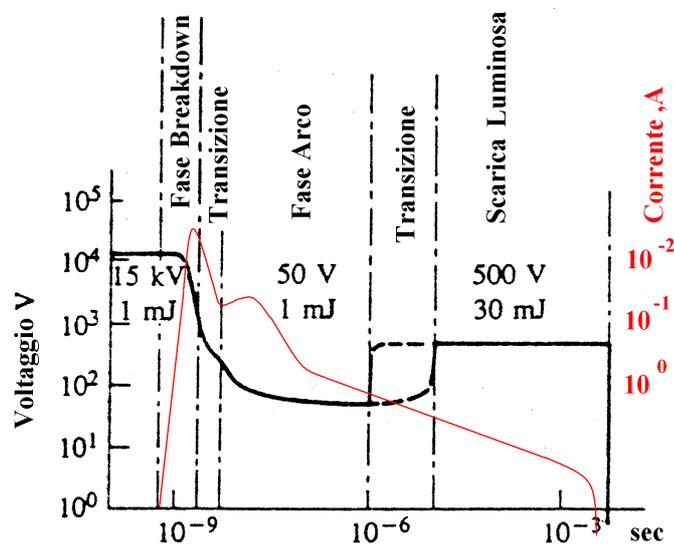


Figura 4.8: Variazione schematica del voltaggio e della corrente in funzione del tempo per un sistema di accensione convenzionale.

Anche la forma degli elettrodi è molto importante perché determina la perdita di calore da parte del nucleo iniziale della combustione. In questo senso elettrodi sottili e piccoli sarebbero preferibili (Figura 4.9): sfortunatamente forme di questo tipo comportano una maggiore erosione (quindi una minore durata della candela o la necessità di im-

piegare metalli nobili per gli elettrodi) e temperature superficiali maggiori, col rischio di autoaccensioni agli alti carichi.

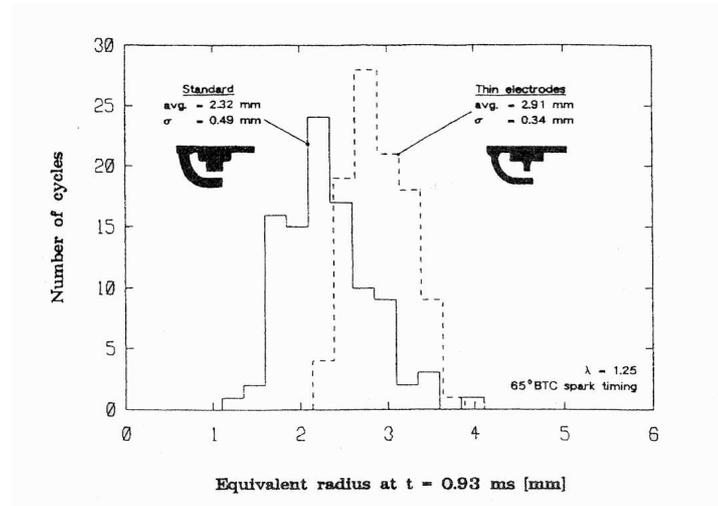


Figura 4.9: Frequenza di distribuzione del valore del raggio del nucleo di combustione per due differenti tipi di elettrodi, calcolati con $\lambda = 1.25$, anticipo di accensione 65° , 1400 giri al minuto. Si può vedere come elettrodi più sottili diano luogo a combustioni più ripetibili.

Per quanto riguarda l'anticipo di accensione, è stato visto che le irregolarità minori si riscontrano in corrispondenza dell'anticipo ottimale, cioè quello che permette di sfruttare nel migliore dei modi l'energia prodotta dalla combustione.

La relazione fra irregolarità e anticipo è influenzata dal titolo di miscela e dalla collocazione della candela: più la miscela è magra o la candela situata nella zona periferica della camera, più aumentano le irregolarità man mano che ci si allontana dall'anticipo ottimale.

Occorre notare che le due condizioni appena citate agiscono sulla combustione rallentandola: quanto meno la combustione rimane nell'intorno del P.M.S., tanto più essa risente del cambiamento di pressione dovuto alla variazione di volume prodotta dallo spostamento dello stantuffo.

- Geometria della camera di combustione.

Sembra influenzare più che altro la lunghezza della sottofase principale di combustione e, solo di conseguenza, le irregolarità. In ogni caso la camera deve essere conformata in modo da velocizzare la combustione e, in tal senso, è determinante la collocazione della candela. Occorre inoltre sottolineare come particolari forme della camera possono incrementare il moto di squish, il cui effetto sulle irregolarità sarà presentato più avanti.

- Velocità di rotazione.

La letteratura offre dati non sempre in accordo fra di loro. Sembra comunque emergere una diminuzione delle irregolarità con l'aumento del numero di giri per miscele da

magre a miscele ricche fino al titolo corrispondente alla massima velocità di combustione, determinata forse dall'aumento della turbolenza nel cilindro. Ricchezze maggiori risentono negativamente di un aumento della velocità.

- Rapporto di compressione.

Un aumento del rapporto di compressione, dal momento che comporta una diminuzione della percentuale di gas combusti e un aumento delle temperature nel cilindro, porta, in genere, ad una irregolarità minore.

- Disomogeneità della carica.

Il processo di atomizzazione ed evaporazione del combustibile, realizzato sia con sistemi di iniezione, sia con semplici carburatori, non è mai perfetto e non conduce mai alla formazione di una miscela perfettamente omogenea: può accadere addirittura che alcune gocce di carburante, di dimensione non trascurabile, siano ancora presenti nel cilindro al momento dell'accensione. Inoltre, mescolamenti non completi con i gas residui rimasti nella camera dal ciclo precedente o aggiunti dal sistema di ricircolo possono portare ad una diluizione della miscela variabile da zona a zona del cilindro. Tutto questo si traduce in una composizione della carica nella zona degli elettrodi diversa da ciclo a ciclo, quindi in una irregolarità nello sviluppo del nucleo iniziale di combustione.

4.3.3 I moti della carica.

A causa della sua natura probabilistica, la turbolenza provoca delle irregolarità cicliche: dal momento che i moti della carica nel cilindro sono essenzialmente di carattere turbolento, la completa eliminazione delle irregolarità è impossibile da ottenere. L'effetto del moto turbolento è duplice: se da un lato accelera la combustione, incrementando la superficie del fronte di fiamma, dall'altro, a causa della sua componente casuale, comporta delle fluttuazioni imprevedibili nella velocità e nella direzione del fronte stesso. Entrambi gli effetti sono inoltre in stretta relazione con parametri motoristici quali la geometria della camera di combustione, la collocazione della candela, ecc.: ne segue che l'ottimizzazione della turbolenza dipende fortemente dal motore in esame.

Gli aspetti del moto della carica che influenzano maggiormente le irregolarità sono riportati di seguito. Occorre precisare che, sebbene per semplicità vengano analizzati singolarmente, questi fattori si influenzano a vicenda.

- Velocità e direzione media della carica nei pressi degli elettrodi.

Il flusso nella vicinanza della candela influenza la stabilità con cui si sviluppa il nucleo iniziale di combustione, determinando la quantità di calore disperso verso gli elettrodi o verso le pareti della camera. Alle irregolarità del flusso in prossimità degli elettrodi è associata quindi una diversa collocazione temporale del nucleo di combustione rispetto

alla candela: nel caso peggiore il nucleo viene spinto verso le pareti della camera o verso gli elettrodi.

- Orientazione della candela rispetto al flusso.

La disposizione della candela rispetto al flusso influenza il moto del fluido attorno agli elettrodi e di conseguenza le condizioni gasdinamiche nelle quali il nucleo iniziale si sviluppa. Nei casi in cui il moto della carica allontana il nucleo dagli elettrodi le perdite di calore sono minori e la combustione inizia in maniera più stabile.

- Intensità e scala della turbolenza.

Si è visto che, in genere, ad un aumento della turbolenza (ovviamente entro limiti tali da non provocare estinzioni della fiamma) è associata una riduzione delle irregolarità, dovuta alla maggiore velocità di combustione. La velocità con cui viene rilasciata l'energia della combustione dipende sia dalla velocità laminare di bruciamento, sia della superficie del fronte di fiamma. Tale superficie viene fortemente incrementata dalla turbolenza, che la rende fittamente frastagliata. L'effetto dei moti sul nucleo iniziale sembra dipendere decisamente dalle dimensioni degli stessi: moti di scala molto piccola, inferiore alle dimensioni del nucleo, interagiscono sulla sua crescita, mentre quelli di scala maggiore trasportano il nucleo come un unico insieme e ne determinano il trasferimento verso zone calde o fredde della camera. Man mano che il raggio del nucleo aumenta, una gamma sempre maggiore di scale di turbolenza interagisce con il fronte di fiamma fino a quando l'intero spettro della turbolenza è coinvolto. Non tutti i moti turbolenti sono benefici: quelli troppo veloci possono provocare locali estinzioni della fiamma (effetto soffio). L'effetto della turbolenza dipende anche dal rapporto di equivalenza: più la miscela è magra, più una turbolenza elevata può avere effetti negativi sulla crescita del nucleo iniziale di combustione.

- Moti organizzati della carica.

All'interno della camera di combustione si possono riscontrare diversi tipi di moto del fluido, vedi figura 3.2. La loro forma dipende sia dal disegno della camera stessa che da disposizione e forma del condotto di aspirazione. In genere esiste una stretta dipendenza fra le caratteristiche dei moti e quelle del flusso medio del fluido nell'intorno degli elettrodi della candela. In particolare, se la candela è collocata con una certa eccentricità rispetto all'asse del cilindro, il moto di swirl agisce trascinando il nucleo di combustione in direzione tangenziale mentre il moto di squish ne provoca lo spostamento verso la zona centrale della camera.

Dalla letteratura [31] emerge un effetto positivo del moto di swirl sulle variazioni cicliche nell'andamento della pressione. Alcuni studi (Patterson, 1966) mostrano una riduzione nelle irregolarità della velocità di salita della pressione pari al 50 % (Figura 4.10)

ottenuta mediante l'adozione di valvole in grado di incrementare questo tipo di moto (Figura 4.11). Il contributo maggiore è ottenuto per miscele magre.

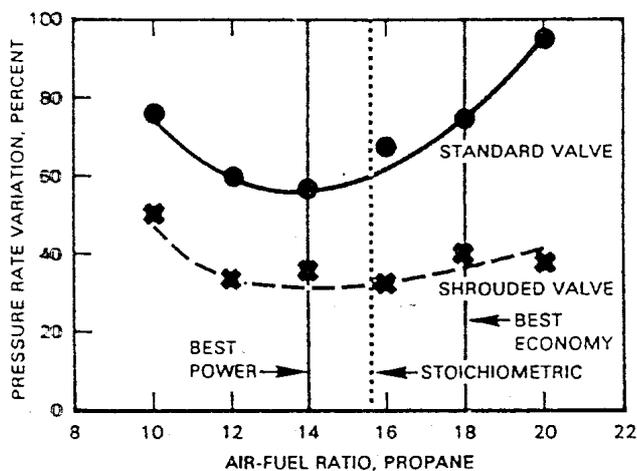


Figura 4.10: Variazione percentuale nella derivata angolare della pressione per due differenti livelli di swirl.

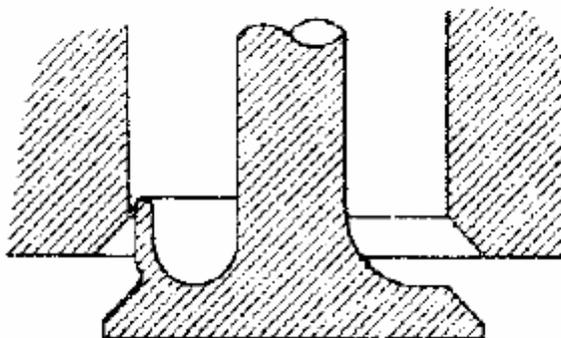


Figura 4.11: Valvola di aspirazione conformata per promuovere il moto di swirl.

L'effetto pronunciato del moto di swirl sembra dovuto principalmente alla sua capacità di generare una turbolenza di piccola scala, ma sono state avanzate anche altre ipotesi, quali l'aumento del volume di carica che attraversa gli elettrodi durante la scarica e la minore irregolarità della velocità del fluido nella zona degli elettrodi stessi.

Anche il moto di squish ha un effetto positivo sulle irregolarità, ma in misura minore rispetto allo swirl. Quest'ultimo, infatti, apporta miglioramenti alla fase iniziale della combustione, mentre il moto di squish, caratterizzato da una turbolenza di scala maggiore, ha un effetto benefico sulla fase principale, a ridosso del punto morto superiore. Dal momento che le irregolarità cicliche si originano principalmente durante lo sviluppo iniziale della combustione, il primo tipo di moto è quello che ha un effetto più incisivo.

Per quanto riguarda il moto di tumble, da alcuni studi emerge che il suo apporto è sentito nella fase iniziale della combustione, quando la frazione di carica bruciata è indicativamente compresa fra il 5 e il 10 %. Ciò è logico: il moto di tumble, infatti, si estingue o quasi una volta superato il punto morto superiore.

In conclusione si può dire che i moti organizzati di swirl e tumble hanno un effetto positivo sulle irregolarità regolarizzando il flusso della carica all'interno del cilindro.

Capitolo 5

Le normative antinquinamento dei motori AC e la loro influenza sulla progettazione dei piccoli motori non stradali

5.1 Introduzione

L'interesse dell'opinione pubblica verso l'ecologia ha portato i legislatori di tutti i paesi più sviluppati a creare delle leggi per limitare le emissioni inquinanti. Tali leggi riguardano tutte le forme di inquinamento e non potevano trascurare i motori endotermici.

In questo campo la norma stabilì delle scadenze al termine delle quali far entrare in vigore limitazioni sempre più stringenti fino ad arrivare, in futuro, ai motori ad emissioni zero.

Ogni lavoro in questo campo non può quindi prescindere dall'esistenza di queste leggi e soprattutto dal fatto che col passare del tempo diventeranno sempre più limitanti. Per questo motivo nel seguente capitolo viene presentato il quadro delle leggi vigenti per motori endotermici, con un cenno ai limiti imposti dalle precedenti.

Vista la natura del motore utilizzato nelle nostre prove, saranno discusse più dettagliatamente le normative riguardanti i piccoli motori stazionari.

5.2 Descrizione degli inquinanti

Le direttive europee prevedono, per i motori ad accensione comandata, il controllo di tre categorie di sostanze inquinanti: monossido di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (indicati generalmente con HC) e ossidi di azoto (NO_x).

La formazione di queste sostanze avviene in seno al processo di combustione ed è influenzata sensibilmente dal disegno del motore e dalle variabili operative.

Il monossido di carbonio si forma prevalentemente in presenza di miscele ricche perché l'ossigeno presente non è sufficiente a completare la reazione di ossidazione del carbonio del

combustibile in anidride carbonica. Anche la dissociazione è responsabile della formazione di CO : alle alte temperature l'anidride carbonica non è stabile ma tende a dissociarsi in monossido di carbonio e ossigeno. La rapidità con cui avviene il raffreddamento del gas durante la corsa di espansione congela poi il processo e fa sì che la concentrazione di CO presente allo scarico sia superiore a quella prevista con considerazioni di equilibrio chimico.

Gli idrocarburi incombusti possono originarsi in molti modi diversi [14].

In primo luogo l'aumento della pressione durante le fasi di compressione e combustione può spingere parte della carica fresca negli interstizi, come le zone comprese fra pistone, fasce elastiche e cilindro. Dal momento che il fronte di fiamma non riesce ad entrare in spazi così stretti, questa parte di carica sfugge al processo di combustione e abbandona il cilindro senza essere bruciata.

Un'altra possibile causa è rappresentata dalle pareti della camera di combustione: essendo relativamente fredde, il fronte di fiamma si estingue quando le raggiunge e lascia su di esse uno strato sottile di carica fresca o solo parzialmente ossidata. Questo fenomeno, poco significativo quando le pareti sono pulite, assume una maggiore rilevanza in presenza di depositi porosi.

Anche il sottile film di lubrificante depositato su cilindro e pistone può adsorbire alcuni componenti del combustibile per poi rilasciarli a combustione terminata. Inoltre, se la combustione è particolarmente lenta, il fronte di fiamma può estinguersi anzitempo (*quenching*) e coinvolgere solo una frazione della carica. Questo avviene prevalentemente nei transitori, quando il titolo della miscela, l'anticipo di accensione e la percentuale di gas combustibili nel cilindro possono essere lontani dai valori ottimali.

La formazione degli ossidi di azoto non è parte del processo primario di combustione ma è dovuta principalmente alle altissime temperature raggiunte nella camera di combustione.

Per valori molto elevati di temperatura l'azoto dell'aria si lega con l'ossigeno secondo il seguente meccanismo, suggerito da Zeldovich:



Più alta è la temperatura, più le reazioni si spostano verso destra. Anche in questo caso la rapidità del processo congela la reazione ostacolando una successiva riduzione degli NO_x .

Una delle variabili operative con maggior impatto sulle emissioni è il rapporto di miscela: la figura 5.1 mostra l'andamento qualitativo delle sostanze inquinanti di un motore ad accensione comandata al variare del rapporto di equivalenza combustibile/aria ϕ .

Dalla figura si nota come le miscele magre siano quelle che danno le emissioni più basse di HC e CO , perlomeno fino a quando la combustione non peggiora e l'accensione viene compromessa (*misfire*): in questo caso crescono sensibilmente le emissioni di idrocarburi. Le

miscele ricche invece producono elevate emissioni di HC e CO a causa della mancanza di ossigeno.

Le emissioni di NO_x sono condizionate dalle temperature raggiunte durante la combustione e dalla disponibilità di ossigeno. Il valore massimo si ha per miscele leggermente povere.

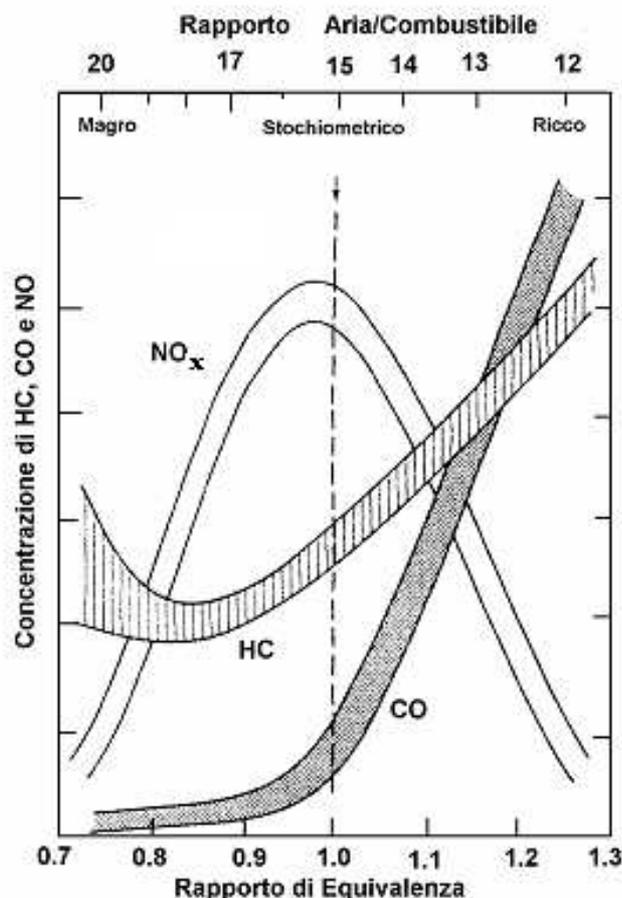


Figura 5.1: Andamento qualitativo delle emissioni inquinanti in funzione del titolo di miscela.

5.3 La storia delle normative antinquinamento

La **CARB** (Californian Air Resources Board) è stata la prima direttiva al mondo in materia di motori off-road con meno di 19 kW (25 CV).

Edita nel dicembre 1990, è stata implementata dal gennaio 1995 per gli standard di primo livello e dal gennaio 2000 per gli standard di secondo livello. Più precisamente la CARB 95 (Livello 1) ha introdotto la divisione in due classi di motori (in base alla cilindrata) per la categoria handheld (portatili) e tre classi per la categoria non handheld, mirando ad una riduzione delle emissioni di $HC + NO_x$ e di CO pari al 20%.

La CARB 2000 (Livello 2) ha esteso le limitazioni ai motori Diesel e ridotto le emissioni di un'ulteriore quota, compresa fra il 30% e il 67%, in funzione della classe di motore.

L'obiettivo dell'ente federale californiano è l'introduzione, entro il 2010, dell'obbligo, per ogni fonte di inquinamento atmosferico, alla riduzione massima della relativa percentuale di emissioni, nei limiti di quanto tecnologicamente ed economicamente possibile.

La direttiva CARB si applica soltanto nello Stato della California, ma ad essa sono ispirate le due direttive più importanti, cioè quelle emesse dagli USA e dall'Unione Europea.

L' **EPA** (Environmental Protection Agency) è l'ente federale specializzato istituito dal governo USA. Le sue direttive di primo e secondo livello, introdotte rispettivamente nel 1997 e nel 2001, sono soltanto poco più permissive delle CARB. Le direttive antinquinamento dei piccoli motori CARB e EPA sono riportate nell'Appendice A.

In campo automobilistico la prima direttiva europea sulle emissioni risale al 1970, ma è soprattutto nell'ultimo decennio che i limiti scelti hanno assunto un carattere talmente restrittivo da spingere verso nuove tecnologie e non alla semplice ottimizzazione dei prodotti esistenti: il controllo e l'abbattimento degli inquinanti ha così rivoluzionato la tecnica progettuale e produttiva di questi propulsori.

Di seguito si riportano alcuni prospetti con le normative europee che si sono succedute nel tempo per gli autoveicoli, i motocicli, i ciclomotori e gli autoveicoli pesanti, gli anni di entrata in vigore e le leggi del parlamento europeo cui fanno riferimento (Tab.5.1,5.2,5.3). Ogni stato membro dell'Unione ha dovuto emanare apposite leggi per recepirle entro i termini stabiliti.

Euro1	Euro2	Euro3	Euro4
Immatricolati dopo il 1.1.1993	Immatricolati dopo il 1.1.1997	Immatricolati dopo il 1.1.2001	Immatricolati dopo il 1.1.2006
91/441 CEE 91/542 CEE 93/59 CEE	94/12 CEE 96/1 CE 96/44 CE 96/69 CE	98/69 CE 99/96 CE 99/102 CE 2001/1 CE 2002/80 CE	98/69 CE-B 98/77 CE 99/102 CE-B 2001/1 CE-B 2002/80 CE-B

Tabella 5.1: Limiti per autoveicoli fino a 3.5 tonnellate.

Euro 1	Euro 2	Euro 3
Omologati dopo il 17.6.1999	Ciclomotori omologati dopo il 17.6.2002, motocicli immatricolati dal 1.1.2003	Omologati o immatricolati dopo il 1.1.2006
97/24 CE	97/24 CE fase II 2002/51 CE fase A	2002/51 CE fase B

Tabella 5.2: Limiti per motocicli e ciclomotori.

L'Italia, per quanto riguarda le leggi ora in vigore, ha recepito la Direttiva 98/69/CE con il Decreto Min. 21/12/1999, in Suppl. Ord. G. Uff. del 4/3/2000. La Direttiva 1999/96/CE

Euro1	Euro2	Euro3	Euro4
Immatricolati dopo il 1.10.1993 o 1.10.96 (a seconda dei gas emessi)	Immatricolati dopo il 1.1.1997	Immatricolati dopo il 1.10.2001	Immatricolati dopo il 1.10.2005
91/542 CEE	96/01 CE	99/96 CE	99/69 CE-B

Tabella 5.3: Limiti per autoveicoli commerciali oltre 3.5 tonnellate.

è stata recepita con il Decreto Min. 25/5/2001, in Suppl. Ord. G. Uff., n. 157, 9 luglio 2001. La Direttiva 2002/51/CE è stata recepita con il Decreto Min. 20/2/2003, in G. Uff. n. 152 del 3 luglio 2003.

Per quanto riguarda i piccoli motori impiegati nel settore agricolo e industriale, le limitazioni sono state introdotte solo recentemente. I motori di questo tipo, come ad esempio i piccoli generatori, i tosaerba e i trattori da giardino, sono responsabili di una percentuale relativamente ridotta dell'inquinamento ambientale (circa 1%) e per questo sono diventati oggetto delle normative antinquinamento solo in tempi recenti.

La **normativa EU** per i motori impiegati su macchine non circolanti su strada con potenza inferiore a 19 kW (25 CV) è la direttiva 2004/26/CE, che modifica la direttiva 97/68/CE, che per prima aveva introdotto delle limitazioni alle emissioni di questi motori [8]. L'Articolo 9bis, in particolare, prevede, anche in questo caso, la suddivisione in classi di cilindrata e la distinzione fra motori portatili e non (Appendice A). Nei paesi dell'Unione Europea l'adeguamento agli standard di primo livello può dirsi concluso, mentre è in corso lo sviluppo per il conseguimento della seconda fase, la cui introduzione ha inizio a partire dall'agosto 2004 e varia in base alla classe di appartenenza del motore.

In questi ultimi anni quasi tutti i paesi hanno introdotto dei limiti di emissione per l'immatricolazione dei veicoli e dei motori in generale. Visto il numero delle leggi esistenti è quindi impossibile elencare tutti i limiti esistenti, ma deve essere interesse del progettista verificare i limiti del paese nel quale si vuole omologare il motore. Ci limiteremo ad una osservazione di carattere generale: i limiti di emissione col passare del tempo sono stati abbassati in valore assoluto, ma anche i cicli di prova del motore si sono evoluti andando ad indagare ogni momento del funzionamento dall'accensione alla piena accelerazione.

Questa azione combinata ha reso le normative sempre più complete e stringenti per i progettisti. D'altro canto l'evoluzione dei cicli di prova ha creato un grande numero di varianti e quindi ogni normativa non è confrontabile con le altre in modo diretto poiché ognuna prevede un ciclo di prova particolare, quindi i motori vanno progettati e regolati anche in base al paese nel quale saranno venduti.

5.4 L'evoluzione indotta sui motori dalle nuove leggi

La progettazione e lo sviluppo dei piccoli propulsori utilizzati in campo agricolo e industriale è da sempre indirizzata all'ottenimento della potenza necessaria con ingombri ridotti, semplicità costruttiva e costi contenuti. I motori impiegati in questo settore sono, in genere, monocilindrici, ad accensione comandata, alimentati tramite carburatore e privi di controlli elettronici.

Dai rapporti redatti dagli enti legislatori emerge che l'adeguamento agli standard di primo livello ha richiesto, da parte dei costruttori, uno sforzo relativamente contenuto, nella maggior parte dei casi limitato a semplici modifiche di alcuni parametri operativi del motore, come il rapporto di miscela, l'anticipo di accensione, la fasatura della distribuzione e, in alcuni casi, il rapporto di compressione.

Per quanto riguarda gli standard di secondo livello il discorso cambia, dal momento che questi sono pensati per incoraggiare una innovazione tecnologica più decisa. In tal senso, le varie tappe dello sviluppo conseguito negli ultimi anni dall'industria automobilistica sono la maggiore fonte di ispirazione per i produttori di piccoli motori: soluzioni come iniezione di aria nel collettore di scarico, ricircolo dei gas di scarico, iniezione di combustibile, catalizzazione, sistemi di accensione ad alta energia, controllo in retroazione del rapporto di miscela, potrebbero essere adottate, perlomeno in forma semplificata, anche su questo tipo di macchine.

Di seguito si analizzano in maniera più dettagliata le linee guida dell'evoluzione dei piccoli motori [16] [17] [27].

5.4.1 Modifiche di carattere generale al motore

Le modifiche di carattere generale comprendono un disegno più razionale della camera di combustione, miglioramenti della tenuta delle fasce e una loro migliore collocazione per limitare gli interstizi, l'ottimizzazione dei sistemi di raffreddamento e di lubrificazione.

5.4.2 Il passaggio dai motori a due tempi a quelli a quattro tempi

L'effetto più evidente delle normative antinquinamento è la progressiva scomparsa dei motori a due tempi. Essi hanno dominato per molto tempo il mercato dei piccoli motori non stradali in virtù della semplicità costruttiva, dell'elevato rapporto potenza/peso, dell'ingombro ridotto, della capacità di funzionare in tutte le posizioni e dei bassi costi di fabbricazione e di manutenzione. Purtroppo però, questi motori sono caratterizzati da elevate emissioni di HC, dovute alla fuoriuscita di carica fresca dallo scarico durante il processo di lavaggio e alle irregolarità di funzionamento ai bassi carichi. Anche le emissioni di particolato sono elevate, a causa della lubrificazione a perdere.

I motori a quattro tempi, grazie al ciclo di pompaggio e al sistema di lubrificazione

separato, sono intrinsecamente più portati al rispetto delle normative, soprattutto per quanto riguarda gli HC quindi per i costruttori può risultare più vantaggioso, in termini economici, passare a questo tipo di motore che non adeguare alle normative un motore a due tempi.

L'impiego dei motori a quattro tempi in questo settore non è comunque una cosa semplice. Oltre alla scarsa esperienza dei costruttori, bisogna considerare la notevole complessità dei motori a quattro tempi, la massa maggiore e la necessità di tolleranze di lavorazione più spinte. Inoltre applicazioni particolari, si pensi alle motoseghe e ai decespugliatori, richiedono un funzionamento indipendente dalla posizione assunta, quindi il sistema di lubrificazione deve presentare caratteristiche peculiari.

Comunque, il motore a quattro tempi presenta, rispetto al due tempi, altri vantaggi, oltre a quelli di carattere ambientale. Innanzitutto non richiede un premiscelamento fra combustibile e lubrificante, è più silenzioso, meno influenzato dalle condizioni della candela, più facile da accendere e meno sensibile a variazioni di quota o di calibrazione del carburatore.

5.4.3 Modifiche al sistema di alimentazione

Fra le possibili modifiche del sistema di alimentazione, le più importanti sono l'impoverimento della miscela, il miglioramento del carburatore e l'eventuale utilizzo di carburatori speciali. L'iniezione del combustibile, almeno nella sua forma convenzionale, è una soluzione poco accessibile a causa del costo elevato.

La maggior parte dei piccoli motori, vengono fatti funzionare con miscela ricca ($\alpha \sim 11.5$), con conseguenti elevate concentrazioni di HC e CO nei gas di scarico (fig. 5.1). La tendenza attuale è di utilizzare carburazioni più magre, per ridurre le emissioni e il consumo di combustibile. Occorre però considerare che una miscela solo leggermente magra, sebbene riduca le emissioni di HC e CO , incrementa quelle di NO_x : dal momento che è la somma delle emissioni di HC e NO_x ad essere regolata dagli standard, una tale correzione del titolo di miscela può portare a risultati non soddisfacenti. Per limitare la formazione degli ossidi di azoto, è opportuno che la miscela sia decisamente magra ed inoltre si può ricorrere ad una riduzione dell'anticipo di accensione o al ricircolo dei gas di scarico, soluzione che sarà descritta più avanti.

Una miscela magra è particolarmente indicata nel caso in cui si utilizzi un catalizzatore allo scarico. Infatti, se il titolo è ricco, il compito del sistema di abbattimento degli inquinanti è particolarmente gravoso, dal momento che deve provvedere, oltre che ad abbattere gli inquinanti, anche all'apporto di aria secondaria e a completare la combustione; dopodiché deve dissipare il calore prodotto e raffreddare i gas fino a temperature non pericolose per gli utenti.

I problemi legati all'utilizzo di una miscela magra non derivano tanto dalla realizzazione della miscela stessa, per la quale è sufficiente la semplice sostituzione dei getti calibrati del carburatore, quanto dalla necessità di rendere meno critiche alcune condizioni di funziona-

mento del motore, quali la partenza a freddo e i transitori dovuti alle rapide variazioni del carico. Anche in questo caso le soluzioni possono essere mutuare dall'industria automobilistica: il riscaldamento dell'aria aspirata e l'utilizzo di carburatori più complessi, in grado di garantire un arricchimento della miscela nei transitori, sono accorgimenti relativamente economici, utilizzati in passato in tale settore. Per ottenere un andamento più stabile della combustione nel funzionamento con miscela magra, si può ricorrere a sistemi di accensione più performanti e aumentare il grado di turbolenza nel cilindro con opportune modifiche al disegno del motore.

Ricordiamo infine che l'impiego di un titolo più magro richiede una maggiore attenzione nella progettazione del sistema di raffreddamento per ovviare alle temperature di funzionamento più elevate, causate dal minore assorbimento di calore da parte della benzina nel processo di evaporazione.

5.4.4 Posizionamento delle valvole nei motori a quattro tempi

Una delle correzioni più frequenti riguarda la distribuzione e vede il progressivo abbandono delle valvole laterali (L-Head Valve, fig. 5.2) in favore del posizionamento delle valvole nella parte superiore della testa (Over-Head Valve, fig. 5.3). Le valvole laterali sono una soluzione molto vecchia e poco efficiente (nell'industria automobilistica è stata abbandonata a partire dai primi anni cinquanta), a causa dell'elevato rapporto superficie-volume della camera di combustione, dal lungo percorso del fronte di fiamma e dall'assenza o quasi di tumble e swirl (la turbolenza è indotta solo da un rilevante squish). Il motivo che ha spinto i produttori di piccoli motori ad adottare per molti anni questa soluzione è la maggiore semplicità costruttiva. I nuovi sistemi di distribuzione sono improntati alla massima semplicità: di solito sono ad aste e bilancieri con valvole parallele fra loro e disposte verticalmente [15]. L'intera struttura è progettata in modo da essere poco costosa e leggera.

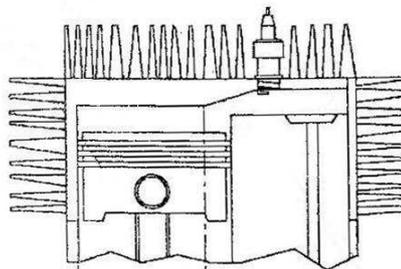


Figura 5.2: Esempio di motore a valvole laterali.

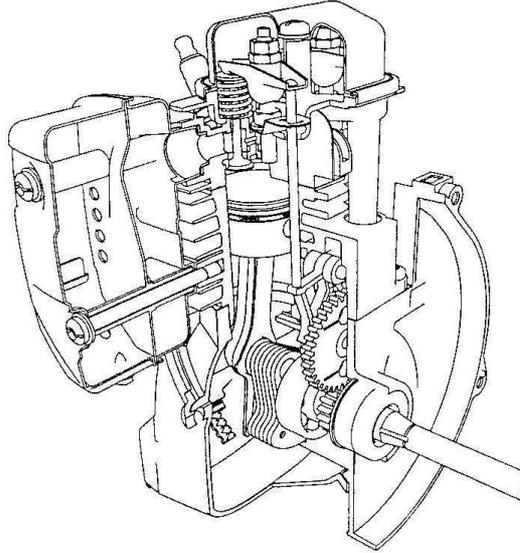


Figura 5.3: Esempio di motore OHV con comando ad asta e bilanciere (Ryobi OHV 26.2cc).

5.4.5 Modifiche al sistema di scarico

Iniezione di aria e ricircolo dei gas combusti sono due modifiche del sistema di scarico prese in considerazione dai produttori di piccoli motori. Il loro utilizzo è relativamente costoso.

L'iniezione di aria nei pressi della valvola di scarico ha lo scopo di assicurare il giusto contenuto di ossigeno ai gas di scarico, in modo da conseguire la massima riduzione possibile delle emissioni di *HC* e *CO* in un eventuale reattore termico o in un catalizzatore. Sebbene questa tecnologia sia ampiamente utilizzata in campo motociclistico, il suo utilizzo nel campo dei piccoli motori presenta delle limitazioni, a causa delle elevate temperature di funzionamento del catalizzatore e della spesa energetica sensibile per il funzionamento della pompa. Inoltre il fattore costo frena i costruttori: un sofisticato sistema di controllo elettronico può avere un prezzo superiore a quello del motore stesso; un sistema puramente meccanico ha un costo più contenuto, ma non trascurabile.

Il ricircolo dei gas di scarico (EGR) è utilizzato per ridurre le emissioni di NO_x : una certa quantità di gas esausti viene miscelata con la carica fresca che entra nel cilindro al fine di ridurre la pressione parziale dell'ossigeno e di abbassare la temperatura massima raggiunta durante il processo di combustione. Sebbene il ricircolo dei gas di scarico sia una tecnologia ampiamente utilizzata nei motori destinati all'autotrazione, un suo utilizzo sui piccoli motori può essere poco affidabile: a causa delle basse portate in gioco, i condotti del circuito di ricircolo sono molto piccoli e tendono a sporcarsi, ostruendosi rapidamente. Alcuni costruttori (Ryobi), comunque, hanno già messo in commercio motori che adottano questa soluzione.

Infine ricordiamo che l'EGR è una tecnologia efficace più che altro sui motori a quattro tempi: i motori a due tempi, infatti, conservando un'elevata percentuale di residui nel cilindro a causa del processo di lavaggio non ideale, sono già dotati di una sorta di EGR intrinseco

e possono beneficiare in misura minore di ulteriori quote di ricircolo.

5.4.6 Il catalizzatore

Il trattamento dei gas combusti tramite un catalizzatore alloggiato nella marmitta, nonostante abbia un'incidenza pesante dal punto di vista economico, sembra essere la soluzione più indicata per il conseguimento degli standard di secondo livello. Un convertitore catalitico è costituito da un supporto metallico o ceramico poroso sulla cui superficie sono depositati alcuni materiali catalizzanti, cioè in grado di accelerare le reazioni chimiche abbassandone l'energia di attivazione. Come catalizzatori si possono usare uno o più metalli nobili, ad esempio il palladio (*Pd*) e il platino (*Pt*) per quanto riguarda l'ossidazione di *HC* e *CO* e il rodio (*Rh*) per la riduzione degli ossidi di azoto.

La totalità dei convertitori catalitici utilizzati nelle autovetture è del tipo trivalente, cioè capace di svolgere il completamento delle reazioni sia di ossidazione che di riduzione. I catalizzatori trivalenti sono efficaci solo se il titolo di miscela è mantenuto nello stretto intorno del valore stechiometrico e per questo motivo necessitano di un sistema di alimentazione in grado di garantire una elevata precisione di dosaggio del combustibile, precisione impossibile da conseguire con un carburatore. I sistemi di alimentazione utilizzati sono quindi a iniezione, integrati da una logica di controllo ad anello chiuso che rileva, mediante un sonda nello scarico, il titolo della miscela prodotta e opera una correzione continua del carburante iniettato.

Per quanto riguarda i piccoli motori, dal momento che, per ragioni economiche, è quasi sempre impossibile prescindere dall'utilizzo di un carburatore, la soluzione migliore sembra essere quella del funzionamento con miscela magra più un catalizzatore ossidante (o a due vie). La formazione degli ossidi di azoto deve essere contenuta limitando le temperature di esercizio, mediante l'adozione di miscele decisamente magre. Il materiale catalizzante più utilizzato in questo caso è il palladio in quanto presenta costo contenuto, elevata resistenza alle alte temperature e una buona capacità di promuovere l'ossidazione degli idrocarburi incombusti.

L'impiego dei catalizzatori sui piccoli motori deve affrontare problematiche diverse rispetto al settore automobilistico. Innanzitutto l'efficienza della conversione nei piccoli motori è limitata dalle dimensioni contenute della marmitta e non può raggiungere i livelli eccellenti di una marmitta trivalente. Una soluzione non costosa per incrementare l'efficienza dei catalizzatori è quella di aumentare la densità delle celle del substrato, nei limiti consentiti dall'aumento della temperatura della marmitta e della contropressione allo scarico.

Occorre anche considerare che la maggior parte dei motori ha una farfalla aggiuntiva, controllata manualmente, per arricchire il titolo durante la partenza a freddo. Un utilizzo errato che mantenga il motore in funzione con miscele ricche per un tempo eccessivo può portare ad una temporanea diminuzione dell'efficienza del catalizzatore.

Inoltre il catalizzatore può essere contaminato dal lubrificante. I motori raffreddati ad aria subiscono notevoli deformazioni termiche e per questo sono caratterizzati da trafiletti di lubrificante attraverso gli anelli di tenuta maggiori di quanto non avvenga nei motori raffreddati ad acqua. Alcune sostanze contenute nei lubrificanti, ad esempio fosforo e zinco, possono avvelenare il catalizzatore.

Infine, la durata dei catalizzatori è influenzata pesantemente dall'esposizione alle alte temperature e alle vibrazioni, dal momento che la marmitta è collocata in prossimità del motore. Per quanto riguarda le sollecitazioni termiche, sono importanti le proprietà dei materiali utilizzati, il titolo di miscela e l'efficacia dell'eventuale apporto di aria supplementare al catalizzatore.

Il problema delle vibrazioni è particolarmente sentito nei piccoli motori, che sono in genere monocilindrici e nei quali manca, rispetto al caso delle autovetture, una distanza fra motore e marmitta tale da permettere uno smorzamento sufficiente. Anche in questo caso, quindi, ha grande importanza la qualità dei materiali utilizzati [27] [9] [28].

Capitolo 6

Il carburatore a controllo elettronico

La Dell’Orto S.p.a.¹ sta sviluppando sistemi a basso costo per la riduzione dei consumi e degli inquinanti. Tra questi, oggetto del presente lavoro è un carburatore, derivante da uno presente sul mercato, con controllo elettronico dell’aria di diluizione detto anche ad “*arie pilotate*”.

In questo capitolo viene descritto il carburatore elettronico nelle due varianti a nostra disposizione e la possibilità di controllare il funzionamento del motore con tale sistema.

6.1 Il principio di funzionamento

Il carburatore è un sistema semplice di dosatura del combustibile. La miscela che forma è ben omogenea e la quantità di combustibile immesso si autoregola in base alla quantità d’aria che viene lasciata passare verso il motore dalla farfalla; in questo modo il titolo rimane circa costante senza bisogno di controlli di alcun genere. Il lato negativo di un tale dispositivo è che la regolazione del titolo si può fare solo tramite la sostituzione dei getti o di altri particolari di taratura e tale operazione richiede che il motore non sia in funzione.

Con gli anni il carburatore è stato arricchito di numerosi sistemi di regolazione, dapprima solo meccanici e in seguito anche a controllo elettronico; il tipo di implementazione elettronica presentata in questo lavoro è però rivoluzionaria rispetto al passato, tale sistema mira infatti a controllare il titolo della miscela in continuo allo scopo di abbattere i consumi e le emissioni inquinanti.

Partendo da questa idea sono state analizzate tre possibilità di realizzazione del controllo elettronico, tutte ottenibili partendo da un carburatore tradizionale.

Una prima possibilità è il controllo della sezione del getto tramite uno spillo che vada ad ostruire in parte la sezione di passaggio del combustibile. Una realizzazione del genere richiede alta precisione nel controllo della posizione dello spillo a causa delle ridotte tolleranze in gioco. La gamma di miscele ottenibili sarebbe però molto ampia.

La seconda modifica possibile riguarda l’inserimento di una valvola, a valle della farfalla, che lasci entrare aria non carburata. La valvola deve avere però una luce molto ampia per far

¹Dell’Orto S.p.a. Seregno (MI); www.dellorto.it

passare l'aria necessaria per un'ampia escursione del titolo e quindi il sistema dovrebbe essere comandato con un attuatore di grandi dimensioni con tempo di risposta inevitabilmente lungo.

La terza soluzione è il controllo del condotto dell'emulsionatore del freno d'aria. Con questo metodo siamo in grado di mandare più o meno aria all'emulsionatore e quindi di cambiare la diluizione della miscela. Tale sistema richiede una piccola sezione di passaggio per l'aria secondaria e quindi consente di impiegare un attuatore piccolo e veloce.

Prove preliminari condotte dalla Dell'Orto hanno dimostrato che il sistema migliore è il terzo, dato che, per le sue caratteristiche, dà luogo ad un'ampia variazione del titolo con un basso assorbimento di energia elettrica ed è pertanto quello che è stato scelto per iniziare la sperimentazione.

Occorre far notare inoltre che per ottenere un buon controllo del titolo si richiede di poter farlo variare senza soluzione di continuità ponendo il titolo massimo ottenibile nel campo del magro e il titolo minimo nel campo del ricco. Il titolo di base, che è ricco, si ottiene con la taratura dei getti del massimo e del minimo. La variazione del titolo in maniera continua si ottiene pilotando l'attuatore con una centralina elettronica.

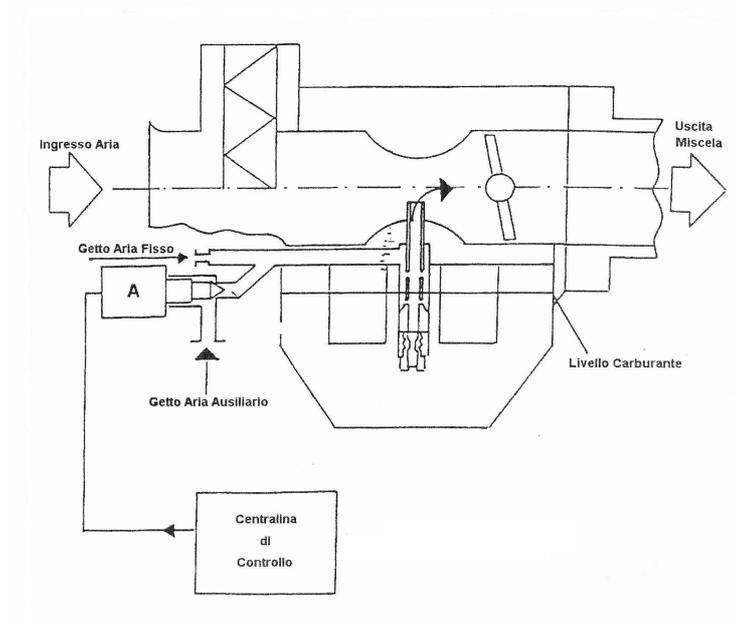


Figura 6.1: Disegno schematico di un carburatore dotato di controllo sul condotto dell'emulsionatore del freno d'aria; con A è indicato l'attuatore a solenoide. Tale schema corrisponde alla soluzione adottata sui carburatori a regolazione elettronica Dell'Orto PHVA16 QD.

6.2 I carburatori Dell'Orto PHVA16 e PHVA12

Per la realizzazione del carburatore con controllo elettronico dell'aria di diluizione la Dell'Orto è partita da un modello in produzione appartenente alla serie PHVA a cui sono state apportate le seguenti modifiche:

- realizzazione di un condotto per l'aria secondaria;
- sede per la valvola a solenoide.

Ne sono state ottenute due diverse varianti che differiscono, oltrechè per la sezione del diffusore, per il tipo di condotto *arie pilotate* che è stato implementato; in particolare sono stati oggetto del nostro studio il modello PHVA16 QD ed il modello PHVA12 KS. Nel primo abbiamo una sezione del diffusore equivalente a quella cilindrica $\phi 16mm$ ed un condotto secondario dell'aria di diluizione che interviene sul *circuito del massimo*. Sul PHVA12 invece, oltre ad avere una sezione di diffusore minore, la regolazione viene effettuata sul *circuito del minimo*.

Lo scopo della diversificazione è di andare ad esplorare se è possibile o meno intervenire sulla variazione del titolo di miscela entro tutto il campo di funzionamento del motore; è lecito aspettarsi infatti che sul carburatore di dimensioni minori l'intervento del solenoide faccia sentire il suo effetto nel campo di aperture della valvola a ghigliottina che vanno da zero a circa 1/3 del massimo. Nel PHVA16, invece, ci si aspetta di poter regolare il rapporto di miscela da circa 1/3 di apertura fino al pieno carico.

Le figure 6.2 e 6.3 riportano le viste dei carburatori parzialmente smontati con in evidenza le differenze visibili tra i due.



Figura 6.2: Vista dei carburatori parzialmente disassemblati: a sinistra il modello PHVA16, a destra il PHVA12. Evidenziate in rosso abbiamo le zone di ingresso delle arie antagoniste del massimo, in blu il foro di ingresso dell'aria antagonista del minimo presente solo sul PHVA16.

Osservando con attenzione le immagini, si noterà che il disegno schematico 6.1 vale soltanto per il PHVA16, sull'altro non è visibile infatti nessun foro di ingresso per l'aria antagonista del minimo; in questo caso il solenoide non lavora su un condotto secondario, bensì intercetta completamente il flusso dell'aria che fluisce al getto del minimo.



Figura 6.3: Un'altra vista dei due dispositivi. In evidenza la vite di regolazione dell'aria antagonista del minimo sul PHVA16 e, indicati dalle frecce, i tubetti di adduzione aria ai solenoidi.

6.3 Il solenoide

Il solenoide a cui è demandata la funzione di controllo sul circuito dell'aria secondaria non esegue una regolazione di tipo lineare proporzionale in funzione di un segnale di comando, ma agisce in duty-cycle, cioè con un intervento di tipo *on-off*. Esso viene infatti pilotato dalla centralina di comando tramite un segnale ad onda quadra di frequenza costante e duty-cycle variabile.

La tensione di comando è 12 V e l'assorbimento medio di corrente è meno di 150 mA, quindi l'energia necessaria al sistema può essere fornita anche senza ricorrere ad una batteria, con un sistema di generazione di energia elettrica del tipo normalmente in uso nei piccoli motori. Fisicamente si presenta come un cilindretto metallico di 30 mm di lunghezza, 12 mm di diametro e massa di 20 g.

Per ragioni di fail safe la valvola è chiusa se non c'è alimentazione del solenoide. Così il titolo non si impoverisce, evitando il surriscaldamento del motore e la detonazione. La taratura base del carburatore deve perciò non essere troppo ricca per contenere le emissioni in caso di rotture del sistema.

6.4 La centralina elettronica

Le scelte riguardanti il carburatore devono essere fatte guardando alle normative antinquinamento e all'affidabilità del motore. Per questo occorre che il sistema sia efficiente in ogni condizione di funzionamento richiesta dalle normative e in ogni momento della vita utile del motore.



Figura 6.4: Vista del solenoide: in evidenza la valvola cilindrica che intercetta il circuito dell'aria di diluizione.

Un sistema ad anello aperto è in grado di pilotare il motore solo in base a dei criteri prestabiliti e non verificabili né correggibili durante il funzionamento. Questa caratteristica lo rende più debole nei confronti dell'invecchiamento del motore e del funzionamento in condizioni straordinarie. Un controllo ad anello chiuso consente invece di correggere il titolo fornito dal carburatore in base alla risposta del motore ed è perciò preferibile.

Per realizzare un controllo ad anello chiuso occorre però un segnale di ritorno correlato al titolo della miscela e chiaramente interpretabile. Sorge allora il problema del costo; in motori per uso stazionario come il nostro i sensori più sofisticati quali la sonda Lambda, sebbene ideali per qualità del segnale, sono troppo costosi.

Tenendo conto dei risultati di un precedente lavoro di tesi riguardante lo studio sperimentale del controllo in retroazione del titolo di miscela in un motore AC [2] si è deciso pertanto di utilizzare come segnale di feedback il rilevamento della regolarità ciclica del motore. Infatti l'impoverimento del titolo provoca maggiore instabilità nella combustione e quindi maggiori differenze da un ciclo all'altro. A titolo di esempio si veda la figura 6.5 dove è riportato il grafico del coefficiente di variazione della pressione media indicata (vedi la 4.1) al variare di λ per una prova a 2000 giri/min a pieno carico.

L'irregolarità ciclica può essere rilevata in laboratorio tramite la pressione nel cilindro, ma può essere dedotta anche dalla differenza nella durata del ciclo del motore². Per monitorare

²Associando la variazione della *pmi* alla variazione del lavoro medio indicato è possibile correlare

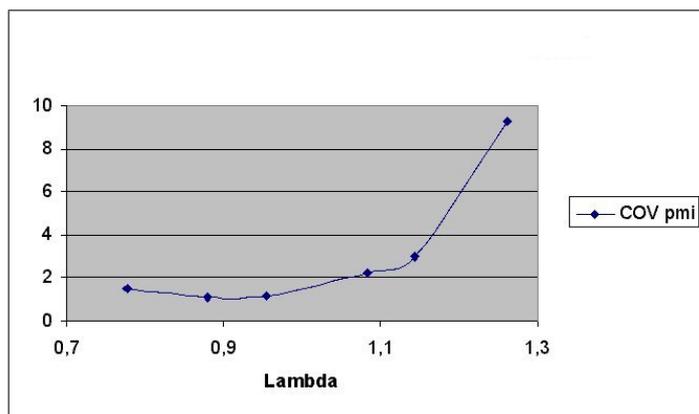


Figura 6.5: Da [2], esempio di COV sulla pressione media indicata al variare di λ . Condizioni di prova: 2000 giri/min a pieno carico per motore monocilindrico 4 tempi ad accensione comandata.

questo parametro può bastare un pick-up magnetico, che è già presente sul motore.

La centralina elettronica utilizzata nella sperimentazione, realizzata dalla ditta SEI³, fa parte anch'essa di un lavoro di tesi parallelo sullo studio e la realizzazione di un sistema elettronico di controllo per carburatore a solenoide [1]. Essa è stata progettata per eseguire due funzioni fondamentali: pilotare il solenoide del carburatore e gestire l'anticipo variabile del sistema di accensione in base al numero di giri del motore ed all'entità del carico applicato.

Il cuore di tutto il sistema è rappresentato da un dispositivo programmabile (microcontrollore) capace di ricevere, mediante circuiti di interfaccia poco costosi, le informazioni necessarie per effettuare le funzioni esposte. Il grande pregio di una soluzione di questo genere, rispetto ad una puramente analogica a componenti discreti, risiede nella sua flessibilità; visto che il controllo è realizzato mediante l'esecuzione di un programma caricato nella memoria del dispositivo, è possibile modificarlo al variare dei parametri di configurazione del motore.

L'utilizzo di un componente programmabile permette inoltre di realizzare una struttura circuitale estremamente affidabile ed adattabile alle più varie esigenze.

Osservando lo schema a blocchi di figura 6.6, possiamo notare, oltre al solenoide carburatore, il microcontrollore dsPIC 30F6010, la bobina di pick-up ed il potenziometro sulla valvola a farfalla che forniscono i segnali di input sul numero di giri e carico applicato al motore.

Menzioniamo poi le sezioni Power Supply Module e Pulse Rectify-Splitting Module rimaste inutilizzate in quanto previste per permettere alla centralina di autoalimentarsi dalla quest'ultimo con la variazione della durata di un ciclo del motore tramite la relazione:

$$\frac{1}{2}J [(2\pi f)^2 - (2\pi f_m)^2] = \Delta L_i \quad (6.1)$$

dove J rappresenta l'inerzia del motore ridotta all'albero, f è la frequenza del ciclo ideale, f_m è la frequenza mediata (su 50 cicli) e ΔL_i è l'irregolarità ciclica del lavoro medio indicato. Con questa corrispondenza tra durata del ciclo e variazione del lavoro medio indicato si ottiene un legame tra l'irregolarità ciclica della durata di un ciclo e il titolo della miscela.

³SEI, Società Elettronica Italiana s.n.c - Ospedaletto (PI)

bobina principale presente sul volano motore ed inutili nel nostro caso, disponendo già di una tensione continua di 12V fornita da una batteria. In ultimo accenniamo al modulo CDI per l'accensione elettronica a scarica capacitiva, anch'esso mantenuto inattivo poichè si disponeva di un sistema separato di accensione ad anticipo variabile.

La figura 6.7 mostra il circuito stampato con i componenti saldati ed installati. Facciamo notare anche la presenza di una pulsantiera che permette di effettuare un controllo manuale sulla percentuale del duty-cycle a passi del 5%, come sarà spiegato più dettagliatamente nel capitolo dedicato alle prove compiute.

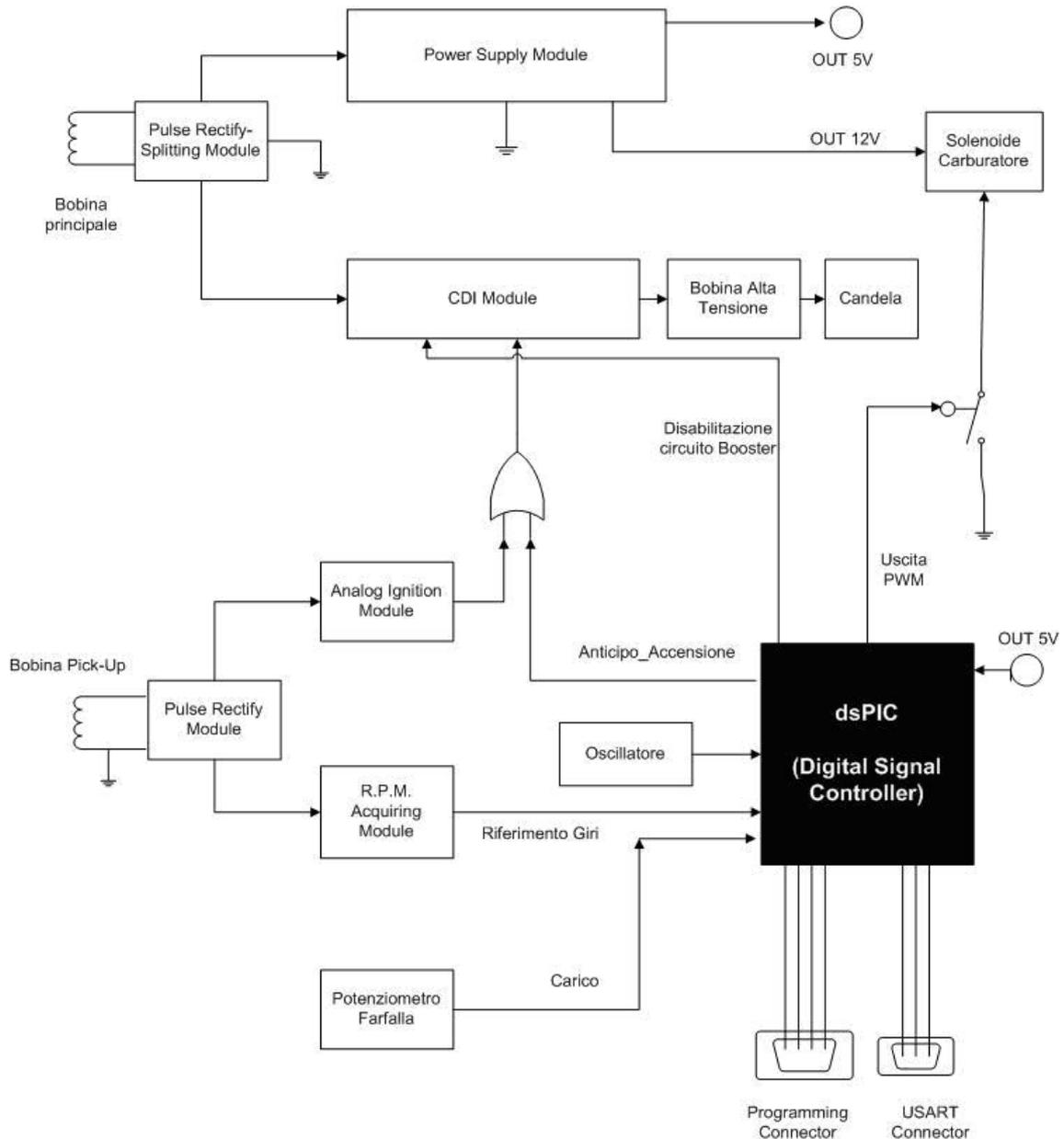


Figura 6.6: Schema a blocchi della centralina elettronica.

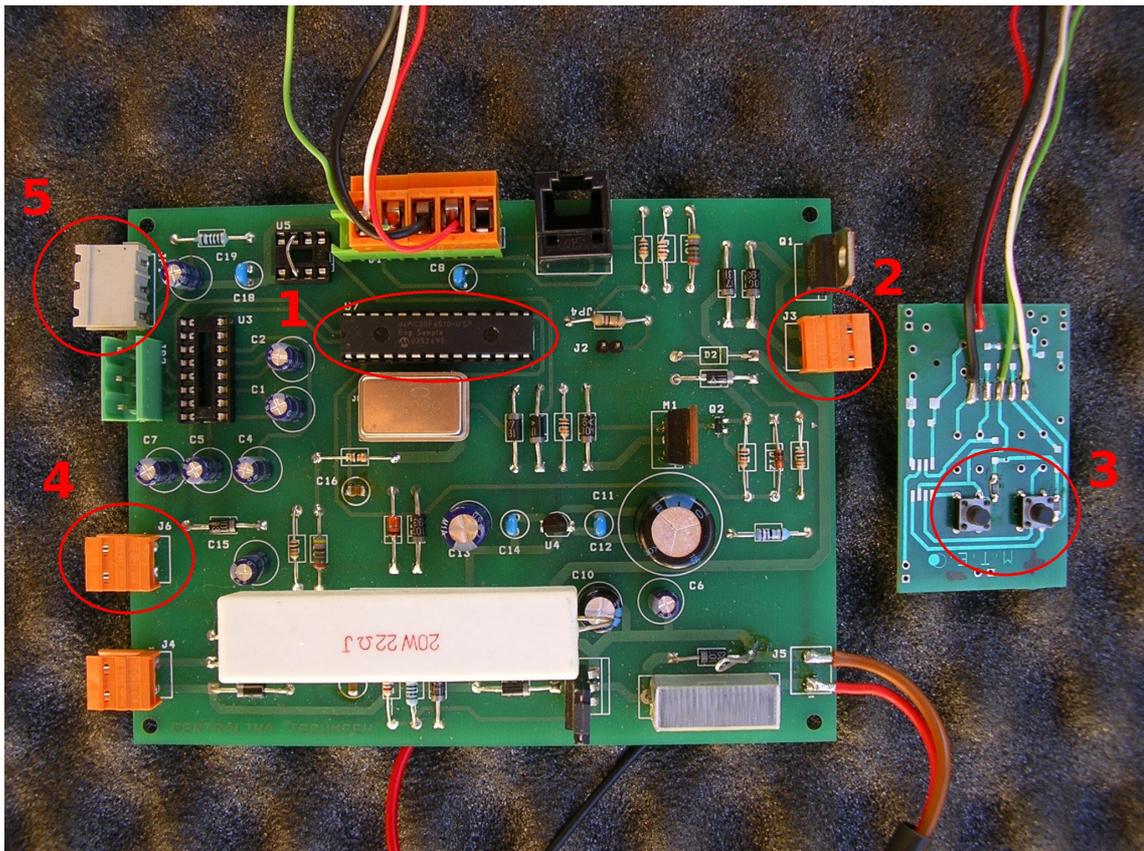


Figura 6.7: Vista del circuito stampato con evidenziati i componenti principali: (1) Il microcontrollore dsPIC 30F6010, (2) Connettore di collegamento al solenoide, (3) Pulsantiera per la variazione manuale della percentuale di duty-cycle, (4) Connettore di collegamento al pick-up, (5) Connettore di collegamento al potenziometro per l'acquisizione del carico del motore.

Capitolo 7

Allestimento della sala prove

7.1 Introduzione

Lo scopo della sperimentazione è di confermare o meno l'effettiva capacità del carburatore elettronico di ridurre le emissioni inquinanti. A tal fine esso è stato montato su un piccolo motore monocilindrico a 4 tempi per usi stazionari appartenente alla categoria SH3 (vedi appendice A) per la quale è previsto un'inasprimento della normativa contro le emissioni a partire dal 1 Agosto 2008.

Il motore è stato installato su un banco prova e strumentato per permettere il rilevamento e l'acquisizione dei parametri ritenuti essenziali ai fini dello studio. In particolare, oltre ai valori di coppia e potenza, si sono monitorati la pressione istantanea in camera di combustione ed il valore dell'indice d'aria λ in diverse condizioni operative.

Il primo paragrafo tratta l'oggetto dello studio: il motore equipaggiato con il carburatore elettronico. Quindi si descrive il freno dinamometrico a correnti parassite. I paragrafi successivi presentano la bilancia gravimetrica, il sistema di acquisizione dei dati ed i sensori montati sul motore.

Tutte le sperimentazioni sono state svolte in collaborazione con i tecnici di laboratorio mediante l'ausilio dell'attrezzatura appartenente all'officina del Dipartimento di Energetica "L. Poggi" della Facoltà di Ingegneria.

7.2 Il motore

Il propulsore utilizzato per la sperimentazione è un monocilindrico in lega leggera superquadro 2 valvole per cilindro da 195 cm^3 di cilindrata, raffreddato ad aria, ad asse orizzontale, prodotto da *TECUMSEH* (fig.7.1). Di esso si riportano i dati principali nella tabella 7.1.

Il motore si trova posizionato rigidamente sul banco sopra una struttura costituita da due montanti di forma trapezoidale formati da barre di acciaio saldate, ai quali è imbullonata una piastra orizzontale di dimensione opportuna ad alloggiare sia il motore che eventuali elementi aggiuntivi.



Figura 7.1: Vista del motore Tecumseh Geotech 60 OHV.

Produttore	Tecumseh Europa
Nome	Geotech 60 OHV
Tipo	Monocilindrico – 4 Tempi
Cilindrata	195 [cm ³]
Alesaggio	71 [mm]
Corsa	49,23 [mm]
Lunghezza di biella	88,70 [mm]
Rapporto di compressione	9,0:1
Distribuzione	2 valvole in testa
Anticipo di accensione	Fisso: 15°
Alimentazione	Carburatore a galleggiante
Potenza @ 3600 giri/min	6 [Hp] / 4,4 [kW]
Massa	11,9 [kg]

Tabella 7.1: Dati di targa del motore utilizzato nelle prove sperimentali.

Per evitare la necessità di una precisione rigorosa nell'allineamento fra l'asse del motore e quello del freno e considerando che il motore è un monocilindrico e il suo funzionamento è impulsivo e non regolare, mentre il freno richiede una rotazione il più possibile costante, le due macchine sono state connesse tramite due giunti elastici in grado di attenuare le irregolarità del motore.

Si tratta di una coppia di giunti in gomma del tipo utilizzato sull'Ape Piaggio 200; essi sono costituiti da due elementi esagonali in gomma nei quali sono incorporati sei inserti metallici con foro passante per il montaggio sugli alberi, i quali devono avere flange triangolari. Le flange dispongono di tre fori e sono montate ruotate fra loro di un angolo di sessanta gradi (figura 7.2) così da occupare tutti i sei fori del giunto in gomma.



Figura 7.2: Vista del giunto elastico di trasmissione.

Durante il susseguirsi delle prove si è reso necessario intervenire su una delle quattro flange triangolari che costituiscono il sistema di connessione motore–freno.

A seguito di un primo dimensionamento insufficiente delle stesse, si è verificata infatti la rottura di una delle tre ali costituenti la prima flangia, quella più sollecitata, che collega l'albero motore al giunto di gomma di sinistra in figura 7.2.

Dopo una serie di prove alla massima potenza erogabile, si è verificato infatti un anomalo aumento del gioco di accoppiamento tra albero motore e flangia, il che ha determinato la perdita di allineamento tra gli assi e forti vibrazioni, con conseguente rottura del particolare.

Si è provveduto allora a realizzare una crociera ex-novo e la superficie dell'albero è stata tornita e fresata per recuperare la cilindricità della presa di moto dello e per rendere possibile l'installazione di una linguetta di dimensioni maggiorate. In figura 7.3 possiamo notare a sinistra il pezzo vecchio ed a destra quello modificato; si presti particolare attenzione allo

spessore delle ali maggiorate. Infine l'immagine 7.4 mette in risalto la tornitura cilindrica eseguita sull'albero e la nuova sede per la linguetta maggiorata.

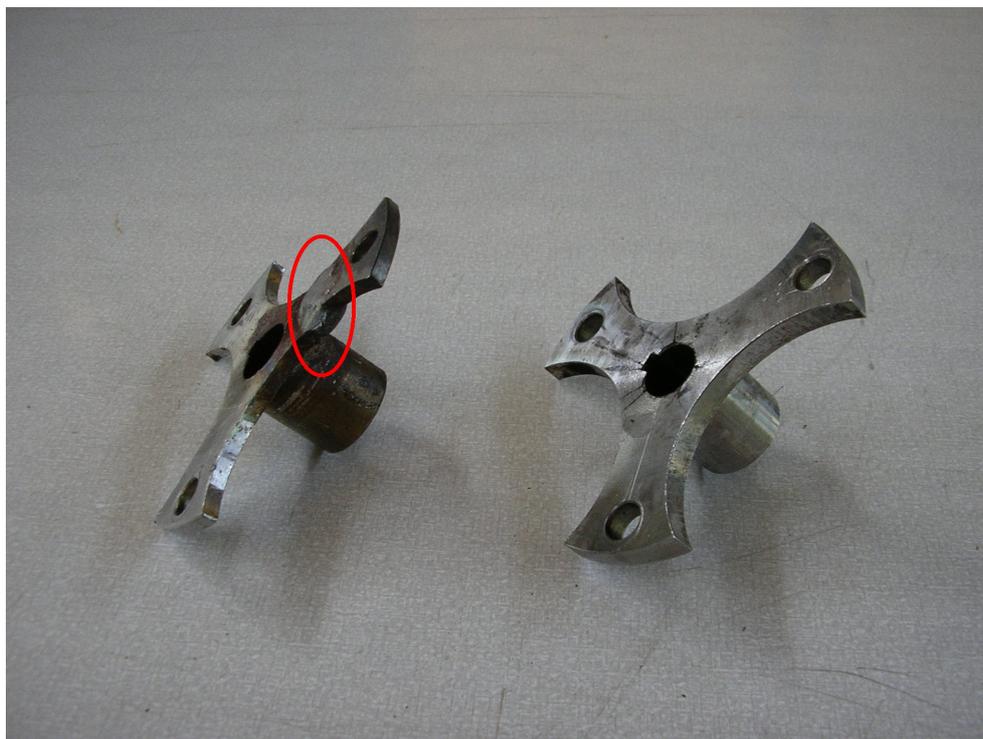


Figura 7.3: A sinistra la crociera originale con evidenziata la saldatura eseguita in un tentativo di riparazione. A destra la nuova di spessore maggiorato.

Il motore è fornito di serie di un'accensione a magnete ad anticipo fisso. Nel corso delle prime prove si è visto che questo sistema non era adatto alle nostre necessità poiché non dava una scintilla di buona qualità e non permetteva di variare l'anticipo; tutto ciò portava a un funzionamento del motore non ottimale con miscele povere. E' stata quindi adottata una centralina con anticipo variabile in maniera discreta a quattro posizioni con distanza di 5° l'una dall'altra. La centralina è stata prodotta dall'azienda SEI adattando alle specifiche del motore una centralina già in uso su alcuni ciclomotori Piaggio.

Il sistema prende il segnale da un pick-up magnetico che ha sostituito la bobina del vecchio sistema di accensione. Il passaggio sotto al pick-up del magnete posto sul volano genera un picco di tensione che attiva la centralina, la quale il giro successivo fa scoccare la scintilla con l'anticipo voluto. Un sistema di questo tipo genera una scintilla per ogni giro. Trattandosi di un quattro tempi, una delle due andrà persa. Ciò non comporta alcun problema se non una maggiore usura della candela a causa del maggior numero di scintille.

Il traferro tra pick-up e magnete è fissato a 1,4 mm ed in parallelo al segnale generato sono inseriti una resistenza da $1k\Omega$ e uno scaricatore per limitare il picco di tensione sotto i 24 V, così da evitare di danneggiare la centralina.

La posizione angolare del pick-up è tale da dare il segnale 14° prima del punto morto superiore, così facendo l'anticipo può essere impostato a 14° , 19° , 24° o 29° prima del punto

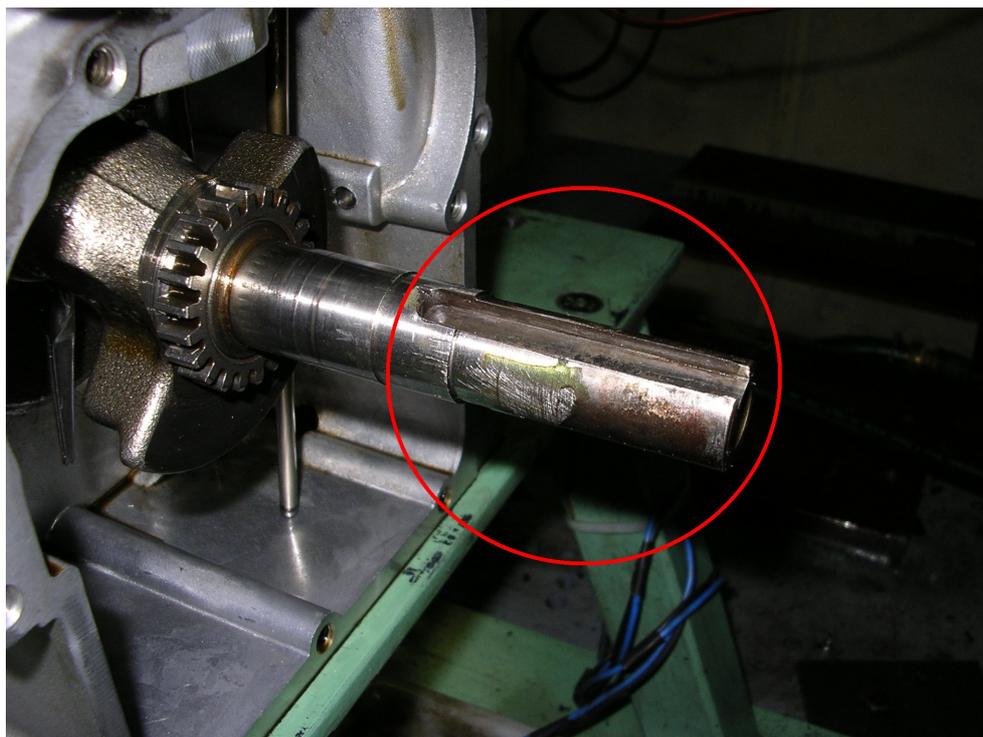


Figura 7.4: Vista della tornitura sull'albero con la nuova sede per la linguetta.

morto superiore, a seconda della combinazione impostata dei due interruttori di comando dell'anticipo.

Tutti i comandi, sia quelli della centralina che quello dell'acceleratore, si trovano all'esterno della sala prove sia per motivi di sicurezza che per avere tutta la strumentazione in un unico punto.

Altri interventi hanno riguardato l'eliminazione di protezioni e carter sussidiari non necessari per una installazione su banco prova, la rotazione di 180° della marmitta per permettere il montaggio dei diversi tipi di carburatori testati e del sistema di iniezione elettronica per le prove finali, più ulteriori interventi di minore importanza riguardanti cablaggi ed altro. Il banco allestito è visibile nell'immagine 7.5.

7.3 Il freno

Il freno dinamometrico è l'elemento che consente di dissipare il lavoro prodotto dal motore applicando una coppia resistente variabile e misurabile.

Il freno dinamometrico utilizzato, "FA-20/30 Serie Leggera" della Borghi & Saveri¹, è del tipo a correnti parassite per prove di piccoli motori fino a 40 CV ed è composto da cinque parti principali, osservabili in figura 7.6. All'interno del corpo frenante (1) è alloggiato un rotore, formato da un albero e da un disco polare di forma stellare, che ruota fra due camere di raffreddamento integrate nel corpo frenante e sedi di un campo magnetico prodotto da una

¹Borghi & Saveri – Pieve di Cento (BO)

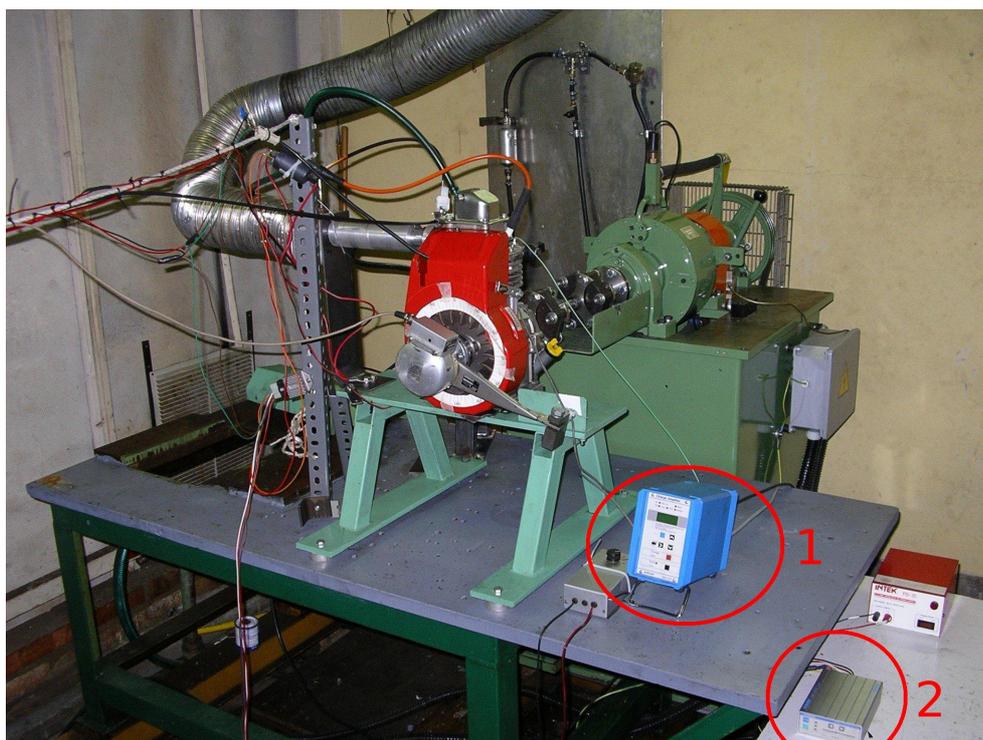


Figura 7.5: Vista complessiva del motore montato sul banco. Sono visibili, al centro, lo shaft-encoder e l'incastellatura di supporto motore, a destra, l'amplificatore di cariche Kistler (1) e la centralina elettronica HORIBA (2).

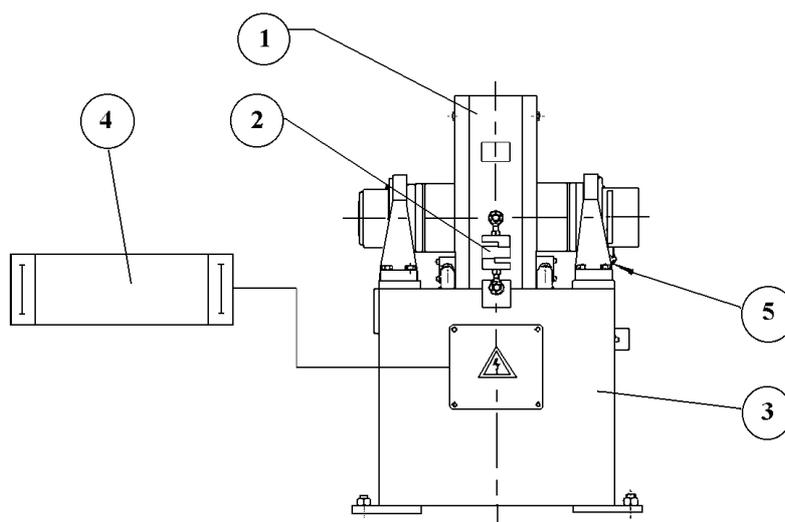


Figura 7.6: Gli elementi principali del freno dinamometrico: 1) Corpo frenante, 2) Trasduttore di misurazione della coppia (cella di carico), 3) Basamento del freno, 4) Apparecchiatura di regolazione e visualizzazione freno, 5) Dispositivo di rilevazione giri/minuto (ruota fonica).

bobina eccitata in corrente continua. La rotazione del disco polare provoca una variazione nel tempo del flusso magnetico generando delle correnti parassite, o di Foucault, sullo strato di metallo che costituisce la superficie delle camere di raffreddamento. In accordo con la legge di Lenz, le correnti indotte circolano in modo tale da opporsi alla variazione del flusso magnetico e, di conseguenza, al movimento del rotore.

Per il principio di azione e reazione, la stessa coppia che frena il rotore viene risentita dallo statore e scaricata sugli elementi che lo vincolano al corpo del freno. Essa può quindi essere misurata attraverso la forza che occorre esercitare all'estremità di un braccio per trattenere il corpo frenante, altrimenti libero di ruotare. A tal fine viene impiegata una cella di carico (2) che consiste in un insieme di estensimetri a resistenza uniti a formare un ponte di Wheatstone e racchiusi in una custodia metallica di protezione a tenuta stagna. La forza da misurare deforma leggermente l'elemento di misura, provocando una variazione della resistenza elettrica degli estensimetri proporzionale alla forza stessa. Dalla misura della coppia prodotta dal motore è possibile risalire, grazie alla presenza del segnale del rilevatore del numero di giri (5), alla potenza erogata.

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

Il controllo del freno può essere fatto dall'esterno della sala prove attraverso l'apparecchiatura elettronica di controllo (4), API *MP 2030*² [3]. E' con questo dispositivo che si può impostare il tipo di prova da effettuare e, tramite un potenziometro, si ottiene la variazione del numero di giri o la variazione della coppia resistente, a seconda della prova che si sta conducendo. Un display permette di visualizzare il numero di giri, la coppia e la potenza erogate dal motore in tempo reale e, a motore fermo, consente la visualizzazione di alcune pagine contenenti tutti i parametri di funzionamento del freno.

Il manuale d'uso [3] riporta tutte le operazioni necessarie per impostare i parametri del freno per le varie modalità d'impiego. Il freno aveva dei valori preimpostati che sono stati utilizzati in un primo tempo. In seguito, visto che il comportamento non era soddisfacente per alcune tipologie di prove, sono stati variati, immettendo i valori riportati nelle tabelle in appendice B.

7.4 La bilancia gravimetrica

Per le misure di consumo si è proceduto alla riattivazione della bilancia gravimetrica AVL³ Mod. 730 presente in laboratorio.

L'apparecchiatura di misura consumo carburante serie 730 è costituita da un contenitore nel quale trovano alloggio tutte le parti meccaniche ed elettroniche componenti il sistema,

²API Automazione Processi Industriali – Desio (MI).

³AVL LIST Ges.m.b.H. Graz

più un mobile esterno di dimensioni standard RACK 3U in grado di ospitare l'elettronica di controllo composta dai moduli:

- Convertitore analogico–digitale “ADC” 7030–A03
- Modulo di controllo “Balance Controller” 7030–A04
- Modulo di calcolo “Fuel Calculator” 7030–A01

Il principio di misura è puramente gravimetrico poichè viene determinato l'effettivo cambiamento di peso del carburante contenuto in un *vessel* di misurazione (vedi immagine 7.7), che è sostenuto senza alcun attrito da una lamina verticale collegata ad una cella di carico capacitiva. I segnali in uscita dalla cella di carico vengono successivamente campionati ad una frequenza di 10 Hz dal convertitore “ADC” 7030–A03 ed inviati da questo o ad un PC esterno o al modulo “Fuel Calculator” che li elabora e li rende disponibili mediante la visualizzazione su un display a 4 digit.

All'atto dell'accensione il *vessel* viene riempito mediante una linea di rifornimento carburante fino al valore massimo, raggiunto il quale una elettrovalvola intercetta il flusso. Dopo un tempo di attesa impostabile dall'operatore (1–5 s) necessario a far stabilizzare il liquido, viene avviata la fase di misura che si può protrarre fino al raggiungimento di un livello minimo, raggiunto il quale la suddetta elettrovalvola si apre nuovamente per permettere il nuovo riempimento del *vessel*. Ne consegue che il motore non necessita di essere arrestato perchè viene alimentato in continuità.



Figura 7.7: Il complesso della bilancia. Si noti al centro il *vessel* di forma cilindrica.

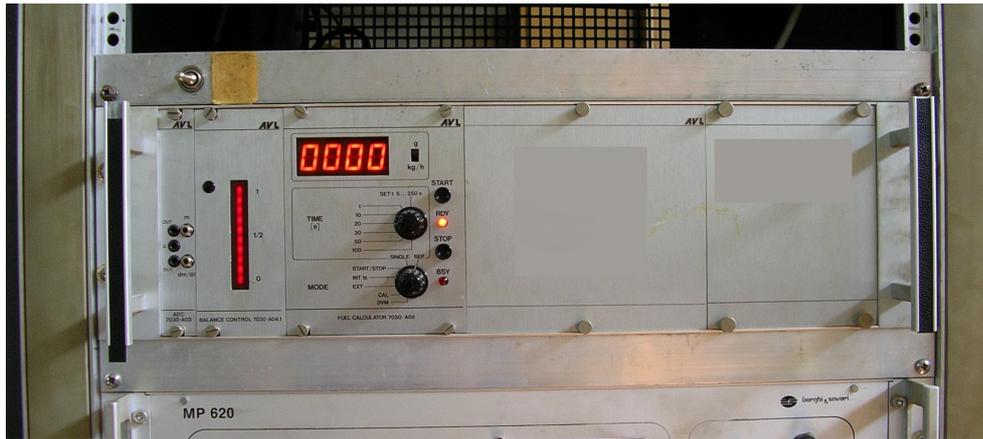


Figura 7.8: Immagine del RACK 3U contenente le unità di controllo. Esse sono da sinistra: Convertitore analogico–digitale “ADC” 7030–A03; Modulo di controllo “Balance Controller” 7030–A04 (con la fila verticale di led); Modulo di calcolo “Fuel Calculator” 7030–A01 (con il display a 4 digit).

Il convertitore analogico–digitale, visibile in figura 7.8 permette di impostare due diverse curve di filtraggio per l’eliminazione di eventuali disturbi introdotti da vibrazioni della bilancia o fluttuazioni del livello del carburante da consumare.

L’unità “Fuel Calculator” ci permette di effettuare sia misurazioni su intervalli discreti impostabili da un minimo di 5 s ad un massimo di 250 s, sia ripetitive con una frequenza di scansione di 1 Hz. Essa inoltre, assieme al modulo “Balance Controller” prevede una modalità di taratura durante la quale viene utilizzata una massa campione per calibrare automaticamente la bilancia.

Il diagramma 7.9 riporta lo schema generale di utilizzo. Nel nostro caso, escluse le fasi finali durante le quali il motore è stato alimentato ad iniezione elettronica, non è stato previsto l’utilizzo della tubazione di ritorno *Fuel return line*.

7.5 L’Indimeter

Come già menzionato nell’introduzione, oltre alle misure di potenza e consumo era indispensabile monitorare altri parametri vitali del motore, nel nostro caso il valore della pressione istantanea in camera di combustione, nonché il valore dell’indice d’aria λ . Pertanto si è resa necessaria la presenza di un sofisticato sistema di acquisizione dati computerizzato.

L’elemento centrale del complesso è costituito dall’apparecchiatura 619 INDIMETER, prodotta da AVL, nella quale convergono tutti i segnali provenienti dai sensori che equipaggiano il motore. Essa li digitalizza, li sincronizza e li invia ad un PC.

Tale elemento, come possiamo osservare in figura 7.10, presenta sul frontale solo due led, ma è il lato posteriore che è il più significativo. Questo contiene una porta seriale per l’interfacciamento con il PC, otto connettori BNC per gli ingressi analogici, più l’ingresso per il segnale dello shaft-encoder, il quale, come vedremo più avanti, genera il segnale di fase rispetto al quale sincronizzare tutti gli altri segnali. Importante è notare che in in-

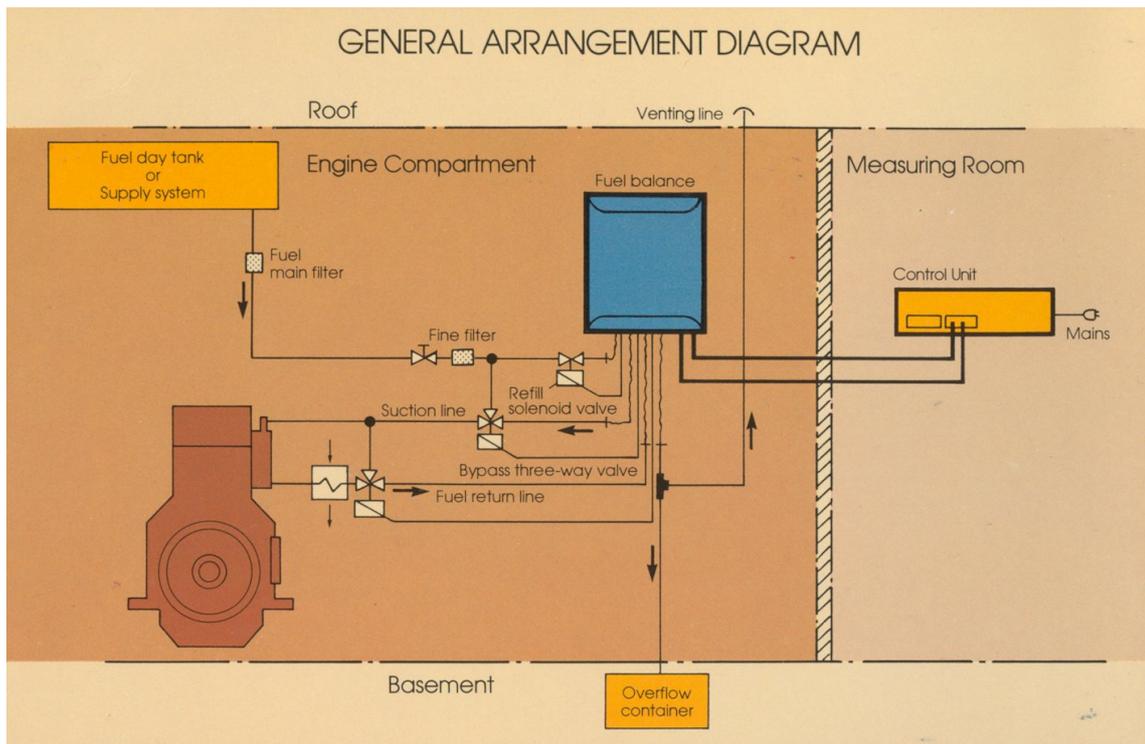


Figura 7.9: Schema generale di utilizzo della bilancia. Per ulteriori approfondimenti consultare [4]



Figura 7.10: Particolare dell'INDIMETER (sopra) e dell'apparecchiatura elettronica di controllo del freno dinamometrico (sotto).

gresso sono accettati segnali analogici in tensione compresi entro il range ± 10 V, altrimenti l'INDIMETER effettua un taglio del segnale stesso.

L'INDIMETER non presenta un'interfaccia utente. Questa funzione è demandata ad un PC, su cui deve essere utilizzato un software opportuno. Nel nostro caso è utilizzato l'applicativo INDIWIN 2.0a prodotto sempre da AVL.

Il software dispone anche di alcune funzioni per l'elaborazione dei cicli memorizzati. In particolare è possibile ottenere, dall'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella, il ciclo motore nel piano pressione-volume e sia la curva di rilascio del calore che la sua derivata rispetto all'angolo di manovella, calcolati dal programma mediante algoritmi che tengono conto dei dati geometrici del motore e del coefficiente delle trasformazioni politropiche seguite dal fluido.

Per quanto riguarda l'acquisizione dei dati, si è stabilito di acquisire 50 cicli per ogni tipo di prova e di catturare i segnali ogni $0,2^\circ$. I file così acquisiti vengono salvati dall'INDIWIN in un formato proprietario, in modo da averli disponibili per visualizzarli e per fare le analisi del caso. Per avere accesso ai file tramite programmi diversi è però necessario un salvataggio in formato ASCII, in quanto il file dell'INDIWIN non è decifrabile se non per l'INDIWIN stesso.

Prima di effettuare le prove è infine necessario settare tutti i parametri del motore e dei segnali in ingresso. Tra tutti questi è particolarmente importante il punto morto superiore. Un apposito menu dell'INDIWIN legge il segnale del sensore di pressione mentre il motore viene trascinato e determina in automatico il PMS.

Occorre notare che il programma determina il PMS con l'accuratezza impostata per l'acquisizione dal sensore, nel nostro caso $0,2^\circ$, ma come parametro accetta solo un valore intero, altrimenti segna un errore nell'impostazione del PMS. Il valore deve quindi essere approssimato e corretto dall'utente.

In figura 7.11 è possibile osservare la configurazione complessiva e le connessioni delle apparecchiature di acquisizione dati utilizzate. Per ulteriori approfondimenti sull'INDIMETER si rimanda al relativo manuale d'uso [5]

7.6 Il sensore di posizione angolare

Il trasduttore di posizione angolare o shaft-encoder, visibile in figura 7.12 serve per rilevare la posizione dell'albero motore durante il funzionamento. Il modello utilizzato per le prove è il **360/C/600** prodotto da AVL [6].

Tale sensore è composto da una ruota fonica che ruota solidalmente con l'albero motore e da un fotodiodo e un fototransistor. Questi due elementi non devono ruotare, ma non possono essere resi solidali col blocco del motore perché in tal caso flessioni dell'albero verrebbero interpretate come rotazioni. Per evitare questo inconveniente, il fotodiodo e il fototransistor sono supportati, attraverso cuscinetti, dalla ruota fonica e la loro rotazione è impedita da un

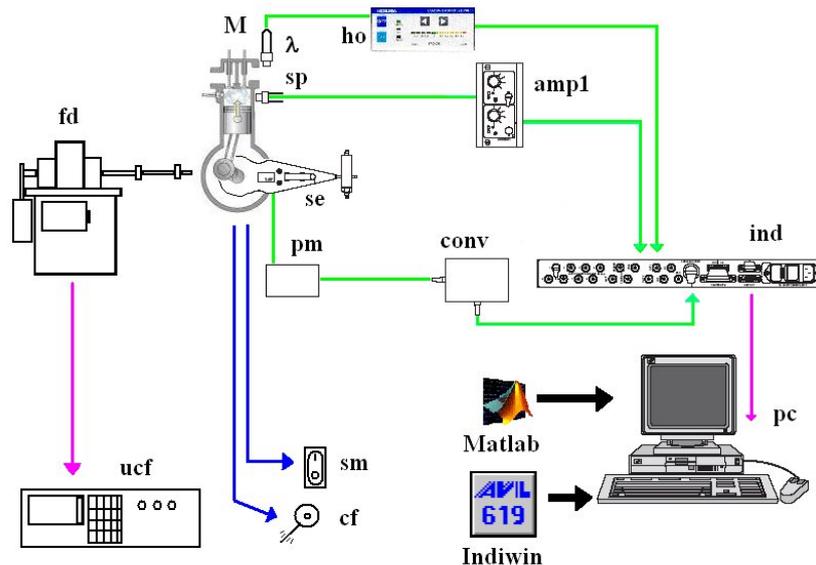


Figura 7.11: Configurazione delle apparecchiature di acquisizione dati: (M) Motore Tecumseh; (fd) Freno dinamometrico; (ucf) Unità di controllo del freno dinamometrico; (sm) Interruttore di spegnimento del motore; (cf) Manopola di controllo dell'apertura della farfalla; (se) Sensore ottico di posizione angolare dell'albero motore; (pm) Moltiplicatore di impulsi; (conv) Convertitore di impulsi; (sp) Trasduttore di pressione; (amp1) Amplificatore di carica del tr. di pressione; (λ) Sensore UEGO; (ho) Unità di controllo del sensore UEGO; (ind) AVL 619 Indimeter; (pc) Personal Computer.

lungo braccio che all'estremità si appoggia al blocco motore. In tal modo a spostamenti dell'asse della ruota fonica vengono a corrispondere soltanto modestissime variazioni di lettura dell'angolo.

I segnali provenienti dal fotodiodo e dal fototransistor vengono mandati all'INDIMETER ed elaborati.

La ruota fonica presenta 600 tracce e il moltiplicatore di impulsi, interpolando i segnali provenienti dal fotodiodo e dal fototransistor, può produrre fino a 1800 impulsi per giro.

Tali impulsi sono simmetrici e quindi generano 3600 transizioni sullo zero, acquisite come segnali di input dell'INDIMETER.

Questo corrisponde ad una risoluzione di acquisizione di $0,1^\circ$.

7.7 Il sensore di pressione

L'acquisizione dei valori di pressione in camera di combustione viene effettuato mediante il sensore modello 6052-A1 [19] prodotto da KISTLER⁴, e l'amplificatore di cariche, modello 5011-B [18] anch'esso prodotto da KISTLER. Questo elemento è necessario in quanto il sensore di pressione è piezoelettrico e perciò emette cariche proporzionalmente alla pressione cui è sottoposto, mentre l'INDIMETER accetta in ingresso delle tensioni. Vi è quindi la necessità di un intermediario tra i due per l'adattamento dei segnali.

⁴Kistler Instrumente AG Winterthur, Schweiz

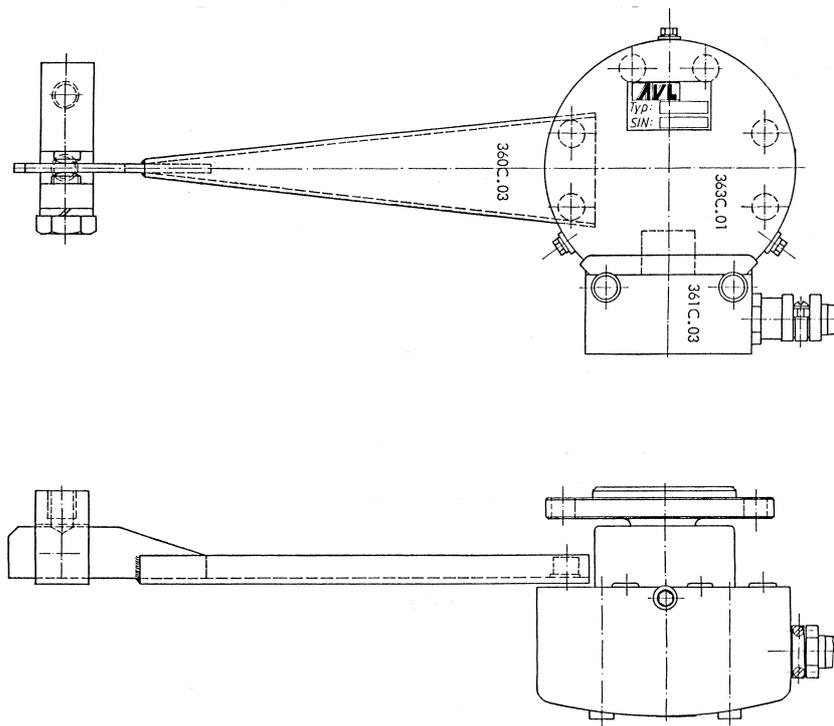


Figura 7.12: Lo shaft-encoder AVL 360/C/600.

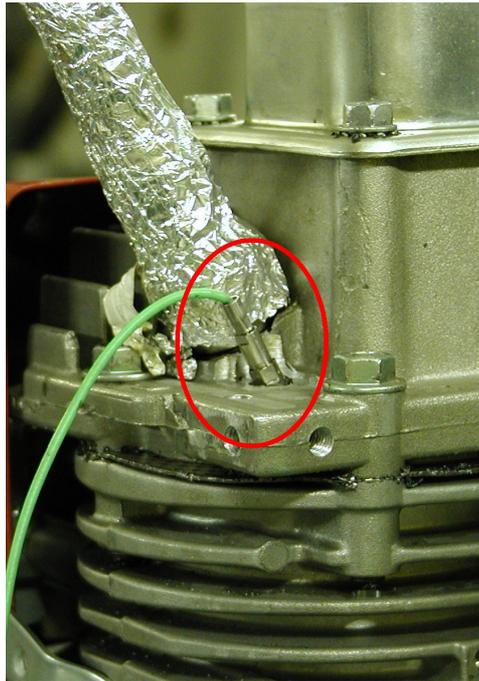
Il settaggio dell'amplificatore di carica richiede di inserire la sensibilità del sensore utilizzato, fornita dal produttore nel libretto d'uso e manutenzione del sensore. Il sensore utilizzato aveva una sensibilità di $-19 \text{ pC}/\text{bar}$. Come altro parametro chiede un valore in bar/V che indica quanti volt deve restituire per ogni bar rilevato. Visto che l'INDIMETER accetta in ingresso fino a 10V e prevedendo una pressione massima di 50 bar, abbiamo inserito come valore $6 \text{ bar}/\text{V}$ per fissare il fondo scala a 60 bar, con un buon margine di sicurezza per evitare overload.

Il sensore di pressione, visibile in figura 7.13 deve affacciarsi direttamente in camera di combustione, il suo piazzamento è quindi condizionato dalla disponibilità di spazio. Nel nostro caso non si sono avuti particolari problemi, visto il valore di alesaggio del motore ($\phi 71 \text{ mm}$), unito alla relativa semplicità della testa raffreddata ad aria ed alle ridotte dimensioni del trasduttore utilizzato che presenta un diametro massimo di $\phi 6,1 \text{ mm}$ e richiede un foro con filettatura M5x0,5.

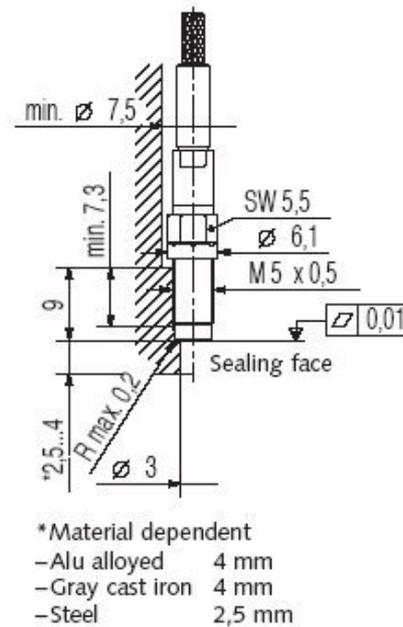
7.8 Il sistema di misura dell'indice d'aria λ

Il compito della misurazione dell'indice d'aria λ viene svolto dal sistema **HORIBA**⁵ LAMBDA CHECKER LD-700. Esso è composto da un sensore di ossigeno U.E.G.O. (Universal

⁵HORIBA Ltd Miyano Higashi, Kisshoin Minami-ku, Kyoto, Japan – <http://www.horiba.co.jp>



(a) Vista del sensore montato sulla testa motore.



(b) Vista quotata.

Figura 7.13: Il sensore di pressione.

Exhaust Gas Oxygen sensor) collegato ad una centralina elettronica che ne acquisisce ed elabora il segnale. Il risultato viene visualizzato tramite una serie di led, oppure, come nel nostro caso, inviato ad un sistema di acquisizione esterno tramite un'uscita dedicata. Le caratteristiche salienti del complesso sono riportate nella tabella 7.2.

Una descrizione particolareggiata va dedicata al sensore di ossigeno. Le sonde di questo tipo sono montate in genere sul collettore di scarico, ad una distanza relativamente ridotta dalla valvola, per sfruttare l'energia termica dei gas combusti e raggiungere rapidamente le temperature più corrette di funzionamento. A causa delle esigenze di compattezza richieste dal suo impiego, il motore in esame è privo di un collettore di scarico e la marmitta è direttamente collegata alla testa.

Per piazzare la sonda U.E.G.O., visibile in figura 7.14(a) è stata perciò scelta la marmitta, in modo da non intaccare la testa del motore. La posizione è centrale, proprio di fronte all'ingresso del condotto di scarico. Con questo piazzamento la sonda non dovrebbe risentire dei fumi presenti nella marmitta, ma solo di quelli che ciclo per ciclo vengono espulsi dal cilindro e così dovrebbe fornire una misura reale del titolo di miscela presente nel cilindro durante il ciclo appena concluso.

Prima della messa in uso del sistema è necessaria un'operazione preliminare di calibrazione del sensore in aria. L'operazione, fondamentale per la qualità del segnale acquisito, è dettagliatamente descritta nel manuale d'uso e manutenzione della centralina.

HORIBA LAMBDA CHECKER LD-700	
Campo d'applicazione	Misura dell'indice d'aria λ per motori A.C. (alimentati a benzina o metanolo) e Diesel
Intervallo di misura	λ 0.7÷1.5
Uscite ausiliarie	Uscita analogica DC 0÷5 V (per sistema d'acquisizione esterno), impedenza 200 Ω
Precisione di misura	Entro $\pm 0.08 \lambda$ (per λ 0.70÷0.90), entro $\pm 0.04 \lambda$ (per λ 0.91÷1.19), entro $\pm 0.08 \lambda$ (per λ 1.20÷1.50)
Tempo di risposta	Tipico 80 ms, max. 150 ms
Tempo di preriscaldamento	~ 60 s
Alimentazione	12÷16 V DC, 30 W
Massa	Unità di controllo: ~ 500 g

Tabella 7.2: Caratteristiche principali del sistema HORIBA LD-700.

Il sensore UEGO (prodotto dalla NGK) è molto più complesso dei normali sensori d'ossigeno, o sonde lambda on-off, comunemente impiegati sulle autovetture.

Osservando lo schema mostrato in figura 7.14(b), esso è costituito da una sonda d'ossigeno a banda stretta (indicato col nome di Reference Cell in figura), da una cella di pompaggio e da una piccola camera di diffusione. La cella di pompaggio, attraverso una reazione catalitica che avviene sugli elettrodi della cella stessa, è in grado sia di consumare ossigeno che di provvedere all'ossidazione dei composti derivanti da un eccesso di combustibile nella miscela, mediante un flusso ionico al suo interno.

Nel normale funzionamento, una parte dei gas di scarico entra nella camera di diffusione attraverso una piccola apertura (indicata con Diffusion Gap in figura) e influenza, con la sua composizione chimica, la cella di riferimento che genera un segnale di tensione (V_s).

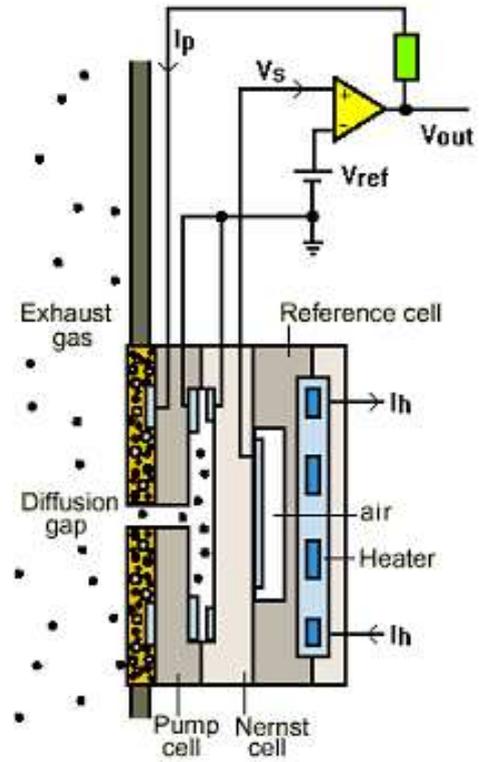
Se i gas combusti sono il prodotto di una miscela ricca, il potenziale V_s è maggiore di V_{ref} e la corrente I_p che si viene a creare scorre in direzione tale da causare un consumo di idrocarburi incombusti, CO e H_2 nella camera di diffusione. Al contrario, una miscela magra porta ad avere $V_s < V_{ref}$, quindi la corrente I_p scorre in direzione opposta consumando l'ossigeno libero.

L'intensità della corrente dipende dalle reazioni che deve promuovere, quindi dalla percentuale di O_2 , o, nel caso di miscele ricche, di HC , CO e H_2 : dalla sua misura è possibile risalire al titolo. La misura in corrente è poi convertita in un segnale di tensione dall'unità di controllo.

Il grafico di figura 7.15 presenta il tipico andamento del voltaggio di uscita. Come si può vedere, la pendenza della curva è diversa per miscele ricche e miscele povere. Questo accade perché le reazioni chimiche che avvengono in caso di miscela ricca o povera sono di tipo differente, quindi diversa è anche la corrente di pompaggio.



(a) Vista sensore.



(b) Schema di funzionamento.

Figura 7.14: Il sensore UEGO.

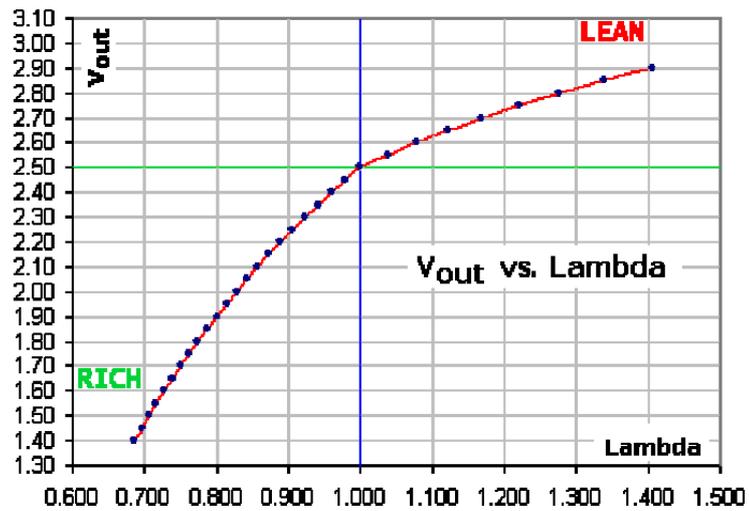


Figura 7.15: Andamento della tensione in funzione del titolo.

Capitolo 8

Descrizione delle prove condotte e analisi dei risultati ottenuti

Le ricerca sperimentale, condotta sul motore monocilindrico a quattro tempi ad accensione comandata, *Tecumseh Geo195 OHV*, ha avuto i seguenti principali obiettivi:

- Verifica delle effettive capacità di variazione del titolo di miscela da parte del carburatore elettronico.
- Studio delle oscillazioni del titolo di miscela attorno al valore medio introdotte dal carburatore elettronico con solenoide pulsante funzionante in duty-cycle.
- Studio, a titolo comparativo, delle oscillazioni del titolo di miscela attorno al valore medio nel motore alimentato con il carburatore originale e con un sistema di iniezione elettronica fasata.
- Analisi dei risultati ottenuti per verificare se il principio di funzionamento con regolazione di tipo on-off del carburatore elettronico sia in grado di produrre miscele dal titolo sufficientemente stabile e non vi sia l'introduzione di irregolarità di funzionamento tali da invalidare l'utilizzo, come segnale di feedback, del legame esistente tra dispersione ciclica della pressione media indicata e titolo di miscela.

8.1 Modalità di svolgimento delle prove

L'attività si è svolta con una serie di prove al freno dinamometrico, in condizioni stazionarie, del motore anzidetto equipaggiato con diversi sistemi di alimentazione, ovvero, come spiegato più dettagliatamente nei paragrafi seguenti: con i carburatori atti alla regolazione elettronica (testati in varie configurazioni), con il carburatore originale e con l'iniezione elettronica.

Contemporaneamente sono stati analizzati i dati raccolti, in parte utilizzando il software di gestione del sistema di acquisizione dati computerizzato del banco prova (*AVL Indiwin*) ed in parte utilizzando software esterni quali Matlab ed Excel.

Le prove sono state effettuate a coppia costante, a pieno carico ed a 2/3 del carico massimo ed a 3300 giri/min, regime al quale corrispondeva un tasso di vibrazioni accettabile e che oltretutto è vicino al regime di funzionamento normale del motore.

I parametri acquisiti sono la potenza, la coppia, il consumo, il valore dell'indice d'aria λ e la pressione in camera di combustione. Quest'ultima non è però riportata, in quanto la sua misura è stata utilizzata al solo scopo di controllare la corretta fasatura dell'accensione per l'ottimale posizionamento del ciclo termodinamico e l'insorgere della detonazione, problema che si è presentato sovente nelle prove a pieno carico. I dati del titolo, acquisiti su 50 cicli, sono stati poi rielaborati per ottenere lo scarto quadratico medio (σ), e la covarianza (COV), utili per operare un'analisi del comportamento del carburatore.

In particolare la σ e la COV sono così definiti:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\lambda_i - \bar{\lambda})^2}{N}} \quad (8.1)$$

$$COV = \left(\frac{\sigma_\lambda}{\bar{\lambda}} \right) 100 \quad (8.2)$$

dove λ_i è il valore del parametro λ all' i -esimo ciclo, $\bar{\lambda}$ è il valore medio negli N cicli ed N il numero dei cicli esaminati. La COV in pratica definisce la dispersione ciclica del titolo come variazione percentuale di λ di ciclo in ciclo.

Per la ricerca dei valori di σ e COV si è fatto uso della funzione Matlab `lambda.m` (riportata in appendice C), applicata ai file ASCII forniti in output dal programma *Indiwin*.

Un lungo lavoro iniziale è stato dedicato alla messa a punto dei carburatori PHVA16 e PHVA12, dato che questi, originariamente tarati per un 2 tempi, presentavano una carburazione estremamente ricca sul 4 tempi oggetto delle prove. In particolare si è cercato di ottenere una carburazione leggermente ricca a arie supplementari chiuse, in modo che regolandole si potessero poi ottenere carburazioni via via sempre più magre.

8.2 Le prove condotte

I prossimi paragrafi descrivono i risultati delle prove ed i confronti. Sono riportati soltanto i grafici che sintetizzano quanto ottenuto; per i valori numerici delle grandezze analizzate si rimanda alle tabelle in appendice D.

8.2.1 Prove con i carburatori PHVA16 QD e PHVA12 KS

La prima serie di prove ha riguardato i carburatori PHVA16 QD e PHVA12 KS con i solenoidi pulsanti pilotati con duty-cycle imposto dall'operatore al fine di verificare l'effettiva capacità di variazione e la stabilità del titolo realizzato dagli stessi. A tale scopo la centralina elettronica è stata riprogrammata¹ con un software in grado di far variare il duty-cycle dallo 0% al 100% a passi del 5% mediante l'ausilio di una pulsantiera comandabile dall'utente.

Come detto precedentemente, sono state eseguite diverse prove preliminari per ottimizzare la taratura dei carburatori. Il miglior comportamento si è trovato utilizzando le regolazioni seguenti:

- PHVA16: getto del massimo 64, getto del minimo 32, emulsionatore 208HA, spillo conico A7 regolato sulla II° tacca.
- PHVA12: getto del massimo 66, getto min 30, emulsionatore 208HA, spillo conico A21 regolato sulla IV° tacca.

Nella figura 8.1 è possibile vedere il carburatore PHVA12 montato sul motore.

Durante questa prima serie di prove è risultato che il carburatore di dimensioni maggiori era in grado di variare il rapporto di miscela entro valori accettabili ($0,85 \leq \lambda \leq 1,2$) soltanto per carichi superiori ad $1/3$ del massimo, in accordo con quanto ci si aspettava. Il PHVA12 invece, pur agendo sul circuito del minimo per regolare il titolo di miscela, ha manifestato la capacità di svolgere tale funzione entro tutto l'arco di funzionamento del motore, cioè dai bassi carichi fino al pieno carico.

Nelle figure 8.2 ÷ 8.5 sono riportati i grafici che riportano, in funzione della percentuale di duty-cycle, rispettivamente il valore di $\bar{\lambda}$, σ e COV .

Dall'analisi dei primi risultati ottenuti si osserva come i valori di σ e COV manifestino generalmente delle flessioni in corrispondenza delle due percentuali di duty-cycle dello 0% e del 100%, cioè quando i solenoidi sono in posizione di *sempre aperto* e *sempre chiuso*. Ciò può essere attribuito proprio al funzionamento di tipo on-off del sistema che provoca oscillazioni del λ attorno al valore medio; oltretutto la frequenza di 10 Hz è inferiore alla frequenza con

¹Ricordiamo che lo scopo originario della centralina elettronica, realizzata dalla ditta S.E.I. di Ospedaletto (Pi), è di fornire un sistema integrato di accensione elettronica CDI e pilotaggio del solenoide in retroazione, utilizzando per quest'ultima funzione il legame esistente tra l'irregolarità ciclica della durata di un ciclo e il titolo di miscela, vedi [2].

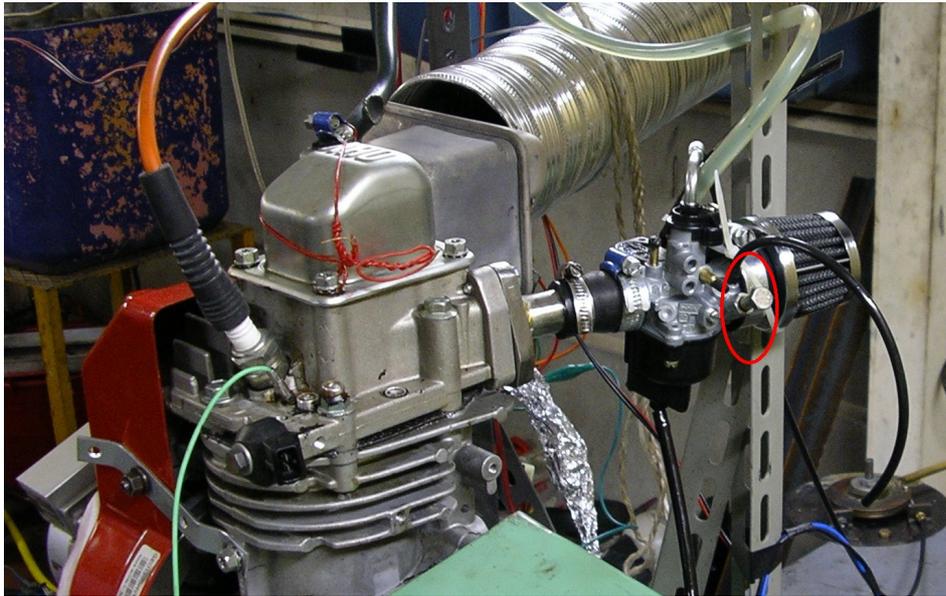


Figura 8.1: Il carburatore ad *arie pilotate*, PHVA12, montato sul motore. Si noti il collettore di aspirazione realizzato appositamente ed in evidenza la vite per la regolazione manuale dell'aria di diluizione utilizzata, in sostituzione dei solenoidi, in alcune tipologie di prove.

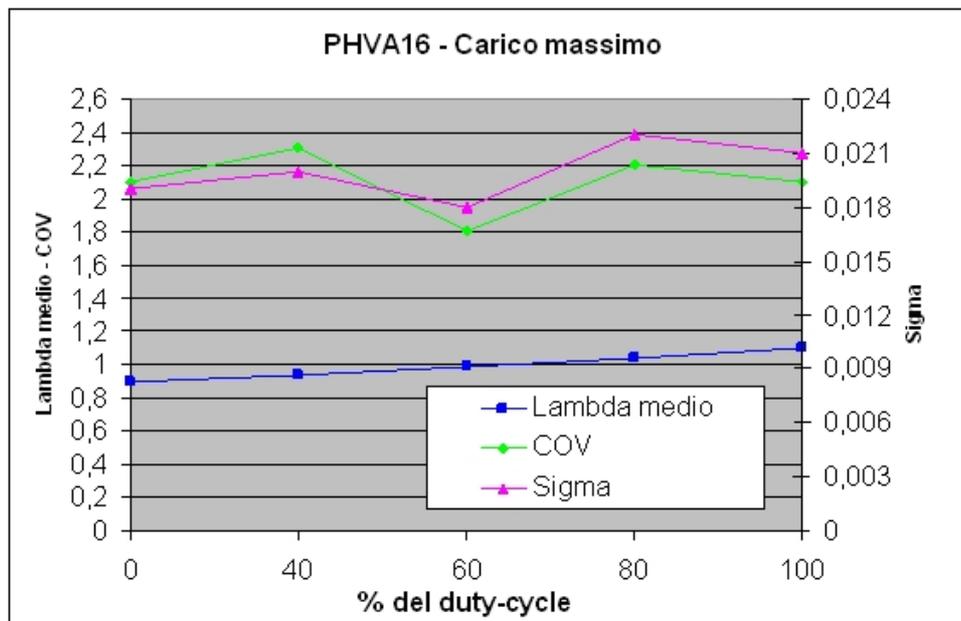


Figura 8.2: PHVA16 QD; carico massimo e regolazione aria secondaria mediante solenoide.

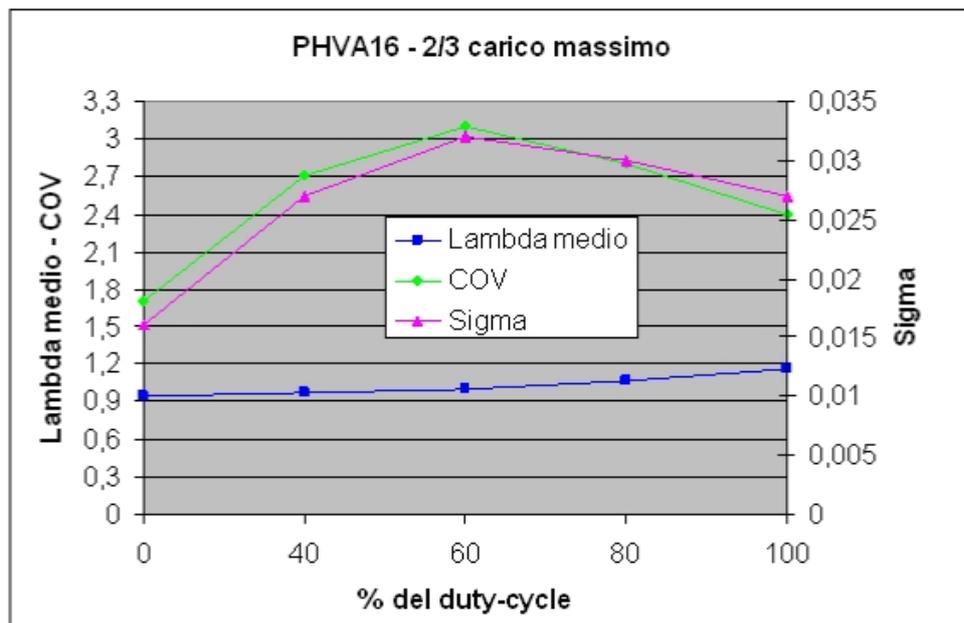


Figura 8.3: PHVA16 QD; 2/3 del carico massimo e regolazione aria secondaria mediante solenoide.

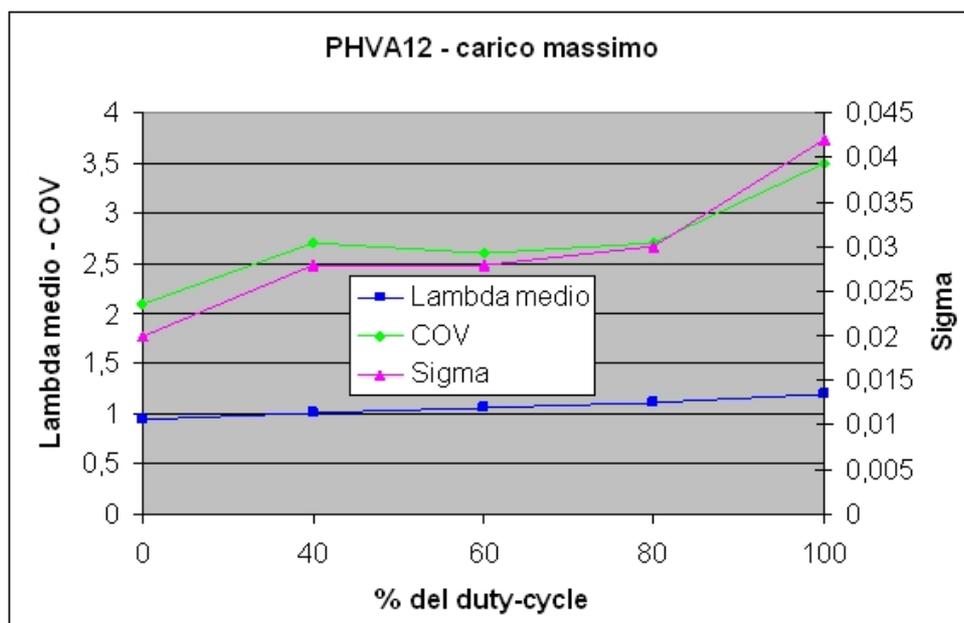


Figura 8.4: PHVA12 KS; carico massimo e regolazione aria secondaria mediante solenoide. Pur avendo un solenoide che agisce sul circuito del minimo, il titolo viene influenzato fino alla piena apertura.

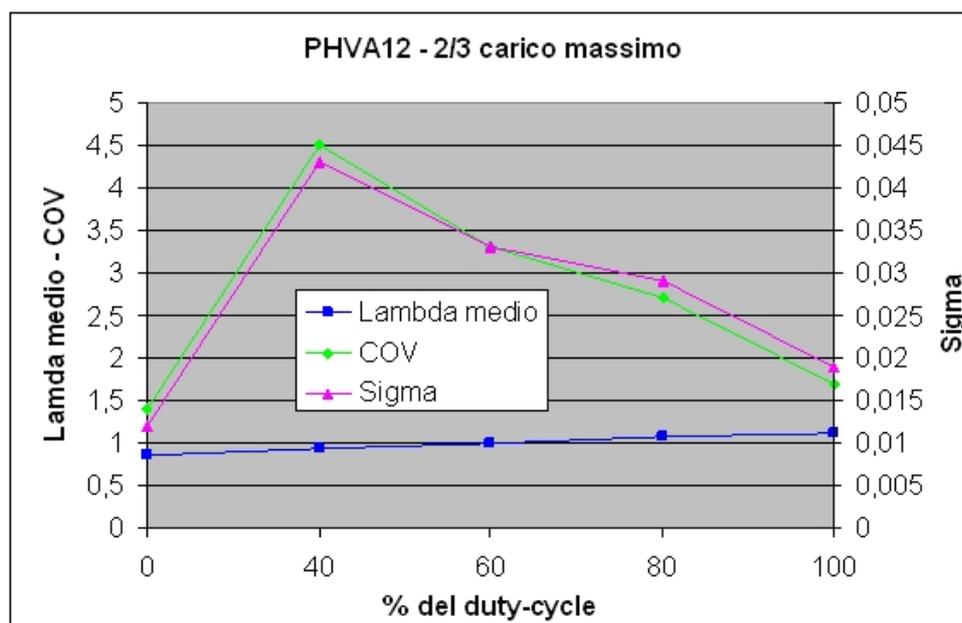


Figura 8.5: PHVA12 KS; 2/3 del carico massimo e regolazione aria secondaria mediante solenoide.

cui si susseguono le fasi di aspirazione del motore, che al regime di 3300 giri/min, vale 27,5 Hz .

Viste le fluttuazioni riscontrate sulla stabilità del titolo, la ricerca invece che proseguire nella messa a punto della centralina elettronica di controllo, per ottenere una regolazione in retroazione del sistema, si è orientata a questo punto verso lo studio delle anomalie introdotte dal carburatore stesso.

Poichè i solenoidi utilizzati non sono in grado di funzionare a frequenze maggiori di quella attuale, per verificare se le oscillazioni del λ dipendessero dalla bassa frequenza di pilotaggio, sono stati smontati e sostituiti da due viti a regolazione manuale opportunamente tornite per poter lavorare nelle sedi preesistenti. Con tali viti sono state ripetute le prove già fatte a parità di titolo medio; i nuovi risultati sono sintetizzati nelle figure 8.6 ÷ 8.9.

8.2.2 Prove con i carburatori PHVA16 QD e PHVA12 KS ed arie antagoniste chiuse

Dall'analisi dei dati riportati nelle tabelle D.6 ÷ D.11 in appendice D, pur notando un miglioramento dei valori di σ e COV , la dispersione ciclica rimaneva ancora elevata.

Poichè il motore presenta un ritardo di chiusura della valvola di aspirazione molto elevato (ciò al fine di effettuare una *decompressione*, utile per facilitare l'avviamento a strappo, da [29]) si è sospettato che tale caratteristica influisse negativamente sulla stabilità del titolo. Si è provveduto allora ad aumentare il gioco sulla valvola di aspirazione portandolo a 0,7 mm , neutralizzando così la particolare rampa di discesa della camma ed ottenendo un ritardo di

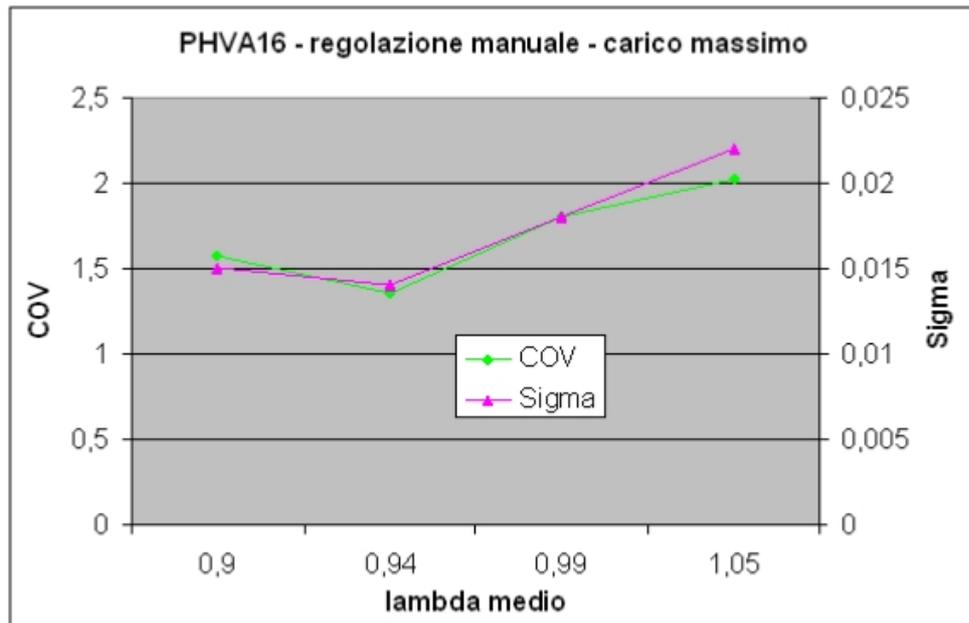


Figura 8.6: PHVA16 QD; carico massimo e regolazione aria secondaria mediante vite conica.

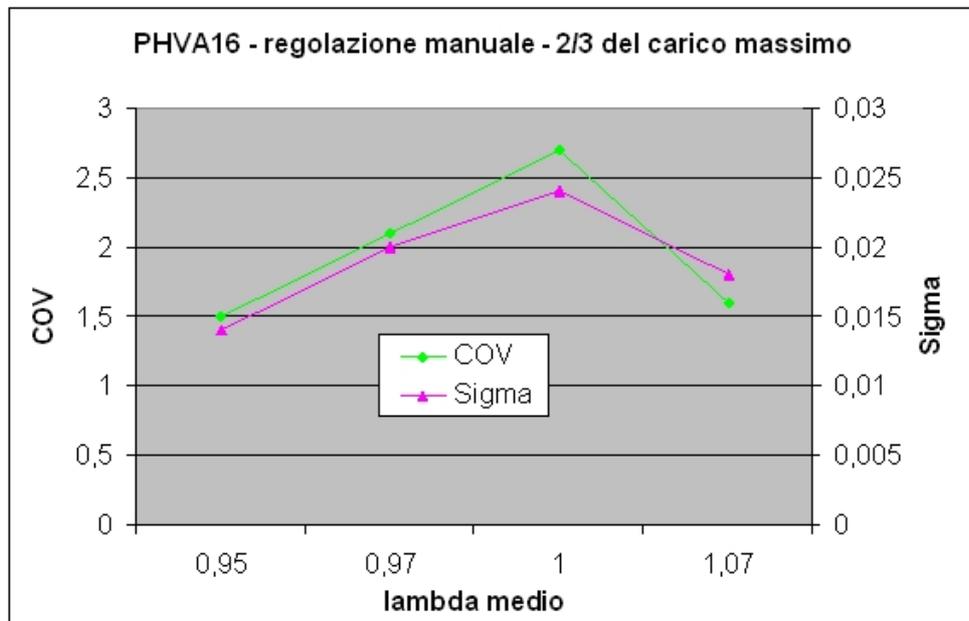


Figura 8.7: PHVA16 QD; 2/3 del carico massimo e regolazione aria secondaria mediante vite conica.

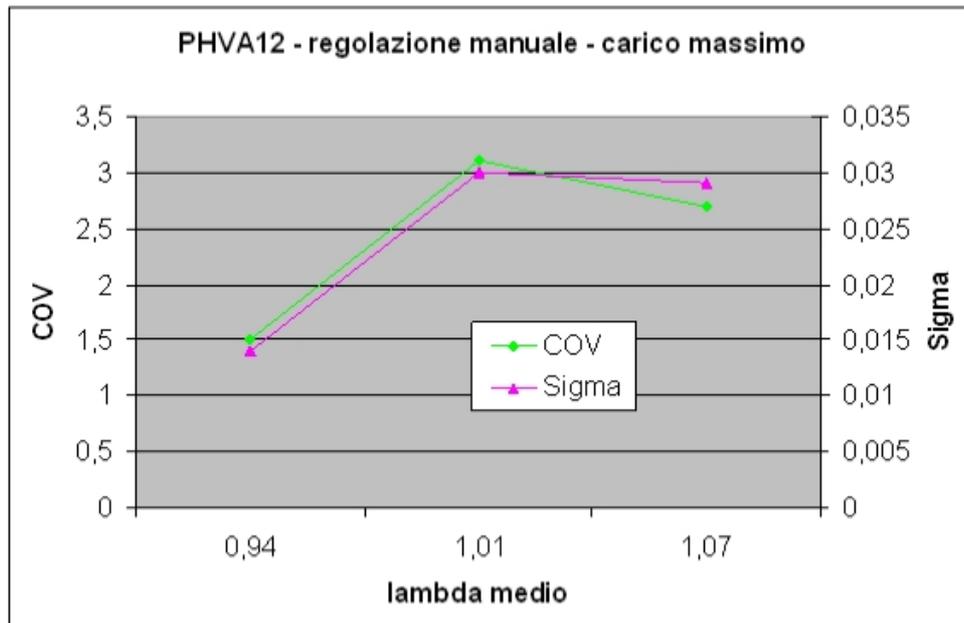


Figura 8.8: PHVA12 KS; carico massimo e regolazione aria secondaria mediante vite conica.

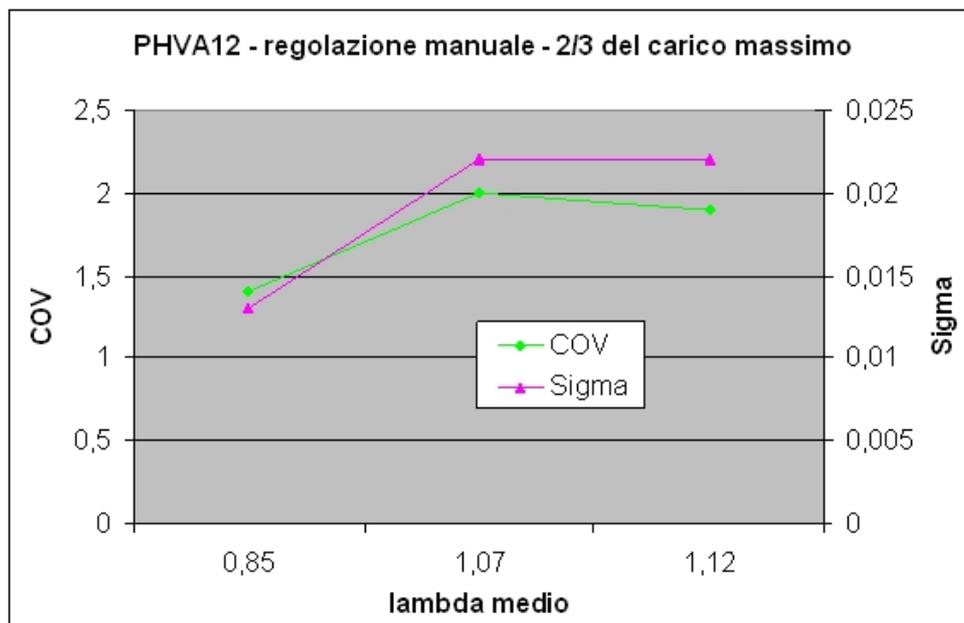
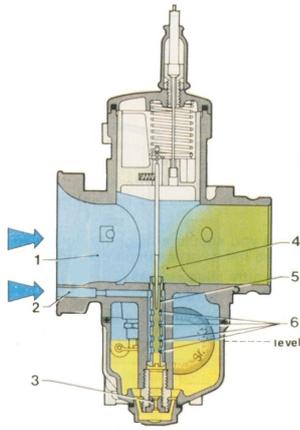


Figura 8.9: PHVA12 KS; 2/3 del carico massimo e regolazione aria secondaria mediante vite conica.

chiusura più contenuta. I test in queste condizioni non hanno mostrato però significative variazioni.

Le indagini su quali fossero le cause dell'instabilità riscontrata si sono spostate allora sulla zona del tubetto emulsionatore (vedi la figura sottostante).



Il tubetto emulsionatore viene utilizzato nel cosiddetto carburatore ad *aria antagonista* o a *freno d'aria*.

In tale carburatore, quando la depressione che si stabilisce nella sezione ristretta del venturi 4 si trasmette attraverso l'emulsionatore 5 nel pozzetto benzina, dal getto calibrato 3 viene richiamato carburante, mentre dall'orifizio 2, attraverso i fori laterali 6 del tubetto emulsionatore 5, viene aspirata aria dall'esterno (freno d'aria). Aumentando la depressione, l'efflusso del carburante dal getto calibrato 3 viene *frenato* dalla resistenza man mano crescente prodotta dall'aria aspirata attraverso il condotto 2.

Ne consegue che dall'emulsionatore 5 non fuoriesce solo combustibile, ma una miscela primaria di aria e carburante.

Si è provveduto ad ostruire i fori di ingresso dell'aria antagonista sul circuito del massimo (cerchiati in rosso nella figura 6.2) e, dopo aver effettuato una nuova ricerca della taratura ottimale che fornisse un titolo medio attorno allo stechiometrico, si sono nuovamente ripetute le prove in condizioni analoghe alle precedenti, sia con i solenoidi pilotati in duty-cycle, sia con le viti coniche.

I grafici di fig. 8.10 ÷ 8.17 mostrano i risultati. Nel PHVA16 osserviamo come, utilizzando il solenoide, i valori di σ e COV sono più elevati che nelle corrispondenti prove con aria all'emulsionatore aperta; in particolare, si noti la prova al 40 % del duty-cycle, mentre, utilizzando la vite le irregolarità diminuiscono. Il PHVA12 in queste condizioni mostra oscillazioni del titolo più contenute in entrambe le configurazioni, sia con il solenoide pilotato in duty-cycle che con la vite, in particolare, nel secondo caso i valori di σ e COV sono particolarmente bassi.

Le differenze di comportamento tra i due carburatori sono da imputare al diverso schema costruttivo, nel PHVA16 infatti, come detto nel paragrafo 6.2, nel circuito emulsionatore del massimo affuisce l'aria antagonista supplementare per cui per esso, ostruendo il getto dell'aria antagonista, non è possibile eliminare la presenza di combustibile emulsionato nel circuito del massimo.

8.2.3 Prove con il carburatore originale FHC20-16 G

Al termine di questo secondo ciclo di prove, al fine di ottenere dei dati di confronto per verificare la reale difettosità dei carburatori PHVA, i due carburatori a regolazione elettronica sono stati sostituiti con il carburatore originale (Dell'Orto FHC20-16 G) e sono state ripetute le prove sostituendo i getti del massimo per variare il rapporto di miscela.

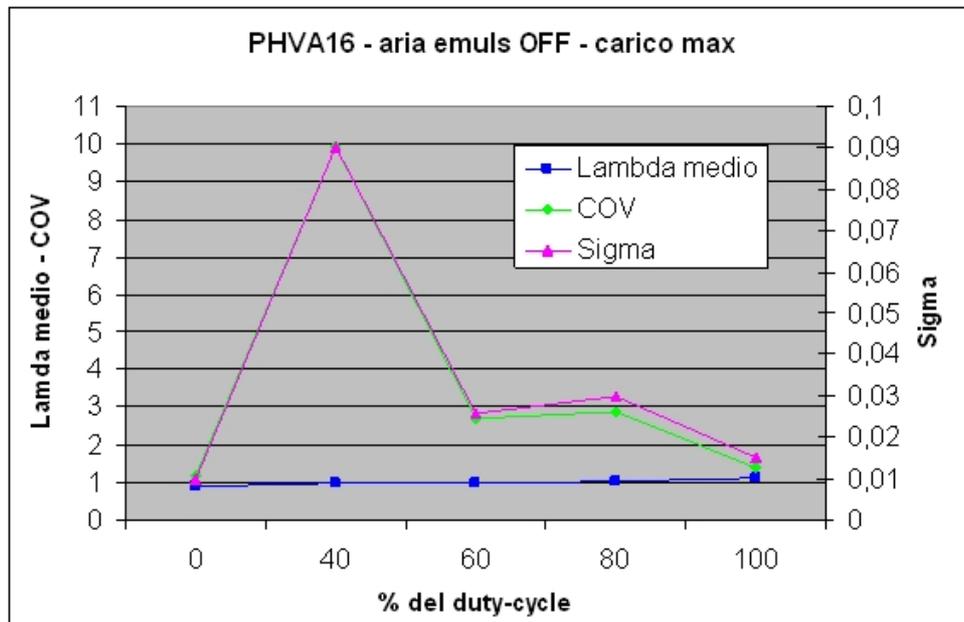


Figura 8.10: PHVA16 QD. Aria antagonista del massimo chiusa; carico massimo e regolazione del titolo con solenoide pulsante.

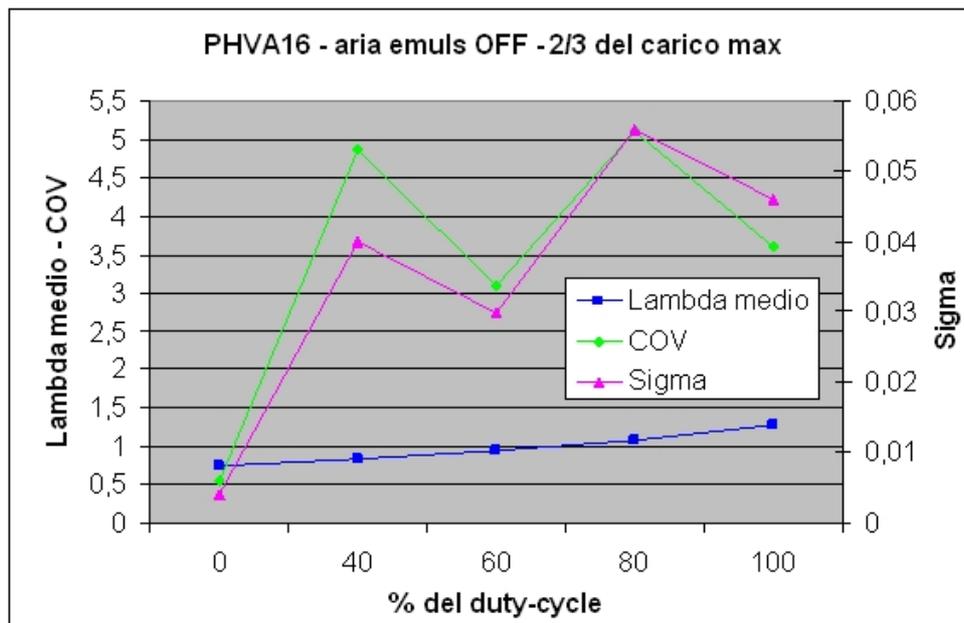


Figura 8.11: PHVA16 QD. Aria antagonista del massimo chiusa; 2/3 del carico massimo e regolazione del titolo con solenoide pulsante.

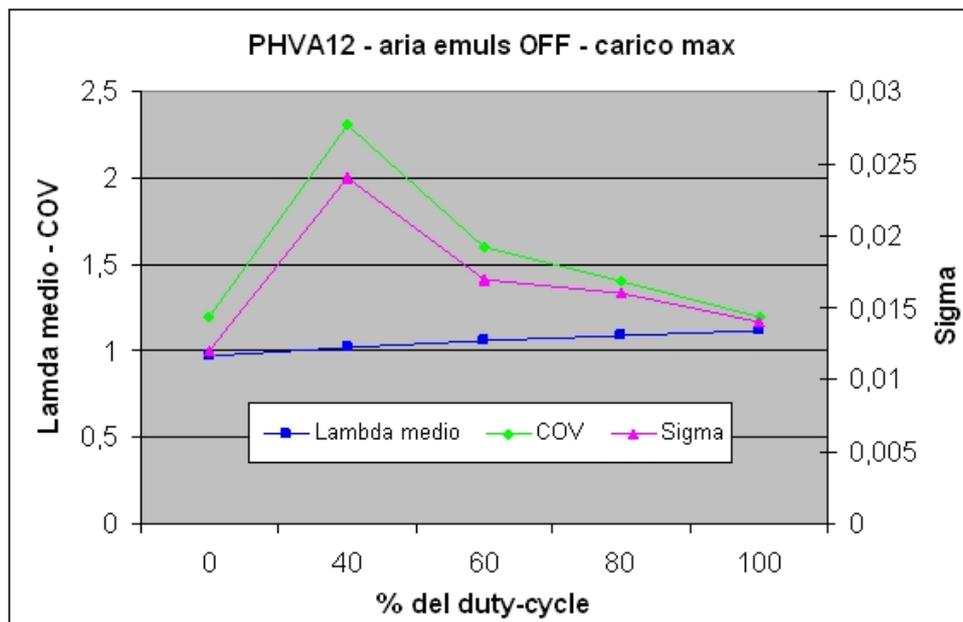


Figura 8.12: PHVA12 KS. Aria antagonista del massimo chiusa; carico massimo e regolazione del titolo con solenoide pulsante.

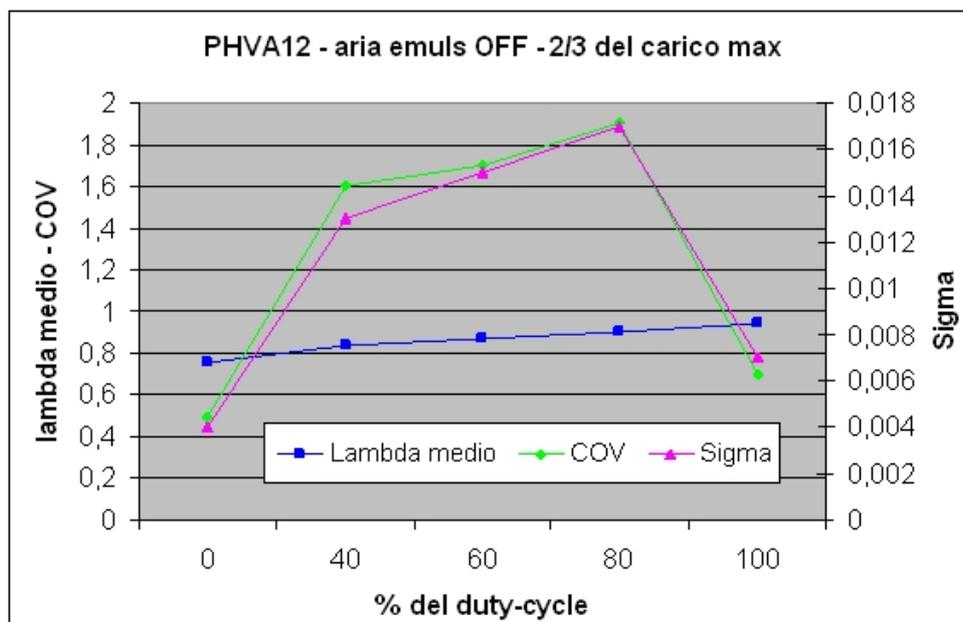


Figura 8.13: PHVA12 KS. Aria antagonista del massimo chiusa; 2/3 del carico massimo e regolazione del titolo con solenoide pulsante.

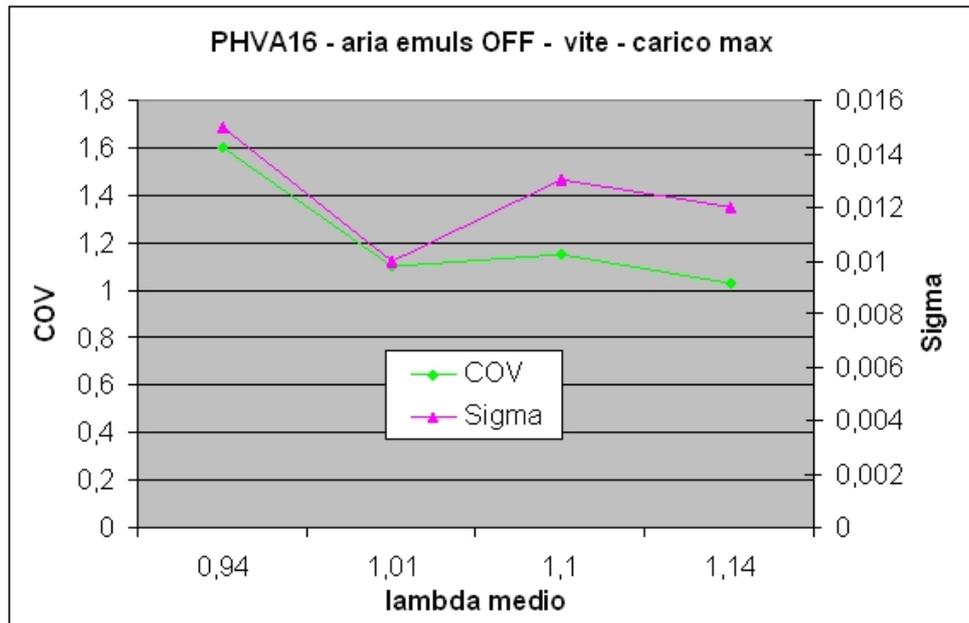


Figura 8.14: PHVA16 QD. Aria antagonista del massimo chiusa; carico massimo e regolazione del titolo con vite conica

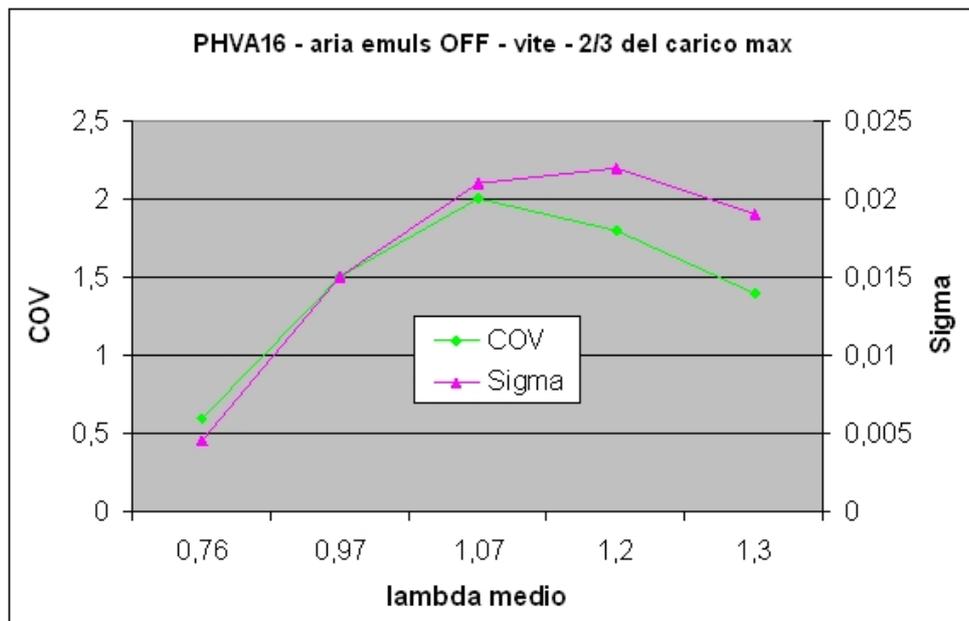


Figura 8.15: PHVA16 QD. Aria antagonista del massimo chiusa; 2/3 del carico massimo e regolazione del titolo con vite conica.

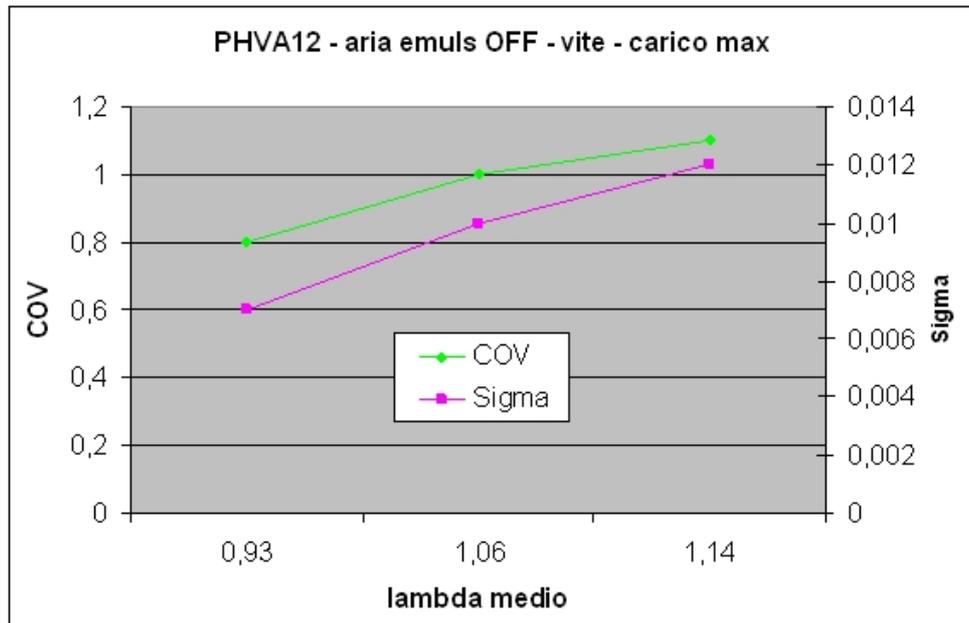


Figura 8.16: PHVA12 KS. Aria antagonista del massimo chiusa; carico massimo e regolazione del titolo con vite conica.

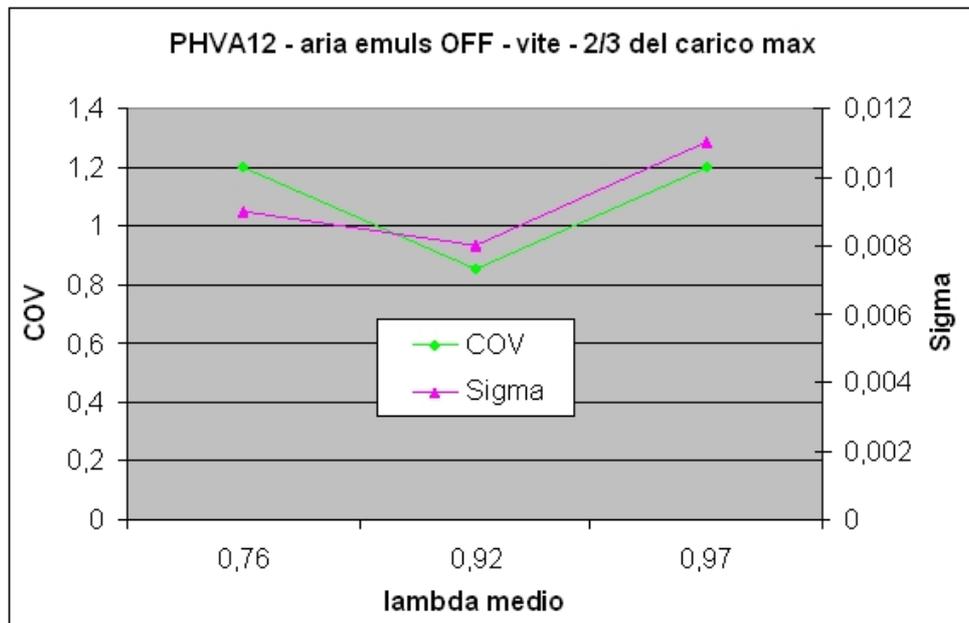


Figura 8.17: PHVA12 KS. Aria antagonista del massimo chiusa; 2/3 del carico massimo e regolazione del titolo con vite conica.

Nella figura 8.18 si può osservare il carburatore installato sul motore, le figure 8.19 e 8.20 riportano invece i valori di $\bar{\lambda}$, σ e COV in funzione dei getti del massimo montati.

Con l'FHC20-16 G il motore ha mostrato una maggiore regolarità di funzionamento e le oscillazioni del λ sono risultate più basse di quelle fatte riscontrare dai PHVA eccetto il caso, per questi ultimi, delle prove condotte con aria agli emulsionatori chiusa e regolazione del titolo eseguita con la vite conica.

Da notare che in questo caso la regolazione del titolo medio, in prossimità di valori desiderati, è stata più laboriosa in quanto lo si poteva variare soltanto sostituendo i getti calibrati del massimo; inoltre non è stato possibile avere dati attendibili per le prove con l'aria antagonista del massimo chiusa; le carburazioni che si ottenevano erano eccessivamente ricche anche utilizzando i getti del massimo più piccoli a nostra disposizione.

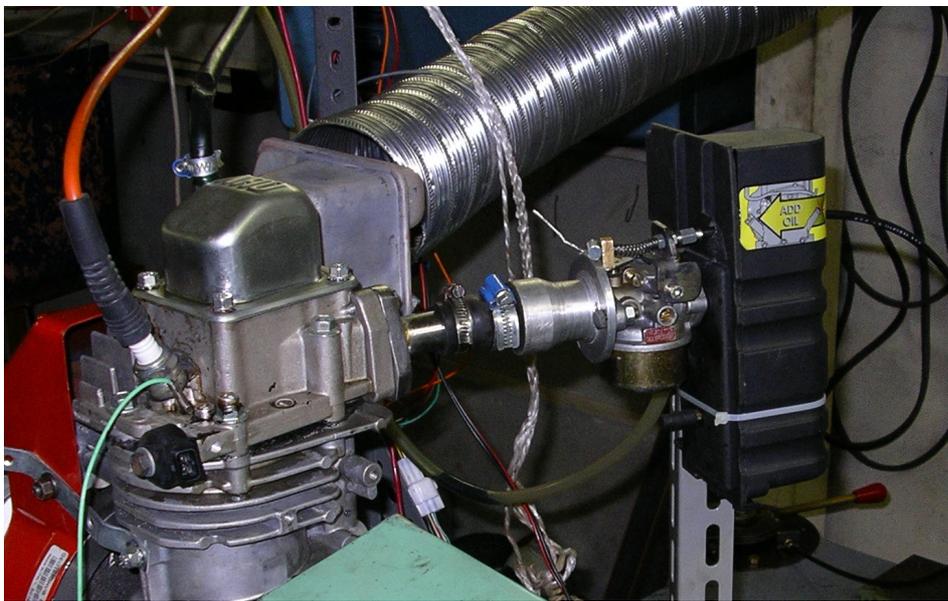


Figura 8.18: Il carburatore Dell'Orto FHC20-16 G montato sul motore.

8.2.4 Prove con iniezione elettronica fasata

In ultimo, sempre per operare un confronto, i carburatori sono stati smontati ed il motore è stato alimentato mediante un sistema di iniezione elettronica indiretta di carburante nel collettore di aspirazione.

A tal fine il motore ha subito alcune modifiche, in particolare è stata realizzata una presa di moto sull'albero a camme per interfacciare al motore un sensore ottico in grado di generare un segnale di riferimento, da inviare ad una centralina elettronica², con cadenza di un impulso a ciclo (cioè ogni due giri dell'albero a gomito, essendo il motore un 4 tempi).

²La centralina elettronica utilizzata per pilotare l'iniettore proviene dal lavoro di una precedente Tesi di Laurea, per ulteriori dettagli sul particolare si rimanda alla bibliografia [25].

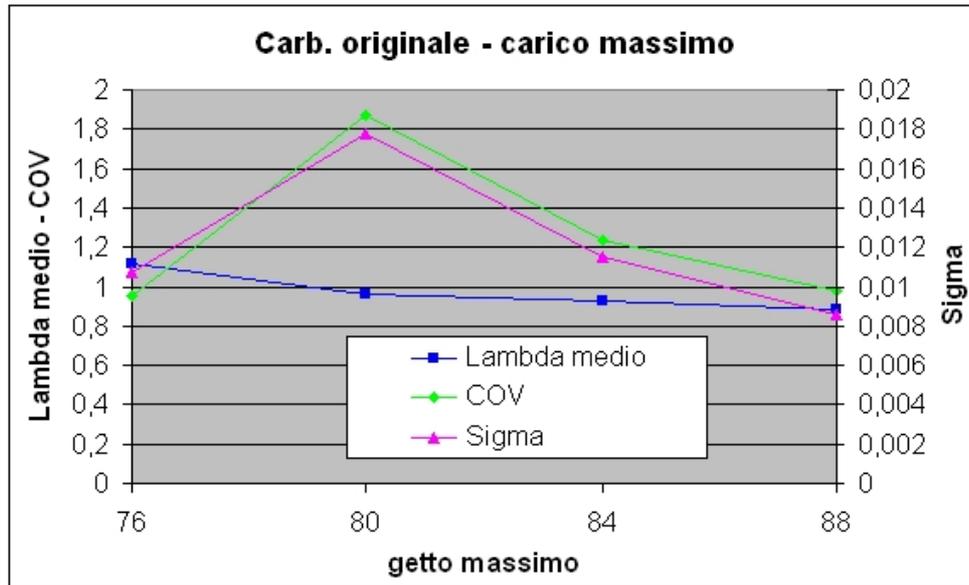


Figura 8.19: Grafico per il carburatore originale Dell'Orto FHC20-16 G. Prove a carico massimo.

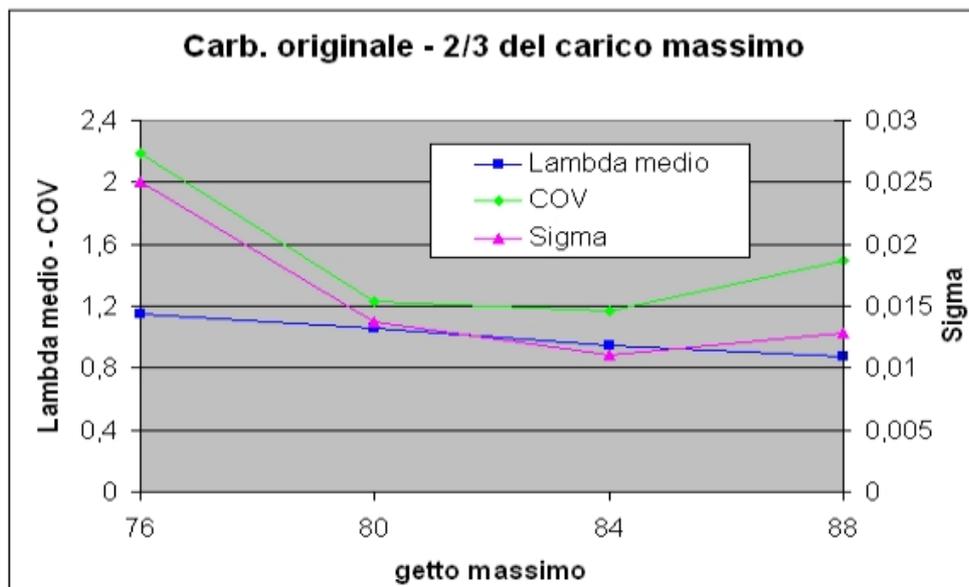


Figura 8.20: Grafico per il carburatore originale Dell'Orto FHC20-16 G. Prove a 2/3 del carico massimo.

Il collettore di aspirazione è stato sostituito con uno dotato di alloggiamento per l'iniettore e per la valvola a farfalla; la linea di alimentazione carburante è stata anch'essa modificata inserendo una pompa elettrica di mandata, un filtro ed un regolatore di pressione. Le figure 8.21 ÷ 8.24 mostrano le modifiche effettuate ed i risultati trovati.

In questa configurazione il motore ha manifestato una regolarità di funzionamento maggiore rispetto a tutti gli altri casi provati, con una stabilità del titolo chiaramente osservabile, ancor prima di processare i dati, dalla visualizzazione in tempo reale dei valori forniti dalla strumentazione.

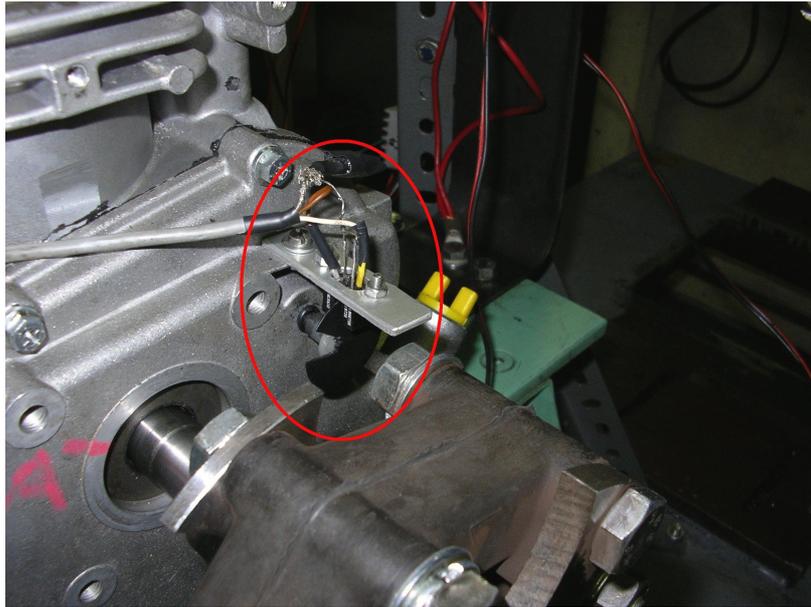


Figura 8.21: Particolare del sensore ottico che genera il segnale di fase per l'iniezione.

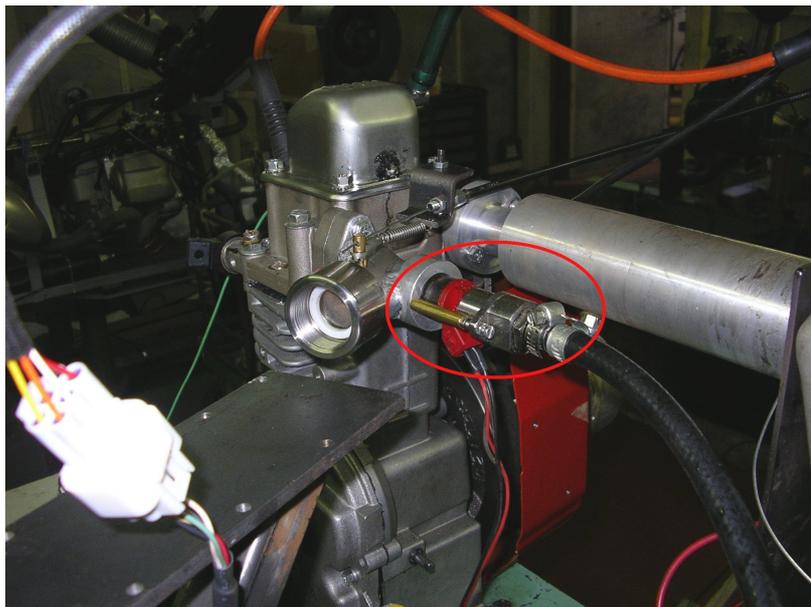


Figura 8.22: Il nuovo collettore di aspirazione con, in evidenza, l'iniettore montato a valle della valvola a farfalla.

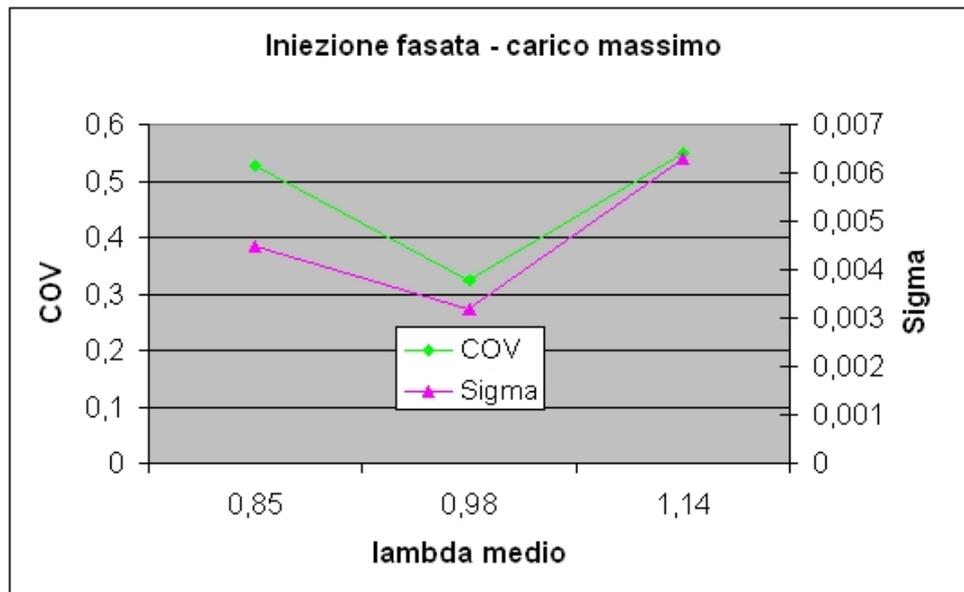


Figura 8.23: Grafico con il sistema di iniezione elettronica fasata. Prove a pieno carico per tre diversi valori di λ . Il punto di inizio iniezione è stato posizionato in prossimità della fase di incrocio; per i valori di pressione e tempi di iniezione si vedano le corrispondenti tabelle in appendice D.

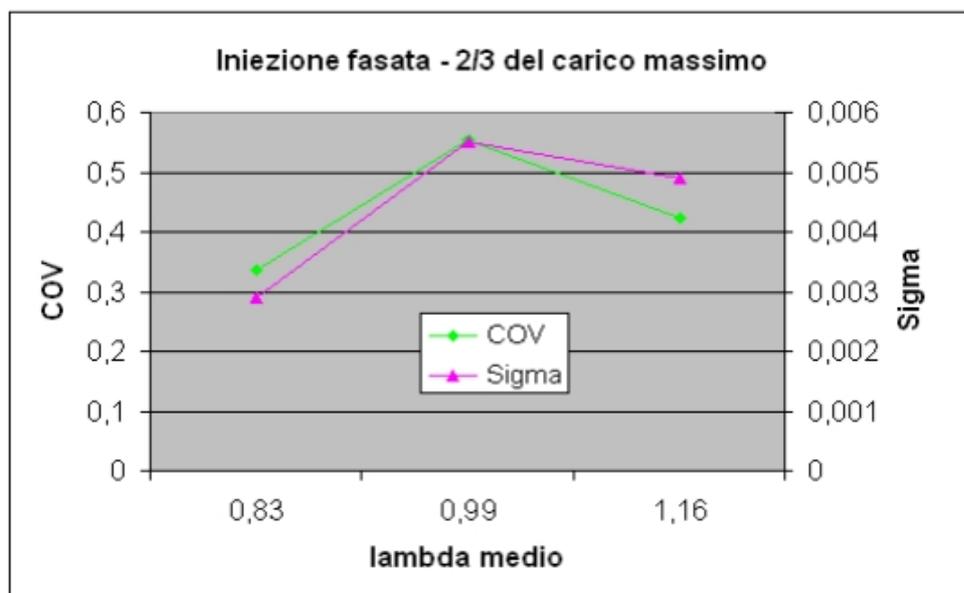


Figura 8.24: Grafico con il sistema di iniezione elettronica fasata. Prove a 2/3 del carico massimo.

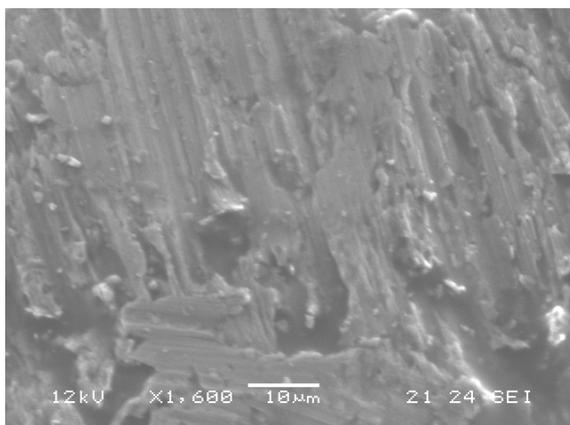
8.2.5 La rottura a fatica della biella

Durante l'ultima sessione di prove si è verificato il cedimento della biella, che, rompendosi, ha danneggiato l'albero a camme e lo stantuffo. Dopo lo smontaggio, ad una prima analisi visiva, la superficie di frattura presentava il tipico aspetto di una rottura a fatica.

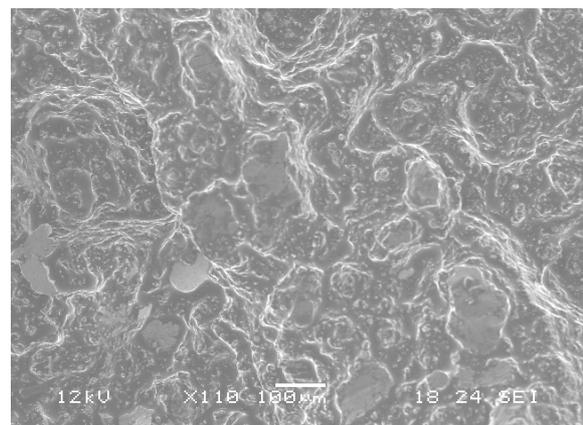
La conferma dell'ipotesi è avvenuta analizzando la biella al microscopio a scansione elettronica (SEM), messo a disposizione dal Dipartimento di Ingegneria Chimica, Chimica Industriale e Scienza dei Materiali della facoltà. La rottura a fatica è stata innescata, probabilmente, dalla presenza di un difetto di fusione nel particolare, visto che il motore non aveva, al momento del guasto, superato le 200 ore di lavoro.



Figura 8.25: Insieme dei particolari danneggiati in seguito alla rottura della biella. In evidenza le zone sottoposte all'analisi al microscopio elettronico.



(a) Zona dove sono presenti i segni di fatica; sono visibili le linee di spiaggia.



(b) Zona dove è avvenuta la rottura di schianto.

Figura 8.26: Immagini dell'analisi al microscopio elettronico (SEM) della zona di frattura.

8.3 Analisi dei risultati

Per l'analisi complessiva dei risultati, si è effettuato il confronto del σ e del $\Delta\lambda$ (cioè la differenza tra il valore massimo e minimo di λ rilevato nella prova) in tutte le configurazioni provate ottenendo quanto segue.

8.3.1 Confronto del σ

Nelle figure 8.27 ÷ 8.30 sono riepilogati i valori di σ rilevati in tutte le prove già illustrate, rispettivamente per il carburatore PHVA16 QD e PHVA12 KS e messi a confronto con i dati ricavati dalle prove con il carburatore originale e l'iniezione elettronica.

Per le curve di interpolazione è stata scelta una polinomiale di 2° grado.

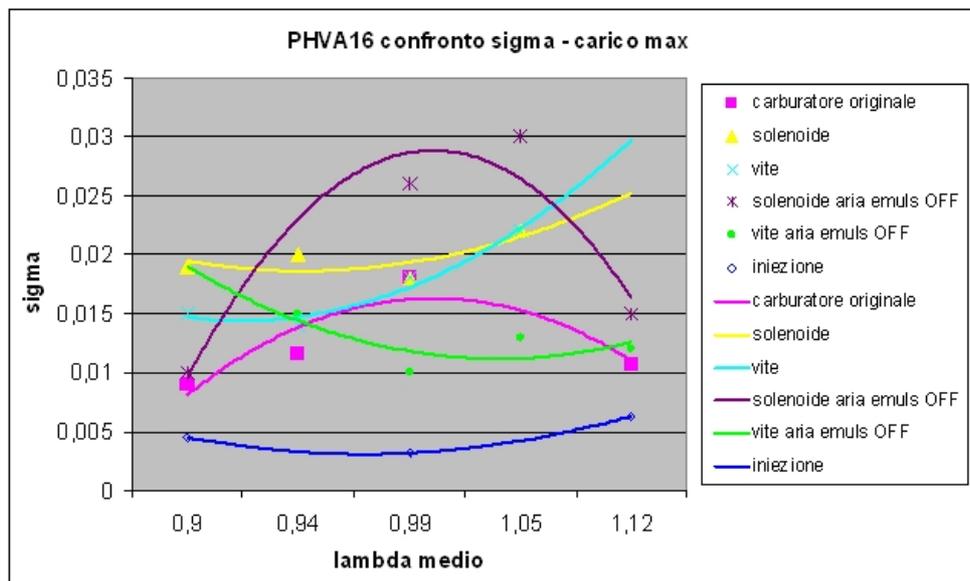


Figura 8.27: Grafici comparativi per il carburatore PHVA16 QD. Andamento dello scarto quadratico medio dell'indice d'aria λ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a pieno carico

Dall'osservazione dei grafici si nota come i carburatori elettronici con i solenoidi in funzione diano luogo a valori di σ più elevati rispetto alle prove con vite conica, eccetto la prova a pieno carico con il PHVA12, dove i due sistemi di regolazione si equivalgono.

Nelle prove con l'aria antagonista degli emulsionatori chiusa, tale comportamento è confermato. Il PHVA16 presenta dei valori molto elevati di σ quando regolato con i solenoidi e oscillazioni più contenute se si utilizza la vite conica. Nel PHVA12, con questa modifica, è possibile eliminare completamente la formazione di emulsione nel circuito del massimo; come conseguenza, se si regola il titolo con le viti, lo scarto quadratico medio dell'indice d'aria assume valori molto contenuti, circa 1/3 dei valori massimi riscontrati.

Il carburatore originale manifesta un comportamento paragonabile a quello dei PHVA regolati con le viti e le arie antagoniste chiuse; l'iniezione elettronica, infine, mostra la propria

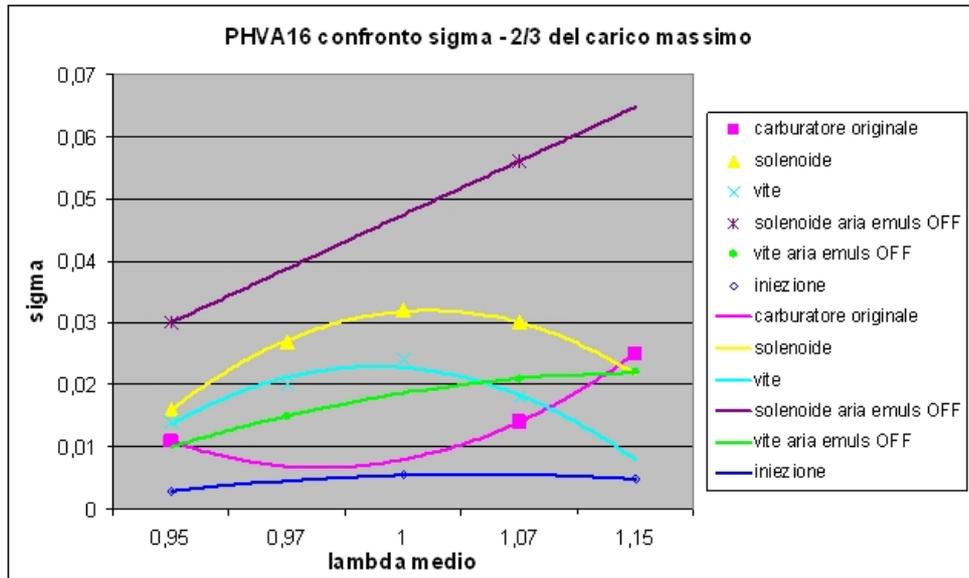


Figura 8.28: Grafici comparativi per il carburatore PHVA16 QD. Andamento dello scarto quadratico medio dell'indice d'aria λ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a 2/3 del carico massimo.

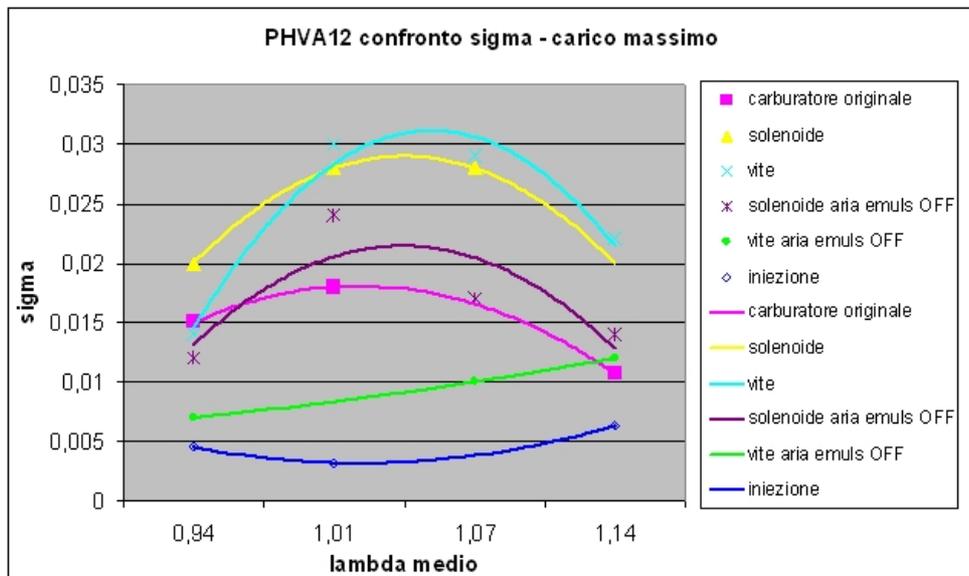


Figura 8.29: Grafici comparativi per il carburatore PHVA12 KS. Andamento dello scarto quadratico medio dell'indice d'aria λ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a pieno carico.

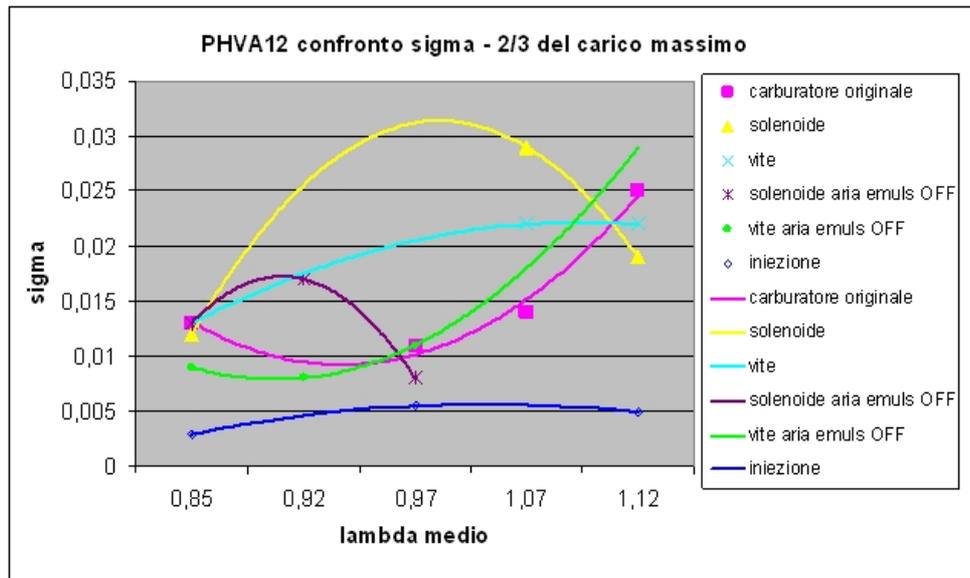


Figura 8.30: Grafici comparativi per il carburatore PHVA12 KS. Andamento dello scarto quadratico medio dell'indice d'aria λ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a 2/3 del carico massimo.

superiorità con valori di σ molto bassi (circa 1/6 del σ di un PHVA con la valvola a solenoide in funzione) e soprattutto, pressochè costanti al variare di λ .

8.3.2 Confronto del $\Delta\lambda$

Nelle figure 8.31 ÷ 8.34 sono riepilogati i valori di $\Delta\lambda$ rilevati in tutte le prove già illustrate, rispettivamente per il carburatore PHVA16 QD e PHVA12 KS e messi a confronto con i dati ricavati dalle prove con il carburatore originale e l'iniezione elettronica.

Anche in questo caso, per le curve di interpolazione, è stata scelta una polinomiale di 2° grado ed i grafici permettono di confermare quanto già affermato nell'analisi del σ .

L'ipotesi che il circuito di emulsione del combustibile sia in parte responsabile delle elevate oscillazioni del titolo riscontrate è, per questi carburatori e nelle nostre condizioni di prova, confermata. Così pure la frequenza di 10 Hz scelta per il pilotaggio dei solenoidi appare inadeguata in quanto, regolando in maniera statica i flussi delle arie antagoniste, si sono ottenuti risultati migliori con valori di $\Delta\lambda$ circa quattro volte inferiori a quelli fatti riscontrare quando i carburatori venivano regolati in duty-cycle con aria agli emulsinatori aperta.

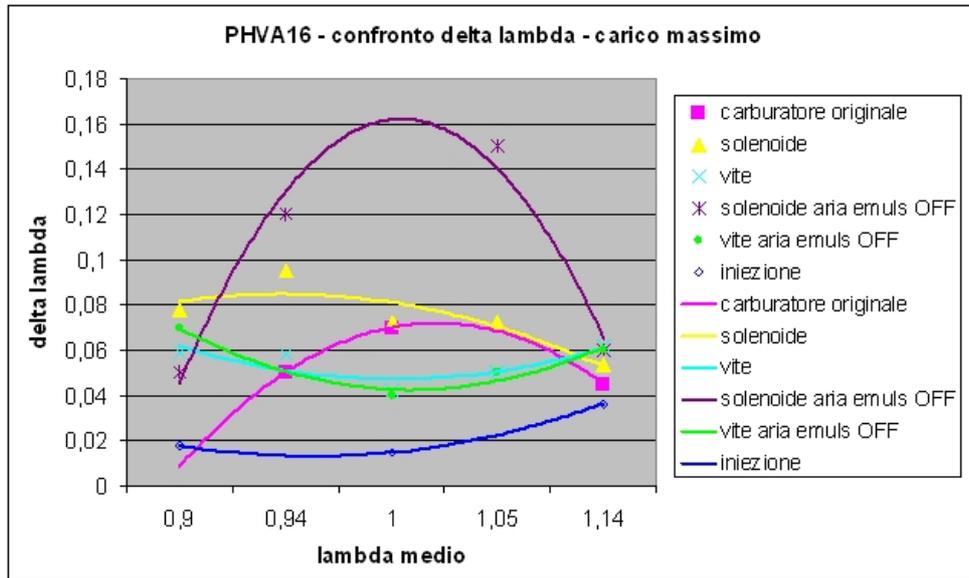


Figura 8.31: Grafici comparativi per il carburatore PHVA16 QD. Andamento del $\Delta\lambda$ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a carico massimo.

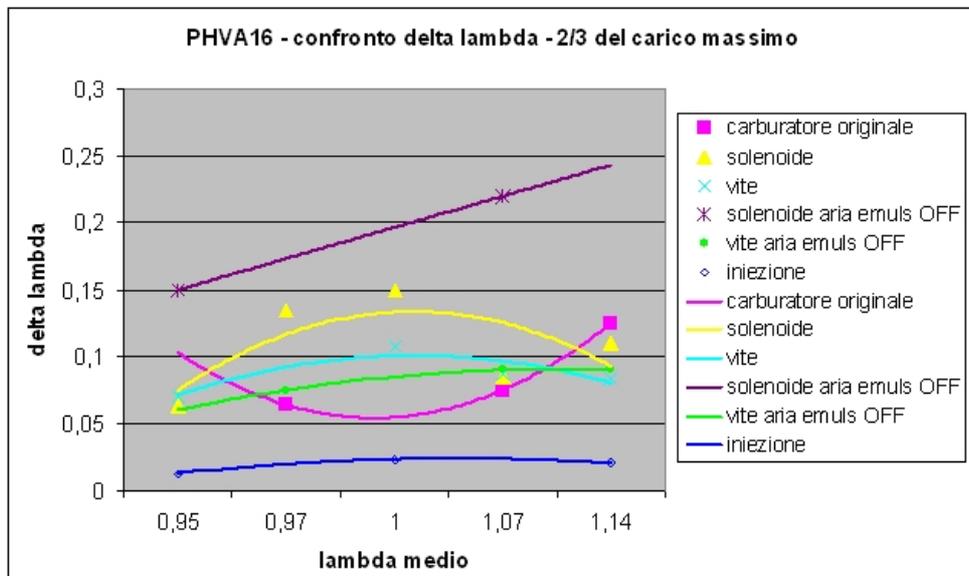


Figura 8.32: Grafici comparativi per il carburatore PHVA16 QD. Andamento del $\Delta\lambda$ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a 2/3 del carico massimo.

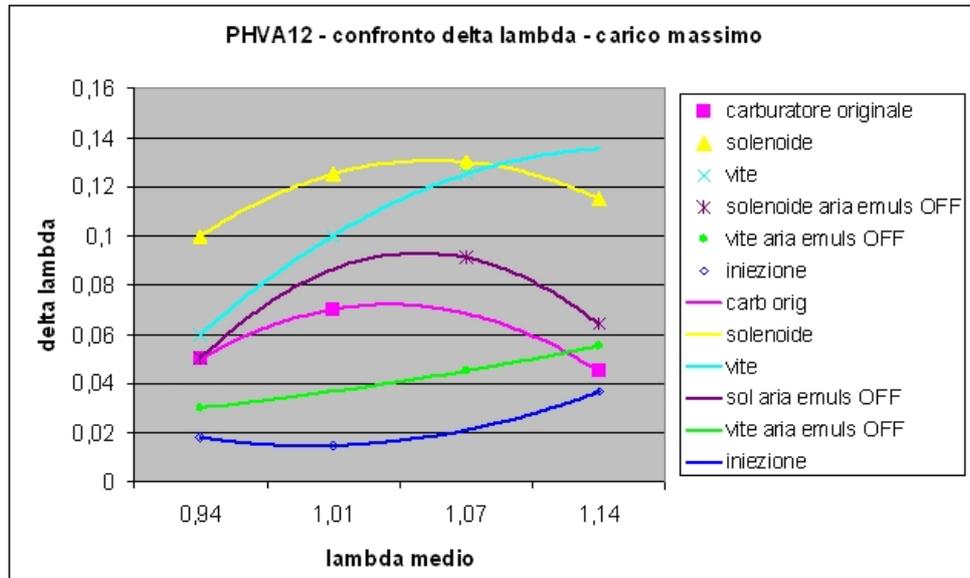


Figura 8.33: Grafici comparativi per il carburatore PHVA12 KS. Andamento del $\Delta\lambda$ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a carico massimo.

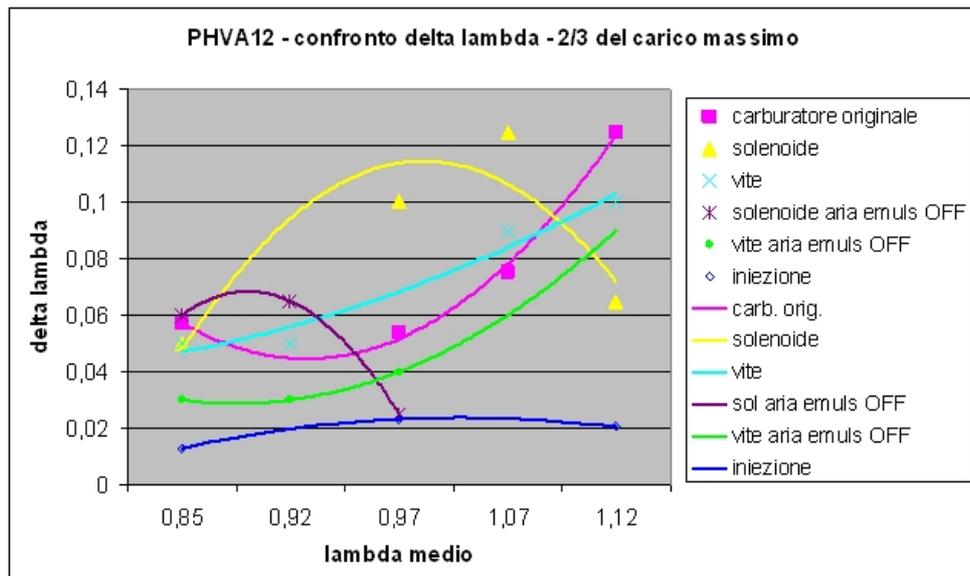


Figura 8.34: Grafici comparativi per il carburatore PHVA12 KS. Andamento del $\Delta\lambda$ in tutte le configurazioni sperimentate. Prove a 2/3 del carico massimo.

Capitolo 9

Conclusioni e sviluppi futuri

Sono state condotte numerose prove sui carburatori oggetto dello studio per ottenere molteplici elementi di giudizio sul controllo del titolo della miscela mediante pilotaggio dell'aria antagonista. Si sono effettuate anche prove con il carburatore originale e con il sistema di iniezione elettronica fasata allo scopo di avere una base di riferimento per valutare i miglioramenti ottenibili con i carburatori innovativi.

La regolazione dell'aria antagonista è stata effettuata sia mediante le valvole a solenoide di cui i carburatori PHVA16 e PHVA12 sono dotati, sia sostituendo a tali valvole delle viti regolabili manualmente allo scopo di valutare gli eventuali effetti negativi derivanti dalla bassa frequenza di pilotaggio del solenoide (10 Hz).

Dalle prove (vedi fig. 8.2 ÷ 8.9) è risultato che sia la regolazione a solenoide che quella a vite dell'aria antagonista sono idonee a far variare il titolo nelle condizioni di prova del motore, tuttavia in ogni caso (vedi fig. 8.27 ÷ 8.34) i carburatori oggetto dello studio danno luogo ad una variabilità del titolo, intorno al valore medio, maggiore del carburatore originale e dell'iniezione (quello che si comporta peggio è il PHVA16) e le valvole a solenoide peggiorano la già non brillante situazione, confermando che la frequenza di pulsazione è troppo bassa.

Si è supposto che una causa della dispersione fosse il sistema emulsionatore, responsabile di far affluire nel Venturi un'emulsione di composizione variabile. Il migliore comportamento del carburatore originale potrebbe spiegarsi con il diverso disegno di tale sistema. Allo scopo di eliminare la presenza di combustibile emulsionato nel circuito del massimo e verificare così la correttezza dell'ipotesi, nei carburatori PHVA è stato chiuso il getto dell'aria antagonista del massimo. L'intervento non è però risolutivo nel caso del PHVA16 in cui, come detto nel paragrafo 6.2, nel circuito emulsionatore del massimo affluisce l'aria antagonista supplementare.

I risultati della sperimentazione, riportati nelle fig. 8.10 ÷ 8.17, consentono di confermare l'ipotesi. Infatti (vedi confronti nelle fig. 8.27 ÷ 8.30) si ha un miglioramento complessivo della regolarità del titolo quando è chiuso il getto dell'aria antagonista del massimo e questo comportamento, come atteso, è meno evidente con il PHVA16 per le ragioni dette precedentemente. Tale tendenza generale si evince anche dai grafici delle fig. 8.31 ÷ 8.34, dove

viene riportato il $\Delta\lambda$ del titolo (differenza tra il valore minimo e massimo del titolo sui cicli analizzati) al variare del titolo e del carico. I risultati migliori si ottengono abbinando la chiusura del getto dell'aria antagonista del massimo alla regolazione tramite vite dell'aria secondaria, la qual cosa elimina la variabilità introdotta dalla bassa frequenza di pilotaggio del solenoide.

Tra tutte le prove, poi, quelle con l'iniezione elettronica presa come riferimento hanno ovviamente fornito risultati nettamente migliori, con oscillazioni del λ molto più contenute e soprattutto pressochè costanti al variare del titolo medio.

Alla luce di quanto osservato si può concludere che, ai fini della riduzione delle emissioni inquinanti, la soluzione dell'impiego dei carburatori ad *arie pilotate* Dell'Orto PHVA16 QD e PHVA12 KS, in abbinamento alla particolare strategia di controllo richiesta, non è da ritenersi soddisfacente sul tipo di motore utilizzato nelle prove.

Pur riuscendo ad ottenere una variazione del titolo medio entro il campo desiderato ($0,85 \leq \lambda \leq 1,2$), le fluttuazioni nell'intorno di tale valore sono troppo elevate, tali da introdurre ulteriore dispersione ciclica ed in definitiva di invalidare la strategia del controllo in retroazione mediante la misura delle variazioni cicliche della velocità angolare.

Prima di proseguire con la messa a punto del software di gestione della centralina, è auspicabile pertanto approfondire ulteriormente la ricerca, ottimizzando il funzionamento del carburatore per garantire una regolarità del titolo maggiore, sia intervenendo sui circuiti del carburatore, in particolare sull'emulsionatore, sia prevedendo l'impiego di solenoidi funzionanti a frequenze maggiori degli attuali 10 *Hz* o di attuatori di tipo lineare proporzionale.

Appendice A

Le principali normative antinquinamento dei piccoli motori non stradali

California Air Resources Board (CARB)

Limiti alle emissioni dei piccoli motori (<25 CV) industriali e agricoli:

Handheld Equipment		Emission levels in g/bHp-hr			
Year	Displacement	<i>HC</i>	<i>CO</i>	<i>NO_x</i>	<i>PM</i>
1995-98	Less than 20cc	220	600	4.0	—
“	20cc to <50cc	180	600	4.0	—
“	50cc and greater	120	300	4.0	—
Non Handheld Equipment		Emission levels in g/bHp-hr			
Year	Displacement	<i>HC+NO_x</i>		<i>CO</i>	<i>PM</i>
1995-98	Less than 225cc	12		300	0.9
“	225cc and gr.	10		300	0.9

Tabella A.1: 1995-1998 Utility Engine Emission Standards.

Handheld Equipment		Emission levels in g/bHp-hr			
Year	Displacement	<i>HC</i>	<i>CO</i>	<i>NO_x</i>	<i>PM</i>
1999 and later	All	50	130	4.0	0.25
Non Handheld Equipment		Emission levels in g/bHp-hr			
Year	Displacement	<i>HC+NO_x</i>		<i>CO</i>	<i>PM</i>
1999 and later	All	3.2		100	0.25

Tabella A.2: 1995-1998 Utility Engine Emission Standards.

Environment Protection Agency (EPA)

Limiti alle emissioni dei piccoli motori (<25 CV) industriali e agricoli:

Engine Class	Engine Type	Engine Disp. [cm^3]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO_x [g/kWh]	$HC+NO_x$ [g/kWh]
I	Non Handheld	<225	517	—	—	16.1
II	Non Handheld	>225	517	—	—	13.4
III	Handheld	<20	805	295	5.36	—
IV	Handheld	$\geq 20, < 50$	603	241	5.36	—
V	Handheld	≤ 50	603	161	5.36	—

Tabella A.3: US Federal emission standards for small non-road s.i. engines at or below 19kW (Phase I).

Engine Class	Engine Disp. [cm^3]	CO [g/kWh]	$NMHC+NO_x$ [g/kWh]	$HC+NO_x$ [g/kWh]
I	<225	610	14.8	16.1
Effective date: August 1, 2007; in addition, any Class I engine family initially produced on or after August 1, 2003 must meet the Phase 2 Class I standards before they may be introduced into commerce.				

Tabella A.4: Phase 2 Class I Engine exhaust emission standards.

		Model year				
Engine Class	Emission requirement	2001	2002	2003	2004	2005
II	$HC+NO_x$	18	16.6	15.0	13.6	12.1
	$NMHC+NO_x$	16.7	15.3	14.0	12.7	11.3
	CO	610	610	610	610	610

Tabella A.5: Phase 2 Class II Engine exhaust emission standards by model year.

Engine Class	2002	2003	2004	2005	2006	2007 and later
III	238	175	113	50	50	50
IV	146	148	99	50	50	50
V	—	—	143	119	96	72

Tabella A.6: Phase 2 — $HC+NO_x$ Emission standards for Handheld Engines (in g-kW-h) by Model Year.

Comunità Europea (EU)

I paragrafi seguenti sono tratti dalla “DIRETTIVA 2002/88/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO” del 9 dicembre 2002, che stabilisce le regole per il rilascio delle omologazioni per i motori off road negli Stati membri dell’Unione Europea.

Motori ad accensione comandata: suddivisione in classi

Ai fini della presente direttiva i motori ad accensione comandata vengono suddivisi nelle seguenti classi:

Classe principale S: piccoli motori con potenza netta $\leq 19\text{kW}$.

La classe principale S si suddivide a sua volta in due categorie:

H: motori per macchine portatili

N: motori per macchine non portatili

Classe/Categoria	Cilindrata [cm^3]
Motori Portatili	
Classe SH:1	<20
Classe SH:2	≥ 20 <50
Classe SH:3	≥ 50
Motori non Portatili	
Classe SN:1	<66
Classe SN:2	≥ 66 <100
Classe SN:3	≥ 100 <225
Classe SN:4	≥ 225

Tabella A.7: La divisione in classi e categorie.

FASE I DI OMOLOGAZIONE

Gli Stati membri negano il rilascio dell'omologazione per un tipo di motore o una famiglia di motori e il rilascio dei documenti di cui all'allegato VII e ogni altra omologazione per le macchine mobili non stradali su cui sia montato un motore dopo l'11 agosto 2004, se il motore non soddisfa i requisiti stabiliti dalla presente direttiva e se le emissioni di inquinanti gassosi prodotte dal motore in questione non sono conformi ai valori limite definiti nella tabella di cui al punto 4.2.2.1 dell'allegato I.

4.2.2.1. Le emissioni di monossido di carbonio, idrocarburi, ossido d'azoto e la somma totale di idrocarburi e ossidi di azoto non devono superare, per la fase I, i valori indicati nella tabella seguente:

Classe	Monossido di carbonio (CO) [g/kWh]	Somma di Idrocarburi e Ossido di azoto (HC+NO _x) [g/kWh]
Classe SH:1	805	50
Classe SH:2	805	50
Classe SH:3	603	72
Classe SN:1	610	50.0
Classe SN:2	610	40.0
Classe SN:3	610	16.1
Classe SN:4	610	12.1

Tabella A.8: EU — Fase I.

FASE II DI OMOLOGAZIONE

Gli Stati membri negano il rilascio dell'omologazione per un tipo di motore o una famiglia di motori e il rilascio dei documenti di cui all'allegato VII e di ogni altra omologazione per le macchine mobili non stradali su cui sia montato un motore:

- successivamente al 1° agosto 2004 per le classi di motori SN:1 ed SN:2;
- successivamente al 1° agosto 2006 per la classe di motori SN:4;
- successivamente al 1° agosto 2007 per le classi di motori SH:1, SH:2 ed SN:3;
- successivamente al 1° agosto 2008 per la classe di motori SH:3;

se il motore non soddisfa i requisiti stabiliti dalla presente direttiva e se le emissioni di inquinanti gassosi prodotte dal motore in questione non sono conformi ai valori limite definiti nella tabella di cui al punto 4.2.2.2 dell'allegato I.

4.2.2.3 Le emissioni di monossido di carbonio e la somma totale di idrocarburi e ossidi di azoto non devono superare, per la fase II, i valori indicati nella tabella seguente.

Classe	Monossido di Carbonio (CO) [g/kWh]	Idrocarburi (HC) [g/kWh]	Ossidi di azoto (NO_x) [g/kWh]	Somma di Idrocarburi e di Ossido di azoto $HC+NO_x$ [g/kWh]
SH:1	805	295	5.36	
SH:2	805	241	5.36	
SH:3	603	161	5.36	
SN:1	519			50
SN:2	519			40
SN:3	519			16.1
SN:4	519			13.4

Tabella A.9: EU — Fase II.

Le emissioni di NO_x per tutte le classi di motori non devono superare i 10g/kWh.

Appendice B

Parametri di impostazione del freno

Tabelle dei parametri di impostazione del freno utilizzati nelle prove.

$K_p P_{id}$ coppia	3,34
$K_i P_{id}$ coppia	4,00
$K_d P_{id}$ coppia	1,00
$K_p P_{id}$ velocità	10,00
$K_i P_{id}$ velocità	5,00
$K_d P_{id}$ velocità	0
$K_{pr} P_{id}$ velocità	5,00
$K_{ir} P_{id}$ velocità	5,00
$K_{dr} P_{id}$ velocità	5,00
K_{mn^2}	100,00
Fuori giri	035,00
I frenatura ALL	50,00

Tabella B.1: Parametri impostati per le prove a giri costanti.

$K_p P_{id}$ coppia	3,34
$K_i P_{id}$ coppia	4,00
$K_d P_{id}$ coppia	1,00
$K_p P_{id}$ velocità	10,00
$K_i P_{id}$ velocità	5,00
$K_d P_{id}$ velocità	5,00
$K_{pr} P_{id}$ velocità	5,00
$K_{ir} P_{id}$ velocità	5,00
$K_{dr} P_{id}$ velocità	5,00
K_{mn^2}	100,00
Fuori giri	040,00
I frenatura ALL	40,00

Tabella B.2: Parametri impostati per le prove a coppia costante.

Appendice C

La funzione Matlab lambda.m

```
function []=lambda()

load ciclo.txt

u=[0:3600:200000];
pressione1=ciclo(1:u(1,2),2); pmax(1)=max(pressione1);
for t=2:50
    eval(['pressione' num2str(t) '=ciclo((u(1,t)+1):u(1,t+1),2);']);
    eval(['pmax(t)=max(pressione' num2str(t) ')']);
end
pmaxmax=max(pmax)
pmaxmin=min(pmax)
pmaxmean=mean(pmax)
somma=0;
for i = 1:50
    scartoq=(pmax(i)-pmaxmean)*(pmax(i)-pmaxmean);
    somma=somma+scartoq;
end
sigma=sqrt(somma/50);
COV=sigma/pmaxmean*100
pmax

lambda1=ciclo(1:u(1,2),3); lambda(1)=mean(lambda1);
for t1=2:50
    eval(['lambda' num2str(t1) '=ciclo((u(1,t1)+1):u(1,t1+1),3);']);
    eval(['lambda(t1)=mean(lambda' num2str(t1) ')']);
end
```

```
lambdamax=max(lambda)
lambdamin=min(lambda)
lambdamean=mean(lambda)
somma=0;
for i = 1:50
    scartoq=(lambda(i)-lambdamean)*(lambda(i)-lambdamean);
    somma=somma+scartoq;
end
sigma=sqrt(somma/50);
COV=sigma/lambdamean*100
```

Appendice D

Tabelle dei dati sperimentali

Si riportano le tabelle dei dati ricavati dalla sperimentazione:

Tutte le prove sono state effettuate al regime di 3300 giri/min.

Nb: Per la voce “Vite aria”: c = chiusa, p = parzializzata, a = aperta.

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	10,77	3,72	336	0,899	0,857	0,935	0,0190	2,109
100	40	10,02	3,46	348	0,940	0,881	0,977	0,0222	2,366
100	60	11,09	3,85	309	0,986	0,956	1,036	0,0178	1,800
100	80	10,77	3,72	312	1,012	0,965	1,062	0,0242	2,394
100	100	10,56	3,64	311	1,076	1,020	1,118	0,0237	2,207
66	0	6,72	2,32	334	0,949	0,923	0,987	0,0159	1,671
66	40	7,14	2,46	330	0,967	0,911	1,048	0,0268	2,770
66	60	6,89	2,38	329	1,007	0,950	1,101	0,0321	3,188
66	80	7,4	2,55	318	1,073	1,009	1,142	0,0302	2,816
66	100	6,72	2,32	334	1,159	1,101	1,209	0,0273	2,354

Tabella D.1: Carburatore PHVA16, getto max 64, getto min 32, spillo conico A7 alla II tacca, emulsionatore 208HA. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle.

Carico [%]	Getto max [μm]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	880	10,77	3,72	341	0,878	0,858	0,895	0,0086	0,978
66	880	7,04	2,43	381	0,870	0,843	0,901	0,0129	1,486
100	840	10,56	3,64	341	0,931	0,911	0,960	0,0115	1,240
66	840	7,25	2,50	352	0,949	0,912	0,966	0,0111	1,172
100	800	10,77	3,72	316	0,954	0,926	1,002	0,0178	1,868
66	800	6,87	2,37	337	1,064	1,032	1,108	0,0137	1,287
100	760	10,34	3,57	315	1,118	1,093	1,140	0,0107	0,954
66	760	6,82	2,35	329	1,145	1,096	1,222	0,0250	2,184

Tabella D.12: Prove con carburatore originale (Dell’Orto FHC20-16 G).

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	10,02	3,46	358	0,934	0,894	0,987	0,0198	2,110
100	40	9,17	3,16	356	1,013	0,930	1,102	0,0281	2,773
100	60	8,85	3,05	351	1,072	0,992	1,123	0,0278	2,592
100	80	8,64	2,98	341	1,120	1,070	1,186	0,0302	2,691
100	100	8,32	2,87	351	1,185	1,114	1,327	0,0419	3,532
66	0	6,5	2,24	405	0,840	0,819	0,866	0,0122	1,453
66	40	6,18	2,13	363	0,942	0,844	1,054	0,0431	4,571
66	60	5,97	2,06	353	0,999	0,911	1,076	0,0329	3,290
66	80	5,54	1,91	362	1,073	1,015	1,142	0,0286	2,663
66	100	5,33	1,84	357	1,117	1,080	1,147	0,0187	1,673

Tabella D.2: Carburatore PHVA12, getto max 66, getto min 30, emulsionatore 208HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle.

Carico [%]	Vite aria c-p-a	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	c	11,52	3,98	343	0,909	0,873	0,932	0,0143	1,570
100	p	10,88	3,75	331	0,948	0,925	0,983	0,0128	1,353
100	p	10,24	3,53	336	1,011	0,975	1,049	0,175	1,731
100	a	10,99	3,79	306	1,052	0,982	1,091	0,0213	2,023
66	c	6,93	2,39	353	0,954	0,923	0,985	0,0140	1,469
66	p	6,48	2,23	343	0,971	0,928	1,021	0,0205	2,112
66	p	6,65	2,29	353	0,991	0,941	1,049	0,0249	2,515
66	a	6,82	2,35	330	1,110	1,067	1,151	0,0182	1,626

Tabella D.3: Carburatore PHVA16, getto max 64, getto min 32, spillo conico A7 alla II tacca, emulsionatore 208HA. Prove con vite a regolazione manuale.

Carico [%]	Vite aria c-p-a	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	c	10,02	3,46	345	0,932	0,909	0,957	0,0136	1,463
100	p	9,49	3,27	333	1,038	0,962	1,098	0,0325	3,134
100	a	8,96	3,09	340	1,074	0,994	1,119	0,0286	2,661
66	c	6,5	2,24	397	0,886	0,861	0,911	0,0124	1,401
66	p	6,03	2,08	341	1,065	1,010	1,098	0,0215	2,018
66	a	5,54	1,91	358	1,133	1,069	1,169	0,0219	1,935

Tabella D.4: Carburatore PHVA12, getto max 66, getto min 30, emulsionatore 208HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con vite a regolazione manuale.

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	11,52	3,98	330	0,900	0,854	0,945	0,0200	2,216
100	40	10,77	3,72	329	0,978	0,946	1,048	0,0205	2,092
100	60	11,31	3,90	313	1,012	0,977	1,050	0,0169	1,672
100	80	10,77	3,72	331	1,047	1,010	1,082	0,0186	1,777
100	100	10,77	3,72	328	1,108	1,071	1,124	0,0115	1,040
66	0	7,04	2,43	344	1,054	1,008	1,095	0,0161	1,522
66	40	6,91	2,38	356	1,074	1,032	1,116	0,0189	1,756
66	60	7,55	2,60	353	1,095	1,048	1,159	0,0247	2,251
66	80	7,04	2,43	351	1,166	1,085	1,274	0,0493	4,224

Tabella D.5: Carburatore PHVA16, getto max 64, getto min 32, spillo conico A7 alla II tacca, emulsione 208HA. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle e gioco valvola di aspirazione = 0.7 mm. Nota: non è stato possibile condurre la prova a 2/3 del carico al 100% del duty-cycle a causa dell'instabilità di funzionamento del motore.

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	11,09	3,83	321	0,918	0,888	0,938	0,0108	1,172
100 (1)	40	9,17	3,16	384	0,972	0,817	1,345	0,0965	9,921
100	60	10,67	3,68	325	0,973	0,925	1,046	0,0264	2,714
100	80	10,02	3,46	332	1,035	0,957	1,111	0,0305	2,949
100	100	9,92	3,42	330	1,132	1,094	1,155	0,0157	1,383
66	0	7,04	2,43	474	0,746	0,739	0,755	0,0042	0,558
66	40	6,72	2,32	407	0,832	0,756	0,920	0,0404	4,850
66	60	6,4	2,21	378	0,955	0,913	1,061	0,0304	3,178
66	80	5,86	2,02	360	1,097	1,014	1,233	0,0565	5,149
66	100	4,37	1,50	420	1,288	1,212	1,448	0,0462	3,589

Tabella D.6: Carburatore PHVA16, getto max 64, getto min 32, spillo conico A7 alla II tacca, emulsione 208HA. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle e aria antagonista del massimo chiusa.

note: (1) Motore molto irregolare.

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	9,17	3,16	341	0,877	0,863	0,899	0,0082	0,932
100	40	9,38	3,24	336	0,946	0,900	0,979	0,0171	1,812
100	60	9,92	3,42	318	0,960	0,926	0,985	0,0150	1,573
100	80	10,02	3,46	317	0,987	0,967	1,013	0,0114	1,154
100	100	10,02	3,46	317	1,046	1,020	1,078	0,0157	1,496
66	0	6,82	2,35	463	0,732	0,720	0,741	0,0049	0,667
66	60	7,04	2,43	400	0,815	0,787	0,854	0,0154	1,888
66	100	7,04	2,43	370	0,868	0,860	0,875	0,0035	0,402

Tabella D.7: Carburatore PHVA12, getto max 56, getto min 32, emulsione 212HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle e aria antagonista del massimo chiusa.

Carico [%]	Duty-cycle [%]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	0	10,45	3,61	316	0,974	0,953	1,002	0,0118	1,215
100	40	9,92	3,42	323	1,021	0,970	1,075	0,0242	2,370
100	60	9,7	3,35	311	1,064	1,012	1,103	0,0170	1,601
100	80	9,38	3,24	313	1,090	1,056	1,129	0,0159	1,458
100	100	9,17	3,16	316	1,124	1,092	1,155	0,0135	1,196
66	0	7,04	2,43	422	0,763	0,756	0,781	0,0039	0,507
66	40	7,10	2,45	374	0,833	0,807	0,867	0,0134	1,604
66	60	7,10	2,45	363	0,868	0,843	0,895	0,0147	1,696
66	80	6,96	2,40	358	0,896	0,871	0,935	0,0173	1,934
66	100	6,98	2,41	347	0,941	0,930	0,955	0,0067	0,712

Tabella D.8: Carburatore PHVA12, getto max 52, getto min 32, emulsionatore 212HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con solenoide pilotato in duty-cycle e aria antagonista del massimo chiusa.

Carico [%]	Vite aria c-p-a	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	c	10,99	3,79	315	0,936	0,906	0,978	0,0150	1,605
100	p	10,13	3,49	304	1,013	0,986	1,028	0,0109	1,078
100	p	9,81	3,38	308	1,101	1,078	1,127	0,0127	1,157
100	a	9,38	3,24	316	1,141	1,106	1,168	0,0118	1,031
66	c	7,46	2,57	444	0,756	0,747	0,764	0,0045	0,597
66	p	7,46	2,57	343	0,967	0,934	1,012	0,0146	1,509
66	p	6,82	2,35	352	1,068	1,028	1,115	0,0215	2,013
66	p	5,76	1,99	351	1,215	1,182	1,277	0,0221	1,818
66	a	6,82	2,35	353	1,303	1,268	1,355	0,0186	1,424

Tabella D.9: Carburatore PHVA16, getto max 64, getto min 32, spillo conico A7 alla II tacca, emulsionatore 208HA. Prove con vite a regolazione manuale e aria antagonista del massimo chiusa.

Carico [%]	Vite aria c-p-a	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	c	10,24	3,53	359	0,834	0,819	0,865	0,0105	1,263
100	p	10,02	3,46	332	0,929	0,910	0,954	0,0077	0,826
100	a	9,81	3,38	319	0,991	0,970	1,027	0,0141	1,423
66	c	6,93	2,39	463	0,730	0,719	0,750	0,0091	1,251
66	p	6,93	2,39	406	0,814	0,791	0,832	0,0113	1,386
66	a	6,82	2,35	379	0,882	0,870	0,896	0,0078	0,881

Tabella D.10: Carburatore PHVA12, getto max 56, getto min 32, emulsionatore 212HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con vite a regolazione manuale e aria antagonista del massimo chiusa.

Carico [%]	Vite aria c-p-a	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	c	10,77	3,72	321	0,933	0,917	0,948	0,0072	0,774
100	p	9,81	3,38	319	1,056	1,028	1,075	0,0103	0,978
100	a	9,17	3,16	318	1,144	1,119	1,174	0,0123	1,077
66	c	7,04	2,43	433	0,769	0,750	0,782	0,0094	1,221
66	p	7,04	2,43	351	0,922	0,908	0,937	0,0079	0,854
66	a	7,04	2,43	333	0,975	0,952	0,990	0,0118	1,205

Tabella D.11: Carburatore PHVA12, getto max 52, getto min 32, emulsionatore 212HA, spillo conico A21 alla IV tacca. Prove con vite a regolazione manuale e aria antagonista del massimo chiusa.

Carico [%]	T. iniez. [ms]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	c_{sc} [$\frac{gr}{(kWh)}$]	$\bar{\lambda}$	λ_{min}	λ_{max}	σ	COV
100	3,4	10,77	3,72	372	0,855	0,845	0,863	0,0045	0,527
100	2,75	11,28	3,89	310	0,982	0,973	0,988	0,0032	0,323
100	1,98	8,77	3,03	327	1,148	1,127	1,164	0,0063	0,549
66	1,72	6,4	2,21	403	0,846	0,842	0,855	0,0029	0,337
66	1,49	6,47	2,23	351	1,002	0,992	1,016	0,0055	0,552
66	1,46	6,61	2,28	340	1,159	1,144	1,164	0,0049	0,422

Tabella D.13: Prove con iniezione elettronica fasata. Pressione di iniezione 2 bar, inizio iniezione in prossimità della fase di incrocio.

Bibliografia

- [1] A. Buccheri. *Studio e realizzazione di sistema elettronico di controllo per carburatore a solenoide*. Tesi di Laurea.
- [2] A. Scipioni. *Studio sperimentale del controllo in retroazione del titolo di miscela in un motore AC*. Tesi di Laurea.
- [3] API com S.r.l. *MP 2030 Alimentatore per freno a correnti parassite*. Descrizione uso e manutenzione.
- [4] AVL LIST Ges.m.b.H. Graz. *Apparecchiatura di misura dinamica consumo carburante AVL Mod. 730*. Manuale operativo.
- [5] AVL LIST Ges.m.b.H. Graz. *AVL 619 Indimeter*. Operating Instructions.
- [6] AVL LIST Ges.m.b.H. Graz. *OPTICAL CRANK ANGLE MARKER Type 360C / 600*. Operating Instructions.
- [7] G. Bocchi. *Motori a quattro tempi*. Hoepli, 1987.
- [8] Consiglio dell'Unione Europea. Direttiva 1999/96/CE del 15 dicembre 1999. Gazzetta Ufficiale delle Comunità Europee 28-12-1999.
- [9] Don DeMaster, Roger Gault, Bill Latus. *Catalytic Converters for Small Spark-Ignited Nonhandheld Utility Engines*. January 6, 1998. www.epa.org.
- [10] Nir Ozdor Mark Dulger, Eran Sher. *Cyclic Variability in Spark-Ignition Engine—A Literature Survey*. SAE-Paper 940987, 1994.
- [11] Colin R. Ferguson. *Internal Combustion Engines applied thermosciences*. Wiley, 1986.
- [12] G.H. Fisher. *Carburation - Volume One*. Chapman & All LTD, fourth revised edition, 1963.
- [13] R. Gentili. Dispense del corso di motori termici per trazione.
- [14] J.B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

- [15] James G. Conley, Jens K. Olsen and K. Kurihara, Gene Rickard, Hans Hermann. *The development of a Durable, Cost Effective, Overhead Valve Train for Application to Small, 4-Cycle Engines*. SAE Paper 961729, 1996.
- [16] Jeff J. With, James N. Carroll, Charles T. Hare, Jacline G. Lourenco. *Emission Control Strategies for Small Utility Engines*. SAE Paper 911807, 1991.
- [17] Jeff J. With, James N. Carroll, Charles T. Hare, Jacline G. Lourenco. *Emission Factors for Small Utility Engines*. SAE Paper 910560, 1991.
- [18] Kistler Instrumente AG Winterthur. *Laboratory Charge Amplifier Type 5011-B*. Operating Instructions.
- [19] Kistler Instrumente AG Winterthur. *M5-Sensors*. Operating Instructions.
- [20] R. Della Volpe, M. Migliaccio. *Motori a combustione interna per autotrazione*. Liguori, 1995.
- [21] Giovanni Marro. *Controlli Automatici*. Zanichelli, 1999.
- [22] Fredric A. Matekunas. *Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability*. SAE-Paper 830337, 1983.
- [23] P. Dell'Orto, G. Berlusconi, P. Colombo. *Dell'Orto Electronic Carburetor*. SAE Paper 2001-01-1862/4283.
- [24] R. Gentili, A. Marini, R. Roncella, P. Terreni. *Breakdown Ignition System For S.I. Engines: Evolution, Characterisation And Diagnostic*. 1st International Conference on Control and Diagnostics in Automotive Applications, Genova, Ott.96.
- [25] R. Massari. *Ottimizzazione di un sistema di iniezione pneumatica a bassa pressione per motori a 2T ad A.C.* Tesi di Laurea.
- [26] R. Radu, R. Taccani. *Experimental Setup For The Cyclic Variability Analysis on a Spark Ignition Engine*. SAE-NA 2003-01-19, 2003.
- [27] Staff Report :Utility Engine Regulation Status Report. Public meeting to consider progress toward complying with the 1999 utility engine regulations. State of California Air Resources Board, December 8, 1995.
- [28] Tadashi Tokui, Junya Shirahata. *Small Engine Catalyst for US Emission Regulations*. SAE Paper 2002-32-1837.
- [29] Tecumseh Europa. *Motori BV, BVL, VANTAGE, PRISMA, SYNERGY, PREMIER, SPECTRA, FUTURA*. Istruzioni per le riparazioni.

- [30] E. Weber. *Catalogo generale*. Bologna, seconda edition, 1969.
- [31] Michel B. Young. *Cyclic Dispersion in the homogeneous-Charge Spark-Ignition Engine—
A Literature Survey*. SAE-Paper 810020, 1982.

Indice analitico

- allineamento, 58
- anello chiuso, 46
- antagonista, 50
- arco, 31
- ASCII, 66
- atomizzazione, 33
- autoaccensione, 19

- benzina, 16
- bilancia, 62
- breakdown, 31

- calibrazione, 69
- camma, 77
- campo magnetico, 60
- candela, 20
- carb, 39
- carburatore, 15
- carica fresca, 19
- catalitica, 70
- catalizzatore, 43, 46
- CDI, 54
- cella di carico, 62, 63
- ciclo indicato, 8
- collettore, 75
- combustione progressiva, 19
- corrente di pompaggio, 70
- cov, 25
- crociera, 58

- densità di energia, 20
- depressione, 16
- detonazione, 23
- Diesel, 39
- diffusore, 15, 50

- diluizione, 29, 49
- dispersione, 24
- display, 62
- dissociazione, 38
- duty-cycle, 51
- duty-cycle, 72, 74

- egr, 23, 28, 45
- elettrovalvola, 63
- emulsionatore, 49, 80
- emulsione, 16
- epa, 40
- erosione, 31
- evaporazione, 14

- feedback, 72
- film di combustibile, 14
- flangia, 58
- Focault, 62
- fosforo, 47
- fotodiodo, 66
- fototransistor, 66
- frastagliamento, 26
- frattura, 89
- frazione, 25
- freno, 60
- freno d'aria, 16
- fronte di fiamma, 19, 25

- getto, 15
- guidabilità, 24

- handheld, 39

- idrocarburi incombusti, 70

impulsivo, 58
 indice d'aria, 13, 64
 INDIMETER, 64
 iniettore, 87
 iniezione, 96
 instabilità, 52
 interstizi, 38
 ionico, 70
 irregolarità, 23

 Joule, 62

 KISTLER, 67

 Lambda, 52
 laminare, 16, 28, 34
 latenza, 19
 lavaggio, 29, 42
 lavoro attivo, 8
 lavoro indicato, 8
 lavoro passivo, 8
 Lenz, 62
 linguetta, 58

 magnete, 59
 microcontrollore, 53
 microturbolenza, 21
 miscela, 19
 misfire, 38

 omogeneizzazione, 21
 ossidazione, 70
 ossigeno, 39

 palladio, 46
 particolato, 42
 perdite di carico, 16
 pick-up, 59
 piezoelettrico, 67
 plasma, 20
 platino, 46
 PMS, 66

 politropica, 21
 pompa, 87
 post-combustione, 22
 pressione, 15, 19, 64
 pressione di attrito, 10
 pressione media effettiva, 10
 pressione media indicata, 9
 progressione, 18

 quenching, 38

 radicali, 20
 rapporto di equivalenza, 13, 38
 rapporto di miscela, 38
 rapporto stechiometrico, 13
 rendimento indicato, 9
 rendimento meccanico, 9
 retroazione, 96
 ricircolo, 33
 rilascio, 24
 rodio, 46
 ruota fonica, 66

 scaricatore, 59
 scarto quadratico medio, 24
 SEM, 89
 shaft-encoder, 66
 soffio, 34
 solenoide, 49
 sottofasi, 19
 spillo, 48
 spruzzatore, 15, 17
 squish, 22, 32, 35, 44
 statore, 62
 stechiometrico, 46
 strato limite, 20
 substarto, 46
 swirl, 21, 34, 44

 titolo, 48, 69
 tornitura, 59

traferro, 59
trafilamenti, 47
trivalenti, 46
tubetto emulsionatore, 17
tumble, 21, 36, 44
turbolento, 16, 33
turbolenza, 20, 33

vaschetta, 15
velocità, 15
venturi, 15, 95
vessel, 63
vibrazioni, 58, 73

Wheatstone, 62

zinco, 47