

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA

**Applicazione dell'iniezione diretta di benzina in un
motore a 2 tempi di tipo innovativo**

Relatori

Prof. Ing. Patrizio Nuccio

Prof. Ing. Mario Rocco Marzano

Candidato

Valerio Amadio

Luglio 2003

SOMMARIO

INTRODUZIONE	4
IL MOTORE A DUE TEMPI	4
CAPITOLO I	12
STATO DELL'ARTE DEL MOTORE A DUE TEMPI AD ACCENSIONE COMANDATA	12
<i>I.1: Aprilia Ditech</i>	12
<i>I.2: Peugeot TSDI</i>	39
<i>I.3: Piaggio FAST</i>	42
<i>I.4: Bimota 500 V2</i>	45
<i>I.5: Orbital</i>	48
<i>I.6: Toyota S2</i>	50
<i>I.7: Motore Lotus a carica stratificata</i>	53
CAPITOLO II	56
ESPERIENZE PRECEDENTI SU MOTORI A DUE TEMPI PRESSO IL DIPARTIMENTO DI ENERGETICA DEL POLITECNICO DI TORINO	56
<i>II.1: Propulsore Cagiva T4E 350</i>	56
<i>II.2: Propulsore Benelli 1FB 1226</i>	62
<i>II.3: Propulsore Husqvarna WR250</i>	74
CAPITOLO III	87
TRASFORMAZIONE DEL MOTORE PLURICILINDRICO QUATTRO TEMPI IN MONOCILINDRO DUE TEMPI	87
<i>III.1: Scelta del motore di partenza</i>	88
<i>III.2: Lavaggio unidirezionale e realizzazione delle luci</i>	89
<i>III.3: Stantuffo</i>	95
<i>III.4: Equilibramento</i>	96
<i>III.5: Apparato di distribuzione</i>	97
<i>III.6: Apparato di accensione</i>	109
<i>III.7: Apparati di alimentazione e scarico</i>	115
<i>III.8: Circuito di raffreddamento</i>	123
CAPITOLO IV	131
APPLICAZIONE DELL'INIEZIONE DIRETTA DEL COMBUSTIBILE	131
<i>IV.1: Schema dell'impianto</i>	133
<i>IV.2: Serbatoio, pompa di bassa pressione, filtro</i>	134
<i>IV.3: Pompa ad alta pressione</i>	136
<i>IV.4: Regolatore di pressione Siemens</i>	137
<i>IV.5: Raffreddamento della benzina</i>	139
<i>IV.6: Iniettore</i>	140
<i>IV.7: Prove sperimentali dell'iniettore</i>	143
<i>IV.8: Centralina di controllo dei parametri di iniezione</i>	147
<i>IV.9: Centralina di potenza Siemens</i>	151

CAPITOLO V	152
ALLESTIMENTO DEL BANCO PROVA	152
<i>V.1: Fissaggio al banco prova e freno</i>	153
<i>V.2: Encoder ottico</i>	156
<i>V.2: Pulpito di comando</i>	158
<i>V.3: Torre dei consumi</i>	162
<i>V.4: Banco delle centraline di accensione, di gestione della pressione della benzina ed oscilloscopio</i>	164
<i>V.6: Analisi dei gas di scarico</i>	167
CAPITOLO VI	168
PROVE SPERIMENTALI COL PROTOTIPO	168
<i>VI.1: Posizionamento marker</i>	168
<i>VI.2: Visualizzazione parametri elettronici significativi</i>	171
<i>VI.3: Condizioni reali di funzionamento e visualizzazione problemi</i>	175
<i>VI.4: Primi rilievi sperimentali</i>	177
<i>VI.5: Confronto con le precedenti esperienze su motori a due tempi</i>	180
CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	182
BIBLIOGRAFIA	184

INTRODUZIONE

Il motore a due tempi

Il motore a 2 tempi ad accensione comandata ha conosciuto nel corso della sua storia fasi di alterna fortuna: dal primo prototipo di inizio '900, per mezzo secolo, sono stati profusi notevoli sforzi per sperimentare varie soluzioni tecnico-costruttive; in seguito i ricercatori hanno esaurito la loro creatività relegando a particolari applicazioni, quali il mondo delle corse, lo sviluppo del motore a 2 tempi.

Nelle competizioni questo tipo di motore si è giovato dell'elevata potenza specifica (nell'ordine dei 400 CV/litro), dell'estrema compattezza e leggerezza, a tal punto che la sua fortuna appare in declino solo oggi.

L'impiego del motore a 2 tempi in altri campi è sempre stato limitato: moto di piccola cilindrata, attrezzi manuali da lavoro come motoseghe e decespugliatori, motori marini fuoribordo insomma tutti quei campi dove l'elevata potenza specifica messa a disposizione e la semplicità costruttiva rappresentano caratteristiche irrinunciabili. Ridotti costi di produzione sono una diretta conseguenza della semplicità costruttiva del 2 tempi ad accensione comandata, tuttavia questo vantaggio va attentamente rapportato ai costi di gestione, dove l'elevato consumo specifico rispetto ad un motore 4 tempi vanifica rapidamente le economie iniziali.

Vero tallone d'Achille del motore a 2 tempi tradizionale sono senza dubbio alcuno le emissioni inquinanti. In questo settore si è giunti sino alla fine degli anni 70 mantenendo tutti i difetti che lo avevano contraddistinto in passato e che ne avevano impedito l'impiego in campo automobilistico: primo fra tutti l'elevato livello di

idrocarburi incombusti nei gas di scarico e di conseguenza l'elevato consumo specifico di benzina rispetto al motore a 4 tempi.

Negli ultimi 30 anni le normative sulle emissioni inquinanti dei motori per autotrazione sono divenute sempre più severe e rischiano di mettere al bando il motore a 2 tempi ad accensione comandata. Oggi la ricerca sul 2 tempi ha come intento comune di abbattere le emissioni inquinanti. Questo risultato fondamentale pare attualmente a portata di mano dal momento che non mancano le conoscenze teoriche e sperimentali relative ai complessi fenomeni gas-dinamici che hanno luogo all'interno del cilindro di un motore a 2 tempi ed il livello di tecnologia disponibile è ormai elevatissimo. L'applicazione generalizzata dell'iniezione elettronica sulle autovetture ha portato ad una caduta dei prezzi dei componenti di questi sistemi che opportunamente modificati e adattati possono essere sfruttati sul motore a 2 tempi mantenendo così i costi di produzione e sviluppo ridotti.

La ricerca sull'affinamento del motore a 2 tempi è dettata dal fatto che sotto certi aspetti questo motore è migliore del 4 tempi; è lecito credere e sperare in un suo impiego futuro nel campo motoristico della trazione oggi monopolio del 4 tempi.

A vantaggio del motore a 2 tempi ad accensione comandata gioca la presenza di una fase utile ogni due corse dello stantuffo, mentre nel 4 tempi si ha una fase utile ogni quattro corse dello stantuffo. Al limite quindi un motore a 2 tempi dovrebbe essere in grado di produrre una potenza doppia rispetto ad un motore a 4 tempi, a parità di cilindrata, di velocità di rotazione e di pme; purtroppo nella realtà il minor valore del coefficiente di riempimento λ_v fa sì che il vantaggio sia inferiore a quello teoricamente conseguibile. La pme del motore a 2 tempi ad accensione comandata è inferiore a quella del 4 tempi, ma si può comunque affermare che il motore a 2 tempi presenta una potenza specifica maggiore del 4 tempi. Quindi, a parità di potenza erogata, un motore a 2 tempi ha una cilindrata minore, pertanto peso e dimensioni risultano più contenuti. Questo aspetto è particolarmente apprezzato vista la necessità di realizzare veicoli sempre più leggeri per contenere i consumi.

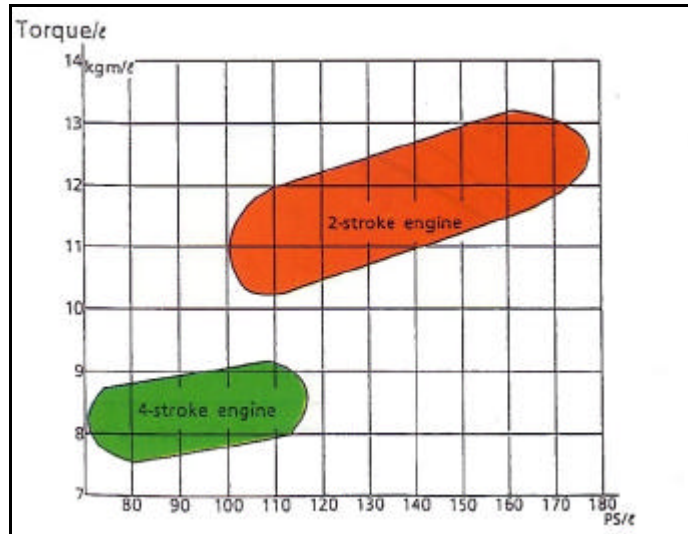


Figura intro.1 Confronto tra motori 2T e 4T in termini di potenza e coppia unitaria

Le luci di lavaggio e quelle di scarico sono, nella maggior parte delle realizzazioni, ricavate nella canna in modo che il moto del pistone determini l'inizio e la fine della comunicazione tra il cilindro e i condotti di scarico; in questo modo si evita il ricorso a complessi meccanismi per il rinvio del moto dall'albero motore agli alberi a camme preposti al comando di apertura e chiusura delle valvole; inoltre non si corrono i rischi di "sfarfallamento" ad elevata velocità di rotazione, con apertura residua delle valvole in momenti inopportuni, o di variazione della fasatura a causa del modificarsi dei giochi durante il funzionamento.

La semplicità costruttiva si traduce in bassi costi di produzione e di manutenzione inoltre il motore a 2 tempi, rispetto al 4 tempi, ha minori perdite per attrito; dal punto di vista del rendimento organico è migliore nonostante la presenza della pompa di lavaggio. Il vantaggio del 2 tempi sul 4 tempi cresce ai carichi parziali. Questo aspetto rende il 2 tempi particolarmente interessante per l'impiego automobilistico, dal momento che il motore di un veicolo viene usato sovente ai carichi parziali.

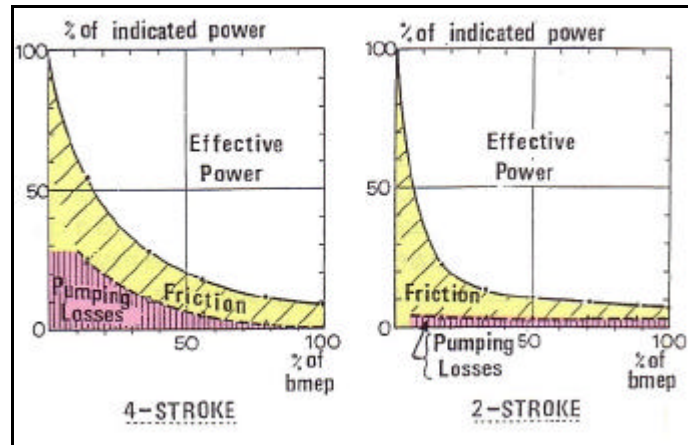
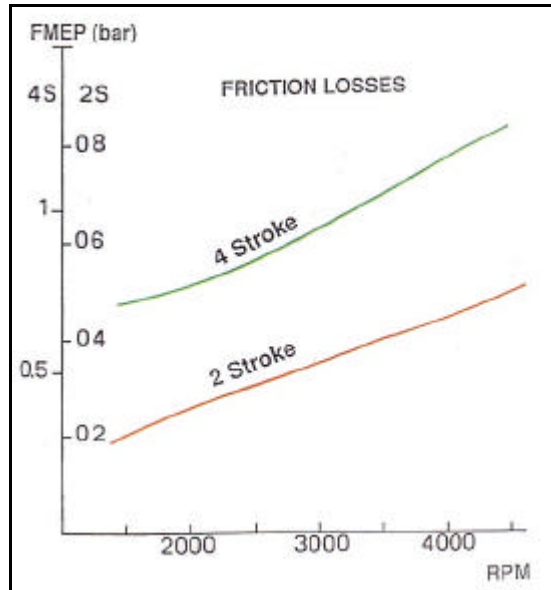


Figure intro.2-3 Confronto perdite nei 2T e 4T

I livelli di emissioni di CO ed NO_x sono generalmente inferiori a quelli di un 4 tempi. La concentrazione di CO nei gas di scarico dipende essenzialmente dalla dosatura: nel motore a 2 tempi l'aria che esce allo scarico durante il lavaggio consente di avere allo scarico una maggiore concentrazione di O₂ che sposta l'equilibrio chimico verso la formazione di CO₂. Per quanto concerne gli NO_x la loro formazione si ha solo ad elevate temperature (circa 2000 K) e per tempi di permanenza sufficientemente lunghi in tali condizioni. Sotto questo aspetto il motore a 2 tempi è migliore del 4 tempi visto che la permanenza di gas combusti nel cilindro (dovuta all'imperfetto lavaggio) agisce nella direzione di abbassare la temperatura massima del ciclo ed anche le prestazioni. Nel 4 tempi, al fine di abbassare il tenore di NO_x, allo scarico, si usa un

sistema detto EGR che consente di ricircolare all'aspirazione del motore una frazione di gas combusti: essi sono chimicamente inerti e non partecipano alla combustione, pertanto la temperatura massima diminuisce. In pratica il sistema EGR del 4 tempi riproduce il fenomeno che nel 2 tempi avviene spontaneamente.

A fronte di questi vantaggi il motore a 2 tempi ad accensione comandata presenta inevitabilmente dei difetti, ai quali la moderna ricerca sta cercando di rimediare.

La tradizionale realizzazione del 2 tempi a carter-pompa, lavaggio a correnti ripiegate con luci di scarico, immissione e lavaggio controllate dal pistone, presenta elevati livelli di idrocarburi incombusti HC allo scarico. La contemporaneità delle fasi di scarico e di lavaggio rende infatti possibile il cortocircuito della miscela aria-combustibile attraverso la luce di scarico. Anche l'adozione di un sistema di scarico opportunamente studiato in modo da creare un'onda di pressione capace di mantenere nel cilindro la carica fresca, non è una soluzione definitiva in quanto risulta efficace soltanto al regime per il quale il condotto di scarico è stato "accordato" mentre è inefficace durante tutto il restante campo di utilizzo. Se si considera che la stessa onda di pressione viene anche sfruttata per aumentare la pme del 2 tempi, appare chiaro che il regime al quale il sistema di scarico è accordato è spostato verso l'alto per massimizzare la potenza erogata. Pertanto, nell'utilizzo ai carichi parziali, il motore a 2 tempi dotato di scarico "accordato" presenta livelli di emissioni inaccettabili.

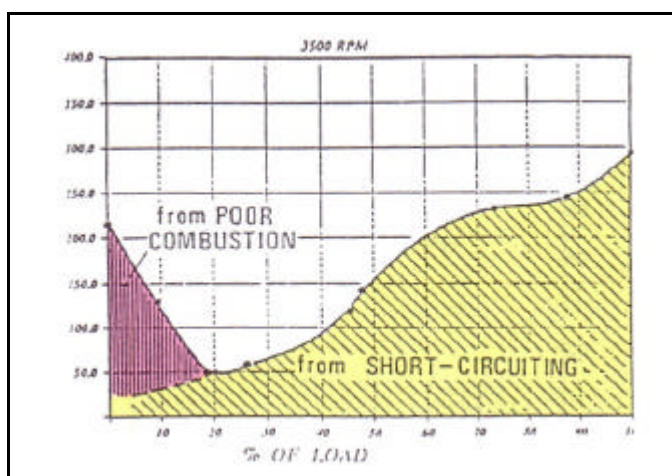


Figura intro.4 Origine delle emissioni di HC nei motori 2T

Particolarità di questo genere di motore è l'impossibilità di adottare un sistema di lubrificazione forzata che mandi una grande quantità di olio agli accoppiamenti di parti in moto relativo, in quanto una parte troppo grande di esso verrebbe inevitabilmente trascinata nel cilindro dalla carica compressa nel carter, contribuendo ad aggravare le emissioni di idrocarburi incombusti HC e andando a provocare l'imbrattamento della candela e la formazione di depositi carboniosi sulla testa, sullo stantuffo, sulle luci e nella marmitta. Si ricorre pertanto alla lubrificazione ad olio perso; l'olio viene aggiunto in percentuali variabili secondo diverse strategie quali tipo di motore, velocità angolare, apertura dell'organo di regolazione direttamente alla miscela di aria e combustibile.

Un'altra importante causa di imperfezione di funzionamento è da ricercarsi nella simmetria del diagramma della distribuzione, dovuta al fatto che le luci di lavaggio e di scarico sono entrambe scoperte dallo stantuffo. Se infatti si realizzano le luci di scarico più alte di quelle di lavaggio, così da avere una prima fase di scarico spontaneo che permette di diminuire rapidamente la pressione nel cilindro, alla fase di lavaggio vero e proprio ne segue una durante la quale, essendo già chiuse le luci di lavaggio ma ancora aperte quelle di scarico, parte della carica introdotta fuoriesce direttamente dal cilindro, sospinta dal pistone in risalita senza essere sfruttata nella combustione. Questo fenomeno si fa sentire soprattutto sulle emissioni di idrocarburi incombusti HC.

La ricerca sul motore a 2 tempi ad accensione comandata degli ultimi anni mira al contenimento degli inquinanti senza rinunciare ai pregi visti. In realtà la semplicità costruttiva del 2 tempi spesso non può essere mantenuta, ma è necessaria una certa complicazione se si vuole rendere meno inquinante questo motore. Inizialmente i ricercatori si sono mossi nella direzione dell'ottimizzazione della fase di lavaggio tuttavia un'importante miglioria si può conseguire ricorrendo all'iniezione diretta del combustibile nella camera di combustione, sia essa ad alta o a bassa pressione, o ancora assistita da aria compressa a bassa pressione per favorire la polverizzazione del combustibile. In questo modo è possibile effettuare il lavaggio con sola aria permettendo quindi di raggiungere, grazie ad un'apposita pompa, valori del coefficiente di lavaggio superiori all'unità, al solo prezzo di un maggiore lavoro di compressione

dell'aria. Iniettando poi il combustibile solo dopo la chiusura delle luci di scarico si arriverebbe ad annullare la frazione del combustibile perduta allo scarico; sfortunatamente questa operazione non sempre può avvenire agevolmente, specie agli alti regimi ed agli alti carichi, ove il tempo è insufficiente per un'adeguata vaporizzazione del combustibile stesso.

Non facendo più transitare l'aria di lavaggio attraverso il carter si può provvedere alla lubrificazione degli accoppiamenti con un apparato apposito, come nei motori a 4 tempi, riducendo drasticamente il consumo d'olio e le conseguenti emissioni inquinanti. Inoltre la gestione elettronica del sistema permetterebbe d'introdurre nel cilindro ad ogni ciclo la quantità di combustibile ottimale in relazione alle condizioni di carico e di velocità di rotazione. Ai bassi carichi l'iniezione diretta renderebbe poi possibile la stratificazione della carica, ovvero la realizzazione di una miscela sostanzialmente ricca in prossimità della candela e povera in zone più lontane da essa, garantendo in tal modo stabilità di funzionamento anche con una dosatura globalmente piuttosto povera.

Ne risulterebbe così un motore senza dubbio più complesso e perciò più costoso, ma in grado di assicurare quasi le medesime pressioni medie effettive pme di un analogo 4 tempi con però più bassi consumi di combustibile e più alte potenze a parità di velocità di rotazione. Sarebbe quindi una motorizzazione interessante per applicazioni diverse da quelle tradizionalmente di sua competenza, quali ad esempio il campo automobilistico dove il motore a due tempi è escluso da tempo.

Presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino è in avanzata fase di sviluppo un progetto di ricerca volto alla realizzazione di un prototipo innovativo di motore a 2 tempi.

Lo schema costruttivo generale di tale prototipo prevede il lavaggio a correnti unidirezionali attraverso luci poste nella canna del cilindro effettuato con sola aria e realizzato con un compressore esterno, l'iniezione diretta del carburante e lo scarico dei gas combusti attraverso valvole a fungo comandate poste sulla testata. Per semplificare la realizzazione e ridurre i costi lo schema proposto prevede l'utilizzo di un

tradizionale motore a 4 tempi aspirato, quattro cilindri in linea, 16 valvole, opportunamente modificato. Gli studenti che mi hanno preceduto hanno realizzato buona parte degli adattamenti e installazioni per approntare il propulsore.

L'applicazione dell'apparato di iniezione diretta al prototipo a 2 tempi in studio sarà l'oggetto della presente trattazione.

CAPITOLO I

Stato dell'arte del motore a due tempi ad accensione comandata

L'entrata in vigore delle sempre più restrittive leggi sulle emissioni inquinanti dei veicoli pare condannare il motore a due tempi ad accensione comandata nella sua più semplice e tradizionale esecuzione.

La tecnologia oggi disponibile fortunatamente permette la realizzazione di motori a due tempi ad accensione comandata in grado di inquinare come, se non meno, dei quattro tempi. Resta il problema della convenienza economica; infatti le varie soluzioni per ridurre le emissioni inquinanti comportano complicazioni costruttive che fanno inevitabilmente lievitare i costi.

Di seguito nel capitolo verranno analizzati alcuni esempi di motori a due tempi innovativi, alcuni regolarmente in produzione, altri rimasti allo stadio di prototipo. Tutti hanno un comune denominatore: l'iniezione diretta di benzina.

I.1: Aprilia Ditech

La tecnologia Aprilia Ditech [14] [18] consiste in un sistema di iniezione diretta di benzina assistita da aria compressa.

Per questo progetto sono state coinvolte importanti realtà industriali internazionali quali la ORBITAL ENGINE COMPANY, la SIEMENS AUTOMOTIVE e la SYNERJECT LLC.



Figura I.1 *Motore Ditech Aprilia raffreddato a liquido per scooter SR*

Attualmente sono regolarmente in produzione due versioni di motore 50 cm³, uno raffreddato ad aria l'altro a liquido, montati su due scooter di successo dell'azienda veneta. E' però stata testata anche un'applicazione sul bicilindrico 250 cm³ di origine Suzuki montato sul modello stradale sportivo RS250. Lo schema costruttivo del sistema è analogo per tutte le versioni, tuttavia variano profondamente alcuni dettagli a seconda dell'applicazione.

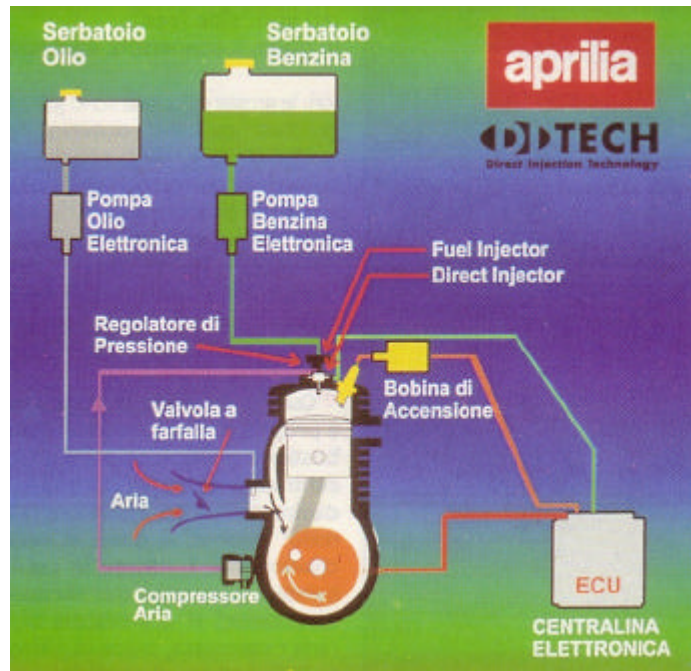


Figura I.2 Schema a blocchi del sistema Ditech

L'ultima evoluzione Ditech: il propulsore raffreddato ad aria. Analisi e confronto con la versione raffreddata a liquido

La versione raffreddata ad aria del motore Ditech, installata sullo scooter Scarabeo, rappresenta l'ultima evoluzione di questa tecnologia.

Il motore due tempi è un monocilindrico orizzontale raffreddato ad aria forzata ed alimentato con un sistema di iniezione elettronica diretta progettato dalla Orbital. L'alesaggio e la corsa sono pari a 41 mm per 37.4 mm ed il rapporto di compressione è di 10.5:1. L'aspirazione dell'aria e dell'olio nel carter motore avviene attraverso un pacco lamellare. Il corpo farfallato ha un diffusore di 18 mm ed è dotato di un potenziometro per rilevare l'angolo di apertura della farfalla acceleratore.

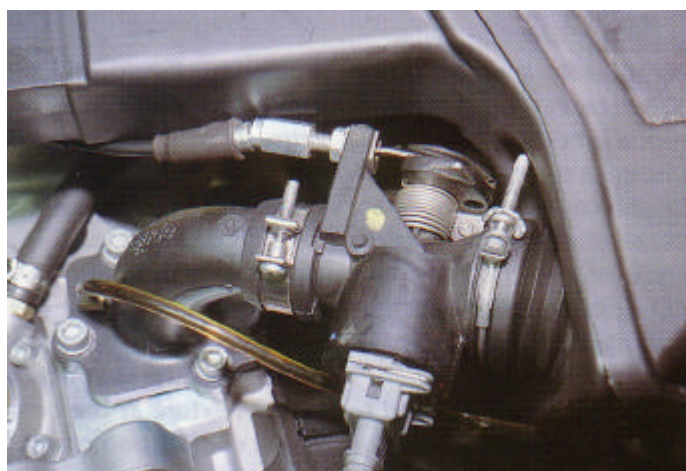
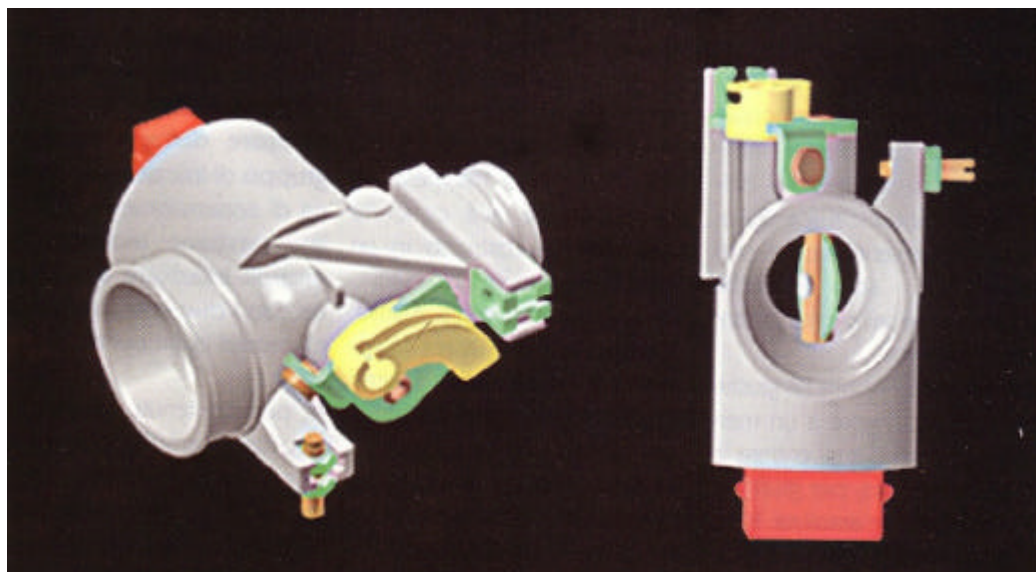


Figure I.3-4 *Corpo farfallato e sensore di posizione*

L'accensione è induttiva, l'avviamento è elettrico e l'alternatore a magneti permanenti per la ricarica della batteria è in grado di erogare 140 W. I carichi elettrici dello scooter sono alimentati con una tensione regolata di 12 V circa. Il Ditech raffreddato ad aria ha subito notevoli modifiche rispetto alla precedente versione raffreddata a liquido ed utilizzata sullo scooter SR tuttora in produzione. Una parte della camera di combustione è ricavata sul cielo dello stantuffo tramite un piccolo pozzetto.



Figura I.5 Pistone del motore Ditech raffreddato ad aria con pozzetto

Sulla versione raffreddata a liquido il pistone era tradizionale ma decisamente particolare era la forma della camera di combustione.

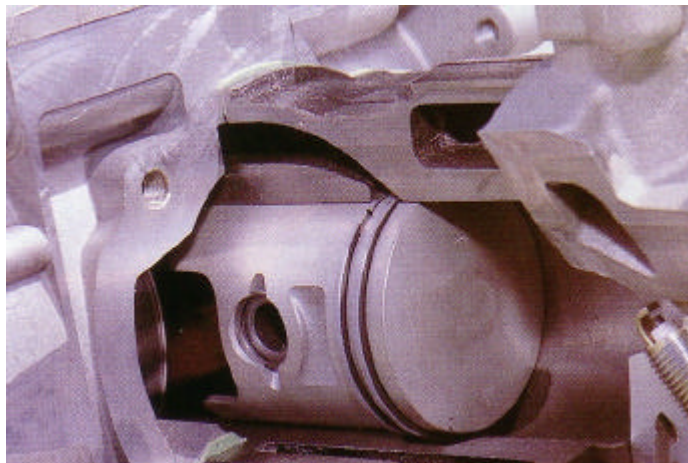


Figura I.6 Pistone tradizionale Ditech con raffreddamento a liquido

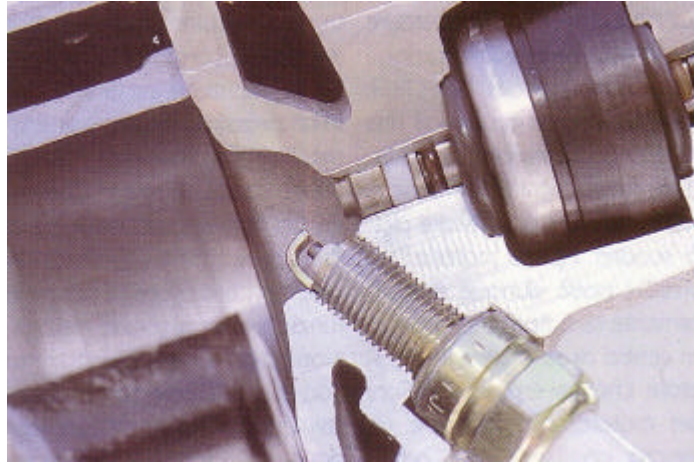


Figure I.7-8-9 *Dettagli della camera di combustione del Ditech raffreddato a liquido*

Tale accorgimento permette di stratificare meglio la miscela, concentrando la parte più ricca nel centro della camera di combustione stessa. L'iniettore genera uno spray più stretto rispetto a quello che alimentava il motore raffreddato a liquido. Inoltre, poiché nel propulsore raffreddato ad aria le temperature sono meno costanti, i tecnici hanno deciso di utilizzare un cilindro in alluminio che, oltre ad essere più leggero, consente anche un miglior smaltimento del calore. Vengono così evitate le

incrostazioni che abitualmente, nei motori convenzionali, si formano sulle luci di scarico. Queste ultime, nel caso del Ditech raffreddato ad aria, sono state opportunamente modificate nella forma. Per lo stesso motivo è stato riprogettato completamente il pistone, che permette un migliore lavaggio della luce di scarico stessa, tramite dei fori posti sul suo fianco. Le fasce elastiche hanno invece una maggiore superficie di contatto col cilindro, per poter smaltire meglio il calore. Naturalmente anche tutto il flusso dell'aria forzata, necessaria al raffreddamento dell'unità motrice, è stato appositamente progettato per garantire un perfetto controllo delle temperature.

Il sistema di iniezione elettronica è praticamente identico a quello utilizzato sul Ditech raffreddato a liquido, ma importanti modifiche sono state introdotte nell'iniettore che, secondo la filosofia progettuale di Orbital, genera lo spray con l'ausilio di un getto d'aria.

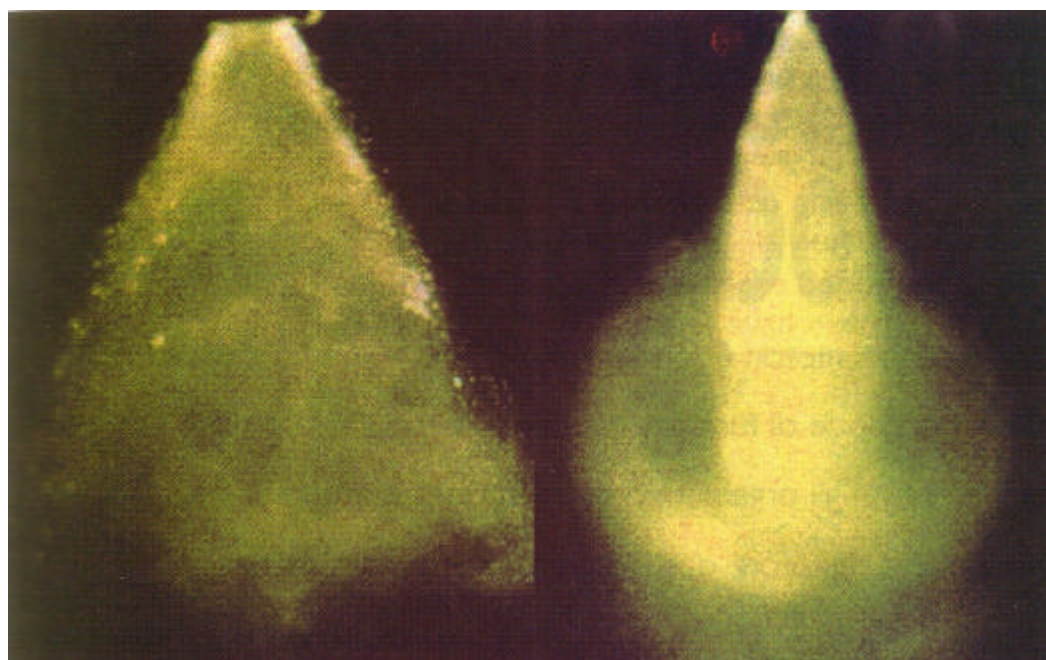


Figura I.10 *A sinistra conformazione di uno spray ottenuto con getto d'aria, a destra la forma di uno spray ottenuto con solo carburante ad alta pressione in applicazioni con iniezione diretta*

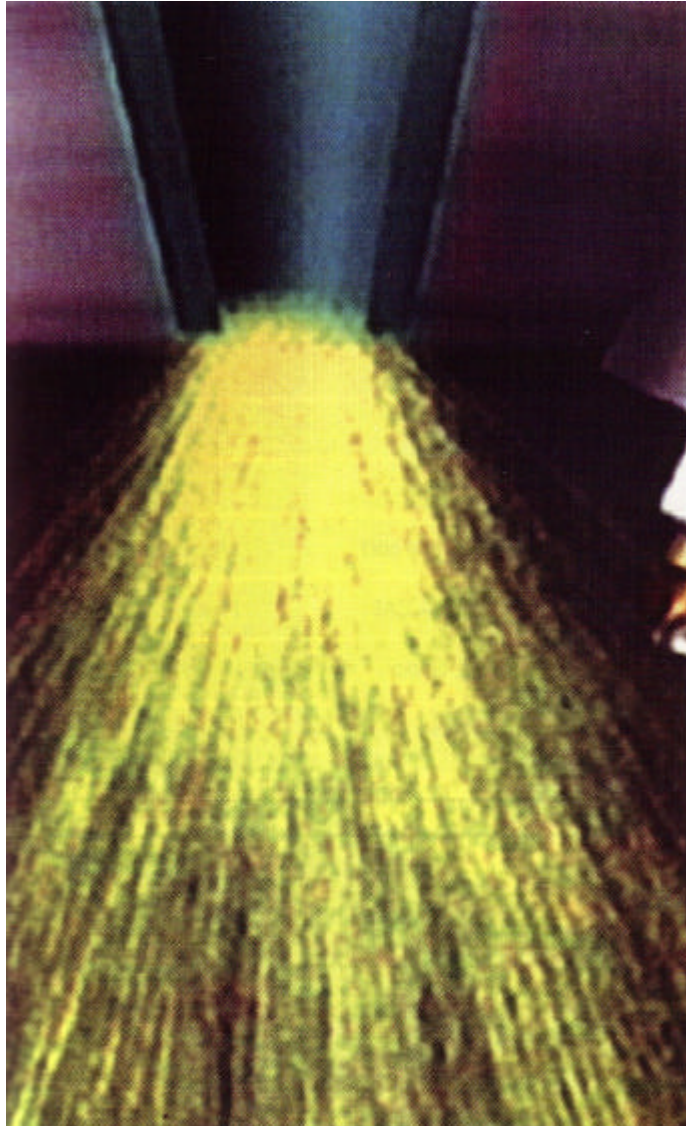


Figura I.11 *Dettaglio del cono dello spray generato con assistenza del getto d'aria, decisamente più aperto rispetto allo spray generato con solo carburante ad alta pressione*

L'utilizzo di iniezione assistita ad aria, accoppiata ad una particolare forma della camera di combustione come quella del Ditech raffreddato ad aria, permette di avere un elevato grado di stratificazione della carica fresca ed iniezioni non esageratamente anticipate rispetto al PMS, pur garantendo sempre una perfetta combustione in tutte le condizioni di funzionamento del propulsore. Il sistema Orbital assicura un'ottima atomizzazione delle particelle di combustibile presenti nello spray (meno di 8 micron SMD = Sauter Mean Diameter), una perfetta stratificazione senza

dover anticipare notevolmente l'iniezione, un'ottima alimentazione di tipo omogeneo ai carichi elevati, con un passaggio graduale dal funzionamento in condizione stratificata (medi e bassi carichi).

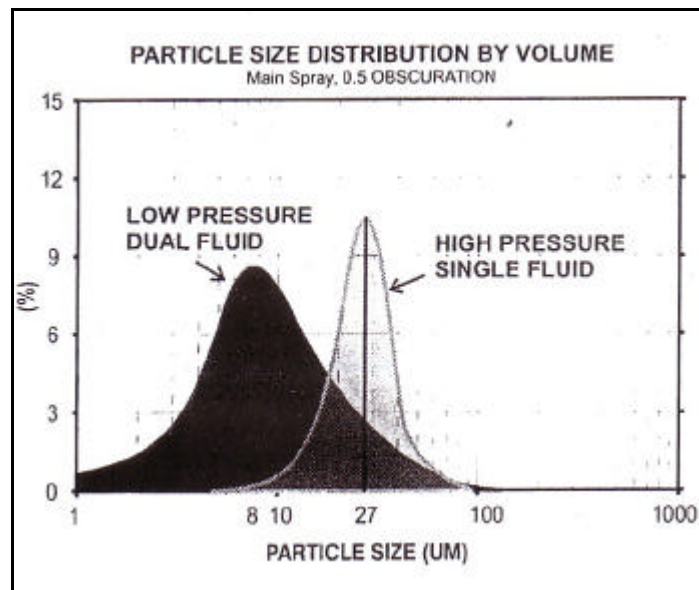


Figura I.12 *Distribuzione della dimensione delle particelle presenti in uno spray ottenuto con getto d'aria e solo con benzina*

La possibilità di non anticipare eccessivamente l'iniezione rispetto al PMS permette di ottenere una perfetta stratificazione nell'istante in cui scocca la scintilla sulla candela, garantendo in questo modo una combustione sicura. Viene evitata infatti la dispersione della carica nel cilindro.

Grande pregio della soluzione Ditech in tutte le sue evoluzioni è di richiedere pesanti interventi di riprogettazione ed adattamento solo sulla testa del motore. Gran parte del sistema di iniezione è infatti alloggiata in questa zona del motore. Nelle figure seguenti si possono osservare i vari componenti del gruppo di iniezione.

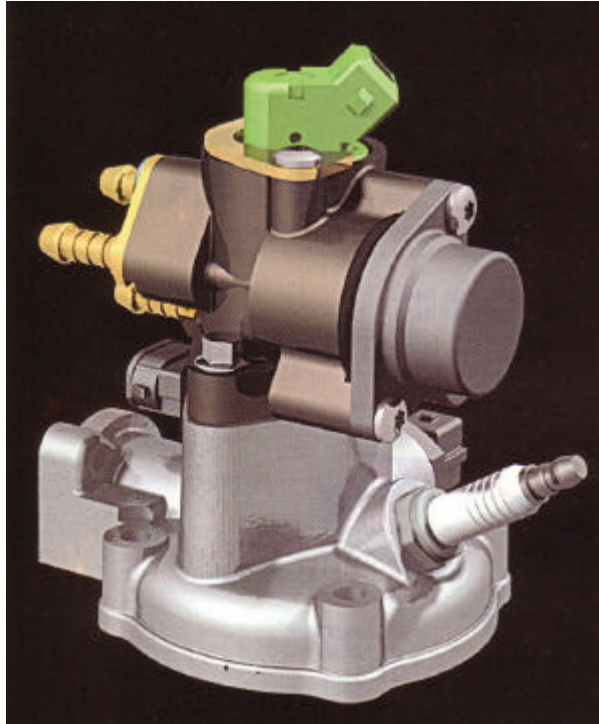


Figura I.13 *Complessivo testa del Ditech raffreddato a liquido*



Figura I.14 *Dettaglio della candela, del regolatore di pressione, dei raccordi di andata e ritorno benzina e del tandem di iniettori*

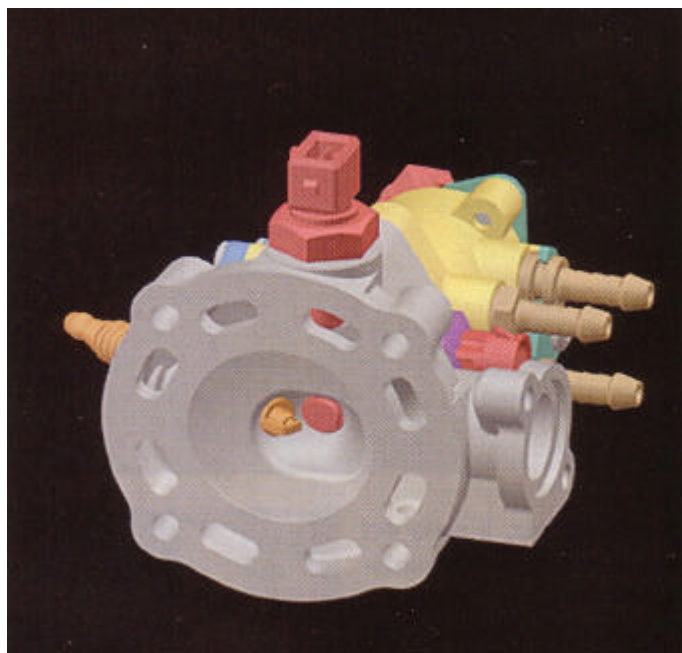


Figura I.15 *Complessivo testa vista dal lato camera di combustione*

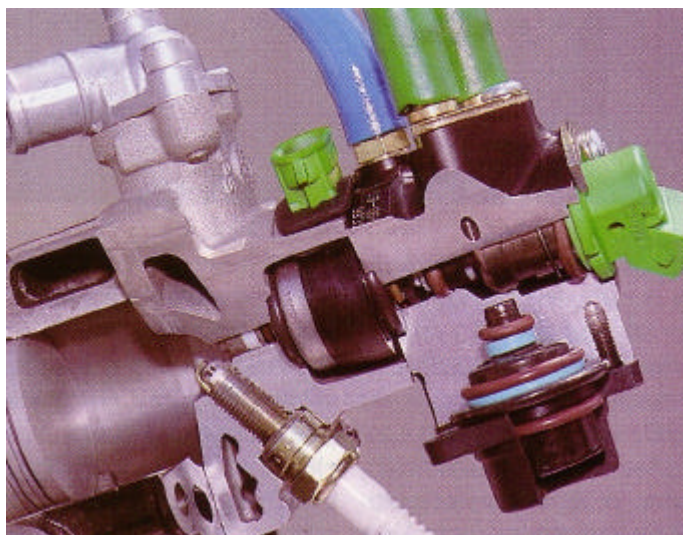


Figura I.16 *Sezione della testa, sono visibili i due iniettori, il regolatore di pressione, raccordi di aria e benzina, termostato, candela e pistone*

Sul gruppo stesso sono presenti gli attacchi dell'arrivo e del ritorno del carburante e quello di mandata dell'aria necessaria per la formazione dello spray. Sulla

testa del motore è inoltre inserito il sensore di temperatura del liquido di raffreddamento.

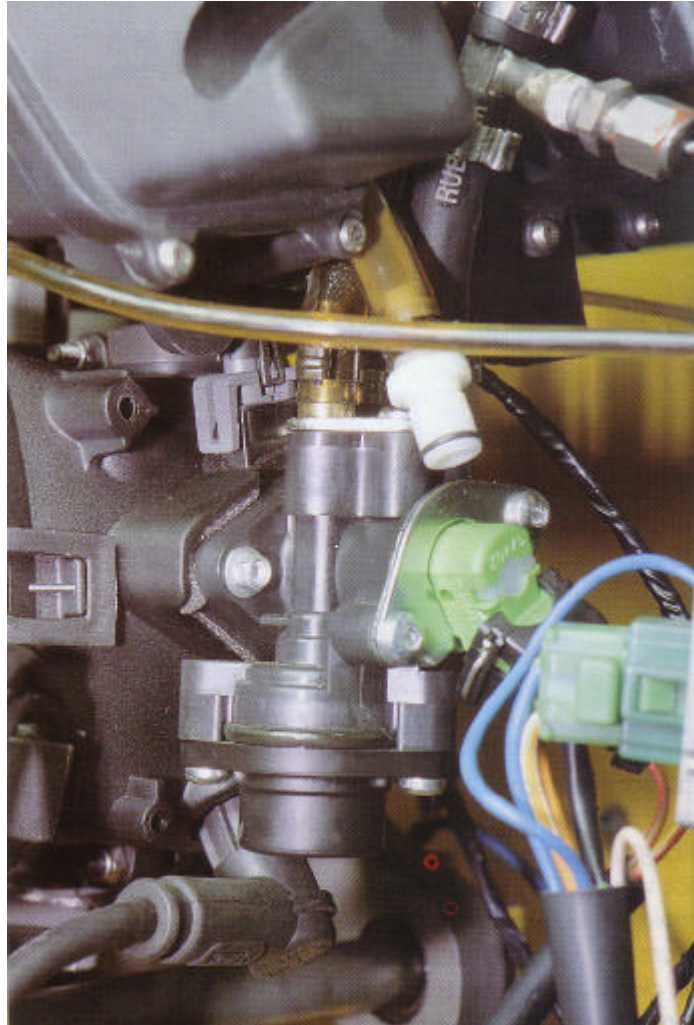


Figura I.17 *Primo piano del gruppo iniettori del Ditech raffreddato ad aria*

L'attuatore dell'iniezione vero e proprio è realizzato con due elementi. Il primo è un normale iniettore benzina utilizzato negli impianti convenzionali di alimentazione indiretta del tipo multipoint. Questo iniettore spruzza il combustibile in quantità nota, in una camera al di sopra di quello che realizza l'iniezione diretta nel cilindro. Questo secondo iniettore è stato decisamente modificato tra la versione raffreddata a liquido e quella raffreddata ad aria. In questa ultima applicazione deve infatti garantire un cono di iniezione più ridotto.

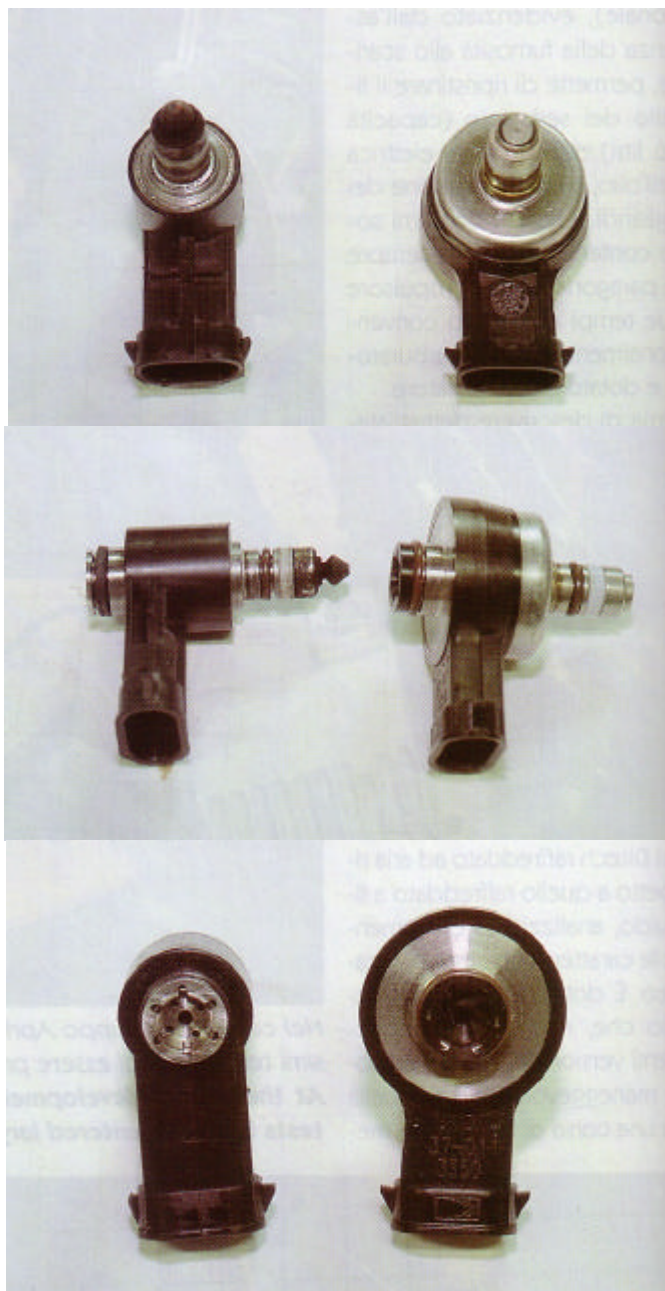


Figure I.18-19-20 *Nelle tre immagini: a sinistra l'iniettore montato sul motore raffreddato ad aria, a destra quello montato sul motore raffreddato a liquido*

Un regolatore di pressione del carburante, in grado di agire anche in funzione della pressione presente nella camera al di sopra dell'attuatore affacciato nel cilindro, mantiene il salto di pressione sul primo iniettore di benzina, ad un valore costante di 2.5 bar. Una pompa elettrica del carburante assicura una mandata di circa 7 bar.

Il sistema Orbital offre la fondamentale possibilità di poter erogare la corretta quantità di benzina, in un tempo svincolato da quello necessario per effettuare l'iniezione diretta, cosa che non accade nelle alimentazioni benzina dirette che non utilizzano il getto d'aria supplementare.

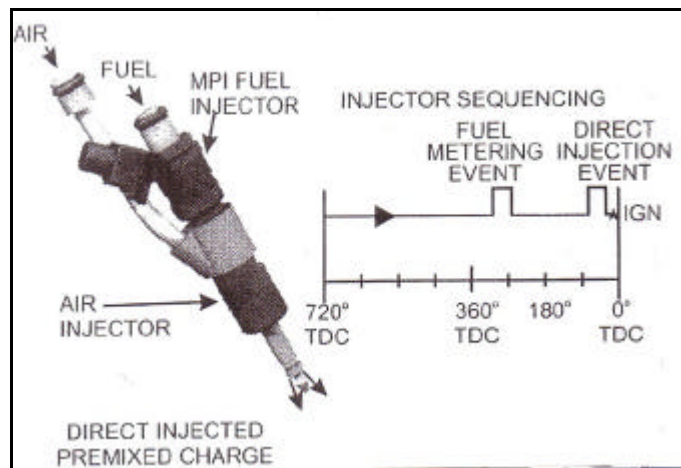


Figura I.21 Andamento temporale dell'iniezione di carburante e di quella diretta nel cilindro

Dopo aver miscelato il carburante con l'aria in pressione, ottenuta grazie ad una pompa mossa dal manovellismo del motore e lubrificata con l'olio trasportato dall'aria nel carter del motore stesso, il secondo iniettore che realizza l'alimentazione diretta, genera lo spray aria-benzina in camera di combustione con una tempistica ed un anticipo stabilito dal controllore elettronico, in funzione delle condizioni di lavoro del propulsore.

L'installazione del compressore per l'aria rappresenta la seconda ed ultima modifica, questa volta di lieve entità, richiesta rispetto ad un motore tradizionale dal sistema Ditech.

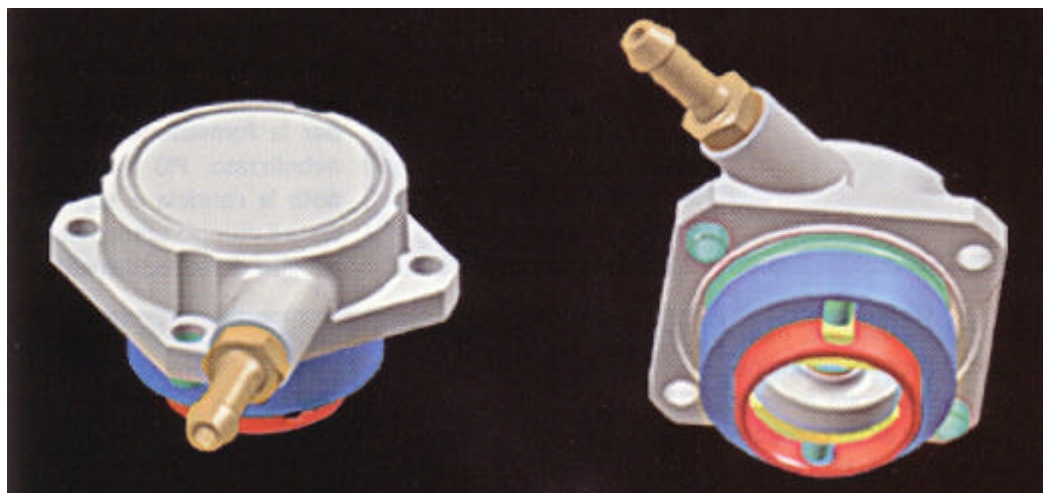


Figura I.22 *Il compressore dell'aria*

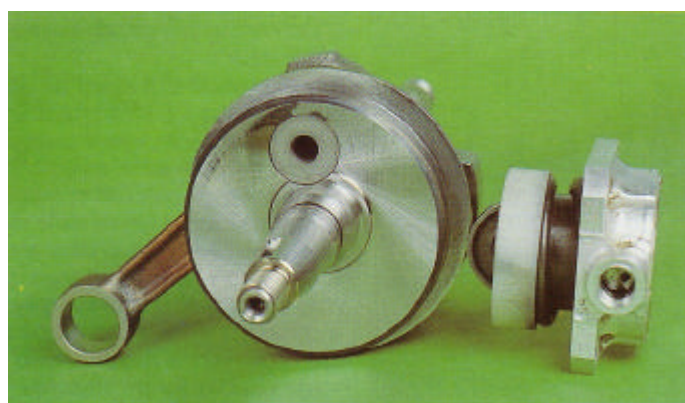


Figure I.23-24 *Dettaglio del sistema ad eccentrico per l'azionamento del compressore*

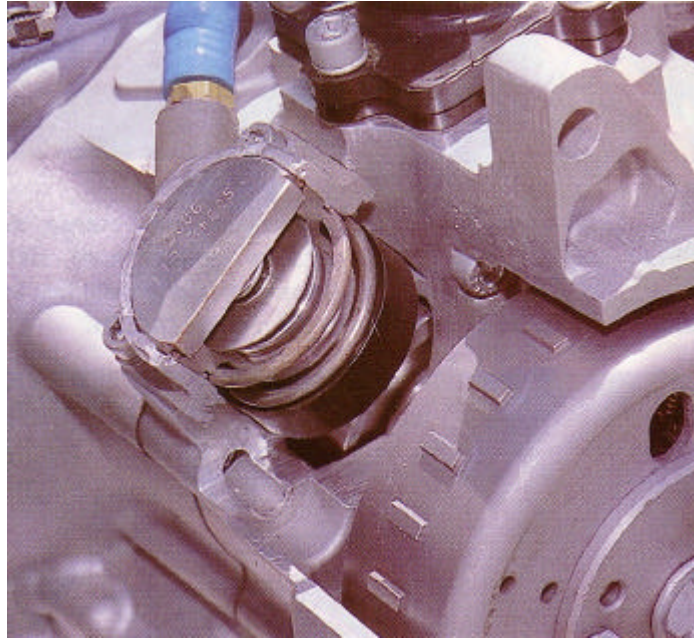


Figura I.25 Sezione del compressore installato sul motore

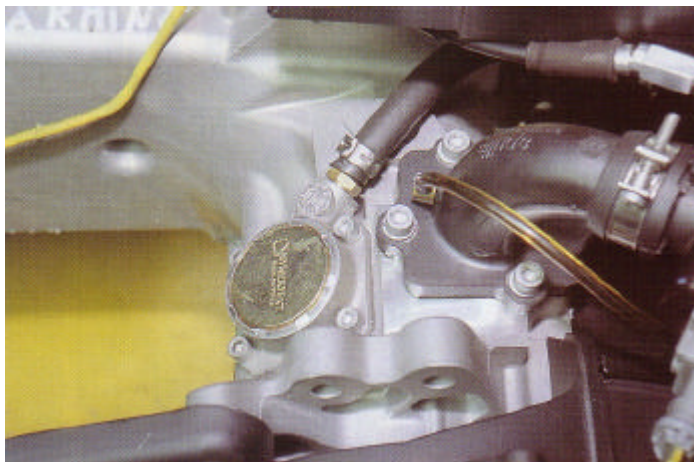


Figura I.26 La compattezza del compressore

La percentuale di aria miscelata con la benzina, nella camera che separa i due iniettori, è molto bassa rispetto alla quantità aspirata attraverso la luce del cilindro (meno del 3%).

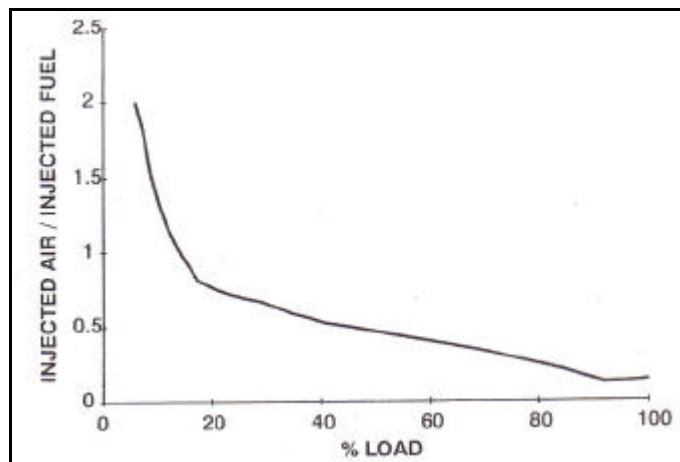


Figura I.27 *Quantità di aria presente nello spray in funzione del carico motore*

Al minimo regime di rotazione, il motore è alimentato con una carica fresca stratificata con rapporto aria benzina di 45:1. Il funzionamento a carichi parziali è ancora stratificato con un rapporto aria benzina di circa 25:1. Il pieno carico avviene in funzionamento omogeneo e non più stratificato, ma anche in questa condizione la miscela rimane magra, con un rapporto aria benzina di 18:1.

Poiché l'inquinamento del Ditech raffreddato ad aria è estremamente contenuto, risulta difficoltoso misurare con un apposito analizzatore i valori di CO ed HC. Per poter verificare la carburazione quando il propulsore è testato su un banco prova potenza si applica allo scarico una sonda lambda per rilevare la percentuale di ossigeno presente nei gas in transito nella marmitta che non ha catalizzatore.

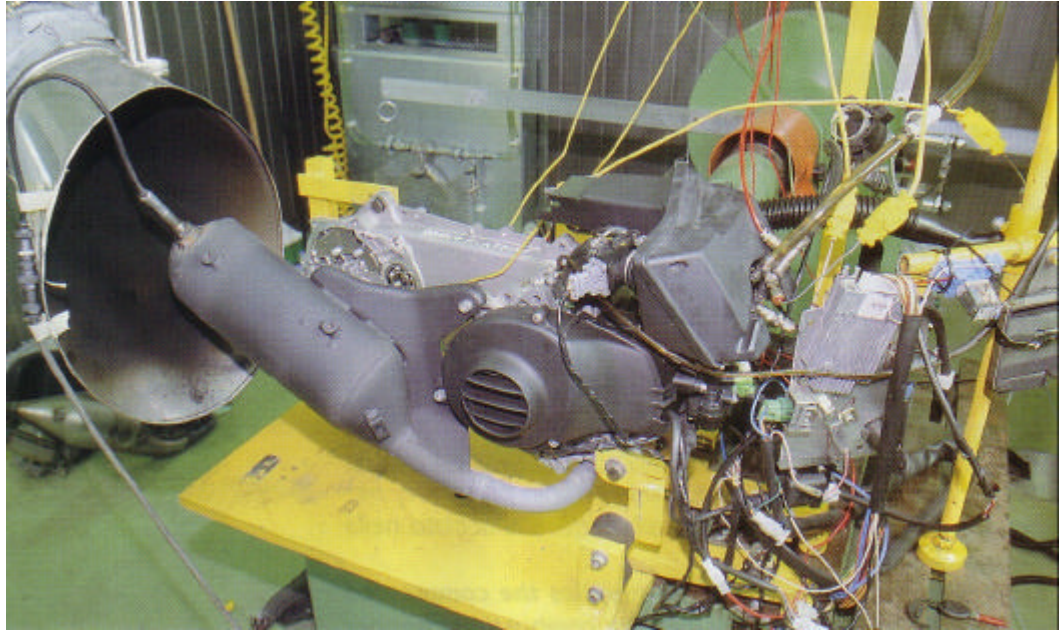


Figura I.28 *Nell'immagine del motore raffreddato ad aria installato al banco è possibile vedere la sonda lambda*



Figura I.29 *Dettaglio della sonda lambda installata al termine della linea di scarico*

Poiché le emissioni di olio sono praticamente assenti, non esiste il rischio di imbrattare la sonda stessa. La candela in camera di combustione è posizionata in modo da lambire la periferia dello spray, compatibilmente anche con il volume della camera di combustione stessa. La forma dello spray è fortemente legata alla geometria

dell'ugello dell'iniettore che realizza l'alimentazione diretta e alla forma e dimensione del volume di contenimento presente sul cielo del pistone.

Per poter studiare la dinamica dello spray anche durante il movimento del pistone stesso, vengono utilizzati particolari software basati sul Computational Fluid Dynamics (CFD).

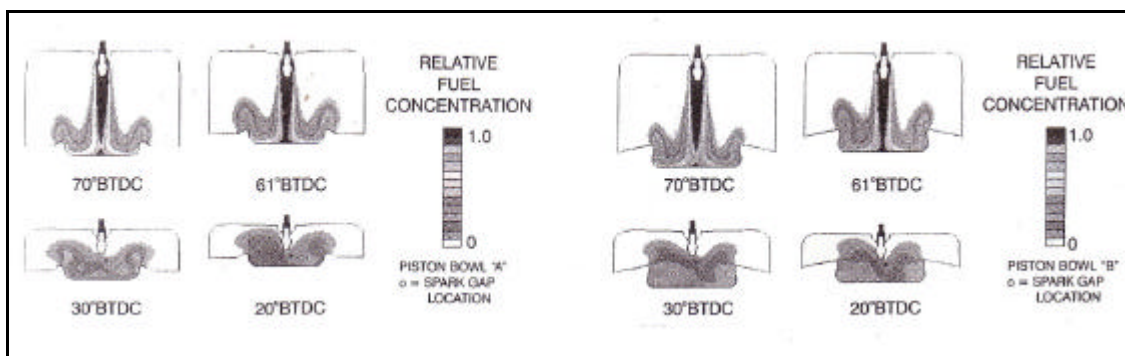


Figura I.30 Studio tramite software CFD della forma dello spray di iniezione in presenza di pozzetto sul cielo del pistone

Queste analisi sono di fondamentale importanza per limitare la parte della carica che si disperde e non rimane concentrata nel centro della camera di combustione. Essa, infatti, non riesce a sostenere il processo di combustione ed è sicura fonte di HC incombusti. Grazie dunque all'attento studio di questi fattori, nel Ditech Aprilia raffreddato ad aria è stato possibile ottenere un elevato contenimento delle emissioni nocive, ed una perfetta regolarità di funzionamento dovuta anche ad una combustione stabile. E' necessario sottolineare che lo spray deve possedere precise caratteristiche. L'atomizzazione del carburante deve essere realizzata con particelle di dimensioni contenute, in modo da garantire un limitato tempo di evaporazione e la formazione di una perfetta miscela con l'aria presente nel cilindro. La sua penetrazione nel cilindro deve essere controllata, per evitare la dispersione della carica nelle parti periferiche della camera di combustione ai medi e bassi carichi e per garantire anche una miscelazione omogenea ai carichi elevati. L'iniezione diretta assistita con aria è in grado di generare uno spray che ha le caratteristiche minime appena elencate, anche se

il salto di pressione sull'iniettore che realizza l'alimentazione diretta è basso (condizione che si verifica quando l'iniezione viene effettuata senza anticipi troppo elevati, per garantire una dispersione minima della carica nella camera di combustione). Se il propulsore funziona a pieno carico, l'anticipo dell'iniezione diretta può essere aumentato, ottenendo una più elevata penetrazione dello spray ed una miscela con ottime caratteristiche di omogeneità.

E' interessante analizzare anche la logica di gestione del sistema elettronico che controlla il Ditech.

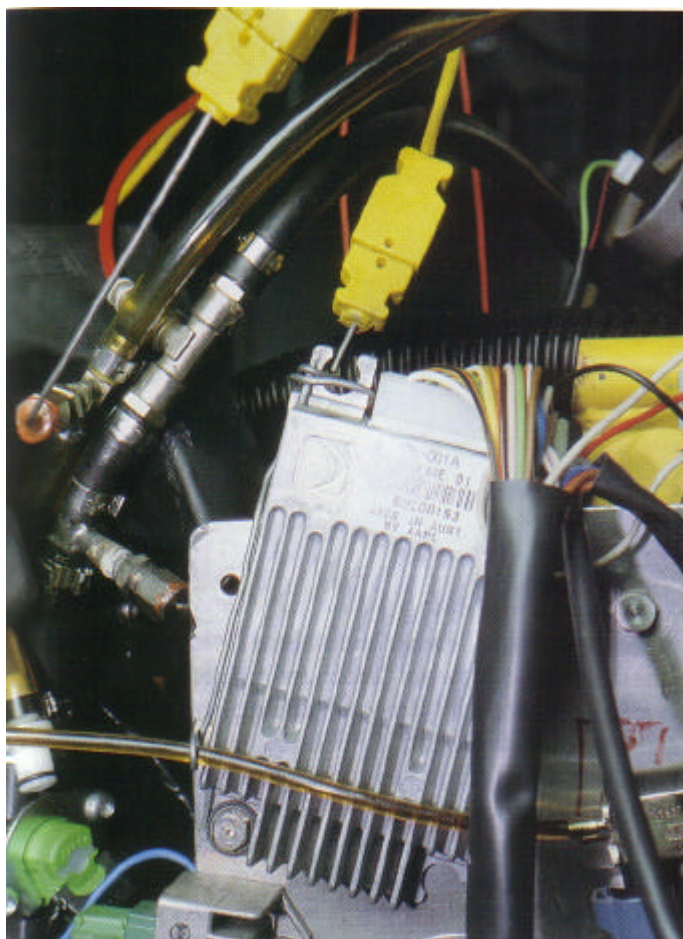


Figura I.31 *Centralina elettronica di controllo del Ditech*

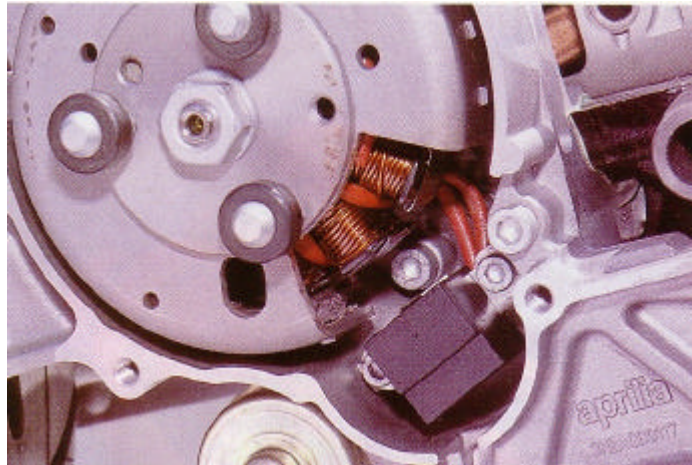


Figura I.32 *Sensore giri e fase*

La centralina è in grado di agire sul ritardo di attivazione dell'iniettore benzina rispetto all'istante di ingresso dell'aria nel pozzetto che separa i due iniettori. Dunque l'iniezione benzina è fasata rispetto alla carica dell'aria compressa, dovuta alla pompa meccanica mossa dal manovellismo del motore. Occorre però notare che la fasatura dell'iniezione carburante non gioca un ruolo fondamentale nel processo di alimentazione, come invece accade per la fasatura di quella diretta nel cilindro. Per questo motivo la prima rimane praticamente sempre costante.

E' inoltre possibile agire anche sulla quantità di benzina immessa nel pozzetto, controllando il tempo di apertura dell'iniettore carburante. La mappa dei tempi di iniezione ha come coordinate i giri motore e l'angolo apertura farfalla e, in sede di messa a punto, i set point di questa mappatura, come quelli di tutte le altre presenti nel software di gestione, possono essere agevolmente variati. Per determinare la pressione d'aria presente nel pozzetto che separa l'uscita dell'iniettore carburante, dall'ingresso di quello che realizza l'alimentazione diretta, viene gestito l'intervallo di immissione dell'aria e l'istante in cui essa deve terminare. Conseguentemente è noto l'istante d'inizio di immissione dell'aria stessa. Queste due grandezze, cioè la durata di immissione d'aria nel pozzetto e l'istante in cui essa termina, sono determinate tramite due mappature che hanno come coordinate i giri motore e la quantità di benzina iniettata. Si noti, infatti, che il software di gestione e messa a punto del controllore utilizza la quantità di benzina iniettata (mg per ciclo) e non i classici tempi di iniezione. L'applicazione di questo parametro permette di definire altre grandezze, come ad

esempio gli anticipi dell'accensione, indipendentemente dalle caratteristiche di funzionamento dell'iniettore benzina. Il software è poi in grado di tradurre la quantità di combustibile (mappata secondo i giri motore e l'angolo apertura farfalla) in un corrispondente tempo di iniezione, in funzione dell'attuatore utilizzato sull'impianto.

Tramite la regolazione della quantità di benzina utilizzata ad ogni ciclo, la centralina è in grado anche di controllare, entro un preciso intervallo, il regime di minimo del motore sostenendolo anche immediatamente dopo gli avviamenti a freddo. Si evita così l'adozione di uno starter manuale.

Durante la fase di crank l'iniettore, che con motore in funzione realizza l'alimentazione diretta, viene tenuto aperto nella fase di compressione per permettere la pressurizzazione veloce della camera che separa i due iniettori (pump-up). In questa fase, infatti, la pompa dell'aria mossa dal manovellismo non è in grado di garantire la corretta portata. La centralina elettronica stabilisce anche l'attivazione della pompa dell'olio e della benzina. Naturalmente la gestione elettronica è in grado di controllare sempre tutti gli attuatori e i trasduttori del sistema di iniezione-accensione, memorizzando eventuali malfunzionamenti, analizzabili tramite opportuno metodo di diagnosi e verifica (l'analisi di questo apparato è riportata nel paragrafo I.2 Peugeot TSDI).

Obiettivi raggiunti

Gli obiettivi raggiunti con l'uso di queste unità propulsive rispetto ad una alimentata col classico carburatore sono notevoli. Infatti il consumo della benzina è ridotto fino al 40% se riferito al ciclo di prova ECE47, mentre sale oltre il 50% se si percorrono tratti a velocità costante. Il Ditech permette dunque di percorrere anche 50 km con un litro di carburante, contro i classici 29 ottenuti con i migliori propulsori di tipo tradizionale. I motori quattro tempi, la seconda valida alternativa al contenimento dell'inquinamento, hanno un'architettura costruttiva decisamente più complessa e prestazioni inferiori. Essi, inoltre, possono garantire una riduzione dei consumi non superiore al 30% sempre rispetto al classico due tempi alimentato con carburatore.

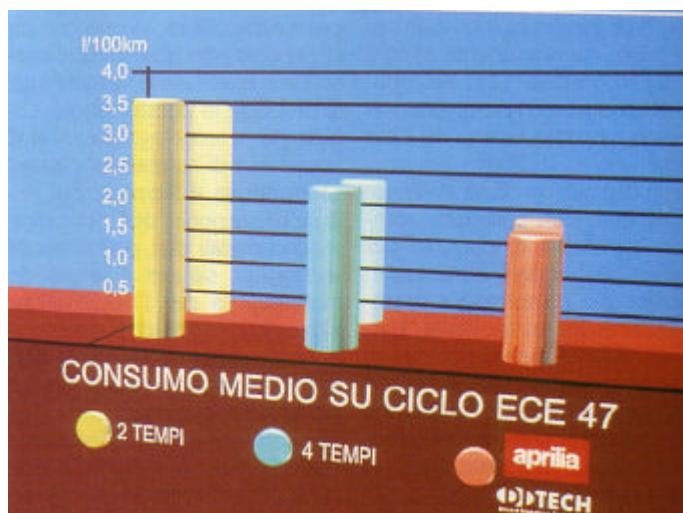


Figura I.33 *Comparazione consumi*

Così come viene consumata meno benzina dal Ditech, anche l'uso dell'olio è estremamente contenuto. Questo fatto garantisce una frequenza meno elevata per i rabbocchi del lubrificante ed una maggiore economicità di esercizio. Sempre in tema di inquinamento occorre evidenziare che questa evoluzione del propulsore dell'Aprilia supera con grande margine le norme sull'inquinamento senza ricorrere ad un catalizzatore.

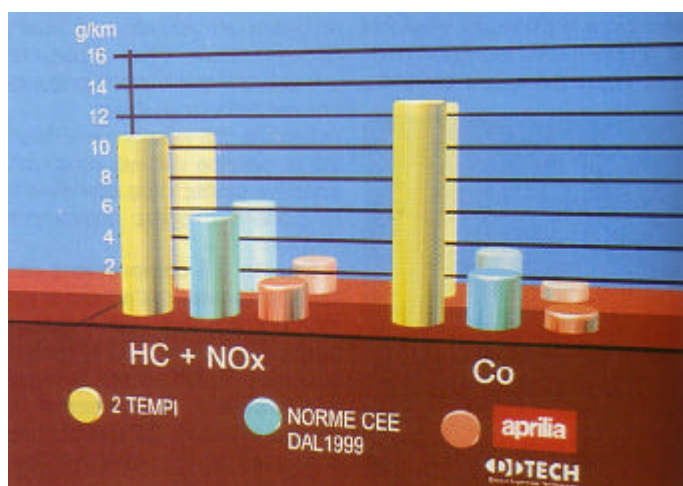


Figura I.34 *Comparazione emissioni*

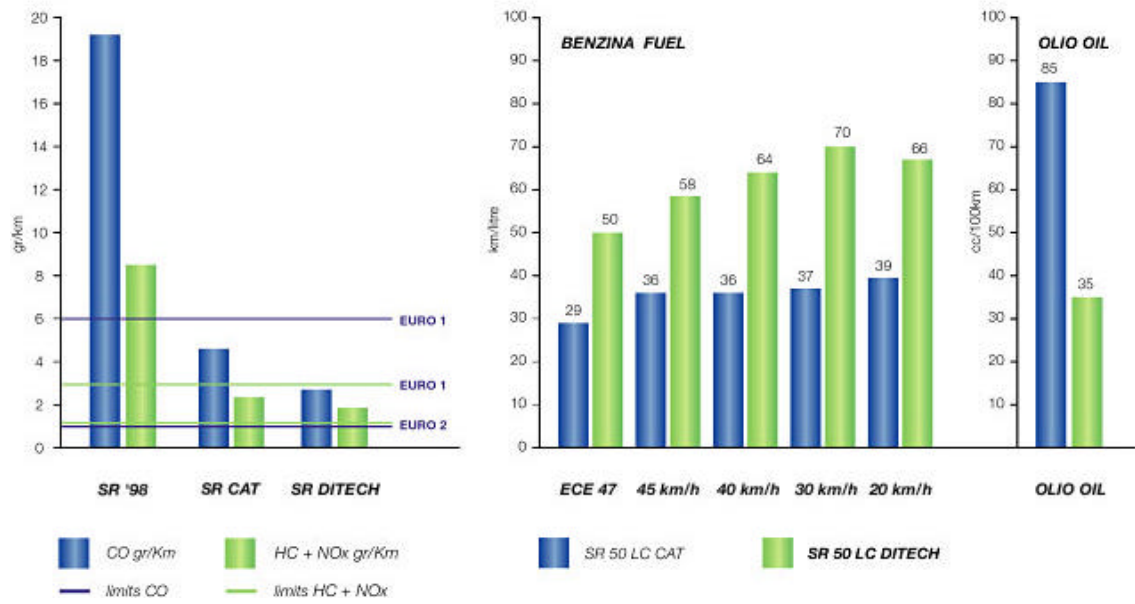


Figura I.35 Confronto tra varie versioni del motore raffreddato a liquido

MOTORE 50cc: COMPARAZIONE TECNOLOGIE APPLICABILI
 50cc ENGINE: COMPARISON OF APPLIED TECHNOLOGIES

	DITECH	2 CYCLE + CAT	4 STROKE L.C.
Potenza/Accel. Power/Accel.	Ottima Excellent	Buona Good	Scarsa Poor
Emissioni CO CO Emissions	-85%	-75%	-40%
Emissioni HC + NOx Emissions	-80%	-70%	-90%
Decadimento Loss	Assente Absent	Medio Medium	Assente Absent
Consumi Consumption	-60%	-20%	-40%
Fumosità Exhaust smoke	Assente Absent	A freddo When cold	Assente Absent
EURO2	Possibile Possible	Poss. + SAI + CAT	Poss.+ EFI + CAT
Guidabilità Rideability	Ottima Excellent	Buona Good	Discreta Fair
Costi industriali Production Costs	+20%	+10%	+40%

EFI = Electronic fuel injection SAI = Secondary Air Injection L.C. = Carburazione magra / Lean carburation
 Valori rispetto ad un 2 tempo tradizionale / Values respect to a traditional 2 cycle engine

Figura I.36 Comparazione tra varie tipologie di motori da scooter

LIVELLI RAGGIUNGIBILI CON DIVERSE TECNOLOGIE DI CONTROLLO EMISSIONI
 REACHABLE LEVELS WITH DIFFERENT EMISSION CONTROL TECHNOLOGY

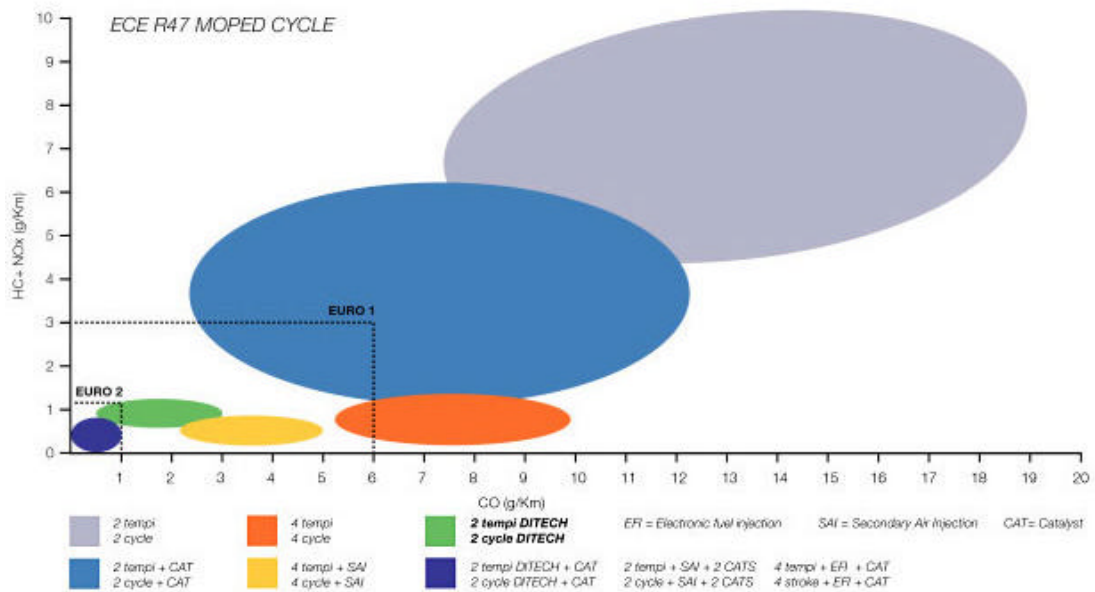


Figura I.37 Obiettivi da raggiungere secondo le diverse norme Euro sull'inquinamento

La soluzione Ditech di Aprilia è dunque una tecnologia sofisticata, resa ancora più interessante dall'evidente contenimento dei costi che i tecnici hanno sempre dovuto tenere in considerazione per questo progetto. A questo scopo il sistema di iniezione ed accensione elettronico del motore Aprilia utilizza molta componentistica già montata nel settore automobilistico. Questo fatto è anche garanzia di assoluta affidabilità di tutto l'impianto.

Applicazione del Ditech sul bicilindrico 250 cm³ di origine Suzuki

Aprilia ha proposto un'iniezione diretta anche per i motori a due tempi di cubatura più elevata come il bicilindrico Suzuki 250 cm³ montato sul modello sportivo RS250.

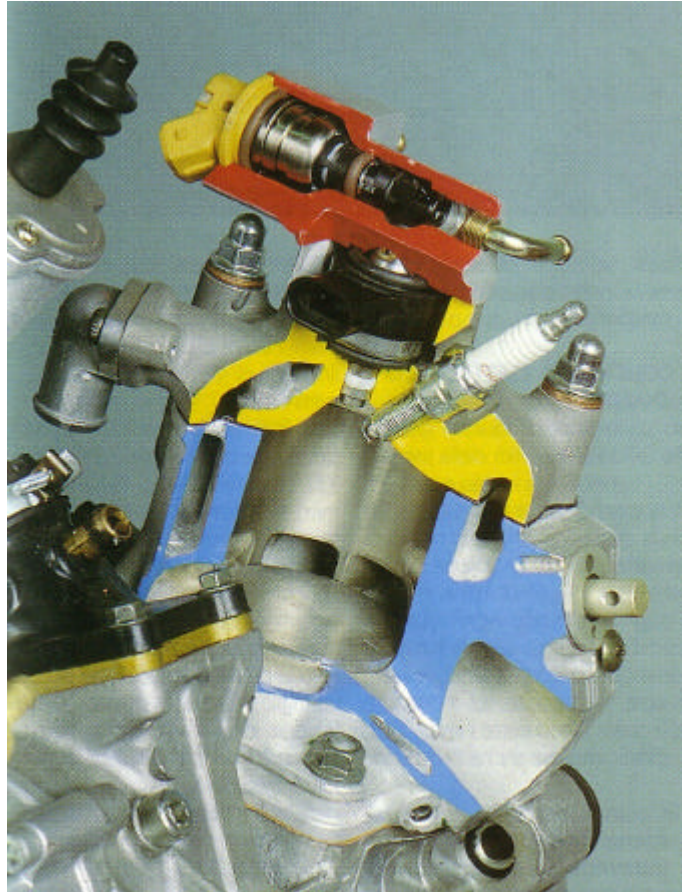


Figura I.38 *Complessivo testa cilindro del motore bicilindrico*

Lo schema è analogo a quello del 50 cm³, fatta salva la giacitura dell'iniettore del carburante che è posto lateralmente.

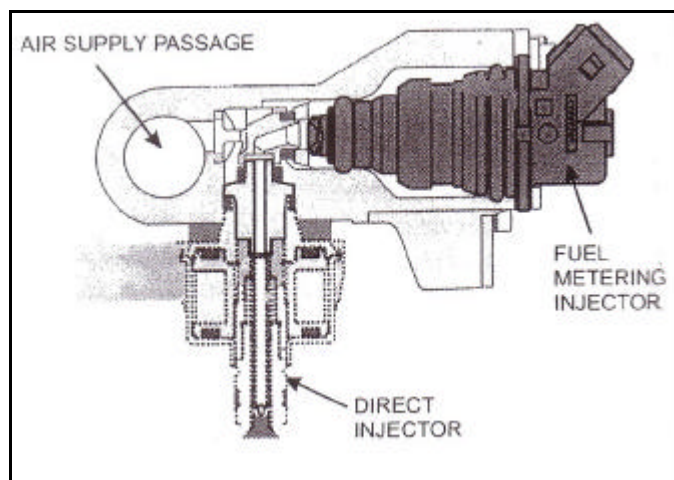


Figura I.39 *Montaggio laterale dell'iniettore*

Il motore conserva tutte le sue prerogative, compresa la valvola parzializzatrice di scarico, il cui attuatore, in questo caso, è controllato dalla stessa centralina che gestisce l'iniezione.

In luogo dei corpi farfallati sul modello 250 cm³ sono stati proposti i simulacri dei carburatori a valvola piatta nei quali è stata abolita la vaschetta con i circuiti carburante e rimane solo la valvola gas, che a sua volta viene collegata al sensore di apertura.



Figura I.40 *Organo di regolazione*

Il motore di cilindrata superiore richiede una portata di aria compressa maggiore del 50 cm³; per questo motivo si è adottato un compressore bicilindrico installato sullo stesso albero ausiliario che aziona la pompa dell'acqua.

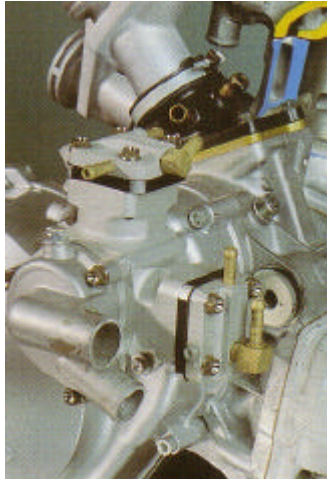


Figura I.41 *Compressore bicilindrico dell'aria*

I.2: Peugeot TSDI

Il sistema Peugeot TSDI [20] è analogo a quello utilizzato dall'Aprilia: i componenti ed il layout sono forniti dalla Orbital.

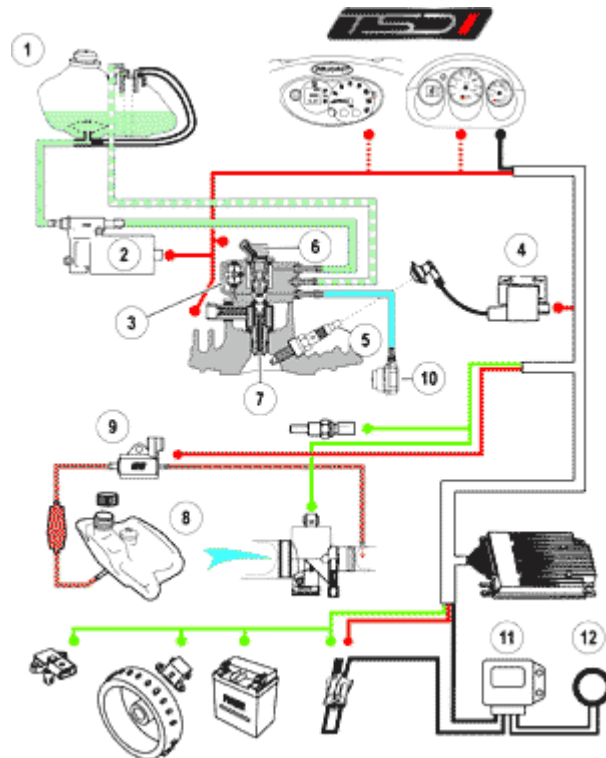


Figura I.42 *Schema dell'impianto Peugeot*

Nella figura I.42 si possono osservare i diversi componenti del sistema:

- Circuito del carburante
 - 1) Serbatoio carburante
 - 2) Pompa carburante
 - 3) Regolatore di pressione

- Circuito di accensione
 - 4) Bobina
 - 5) Candela

- Circuito di iniezione
 - 6) Iniettore benzina
 - 7) Iniettore aria

- Circuito di lubrificazione
 - 8) Serbatoio olio
 - 9) Pompa olio

- Circuito dell'aria compressa
 - 10) Compressore

- Circuito antifurto
 - 11) Immobilizzatore
 - 12) Antenna immobilizzatore

La configurazione della testa è analoga a quella del Ditech di Aprilia, con riferimento alla figura I.43 si nota:

- 1) Iniettore benzina
- 2) Arrivo carburante

- 3) Arrivo aria
- 4) Regolatore pressione benzina

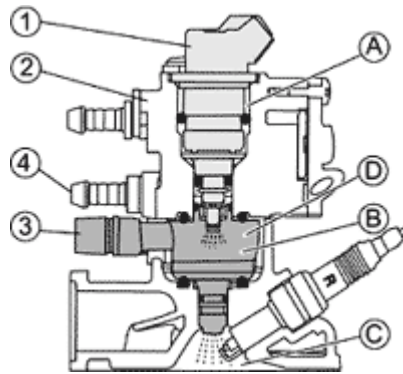


Figura I.43 Sezione testa Peugeot

A differenza dell'Aprilia la Peugeot adotta un catalizzatore allo scarico per l'abbattimento delle emissioni.

Il sistema di diagnosi, manutenzione e riprogrammazione del sistema Orbital utilizza curiosamente un GameBoy Nintendo come console. Si inserisce nel video gioco un'apposita card la quale presenta i cavi per interfacciarsi con lo scooter.

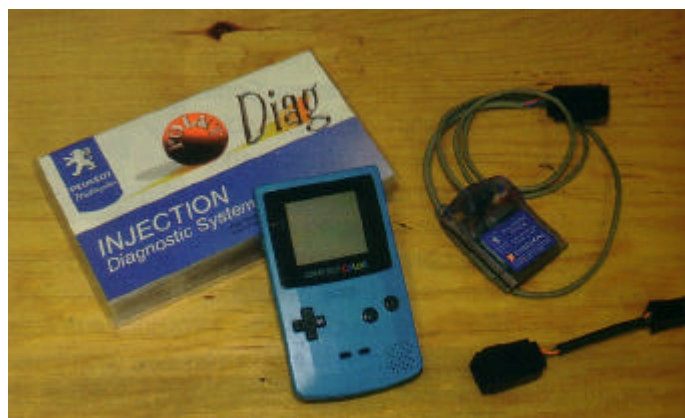


Figura I.44 Sistema di diagnostica

I.3: Piaggio FAST

La soluzione Piaggio FAST [13] [16] rappresenta l'ultima evoluzione dell'idea proposta dalla casa toscana verso la metà anni '70. Si tratta in sostanza di un motore a due stantuffi opposti con pistone di diametro minore avente funzione di pompa. Durante le varie versioni di questo motore è stato aggiunto un importante dettaglio: una valvola unidirezionale automatica che divide il cilindro della pompa da quello del motore.

Analizziamo il funzionamento della prima versione FAST in cui un carburatore prepara una miscela molto ricca. Mentre avviene il lavaggio con aria, il compressore integrato nella testata ed azionato tramite cinghia sincrona, aspira miscela ricca, preparata da un carburatore (figura I.45).

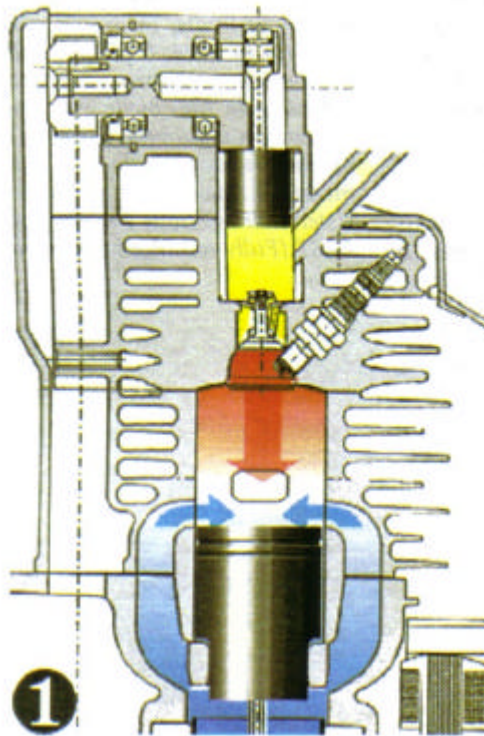


Figura I.45 Fase di lavaggio con aria e scarico

Successivamente durante la fase di compressione viene effettuata l'iniezione della miscela ricca in camera di combustione, attraverso una valvola ad apertura automatica basata sulla differenza di pressione fra le due camere (figura I.46).

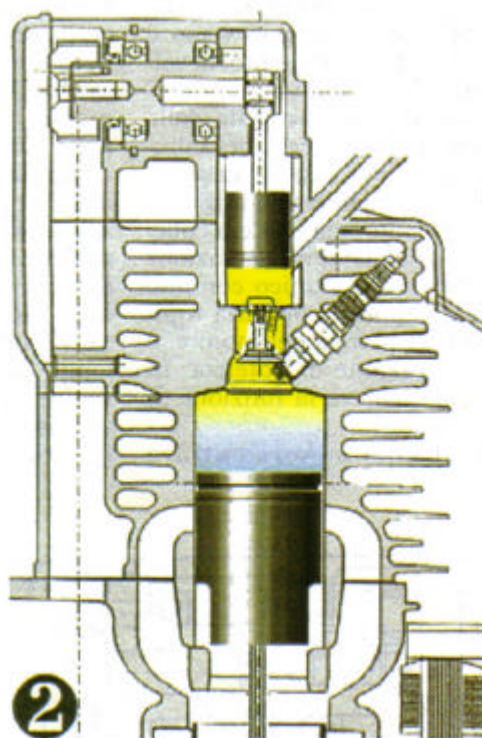


Figura I.46 Fase di compressione ed iniezione della miscela ricca

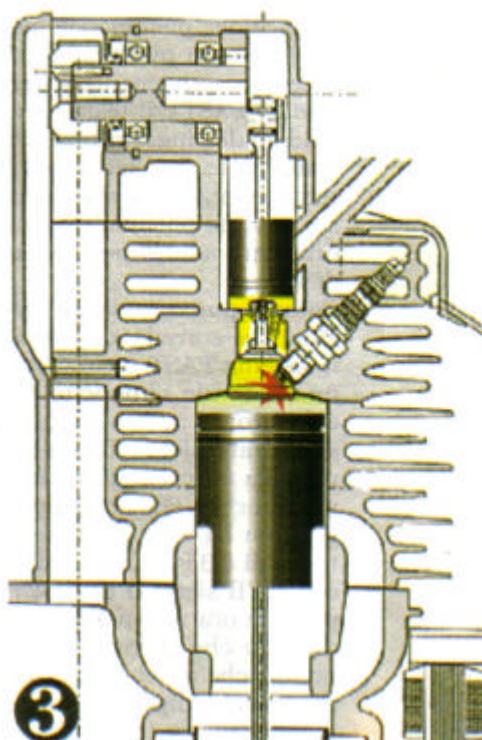


Figura I.47 Fase di accensione della carica stratificata

Nella terza fase scocca la scintilla all'interno della carica opportunamente stratificata (figura I.47) e quindi, (figura I.48), avviene l'espansione ed il ciclo può ripetersi.

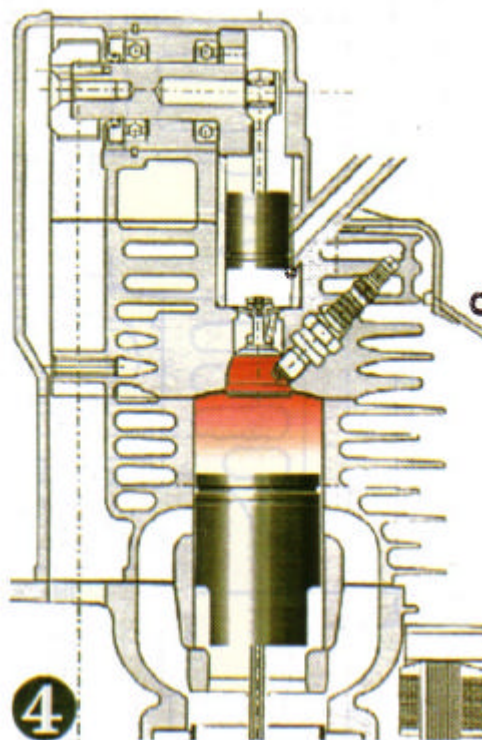


Figura I.48 Fase di espansione

Il sistema FAST è dunque caratterizzato da una notevole semplicità costruttiva in questa esecuzione ed anche nei successivi prototipi dotati di iniezione elettronica per un migliore controllo della miscela si è cercato di non complicare oltremodo il motore.

La miscela a titolo molto ricco viene fornita alla pompa (che a 8500 giri/min ha un assorbimento di potenza di 0,35-0,40 CV) da un carburatore. Il sistema di lubrificazione prevede una pompa dosatrice a due vie che fornisce olio sia alla pompa che al motore, tramite canalizzazioni indipendenti. La cilindrata della pompa (che utilizza un semplice albero con manovella a sbalzo, supportato da due cuscinetti a sfere) è lievemente inferiore ai 10 cm³. L'iniezione avviene a scarico chiuso ed è

caratterizzata da un'ottima nebulizzazione (il diametro delle goccioline di carburante è dell'ordine di 5-15 micron, contro i 110 micron che, mediamente, è in grado di assicurare un iniettore a bassa pressione del tipo a solenoide, come quelli oggi impiegati universalmente in campo automobilistico). Di grande importanza è la stratificazione della carica che si ottiene con questo sistema di iniezione e che consente di alimentare il motore con una miscela aria-benzina a titolo complessivamente magro, con notevoli vantaggi dal punto di vista dei consumi e della riduzione degli inquinanti, senza incappare in problemi funzionali di sorta. I risultati ottenuti, anche in termini di prestazioni e di guidabilità, sono eccellenti. I consumi sono diminuiti del 30% (in certe zone del campo di utilizzazione il consumo specifico risulta dell'ordine di soli 200 grammi/cavallo ora) e le emissioni di idrocarburi hanno subito una riduzione del 70% (senza che sia stato necessario fare ricorso ad una marmitta catalitica).

I.4: Bimota 500 V2

La Bimota [17] ha sviluppato un interessante sistema di iniezione elettronica diretta per il suo bilicindrico di mezzo litro di chiara destinazione sportiva.

La struttura del motore è piuttosto tradizionale mentre decisamente originale è l'apparato di iniezione della benzina. Il motore aspira solo aria, che arriva nella camera di manovella attraverso una grossa valvola lamellare a sei petali per ciascun cilindro, sul quale la portata è regolata da un corpo farfallato doppio.

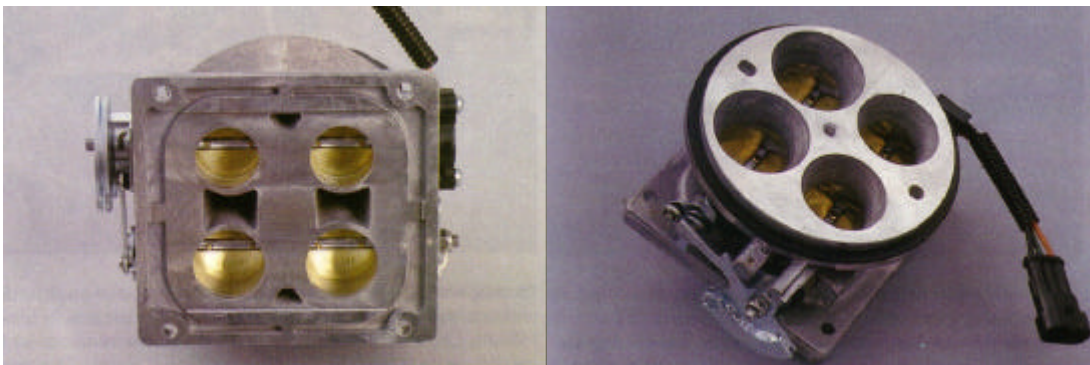


Figure I.49-50 *Il corpo farfallato*

La prima farfalla da 30 mm apre per i bassi carichi, mentre la seconda da 34 mm rimane chiusa ed inizia a lavorare soltanto quando quella più piccola è quasi completamente spalancata.

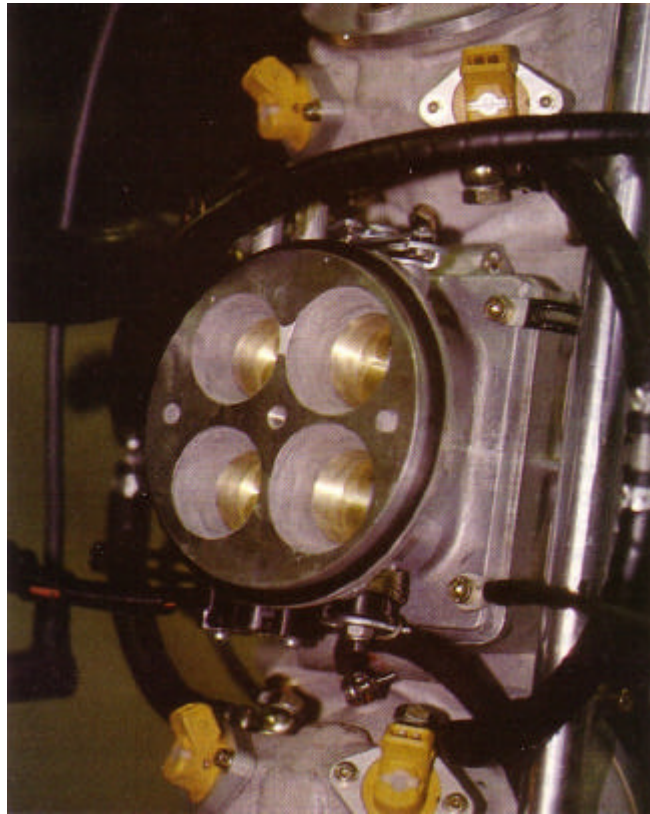


Figura I.51 *Il corpo farfallato e gli iniettori*

Due iniettori piazzati praticamente di fronte alla luce di scarico ed inclinati verso il pistone provvedono ad iniettare il combustibile. Grande cura è stata posta proprio nello studio del posizionamento degli iniettori, il cui spruzzo è rivolto verso le luci di travaso più vicine allo scarico che, per come sono disegnati i condotti, generano i flussi in entrata nel cilindro più veloci: in questo modo il getto di carburante si scontra con quello di aria in arrivo dal carter e viene polverizzato con una buona efficacia. Con l'iniezione nel cilindro, difatti, non solo si devono realizzare fasi d'iniezione tali per cui non ci sia dispersione attraverso lo scarico, ma si deve anche ottenere una polverizzazione ottimale per avere una combustione completa. All'avviamento esiste una funzione apposita che arricchisce la carburazione e ritarda notevolmente l'accensione per agevolare la partenza.

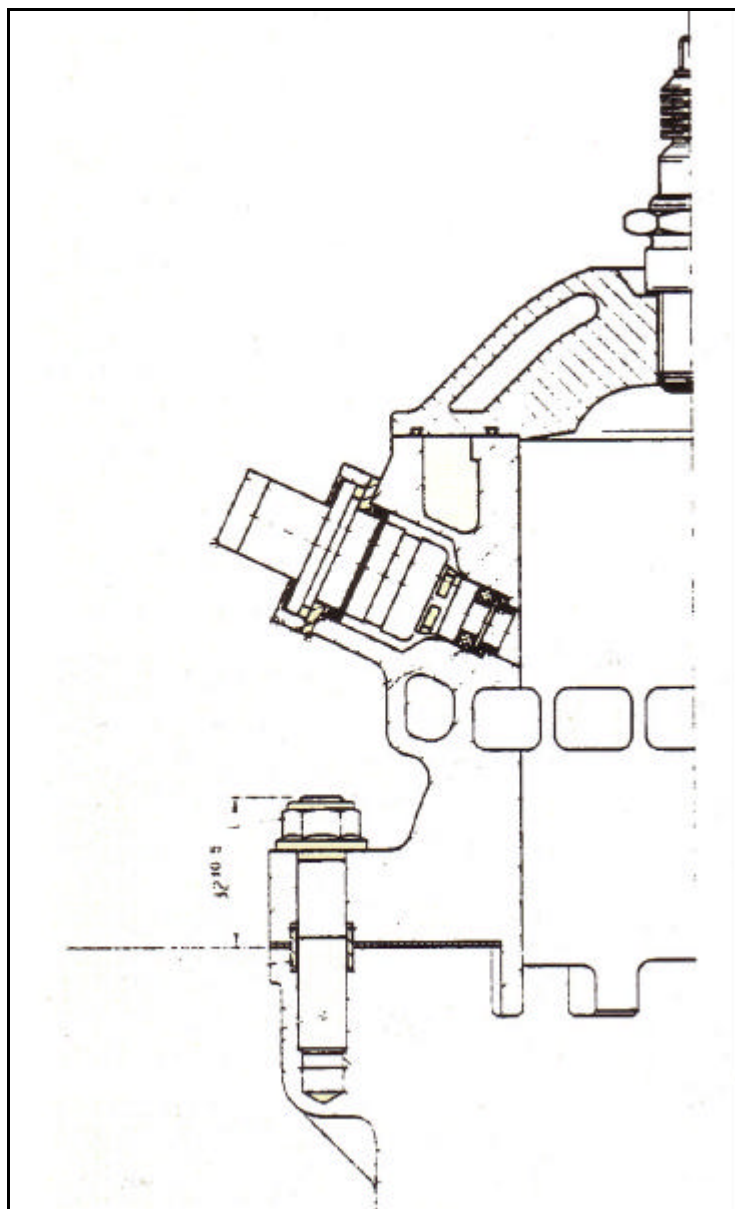


Figura I.52 *Sezione del cilindro Bimota*

Gli iniettori sono realizzati espressamente per questo modello dalla Siemens. L'alimentazione laterale avviene tramite intercapedini anulari a loro volta circondate dal refrigerante che mantiene costante la temperatura (e quindi la densità) della benzina iniettata.



Figura I.53 *Iniettore Siemens realizzato su specifiche Bimota*

Il sistema elettronico di questa unità è realizzato dalla TDD, prevede una memoria di diagnosi: nel quadro della moto una spia segnala eventuali malfunzionamenti che possono poi essere letti dalla rete di assistenza con un apposito strumento.

I.5: Orbital

La Orbital, ditta australiana specializzata in motori termici a due tempi, ha realizzato un tre cilindri in linea di 1200 cm³ di cilindrata, con carter-pompa ad ammissione con valvola lamellare e lavaggio effettuato con sola aria mediante luci di travaso. L'alimentazione avviene tramite iniezione diretta pneumatica nella camera di combustione di tipo molto particolare. Un compressore meccanico azionato dal motore, infatti provvede a fornire aria a 7 bar mentre una pompa elettrica fornisce benzina a 6 bar; in seguito un solenoide fa entrare in una precamera la quantità giusta di combustibile e successivamente un altro solenoide solleva il pistoncino che regola l'efflusso di aria e che apre lo spillo dell'iniettore: in questo modo si ottiene uno spray finissimo con un'eccellente polverizzazione della benzina. Tutto ciò permette la formazione di miscela molto omogenea in tempi piuttosto brevi, agevolando la buona combustione ed ottenendo una bassa emissione di idrocarburi incombusti allo scarico.

Si ricorda, infatti, che gli idrocarburi allo scarico non sono solo dovuti a situazioni di cortocircuito, bensì possono essere causati anche da un eccessivo regime di rotazione. In questi casi, infatti, le fasi di carburazione, accensione e combustione completa non hanno il tempo necessario e quindi si ha una incompleta combustione. Questo problema è ancora più accentuato nel caso di iniezione a seguito di un lavaggio con sola aria. Infatti in questi casi, la carburazione si svolge solo all'interno della camera di combustione durante la salita dello stantuffo che sta svolgendo la fase di compressione ed i tempi sono ridotti rispetto al caso di un motore a due tempi tradizionale; in esso, infatti, la carburazione tra benzina ed aria ha molto più tempo per compiersi e così nel cilindro entra miscela già carburata.

Questo particolare iniettore, inoltre, grazie al tempo di iniezione estremamente ridotto (1.4 ms), mantiene queste qualità anche ad elevati regimi di rotazione e permette di variare l'anticipo dell'iniezione in funzione del carico del motore.

Le prestazioni risultanti sono quindi molto buone, superiori del 20% rispetto a quelle di un motore a quattro tempi. La potenza massima erogata è di circa 60 kW (82 CV) a circa 5000 giri/min, con una potenza specifica di 50 kW/litro (68 CV/litro), mentre la coppia massima è di circa 125 Nm a 3500 giri/min. Anche le emissioni sono contenute e, se si paragona questo motore con un 1800 cm³ a quattro tempi, a parità di energia utile si ha che è necessaria una minore quantità di energia restituita sotto forma meccanica per avere la medesima energia disponibile per il carico. Questo accade grazie alle caratteristiche tipiche del due tempi (il ciclo in sé ed i supporti di banco su cuscinetti a rulli) che fanno sì che l'energia persa negli attriti e in effetti di pompaggio sia ridotta. In ultimo vale la pena sottolineare che le modifiche da apportare ad un tradizionale motore a due tempi sono molto contenute e quindi anche i costi di realizzazione; questo rende tale motore molto competitivo nell'ottica di realizzazione del progetto.

La tecnologia impiegata in questo motore è analoga a quella del Ditech di Aprilia, dunque sono state confermate le potenzialità di questo sistema anche nella produzione di serie.

I.6: Toyota S2

Questo motore si basa sulle conoscenze tecniche sviluppate per i motori a quattro tempi. Le valvole in testa, infatti, sono mosse da alberi a camme che ricevono il moto dall'albero motore grazie ad una cinghia dentata e lavorano esattamente come nel suddetto propulsore, sostituendo le luci di lavaggio e di scarico tipiche del motore a due tempi. Le valvole a fungo permettono di ottimizzare le fasi di scarico e lavaggio senza essere legate alla simmetria rispetto al PMI.

Il carter motore non ha più funzione di pompa (pertanto in esso è presente solo olio e la lubrificazione degli organi meccanici è molto buona) e per espletare questa funzione si adotta un compressore Roots azionato dal motore stesso, rendendo quindi possibile l'ottenimento di un coefficiente di lavaggio maggiore dell'unità.

Nella testa sono presenti ben due iniettori, una candela e cinque valvole (tre di scarico e due di lavaggio). Si evidenzia la presenza di deflettori per le valvole di lavaggio nella zona più prossima a quelle di scarico al fine di evitare il cortocircuito.

Per quanto riguarda il numero delle valvole questo motore è in controtendenza a quelle che sono le soluzioni di alcune case motociclistiche per motori a quattro tempi. Ad esempio Aprilia e Yamaha adottano tre valvole all'aspirazione e due allo scarico. Ovviamente il lavaggio adotta lo schema delle correnti ripiegate ma ottiene risultati paragonabili allo stantuffo di gas.

Nella figura I.55 si riporta l'andamento del rendimento di lavaggio, ottenuto per via sperimentale, in funzione del coefficiente di lavaggio.

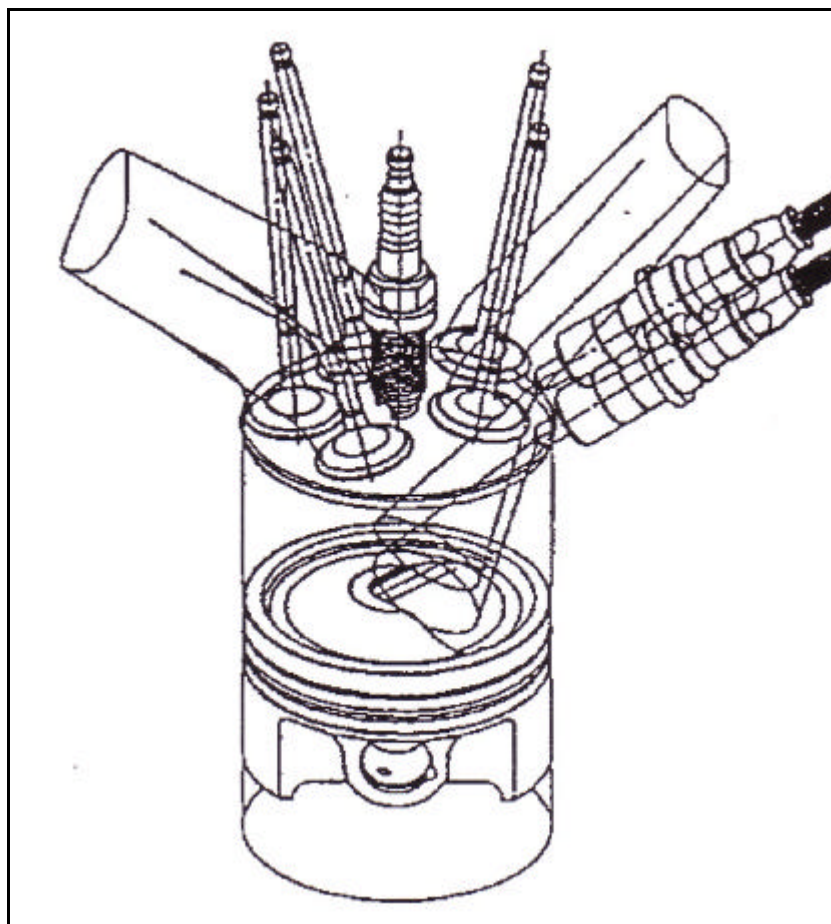


Figura I.54 *Schema applicativo del motore Toyota S2*

La curva relativa ai dati sperimentali è molto più vicina a quella dello schema di lavaggio a stantuffo di gas (perfect displacement) che non a quella dello schema di lavaggio a progressiva e uniforme diluizione (perfect mixing); inoltre, tali risultati sono in accordo con la simulazione numerica.

I due iniettori garantiscono pressioni di 100 bar e sono dislocati in posizioni un po' sacrificate al fine di lasciare alla candela il posto centrale nella camera di combustione, così da avere una buona e rapida combustione.

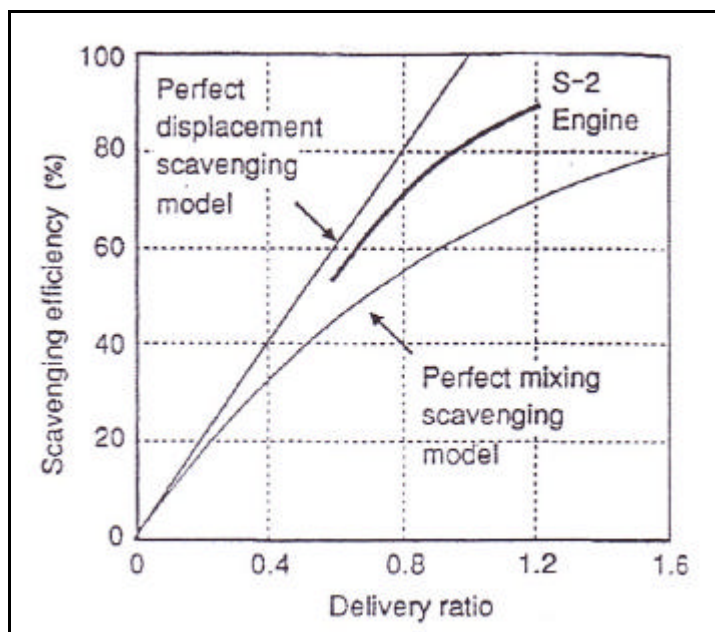


Figura I.55 Andamento sperimentale del rendimento di lavaggio

Le prestazioni di questo bicilindrico di 804 cm³ di cilindrata sono: 46 kW (63 CV) di potenza massima a 4000 giri/min, una potenza specifica di 57 kW/litro (78 CV/litro) e consumi piuttosto bassi soprattutto per regimi medio-bassi. Dal punto di vista delle emissioni, paragonandolo con un quattro tempi convenzionale, si ha che gli ossidi di azoto sono nettamente inferiori ed anche i consumi sono migliori.

Ovviamente qualche inconveniente esiste; ad esempio le valvole e gli organi meccanici ad esse correlati sono soggetti a forze nettamente superiori che non su di un quattro tempi a causa dell'elevato regime di rotazione tipico del due tempi tradizionale. Inoltre, le valvole a fungo non permettono le stesse sezioni di passaggio delle luci regolate dallo stantuffo; quindi, pur riuscendo ad aumentare il regime massimo di rotazione, si avrebbero forti perdite per laminazione nelle valvole ed un conseguente calo delle prestazioni del motore.

I.7: Motore Lotus a carica stratificata

La particolarità di questa realizzazione è principalmente la valvola rotante posta in testa che provvede a fornire la carica stratificata nella camera di combustione. Essa è guidata dal motore tramite una cinghia che provvede anche alla movimentazione di una valvola parzializzatrice allo scarico.

L'utilizzo di una valvola rotante permette una maggiore sezione di passaggio rispetto alle tradizionali valvole a fungo; inoltre, non presentando problemi di inerzie dovute a moti di tipo alterno, permette il raggiungimento di regimi di rotazione notevolmente superiori. Va comunque precisato che la realizzazione di una valvola rotante nella testa del motore senza problemi di eccessivo surriscaldamento (con le relative deformazioni della valvola che causerebbero problemi di tenuta) è possibile grazie alla presenza di aria e benzina freschi nella valvola stessa che ne favoriscono il raffreddamento. Nella figura I.57 è rappresentata la sequenza delle quattro fasi in cui avviene l'immissione della carica fresca nella camera di combustione.

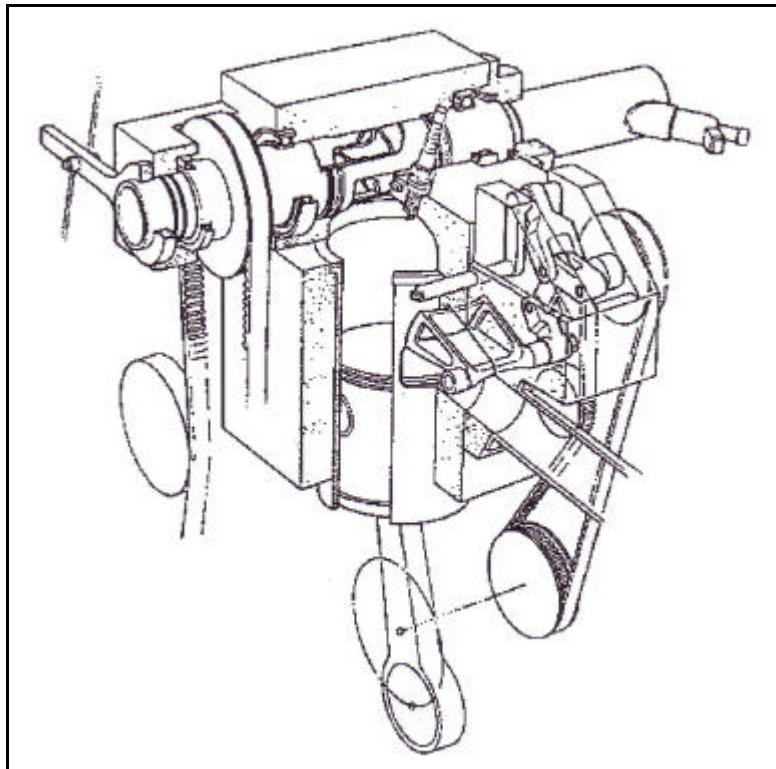


Figura I.56 Spaccato del prototipo a due tempi realizzato dalla Lotus

La valvola rotante è costituita da due elementi: uno statore interno, che presenta due cavità (una contenente aria e l'altra miscela molto ricca) aperte verso la camera di combustione, ed un rotore esterno, costituito da un cilindro incompleto (è appunto la parte mancante che permette il passaggio dei due fluidi dallo statore alla camera di combustione).

La rotazione del manicotto permette il passaggio prima dell'aria in pressione e poi della miscela in pressione; in questo modo si ottiene un primo lavaggio effettuato con sola aria e poi l'immissione del combustibile che andrà a generare una zona ricca vicino alla candela per l'accensione (che risulta accanto all'apertura della valvola) e zone meno ricche via via che ci si allontana dal punto di immissione fino ad avere zone magre nei punti più lontani.

Ovviamente, per evitare perdite di carica fresca, la cavità contenente miscela viene aperta solo quando le luci di scarico stanno per chiudersi completamente. Inoltre lo statore può effettuare delle rotazioni di qualche grado tali da permettere di far variare il tempo in cui la cavità con miscela resta aperta: così facendo il rapporto tra aria pura e miscela ricca viene fatto variare in modo opportuno in base alle condizioni di utilizzo ed al numero di giri.

La valvola parzializzatrice è anch'essa gestita da un cinematisma (composto da bielle e cinghie) che le permette di compiere dei movimenti ciclici ad ogni giro del motore; inoltre l'ampiezza dei movimenti è regolabile in base al tipo di carico ed al numero di giri cui è sottoposto. Questa tipologia di valvola parzializzatrice allo scarico permette di avere una fase di scarico asimmetrica ed in particolare agli alti carichi ne anticipa la fine. In questo modo si ha un favorevole aumento del rapporto di compressione effettiva del motore. Ai bassi carichi, invece, permette un ritardo di apertura della luce di scarico e, di conseguenza, aumenta il rapporto effettivo di espansione migliorando il rendimento effettivo del motore.

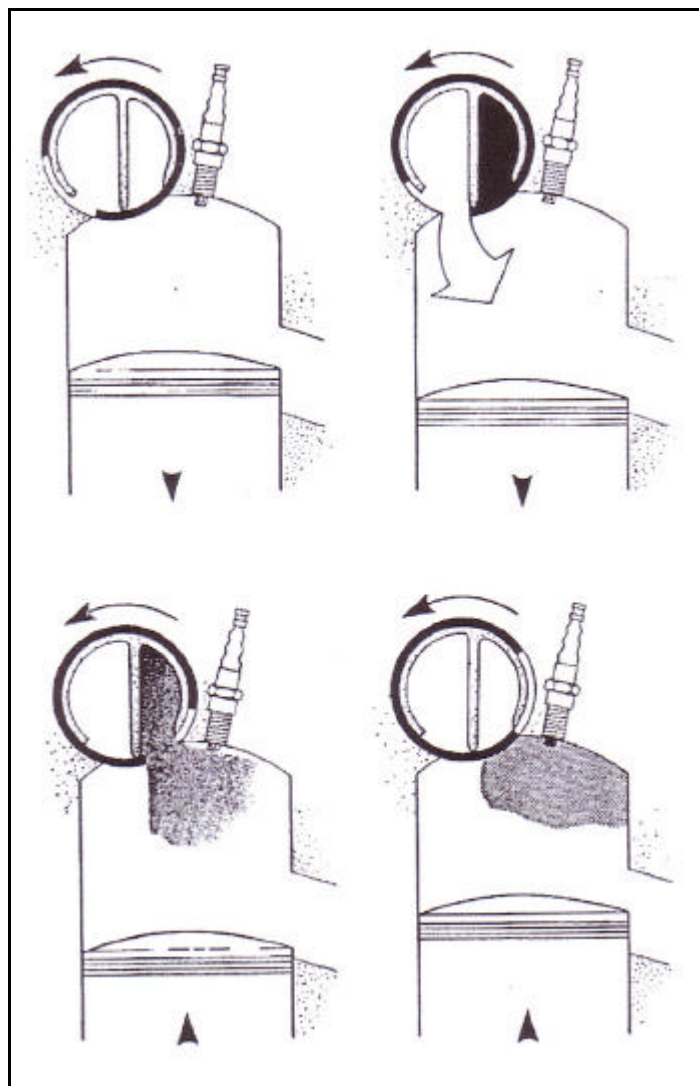


Figura I.57 *Schema di funzionamento della valvola rotante del prototipo Lotus*

La valvola parzializzatrice di scarico permette, inoltre, un funzionamento più stabile del motore ai bassi carichi ed ai bassi regimi di rotazione: in queste condizioni è quindi possibile far funzionare il motore con dosature più ricche.

Questa variante del tradizionale motore a due tempi ad accensione comandata dà come risultato una buona riduzione dei consumi, soprattutto ai regimi medio-alti e bassi.

CAPITOLO II

Esperienze precedenti su motori a due tempi presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino

Gli studi sul motore in esame sono stati preceduti da diverse esperienze su motori a due tempi presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino.

Col motore Cagiva T4E 350 è stato introdotto il termine “innovativo”: cioè un propulsore caratterizzato da bassi livelli di emissioni inquinanti e di consumo specifico di benzina, unitamente ad elevati coefficienti di lavaggio in un esteso campo di utilizzo.

I motori Benelli 1FB 1226 e Husqvarna WR250 meritano di essere citati per l'applicazione del sistema di iniezione diretta del combustibile.

II.1: Propulsore Cagiva T4E 350

Nel 1986 presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino il professor Enrico Antonelli decise di impegnarsi in un progetto di ricerca che portasse alla realizzazione di un motore pluricilindrico a due tempi per applicazioni automobilistiche caratterizzato da elevate potenze specifiche unite a bassi valori di consumo specifico e di emissioni inquinanti. Nello stesso tempo doveva presentare una buona caratteristica meccanica, vale a dire che fosse capace di fornire valori di coppia elevati già a bassi regimi, in modo da permettere una buona guidabilità.

Per raggiungere questi obiettivi si pensò anzitutto di ricorrere all'iniezione del combustibile, in modo da limitare le perdite dovute al cortocircuito nella fase di lavaggio. Liberati dal vincolo sui bassi valori del coefficiente di lavaggio, grazie

all'utilizzo di sola aria anziché di miscela carburata, si optò per l'adozione di una pompa esterna, con cui ottenere $\gamma = 1,3-1,5$ e pertanto valori di λ_v significativamente maggiori di quelli conseguibili con i due tempi tradizionali. Oltre a questo la rinuncia all'utilizzo del carter come pompa avrebbe permesso di evitare l'aggiunta dell'olio lubrificante direttamente alla carica, causa della formazione di depositi carboniosi sulla testa, sugli stantuffi, sulle luci e nella marmitta, dell'imbrattamento della candela e di emissioni di particolato ed idrocarburi incombusti in quantità maggiore.

Non disponendo delle risorse necessarie per realizzare ex novo un motore che corrispondesse esattamente al modello teorico, si procedette ad adattare un motore preesistente che si avvicinasse al predetto modello. La scelta cadde sul motore Cagiva T4E 350, un monocilindro a quattro tempi con quattro valvole in testa raffreddato ad aria. Si cercava un motore a quattro tempi in quanto già provvisto di un sistema di lubrificazione forzata degli accoppiamenti delle parti in moto relativo; inoltre la presenza delle valvole in testa avrebbe consentito, aprendo nel cilindro luci scoperte dallo stantuffo, di realizzare un lavaggio unidirezionale, più efficiente di quello a correnti ripiegate. In particolare ci si orientò verso un motore con quattro valvole per disporre di un'ampia sezione di efflusso dei gas combusti, così da poter ridurre la durata della fase di scarico. In tal modo si sarebbe potuto scegliere se ritardare l'inizio dello scarico spontaneo, prolungando la fase di espansione, allo scopo di raccogliere maggior lavoro dai gas, o se anticipare la chiusura dello scarico-lavaggio, lasciando più tempo al combustibile iniettato per miscelarsi con l'aria presente nel cilindro.

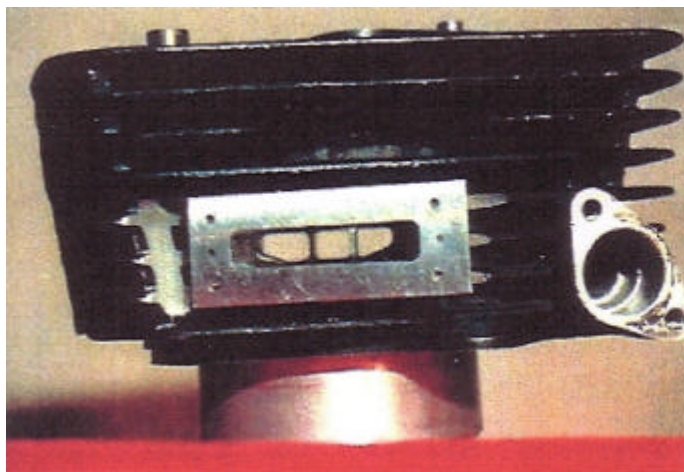


Figura II.1 *Particolare delle luci di lavaggio*

Partendo da un motore monocilindrico si sarebbero poi semplificate le operazioni di modifica necessarie per il funzionamento a due tempi, con beneficio per tempi e costi. Sempre in quest'ottica si preferì un motore raffreddato ad aria, privo quindi di intercapedini per la circolazione del liquido refrigerante, le quali avrebbero comportato problemi di tenuta complicando il lavoro di adattamento del motore.

Il compito di occuparsi della trasformazione del motore di partenza fu affidato per primo allo studente A. Goggi, che riportò nella Tesi di Laurea [1] i risultati del lavoro svolto.

Per l'alimentazione si utilizzò un compressore volumetrico di tipo Roots di costruzione Abarth, che mandava l'aria compressa con l'interposizione di un dispositivo di by-pass in un condotto che si sdoppiava successivamente per portarla alle due luci praticate nel cilindro, una contrapposta all'altra.

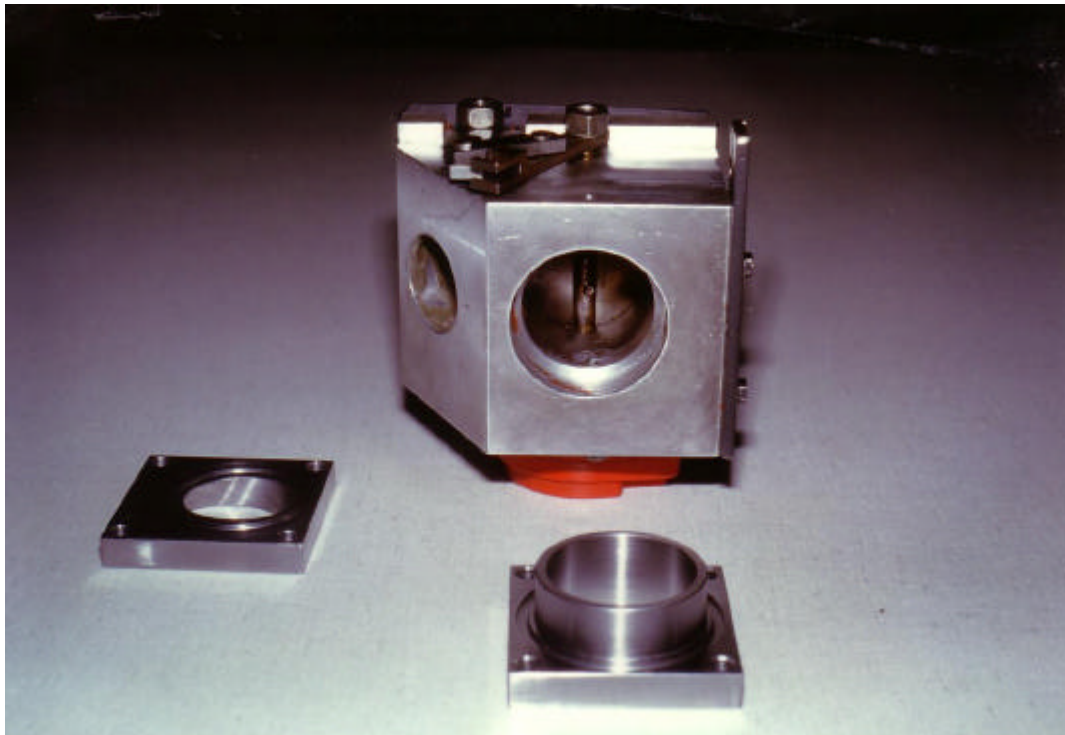


Figura II.2 *Dispositivo di by-pass*

In figura II.2 è mostrata una foto del dispositivo di by-pass, usato per regolare il compressore per riflusso all'esterno di parte della mandata.

Tale dispositivo è costituito essenzialmente da un blocco di duralluminio che è attraversato dal condotto principale dell'aria. Sempre al suo interno è ricavato un condotto che si dirama dal primo verso l'esterno. Entrambi sono intercettati da valvole a farfalla collegate mediante un quadrilatero articolato in modo che mentre una si apre, l'altra si chiuda, e viceversa. Sulla loro legge di apertura si può oltretutto agire in maniera piuttosto agevole, variando la lunghezza di uno dei bracci costituenti il quadrilatero articolato. Un potenziometro fornisce l'indicazione della posizione della farfalla inserita nel condotto principale.

Volendo regolare il motore facendo rifluire all'esterno, ai carichi parziali, una frazione della portata mandata dal compressore, sarebbe sufficiente una sola valvola sul condotto di riflusso. La valvola sul condotto principale serve allo scopo di ottenere una regolazione precisa in un più ampio campo di carichi. Infatti quando una valvola a farfalla è quasi completamente aperta risulta scarsa la sensibilità del flusso a sue piccole rotazioni. Con una sola valvola ad intercettare l'aria diretta all'atmosfera si potrebbe regolare con buona precisione il sistema compressore-motore ai carichi più alti, quando la valvola si trova in condizioni prossime alla completa chiusura, ma non a quelli più bassi, con la valvola quasi parallela al flusso. La presenza di due farfalle permette invece di assicurare la voluta regolazione sfruttando ai carichi maggiori quella sul condotto di riflusso ed ai minori quella sul condotto principale.

Per l'alimentazione del combustibile si pensò di ricorrere all'iniezione indiretta gestita elettronicamente da una centralina a cui sarebbero dovuti giungere i segnali di pressione e temperatura dell'aria di lavaggio, di posizione della farfalla sul condotto principale e di velocità angolare del motore, posizionando due iniettori nei condotti di lavaggio in maniera che lo spray venisse formato immediatamente a monte delle luci. Si scelse di far uso di due iniettori, ciascuno dei quali dimensionato in funzione di una portata pari alla metà di quella massima richiesta, in quanto uno solo non sarebbe stato in grado di controllare in modo adeguato il flusso in ogni condizione. Ai carichi più

bassi si sarebbe certamente avuta, durante la chiusura dell'iniettore, la formazione di gocce di combustibile di grandi dimensioni, che non riuscendo a evaporare completamente sarebbero divenute fonte di HC allo scarico. L'inconveniente non si sarebbe invece verificato disponendo di due iniettori di dimensioni più contenute, uno dei quali utilizzato per integrare la portata fornita dall'altro solo ai carichi più alti.

Un primo problema si evidenziò allorché si procedette a fresare la camicia per ricavarvi le luci di lavaggio. La loro ampiezza angolare fu infatti limitata a valori inferiori a quelli desiderati, anzitutto dalla forma del mantello dello stantuffo. Quello originale dovette essere sostituito in quanto il passaggio dal funzionamento a quattro tempi a quello a due tempi implicava la necessità di un mantello più lungo, in grado di garantire la chiusura delle luci con lo stantuffo al PMS. Siccome questa condizione doveva essere soddisfatta senza naturalmente che si avesse interferenza tra il mantello stesso e l'albero a gomiti, quando lo stantuffo si portava al PMI, non potendosi realizzare un mantello troppo lungo si fu costretti a realizzare luci meno alte del necessario e posizionate al di sopra del PMI. Ulteriori penalizzazioni derivarono dalla presenza della catena di comando della distribuzione, delle sedi dei prigionieri di fissaggio del cilindro al carter e dei condotti di adduzione del lubrificante all'albero a camme. Non potendosi aumentare a piacimento l'altezza delle luci per non anticiparne eccessivamente l'apertura, a tali limitazioni conseguì una riduzione delle sezioni di passaggio dell'aria, a tutto danno della completezza del lavaggio.

Un secondo inconveniente fu legato all'iniezione indiretta. La forma dello spray e la pressione d'iniezione del combustibile erano infatti tali per cui parte del combustibile arrivava a bagnare le pareti dei condotti, senza riuscire ad evaporare completamente. Inoltre, l'ultima frazione del combustibile iniettato, tanto maggiore quanto più grande era la quantità di combustibile richiesta in quel ciclo, non riusciva a entrare nel cilindro prima che le luci si chiudessero. Vi veniva perciò introdotta all'inizio del ciclo successivo, col risultato di essere quasi completamente scaricata insieme all'aria di lavaggio, determinando un peggioramento del consumo specifico e dell'emissione d'inquinanti.

Una terza serie di problemi furono causati dalla distribuzione, infatti a causa del raddoppiato rapporto di trasmissione tra albero motore e albero a camme, è stato necessario ridurre la massima alzata delle valvole a fungo al fine di contenere entro limiti accettabili le massime accelerazioni a cui le valvole sono sottoposte. In più la presenza sulla testata di un solo albero a camme per il comando delle quattro valvole, ha precluso la possibilità di variare l'ampiezza angolare della fase di scarico. Tale operazione sarebbe stata invece possibile, nel caso in cui il motore avesse avuto due alberi a camme in testa, semplicemente sfasando la posizione angolare di un albero a camme rispetto all'altro.

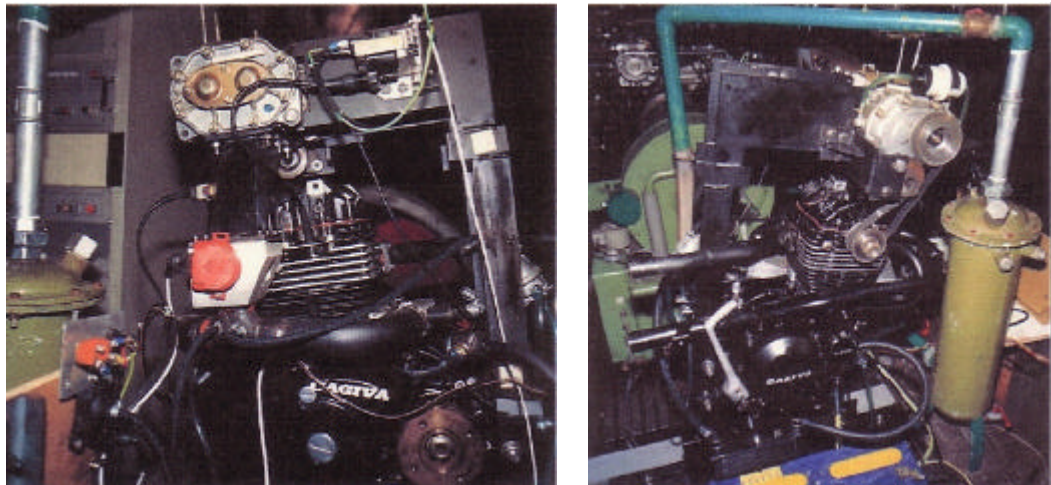


Figure II.3-4 *Il motore Cagiva installato al banco*

Il difetto principale, che costrinse ad abbandonare la sperimentazione, dipese però dall'impossibilità di ricorrere per l'avviamento del motore al motorino elettrico, cui tale compito era originariamente affidato, a causa dell'ingombro dei condotti di lavaggio. Per la messa in moto si sviluppò allora un gruppo costituito da un motore elettrico destinato a trascinare, mediante una cinghia, l'albero di un riduttore-giunto collegato al freno dinamometrico, a sua volta connesso tramite un doppio giunto cardanico all'albero del cambio. Siccome nel basamento erano integrati sia la frizione sia il cambio, il moto doveva essere trasmesso all'albero a gomiti attraverso di essi. Non essendo la frizione adeguatamente dimensionata per la coppia richiesta per l'avviamento essa tendeva a slittare rendendo estremamente complessa l'operazione.

II.2: Propulsore Benelli 1FB 1226

Il motore Benelli 1FB 1226 [8] è un monocilindrico a due tempi ad accensione comandata con lavaggio a correnti ripiegate trasversali ed aspirazione con terza luce. Il cilindro è realizzato in alluminio con canna riportata in ghisa; la camera di combustione è emisferica con area di squish disposta perifericamente e la candela è posta lateralmente a formare un angolo di circa 45° con l'asse del cilindro. Il carter, in alluminio, è formato da due elementi uniti lungo un piano mediano; carter, cilindro e testata sono tra loro vincolati da prigionieri.

Alesaggio	75 mm	Volume spazio morto motore	48 cm ³
Corsa	78 mm	Volume spazio morto carter	810 cm ³
Cilindrata	344,6 cm ³	Rapporto di compressione geometrico	8,179:1
Lunghezza manovella	39 mm	Rapporto di compressione effettivo	5,46:1
Lunghezza biella	156 mm	Rapporto di compressione del carter	1,425:1

Figura II.5 Caratteristiche tecniche propulsore Benelli 1FB 1226

La distribuzione è affidata esclusivamente allo stantuffo ed è quindi simmetrica rispetto al PMS; in particolare la fase di scarico dura 166.4° a partire da 96.8° DPMS, il lavaggio dura 116.86° da 121.57° DPMS, mentre la fase di aspirazione nel carter-pompa dura 157.06° a partire da 78.53° PPMS.

La lunghezza del mantello del pistone è pari a 77 mm sul lato aspirazione e 79 mm sul lato scarico; tale differenza crea un anticipo angolare dell'aspirazione pur garantendo la chiusura completa della luce di scarico rispetto al carter anche quando il pistone si trova al PMS. La distanza tra il cielo dello stantuffo ed il piede di biella è pari a 38 mm e lo spinotto è montato senza disassamento.

Il raffreddamento del motore è ad aria forzata da una ventola centrifuga solidale al volano magnete, che spinge l'aria in un apposito carter in lamiera facendola giungere in prossimità delle alette di raffreddamento presenti su cilindro e testa.

L'accensione è di tipo classico con le puntine platinato che alimentano direttamente la bobina di alta tensione; inoltre è presente un dispositivo a masse centrifughe che, variando il posizionamento angolare della camma di comando delle puntine rispetto all'albero motore, permette di variare l'anticipo di accensione al crescere del numero di giri del motore.

La lubrificazione del motore originale era affidata alla miscelazione diretta della benzina di alimentazione con olio, mentre durante la sperimentazione viene effettuata inviando una portata di olio direttamente nel collettore di aspirazione con l'ausilio di una pompa a portata variabile azionata da un motore elettrico: tale modifica, auspicabile per poter iniettare esclusivamente benzina utilizzando il sistema di iniezione indiretta, si rivela indispensabile durante l'alimentazione ad iniezione diretta, in quanto in caso contrario il motore non risulterebbe in alcun modo lubrificato.

Durante le prove al banco è stato anche utilizzato uno scarico ad espansione progettato tramite un codice di simulazione: l'ottimizzazione è stata scelta per un regime di 3500-4000 giri/min. Tale espansore, realizzato in lamiera d'acciaio, è stato dotato di un silenziatore ad assorbimento. I confronti fatti con prove realizzate in precedenza a parità di sistema di iniezione, ma con il sistema di scarico originale, hanno messo in evidenza un notevole incremento del riempimento del motore a regimi prossimi a quelli di progetto con relativo miglioramento delle prestazioni in termini di coppia e potenza.

Configurazione della testata

Le prove eseguite in differenti lavori di Tesi, hanno avuto notevole importanza per quanto riguarda lo studio del migliore posizionamento dell'iniettore sulla testa del motore: alcune sono state svolte con l'iniettore orientato coassialmente al cilindro e posizionato al centro della testa, altre hanno previsto lo spostamento dell'iniettore in

posizione laterale, con inclinazione rispetto all'asse del cilindro a 60° ed orientamento in direzione opposta alla luce di scarico.

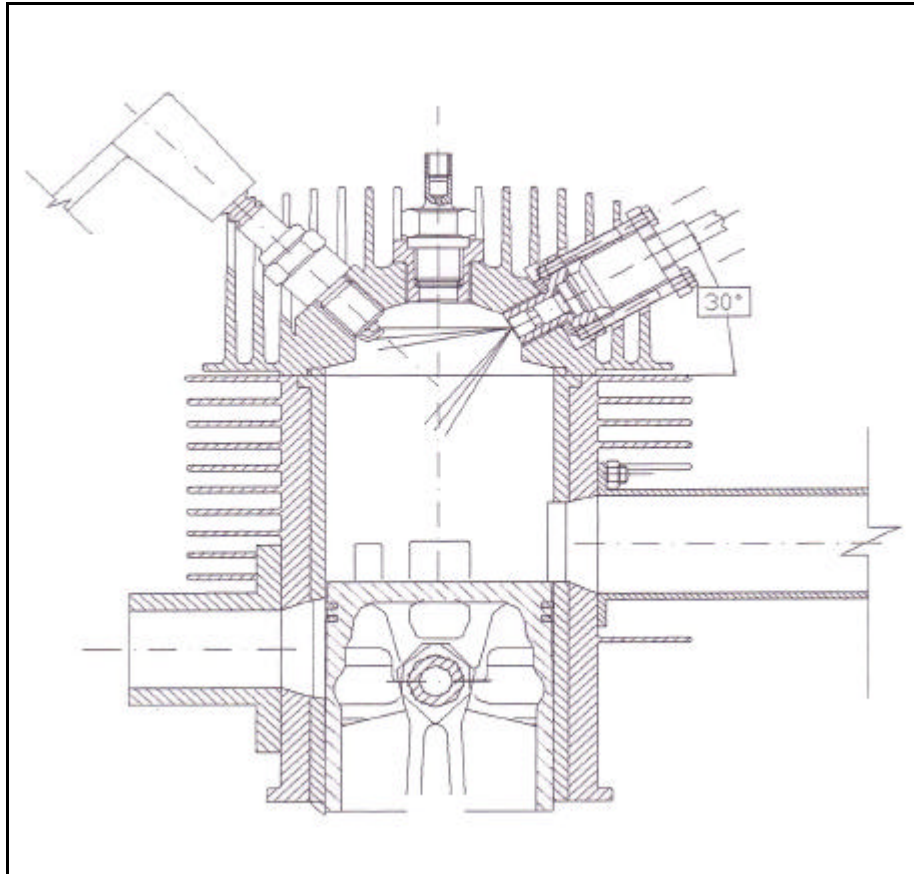


Figura II.6 Sezione Benelli 1FB 1226 in configurazione ad iniezione diretta

I rilievi al banco hanno permesso di osservare che la disposizione inclinata è da preferirsi in quanto parte dello spray riesce a raggiungere gli elettrodi della candela formando una zona di miscela ricca che facilita l'accensione. Si realizza in pratica una sorta di combustione a carica stratificata con la zona di miscela ricca nei pressi della candela e sempre più povera man mano che ci si allontana. Il rischio di questo tipo di configurazione è di bagnare le pareti del cilindro. In questo caso infatti se le parti della canna del cilindro bagnate dal carburante venissero coperte dallo stantuffo in risalita verso il PMS il carburante ivi depositato non potrebbe partecipare alla combustione, mentre nella successiva fase di espansione evaporerebbe trasferendosi allo scarico sotto forma di idrocarburi incombusti altamente inquinanti e riducendo i vantaggi intrinseci dell'iniezione diretta.

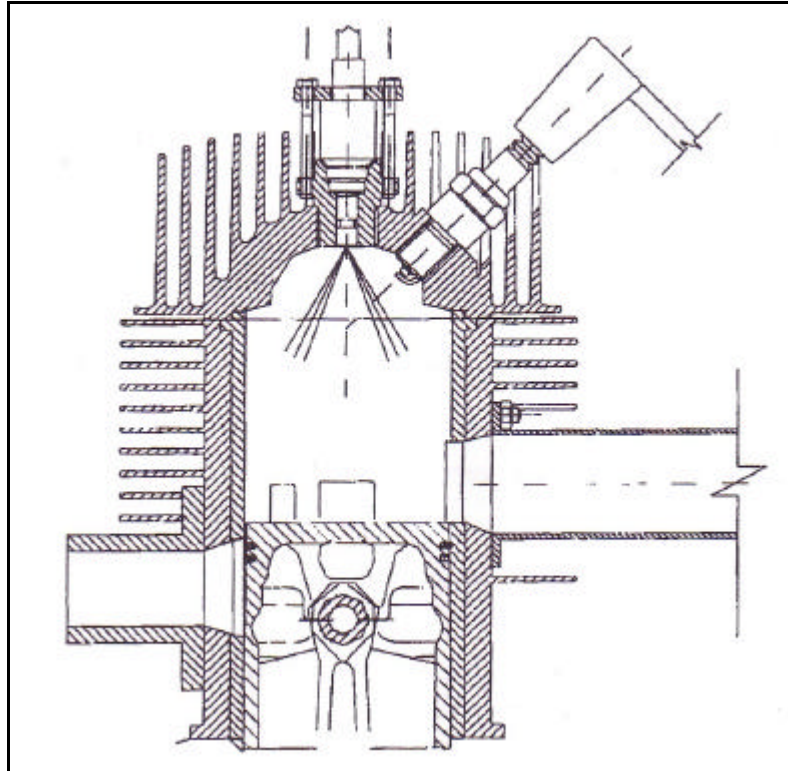


Figura II.7 *Iniettore coassiale al cilindro*

L'inclinazione dell'iniettore comporta che parte del combustibile iniettato lambisca la testata (caratterizzata da un'elevata temperatura), facilitando così l'evaporazione delle gocce; l'effetto dello squish, inoltre, contribuisce in questo caso ad uniformare la miscela nei pressi della candela.

Caratteristiche di funzionamento

La serie di prove al banco eseguite sul motore Benelli 1 FB 1126 è stata condotta con le due diverse configurazioni previste per l'alimentazione, ovvero con iniezione indiretta nel collettore di aspirazione e con iniezione diretta in camera di combustione.

Per quanto concerne l'alimentazione con iniezione diretta si è iniziato con la ricerca delle migliori condizioni di alimentazione relative al propulsore, equipaggiato sia con un sistema di alimentazione ad iniezione diretta in camera di combustione sia con un sistema di scarico appositamente progettato, dotato di una camera di espansione accordata realizzata in base alle specifiche calcolate in un precedente lavoro di Tesi, grazie all'ausilio di un software di simulazione (Wave).

Obiettivo prefissato era il raggiungimento di basse emissioni inquinanti allo scarico unite a buone prestazioni meccaniche, mantenendo una dosatura interna del motore prossima al valore stechiometrico in modo tale che i risultati sperimentali fossero confrontabili con quelli ottenuti con il motore alimentato ad iniezione indiretta.

I parametri che sono stati variati durante questa sessione di prove sono la durata ed il ritardo di iniezione a numero di giri del motore costante. Tali grandezze relative al sistema di iniezione vengono regolate allargando e sfasando elettronicamente l'impulso proveniente dal marker già debitamente squadrato e portato a livelli TTL: un'apposita centralina provvede a ritardare il segnale a seconda dei valori temporali impostati manualmente (millisecondi dal fronte di discesa del segnale in ingresso) e a modificarne il duty-cycle (percentuale di durata del livello logico 1 sul totale): in questo modo è possibile variare la dosatura di funzionamento del motore ed evitare fuoriuscite di benzina allo scarico durante la fase di travaso. Si cerca infatti di iniziare l'iniezione di carburante a luci completamente chiuse o in fase avanzata di chiusura, in modo tale che lo spray non abbia la possibilità di sfuggire attraverso la luce di scarico. Il ritardo di iniezione rispetto al marker (gestito in termini di tempo e non di angoli) viene ridotto al crescere del numero dei giri.

Le prove sono state tutte eseguite a farfalla completamente aperta (W.O.T. - Wide Open Throttle), variando il numero di giri tramite il freno dinamometrico: la serie di dati ottenuta è stata successivamente analizzata in modo da individuare le regolazioni del sistema di iniezione tali da garantire una dosatura prossima al valore stechiometrico, utilizzabili per confronti con le prove eseguite in precedenza.

L'alimentazione del motore ad iniezione diretta con espansione accordata ha richiesto diverse prove a parità di numero di giri al fine di individuare le condizioni migliori di combustione (variazione dei tempo di iniezione) e ridurre ai minimi valori possibili le emissioni di idrocarburi incombusti allo scarico (variazione ritardo di iniezione).

Influenza dei parametri di alimentazione

I risultati ottenuti nelle prove a numero di giri costante ed a dosatura e ritardo di iniezione rispetto al marker variabili, hanno messo in evidenza una notevole sensibilità del motore alle variazioni dei parametri di alimentazione, non solo nei confronti della caratteristica meccanica, ma anche del consumo specifico e, soprattutto, delle emissioni di idrocarburi incombusti e di ossido di carbonio.

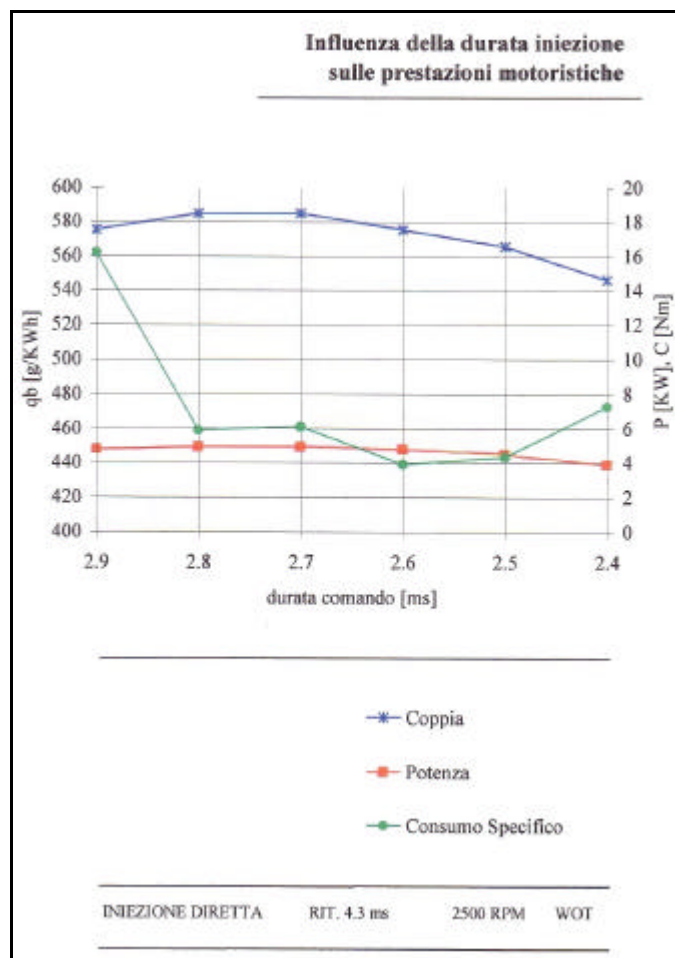


Figura II.8 Influenza della durata di iniezione sulla caratteristica meccanica

Occorre infatti raggiungere il migliore compromesso tra l'esigenza di posticipare il più possibile l'iniezione per evitare la fuoriuscita di carica fresca allo scarico e quella di miscelare al meglio aria e benzina per migliorare la combustione e conseguentemente ridurre gli HC dovuti alla cattiva combustione. I grafici in figura II.9 e II.10 mettono in evidenza il fenomeno in funzione delle impostazioni del ritardo di iniezione rispetto al marker.

E' opportuno inoltre sottolineare che a causa della risoluzione della centralina di controllo dell'iniezione (0.1 ms) non è stato possibile effettuare una messa a punto fine dei tempi di iniezione e di ritardo.

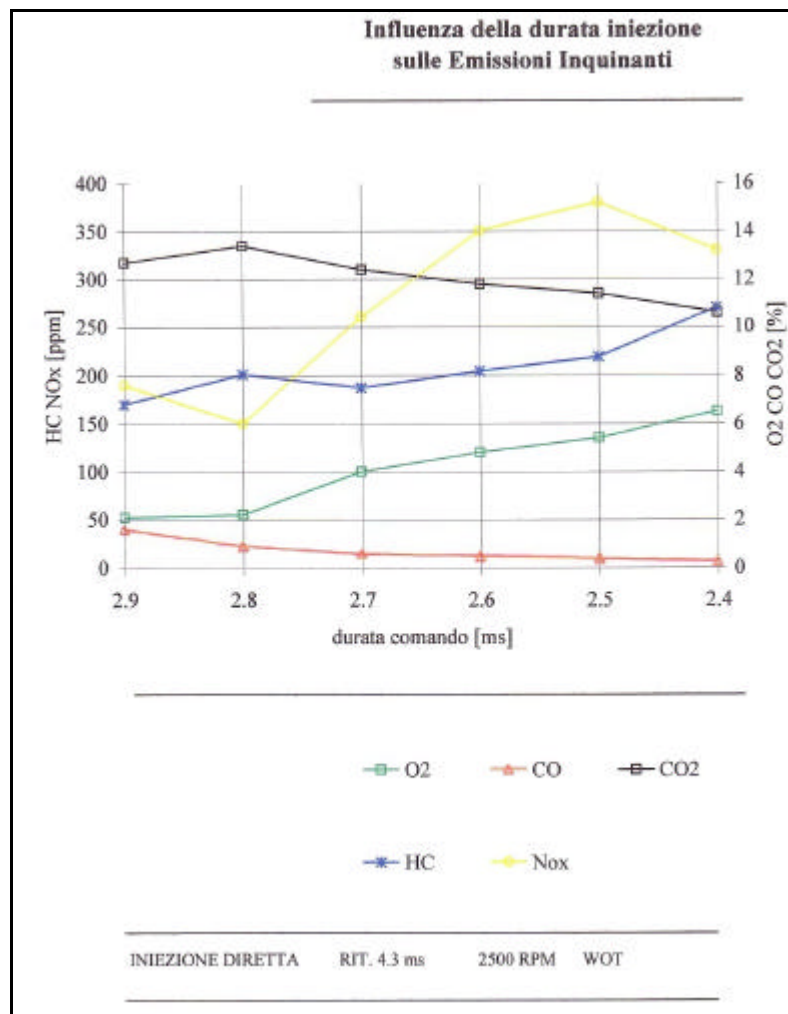


Figura II.9 Influenza della durata di iniezione sulle emissioni inquinanti

Il grafico di figura II.10 mostra un leggero incremento del consumo specifico per alti ritardi di iniezione, accompagnato da una riduzione dei valori di coppia e potenza: la causa può essere principalmente individuata nella cattiva omogeneizzazione della miscela all'interno della camera di combustione dovuta al ridotto tempo che intercorre tra fine iniezione ed accensione.

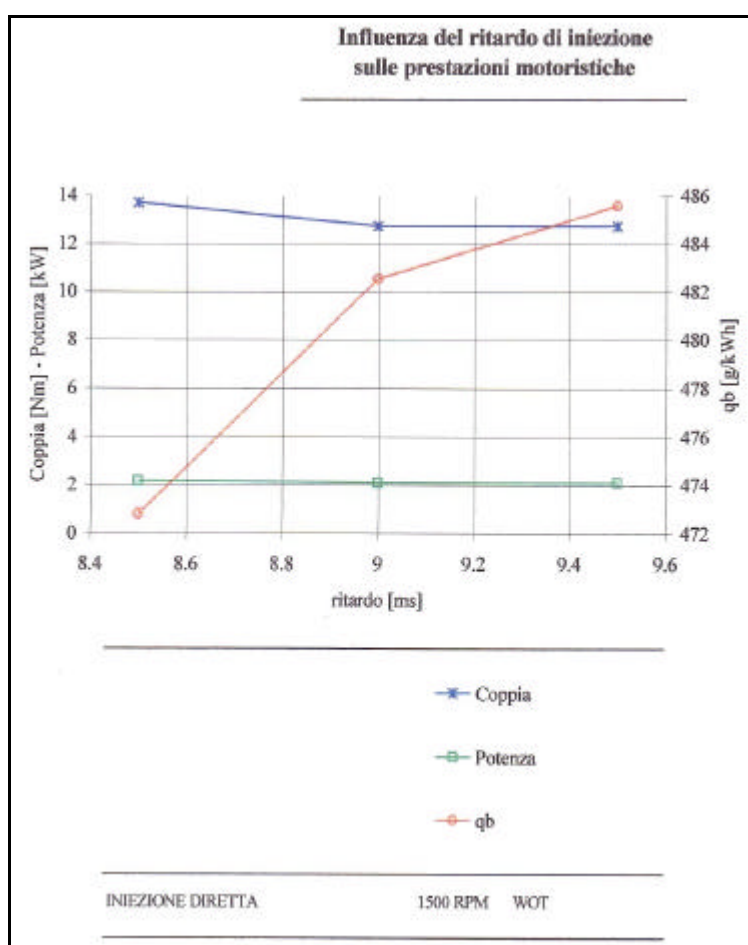


Figura II.10 *Influenza del ritardo di iniezione sulla caratteristica meccanica*

Mantenere un moderato ritardo di iniezione ha tuttavia un risvolto positivo: gli idrocarburi incombusti presenti allo scarico vengono drasticamente ridotti in quanto viene ridotta o annullata (per ritardi di iniezione ottimizzati) la quantità di combustibile

mandata allo scarico durante la fase di lavaggio e nonostante aumenti la produzione di HC dovuti alla cattiva combustione, il risultato complessivo in termini di emissioni di HC è comunque migliore. Se il ritardo di iniezione assume invece valori troppo elevati, la combustione peggiora a tal punto da annullare o quasi i vantaggi derivanti dall'assenza di cortocircuito di carica fresca.

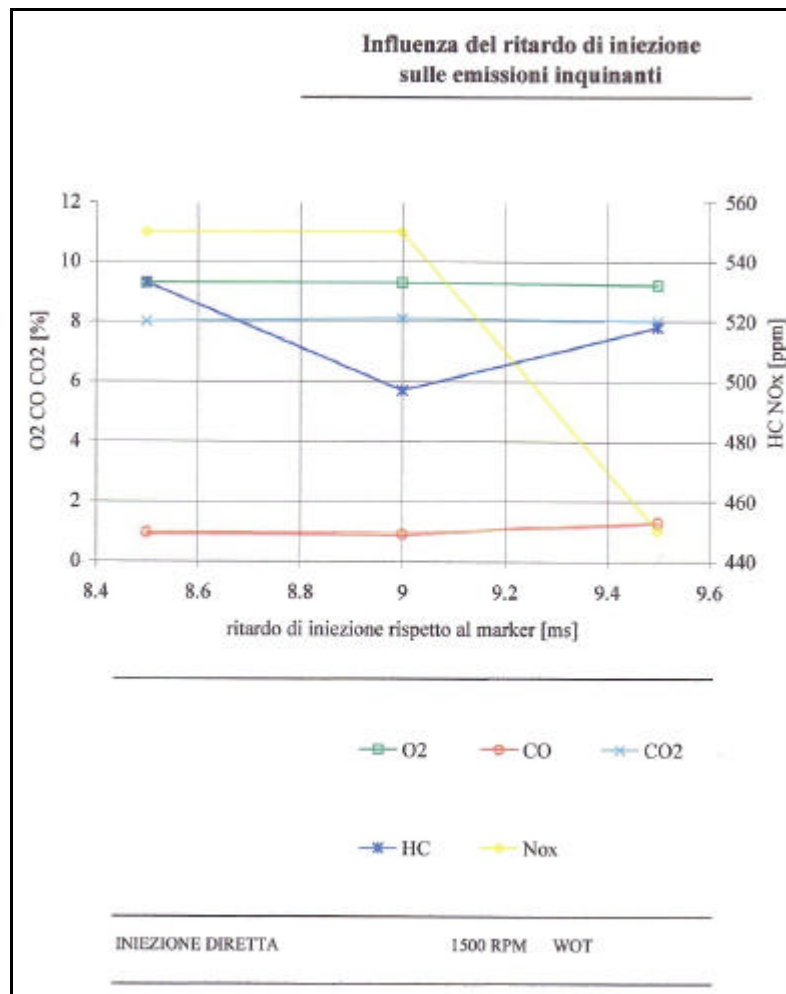


Figura II.11 *Influenza del ritardo di iniezione sulle emissioni inquinanti*

L'incremento del CO allo scarico per forti ritardi di iniezione si può attribuire alla dosatura effettiva più ricca (dosatura interna) che, a parità di dosatura apparente, si riduce a causa della minore quota parte di combustibile mandata allo scarico durante il lavaggio.

Risultati sperimentali e parametri di iniezione

Dai dati rilevati sperimentalmente sono stati estrapolati quelli con dosatura più vicina alla condizione stechiometrica, che prevede un rapporto in peso aria/combustibile pari a circa 14.6. Occorre precisare che la determinazione della dosatura con l'alimentazione ad iniezione diretta è complicata notevolmente dalle difficoltà che si incontrano nel quantificare la quota di aria di lavaggio che rimane intrappolata nel cilindro alla chiusura della luce di scarico e l'eventuale quantità di benzina fuoriuscita allo scarico durante la fase di iniezione. Nel caso specifico, l'inizio dell'iniezione è sufficientemente vicino all'angolo di chiusura completa della luce di scarico (98° PPMS) da garantire che il lavaggio venga effettuato esclusivamente con aria, ovvero in modo tale da non avere fughe di combustibile dalla luce di scarico. Tale affermazione comporta anche che gli HC presenti allo scarico siano attribuibili esclusivamente all'imperfetta combustione ed all'olio di lubrificazione.

L'ossigeno presente allo scarico non è, come nei motori a quattro tempi, funzione esclusiva della dosatura di funzionamento del motore, in quanto nei 2T durante la fase di lavaggio si ha una fuoriuscita di ossigeno allo scarico, specialmente nei motori ad iniezione diretta in cui il lavaggio può essere sovrabbondante. L'ossigeno presente allo scarico è quindi somma della quota parte dovuta al lavaggio e di quella che non ha preso parte alla combustione, nel caso in cui sia effettuata con eccesso d'aria. L'andamento della percentuale d'ossigeno allo scarico dovrebbe pertanto essere decrescente con il diminuire della dosatura fino al raggiungimento del valore stechiometrico, superato il quale dovrebbe mantenersi costante per tutto il campo delle dosature ricche, all'interno del quale l'ossigeno allo scarico dovrebbe essere attribuibile esclusivamente al lavaggio.

Nei diagrammi seguenti si riportano i parametri di iniezione necessari a mantenere la dosatura stechiometrica al variare del regime di rotazione, la caratteristica meccanica ottenuta mantenendo forzatamente la dosatura stechiometrica, il consumo specifico di combustibile al variare del regime e con differenti soluzioni di scarico e alimentazione (iniezione diretta e indiretta) e la variazione delle emissioni inquinanti con dosatura stechiometrica ed iniezione diretta.

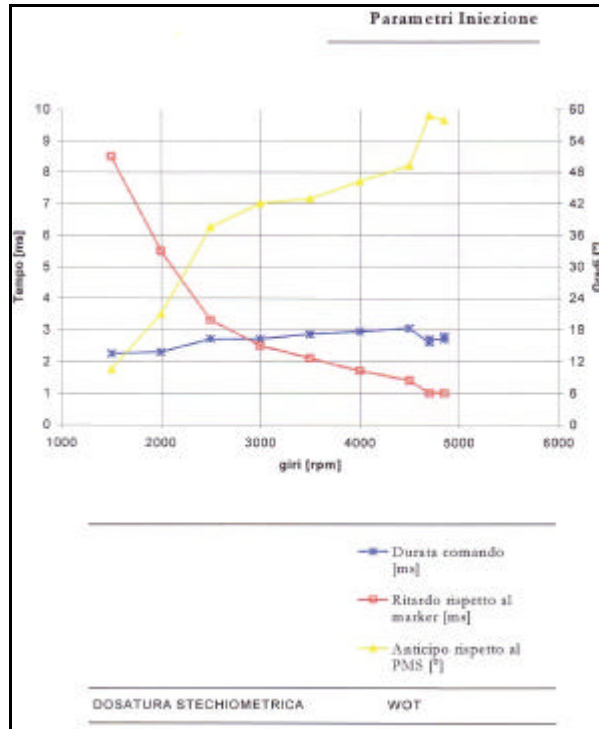


Figura II.12 Regolazioni di iniezione utilizzate nelle prove con dosatura stechiometrica

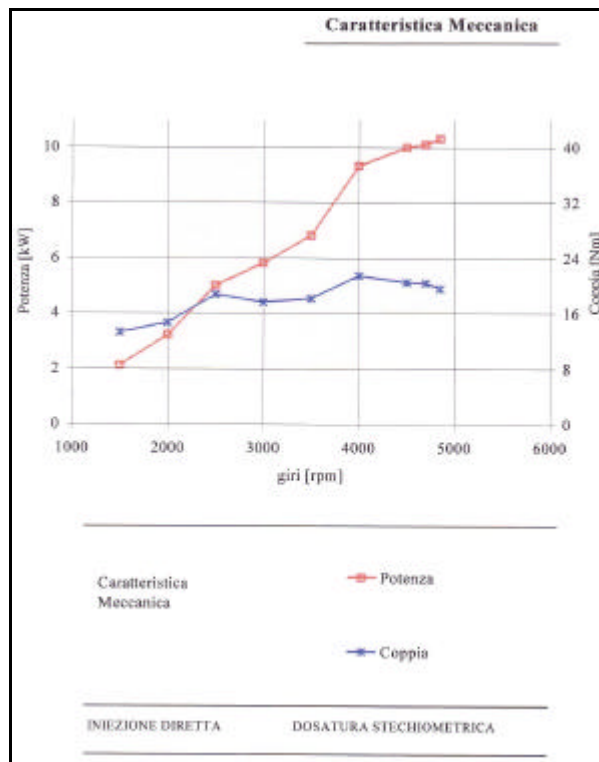


Figura II.13 Caratteristica meccanica ottenuta con dosatura stechiometrica

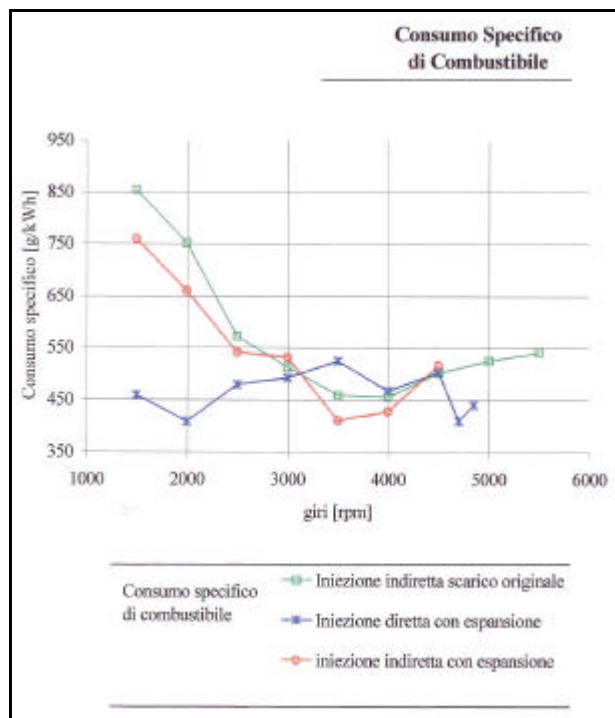


Figura II.14 *Influenza del sistema di iniezione diretta e del sistema di scarico sul consumo specifico*

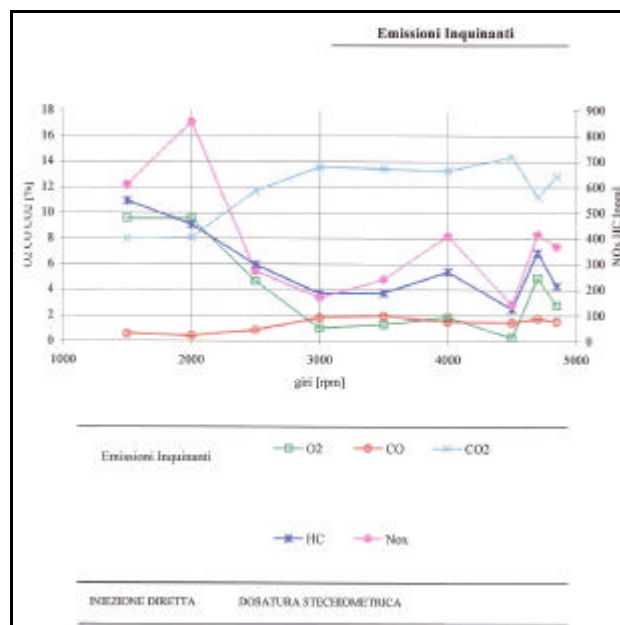


Figura II.15 *Concentrazione dei principali inquinanti allo scarico in funzione del regime di rotazione*

Dai risultati sperimentali relativi all'alimentazione ad iniezione diretta sono emersi risultati confortanti per quanto riguarda l'abbattimento delle emissioni inquinanti, anche se contemporaneamente si nota una leggera flessione delle prestazioni in termini di potenza e coppia ed uno spostamento dei rispettivi massimi a regimi più elevati. Si ha infatti un deciso decremento degli idrocarburi incombusti lungo tutto l'arco di funzionamento del motore, con punte di abbattimento prossime al 90% a basso numero di giri; anche gli ossidi di azoto sono prodotti in quantità inferiori a tutti i regimi mentre si rileva un leggero aumento delle emissioni di ossidi di carbonio per alcuni valori della velocità di rotazione.

II.3: Propulsore Husqvarna WR250

L'Husqvarna WR 250 [10] è un motociclo nato per competizioni "crossistiche" spinto da un motore a due tempi ad alte prestazioni prodotto dall'italiana Cagiva per conto della svedese Husqvarna.

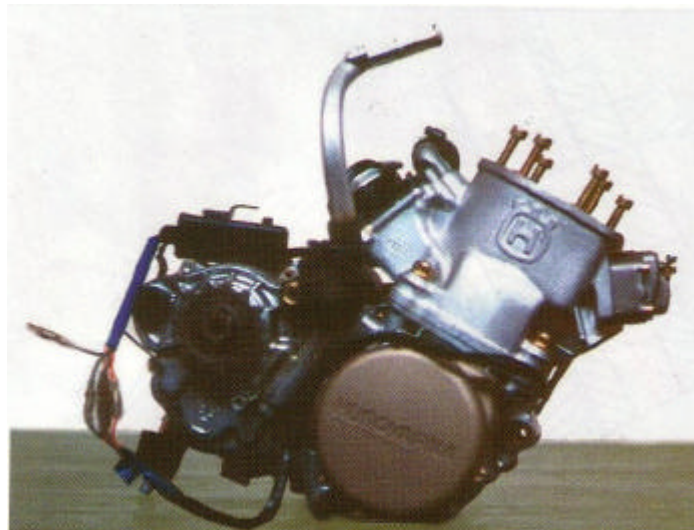


Figura II.16 *Vista lato-volano del propulsore*

Il propulsore eroga nella sua configurazione originale 49.5 CV a 8500 giri, (dichiarati dalla Casa Costruttrice).

Il motore è un monocilindrico a due tempi ad accensione comandata con lavaggio a correnti ripiegate trasversali ed aspirazione nel carter controllata da lamelle. Il cilindro è realizzato in alluminio, la camera di combustione è emisferica con area di squish disposta perifericamente, la candela è posta centralmente e coassialmente al cilindro. Il carter, in alluminio, contiene anche gli alberi del cambio, la frizione, la trasmissione primaria ed il generatore elettrico.

Sullo scarico è montata una valvola meccanica a controllo centrifugo che parzializza la luce di passaggio ai bassi regimi per ottimizzare le prestazioni.

Le caratteristiche tecniche principali del propulsore sono sintetizzate nella tabella seguente:

Alesaggio	66,65mm	Volume spazio morto motore-camera di combustione	17,7 cm ³
Corsa	70,7 mm	Rapporto di compressione geometrico	14:1
Cilindrata	246,5 cm ³	Rapporto di compressione effettivo con valvola chiusa	9,55:1
Lunghezza manovella	35,35 mm	Rapporto di compressione effettivo con valvola aperta	7,68:1

Figura II.17 Caratteristiche tecniche motore WR250

Il motore, raffreddato a liquido, è dotato di una pompa centrifuga calettata su un estremo dell'albero a gomiti: il fluido, attraverso due condotti praticati sulla testata del propulsore, raggiunge lo scambiatore di calore, che sul motore di serie è del tipo aria/acqua a flusso trasversale.

L'accensione è elettronica a scarica capacitiva senza parti in movimento con sensore induttivo di posizione dell'albero: la centralina elettronica si occupa di alimentare la bobina di accensione in base al segnale fornito dal sensore ed all'anticipo adatto al regime di rotazione.

Il sistema di alimentazione originale prevede l'adozione di un carburatore Mikuni da 38 mm a getto variabile, montato direttamente sul collettore di aspirazione che è realizzato in materiale sintetico.

La lubrificazione del motore è originariamente affidata alla miscelazione diretta della benzina di alimentazione con olio al 2% in volume.

Modifiche alla testata del motore

L'installazione dei componenti relativi al sistema di iniezione diretta sulla testata del motore è vincolata da particolari esigenze di carattere sia tecnico che logistico. In particolare l'iniettore deve essere posizionato in modo che lo spray sia orientato in direzione opposta alla luce di scarico, inoltre parte del getto deve giungere in prossimità degli elettrodi della candela per avere una zona di miscela sufficientemente ricca da facilitare l'accensione della carica: risulta in tal modo vincolata anche la posizione della candela che deve essere opportunamente posizionata nei pressi dell'iniettore per poter essere raggiunta dallo spray.

Le principali difficoltà per la scelta della disposizione dei componenti, sono derivate dal raffreddamento a liquido del motore, il quale ha imposto la realizzazione di boccole a tenuta per le sedi di iniettore, candela e trasduttore di pressione e dalla presenza dei condotti di passaggio dell'acqua di raffreddamento verso lo scambiatore situate sulla testata, i quali riducono notevolmente lo spazio disponibile per l'installazione della candela.

La disposizione dei componenti dell'iniezione scelta è risultata il miglior compromesso possibile fra ingombri, posizionamenti reciproci ed inclinazioni ottimali.

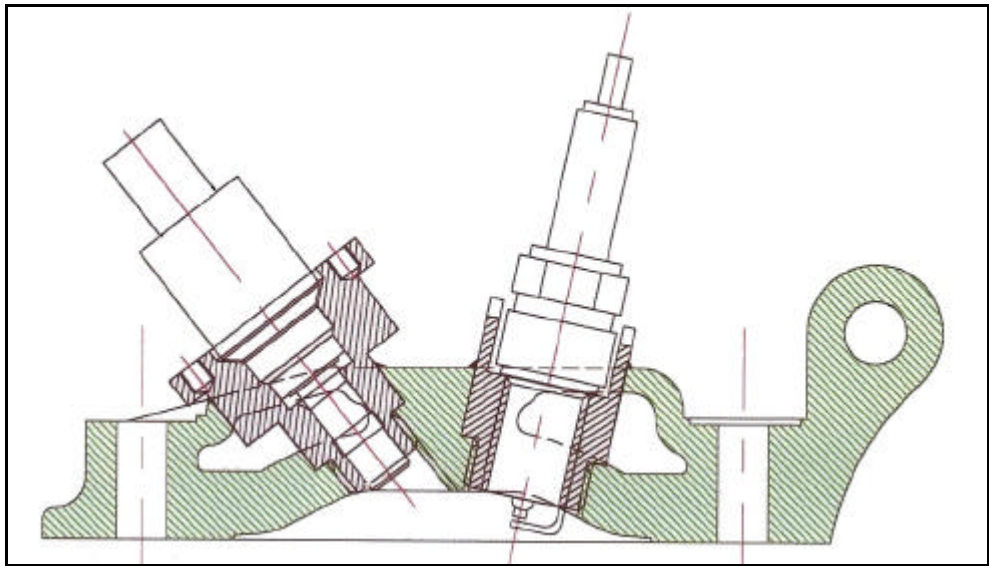


Figura II.18 *Sezione complessiva testata, iniettore e candela*

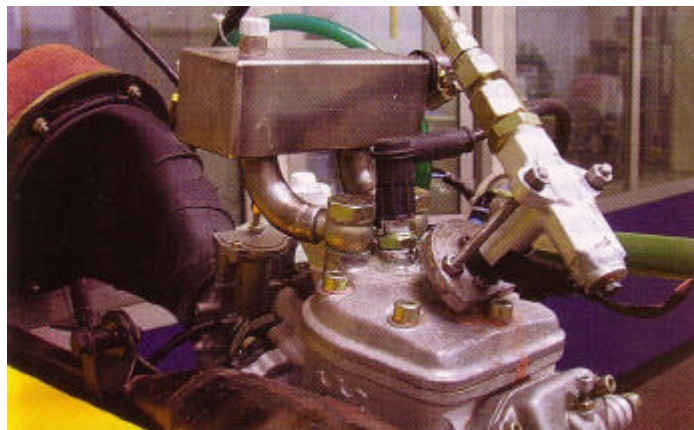


Figura II.19 *Vista testata, iniettore e candela montati*

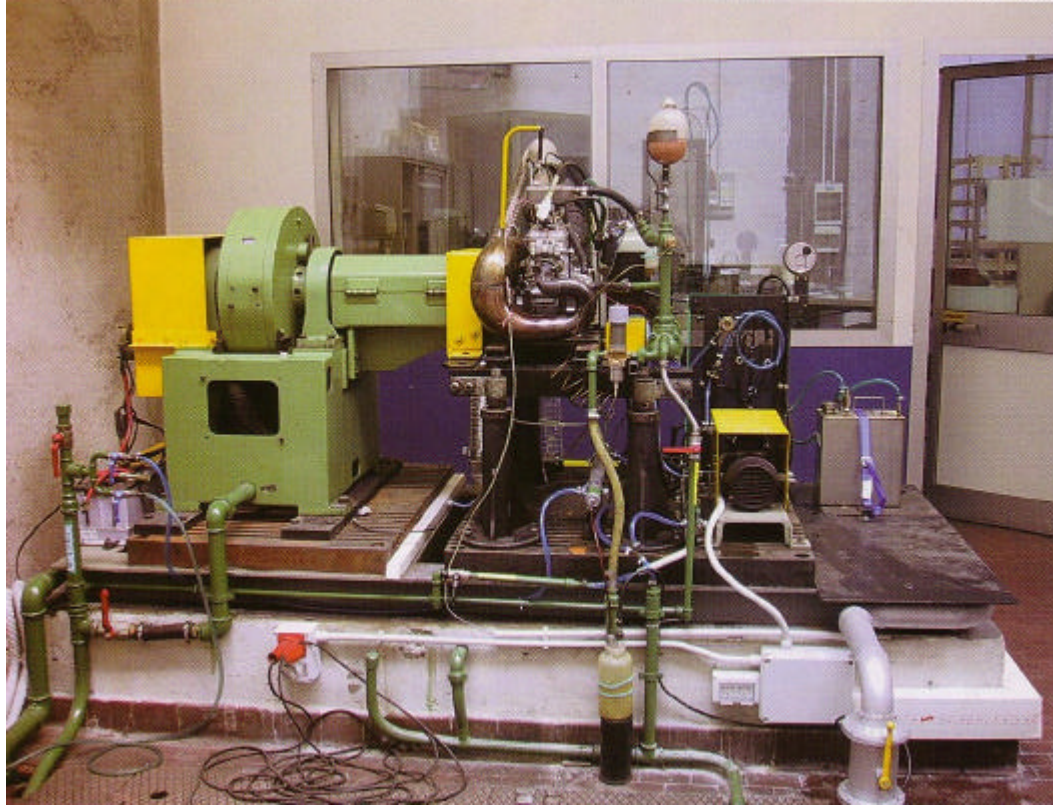
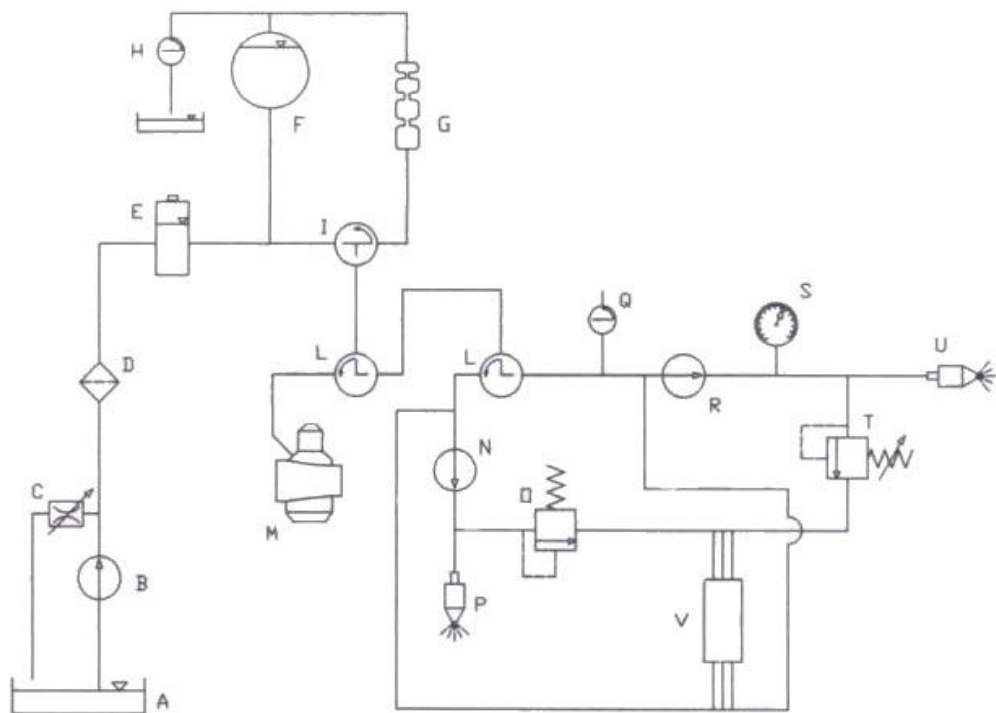


Figura II.20 *Vista generale di tutto il banco prova*

Il motore poteva essere alimentato ad iniezione diretta, indiretta o a carburazione. Di conseguenza lo schema dell'impianto di alimentazione del combustibile era piuttosto complesso.



- A Serbatoio
- B Pompa a bassa pressione
- C Strozzatore regolabile
- D Filtro
- E Degasatore
- F Pallone di compensazione
- G Buretta tarata
- H Sfogo aria/troppo pieno
- I Valvola a 3 vie
- L Valvola a 2 vie
- M Carburatore
- N Pompa di media pressione
- D Valvola limitatrice di pressione
- P Iniettore nel collettore
- Q Sfogo aria
- R Pompa di alta pressione
- S Manometro
- T Valvola limitatrice di pressione regolabile
- U Iniettore in camera di combustione
- V Scambiatore di calore acqua-carburante

Figura II.21 *Schema del circuito del combustibile*

Caratteristica meccanica del motore di serie

Il propulsore Husqvana WR 250 presenta una caratteristica meccanica tipica dei motori da competizione per motociclette fuoristrada; in questo caso particolare si nota inoltre una doppia zona di erogazione della potenza massima, con un primo picco che si assesta al regime di 8270 giri/min ed un secondo picco al regime di 9500 giri/min.

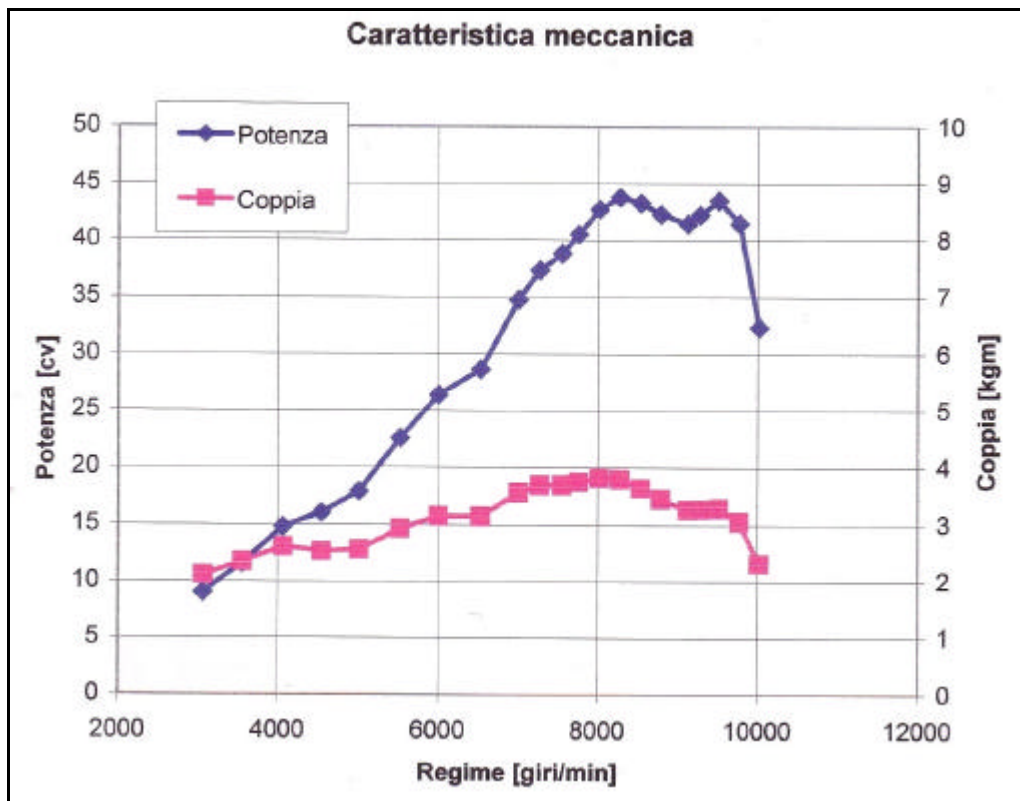


Figura II.22 *Caratteristica meccanica propulsore di serie*

La potenza sviluppata al regime di 8270 giri/min è di ben 43,73 cavalli, quindi con una potenza specifica di 174,9 cavalli/litro.

La sperimentazione effettuata presso i laboratori del Politecnico di Torino non ha come obiettivo primario la ricerca di prestazioni altrettanto esasperate, tipiche dell'utilizzo sportivo nel campo delle competizioni, ma punta ad osservare le caratteristiche di funzionamento dello stesso propulsore nel caso di alimentazione ad

iniezione diretta, ponendo particolare attenzione all'ottimizzazione dei valori di consumo specifico e di emissioni inquinanti in condizioni di funzionamento tipiche dell'utenza comune. Per questo motivo la sperimentazione non è stata sviluppata per regimi superiori ai 6000 giri/min e per carichi superiori ai 2/3 del massimo carico riscontrato con l'utilizzo del carburatore montato di serie.

Scelta dei punti di funzionamento significativi

Il funzionamento tipico dei propulsori per motociclette di media cilindrata è caratterizzato da periodi di frequente utilizzo a regimi medio bassi e carichi variabili tra 1/3 e 2/3 del carico massimo ottenibile ad ogni regime. Nel caso dell'adozione dell'iniezione diretta nel cilindro, inoltre, è difficoltoso garantire un corretto funzionamento ai regimi più elevati a causa del ridotto tempo a disposizione della carica per essere, introdotta e miscelata correttamente all'aria proveniente dal lavaggio.

Le sessioni di sperimentazione hanno dunque fatto sempre riferimento a due situazioni tipiche:

- Il funzionamento in corrispondenza dei 2/3 del carico massimo.
- Il funzionamento in corrispondenza di una curva di regolazione cubica di utilizzo, ottenuta facendo riferimento al punto di massima potenza erogata.

Studio dei parametri di funzionamento con iniezione diretta nel cilindro, influenza dei parametri di iniezione nei punti di funzionamento più significativi

Il funzionamento del motore a due tempi ad accensione comandata, dotato di alimentazione ad iniezione diretta nel cilindro, è fortemente legato alla scelta dei parametri di iniezione impostati durante le sessioni di prova. La difficoltà di ottimizzare questi parametri per ottenere il migliore compromesso tra emissioni nocive dei gas di scarico, temperatura dei gas di scarico, consumo specifico di carburante, prestazioni

ottenibili e funzionamento regolare (evitando detonazione, preaccensione) può essere diminuita cercando di ricavare un legame tra i parametri impostabili durante i test e il comportamento del motore.

La prima fase di ricerca di questo legame causa-effetto è rappresentata dalla compilazione di diagrammi riportanti gli andamenti dei parametri di regolazione in relazione al comportamento del motore in tema di emissioni di scarico.

Il primo diagramma riportato, figura II.23, riporta i dati rilevati durante le sessioni di prova effettuata con riproduzione dei punti corrispondenti ai 2/3 del carico massimo; il ritardo di iniezione ed il tempo di apertura (espressi in millisecondi) sono messi in relazione alle emissioni di CO ed HC rilevati nei gas di scarico.

Per una completa comprensione dei fenomeni rilevati è necessario riportare anche un secondo diagramma che permetta di visualizzare il ritardo di apertura dell'iniettore rispetto al PMI espresso in gradi; questi valori sono stati ricavati convertendo il ritardo temporale in intervallo angolare, tenendo conto del ritardo fisso dovuto al funzionamento delle centraline di comando e dell'inerzia dell'iniettore.

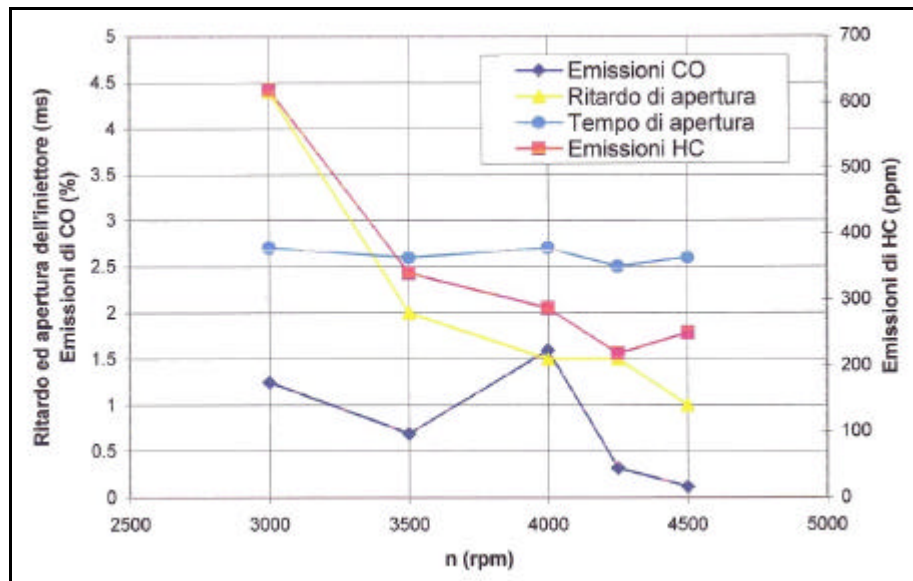


Figura II.23 Parametri di iniezione impostati ed emissioni di CO ed HC corrispondenti

I due diagrammi permettono di verificare l'influenza del ritardo di apertura dell'iniettore e del tempo di apertura sulle emissioni di CO ed HC: nella figura II.24 in particolare, per il regime di 4000 giri/min si nota che l'aumento del tempo di apertura dell'iniettore (da 2,6 a 2,7 ms) e la contemporanea risalita del ritardo angolare di apertura (da 65° a 67° DPMI) portano ad un considerevole aumento della concentrazione di CO; la serie decrescente di concentrazione di idrocarburi incombusti invece, sempre per il regime di 4000 giri/min, subisce un leggero rallentamento.

Per il regime di 3000 giri/min è possibile valutare immediatamente l'inadeguatezza del ritardo angolare di 94° DPMI e del tempo di apertura, entrambi troppo elevati; utilizzando un ritardo angolare inferiore, pari forse a 70° ed un tempo di apertura di 2,6 ms probabilmente si otterrebbe un abbattimento delle emissioni di HC e un abbassamento della concentrazione di CO.

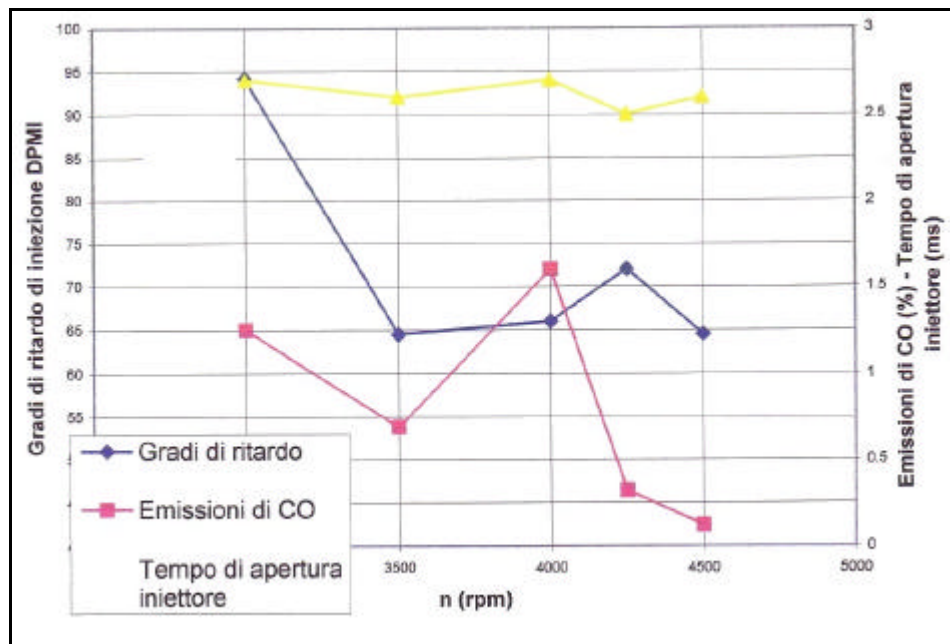


Figura II.24 *Influenza della fasatura di iniezione nelle emissioni di CO*

Lo stesso ragionamento può essere effettuato visualizzando i punti rilevati sulla cubica di utilizzazione; anche in questo caso si riportano gli andamenti dei parametri

impostati effettivamente nella centralina di comando (espressi in millisecondi) ed il ritardo equivalente angolare, ricavato dopo il punto morto inferiore.

Le figure II.25 e II.26 permettono di verificare l'estrema sensibilità del motore, rispetto alle emissioni di CO, al ritardo di azionamento dell'iniettore ed al tempo di mantenimento in regime di apertura, soprattutto in condizioni di funzionamento a basso carico. In queste condizioni, risulta più difficile garantire la totale combustione della carica immessa nel cilindro e quindi, per ottenere risultati facilmente conseguibili in regime di carico elevato, è necessario avvicinare in modo estremamente preciso le regolazioni ottimali. La figura II.25 mostra il sensibile aumento della concentrazione di CO ai regimi di 4000 e 4250 giri/min, causati probabilmente dalla contemporanea risalita del tempo di apertura dell'iniettore e dall'inadeguatezza del ritardo di fasatura impostato.

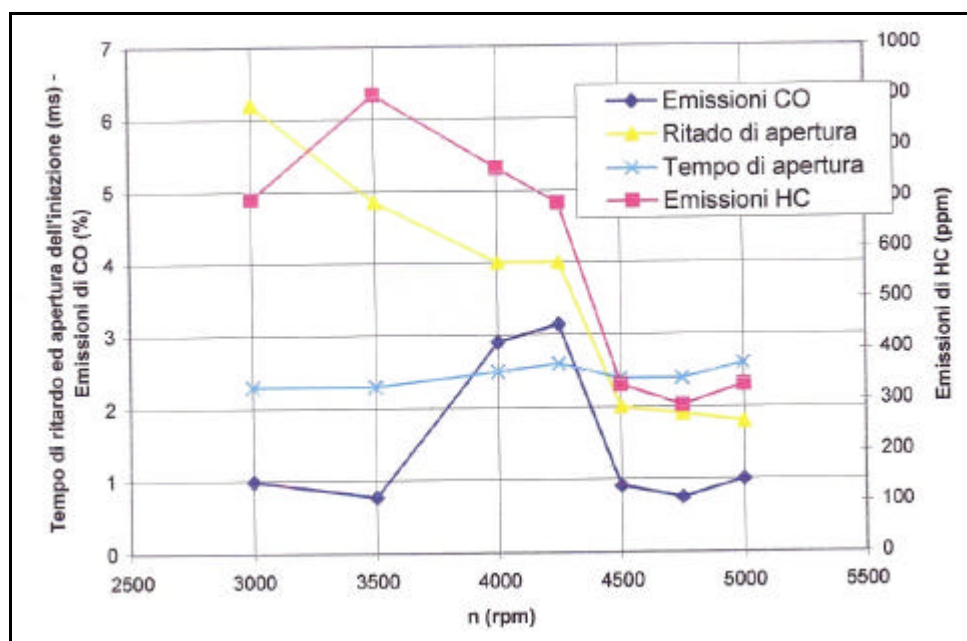


Figura II.25 Parametri di iniezione impostati ed emissioni di CO ed HC corrispondenti

Analizzando in modo più approfondito il diagramma appena presentato è difficile interpretare l'elevata concentrazione di HC visibile al regime di 3500 giri/min;

una concentrazione accettabile di CO potrebbe essere interpretata come ottimo comportamento del motore durante la fase di combustione, derivante da una corretta regolazione del tempo di apertura dell'iniettore e da un corretto grado di apertura della farfalla di alimentazione. La risalita della concentrazione di idrocarburi incombusti potrebbe essere invece sintomo di un eccessivo anticipo della fase di iniezione, con la conseguente fuoriuscita di parte della carica fresca dalle luci di scarico.

Il diagramma II.26 invece, espandendo l'andamento della concentrazione di CO, permette di visualizzare il suo legame diretto con la fasatura di iniezione (effettiva angolare); la risalita della concentrazione visibile a 4000 e 4250 giri/min può essere correlata allo scostamento della fasatura dalla retta che unisce idealmente il ritardo impostato a 3000 giri/min con quello successivamente impostato a 4750 giri/min.

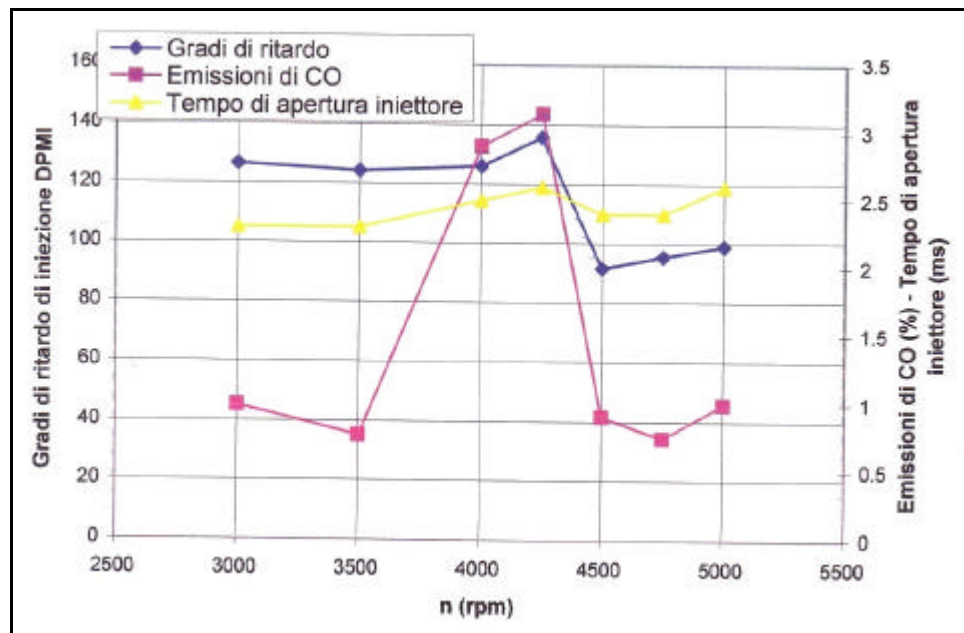


Figura II.26 *Influenza della fasatura di iniezione nelle emissioni di CO*

Un'ultima considerazione può essere affrontata commentando l'influenza del tempo di apertura dell'iniettore: sia nel caso di regolazione sulla cubica di utilizzazione

che nel caso della riproduzione dei punti a $2/3$ del carico massimo, i diagrammi indicano la necessità di mantenere una regolazione della quantità iniettata ad ogni ciclo quasi costante al variare del regime di rotazione (pari a 2,4 millisecondi nel caso della cubica e 2,6 millisecondi nel caso dei punti ai $2/3$ del carico massimo).

Questa indicazione rivela da una parte l'estrema capacità del motore di fornire una coppia quasi costante al variare del regime mantenendo costante la carica fornita ad ogni fase di compressione e, dall'altra, la necessità di adottare una centralina di comando in grado di permettere una regolazione più fine dei parametri di iniezione.

CAPITOLO III

Trasformazione del motore pluricilindrico quattro tempi in monocilindro due tempi

Il progetto di sviluppo del prototipo in fase di realizzazione prevede alcuni punti cardine che hanno poi dettato la scelta del motore da utilizzare come base di partenza e le modifiche da apportarvi.

- Come pompa di lavaggio si è deciso di adottare un compressore esterno di tipo Roots in luogo della classica pompa di lavaggio ricavata nel carter del motore. L'utilizzo di una pompa esterna permette l'uso di un coefficiente di lavaggio superiore all'unità con la possibilità di una rapida variazione dello stesso semplicemente modificando la velocità di rotazione del motore che trascina il compressore. L'aumento del coefficiente di lavaggio è di notevole utilità al fine di aumentare il riempimento della camera di combustione con carica fresca e di conseguenza le massime prestazioni raggiungibili dal motore.
- Non avendo più necessità di usare il carter come pompa è possibile realizzare un sistema di lubrificazione degli organi meccanici del motore molto più valida della miscelazione di una piccola percentuale d'olio nella benzina.
- Al fine di minimizzare la miscelazione della carica fresca con i gas combusti ed il rischio di cortocircuito della stessa allo scarico si è scelto di realizzare il lavaggio secondo lo schema a correnti unidirezionali: tale

soluzione permette infatti di allontanare il più possibile le luci di scarico da quelle di lavaggio e di avvicinarsi al lavaggio a stantuffo di gas. Inoltre tale sistema permette una migliore distribuzione delle temperature poiché non causa le dissimmetrie che si hanno invece nei motori a due tempi tradizionali in cui la luce di scarico è adiacente a quelle di lavaggio. Si è scelto l'uso di luci regolate dallo stantuffo e di valvole a fungo del tipo usato nei motori a quattro tempi, poste nella testata del motore. Le valvole a fungo però non permettono di ottenere le elevate sezioni di passaggio ottenibili con le luci regolate dallo stantuffo per cui, per non essere troppo penalizzati, si è optato per l'adozione di un numero elevato di valvole: almeno quattro.

- Per ridurre al minimo le perdite di carburante allo scarico, che l'adozione di un coefficiente di lavaggio piuttosto elevato renderebbe inaccettabili, è stata scelta l'iniezione diretta del combustibile. Tale sistema di alimentazione permette infatti di realizzare il lavaggio con sola aria e di iniettare il combustibile quando le luci di scarico sono già chiuse o sono in fase di chiusura. In questo modo si perde allo scarico solo aria pura (cosa tollerabile) o, al limite, una quantità modestissima di carburante.

Visti questi vincoli e tenendo conto delle esperienze maturate in passato si è ricercato un propulsore di normale produzione che consentisse, con modifiche di entità più ridotta possibile, di soddisfare tutti i requisiti.

III.1: Scelta del motore di partenza

L'esperienza maturata nella realizzazione dei prototipi precedenti ha guidato la scelta del nuovo motore su cui effettuare la trasformazione. Si è infatti deciso di abbandonare il motore a 4 tempi di tipo motociclistico, che presenta una serie di problemi legati al collegamento al banco ed al gruppo frizione-cambio integrati nel basamento. Il propulsore che si è scelto è il motore a 4 tempi Lancia 16 valvole, 4

cilindri in linea, 1995 cm³ di cilindrata, normalmente installato sulla vettura Thema. Tale unità, dotata di doppio albero a camme in testa, consente di variare la durata della fase di scarico del prototipo, oltre che l'angolo di inizio della fase di scarico.

Un problema è costituito dal fatto che per il prototipo si intende utilizzare un solo cilindro, eliminando gli altri tre. Si è scelto di utilizzare il quarto cilindro, perché consente di sfruttare il lato volano per praticare un foro nella testa per l'alloggiamento della candela. Il secondo ed il terzo cilindro non offrono tale opportunità, mentre nel primo cilindro la presenza della cinghia della distribuzione rende difficoltoso qualsiasi accesso. Un altro limite del motore scelto è la presenza nel basamento e nella testata delle intercapedini per il passaggio del liquido refrigerante: esse riducono il numero delle possibili lavorazioni effettuabili e quindi delle soluzioni realizzabili. D'altro canto il raffreddamento ad acqua è fortemente consigliato nel prototipo, nel quale la testata (lambita totalmente dai gas di scarico) è più sollecitata termicamente rispetto al motore originale.

Sono quindi stati eliminati stantuffi e bielle relativi ai tre cilindri non utilizzati e gli accessori non più necessari; cioè compressore del climatizzatore, pompa dell'idroguida, pompa del refrigerante, alternatore ed alberi controrotanti. Tutti questi accessori avrebbero comportato un aumento della pressione di marcia a vuoto, in più avrebbero ostacolato col loro ingombro fisico la realizzazione delle modifiche al motore.

III.2: Lavaggio unidirezionale e realizzazione delle luci

La schema di lavaggio che si decise di utilizzare per l'attuale prototipo è quello unidirezionale. Tale soluzione è abbastanza inconsueta nel panorama dei tradizionali motori a 2 tempi ad accensione comandata: in questi, per privilegiare la semplicità costruttiva e quindi il basso costo, si opta per il lavaggio a correnti ripiegate che consente di non impiegare valvole a comando meccanico. Nel caso del prototipo in esame, invece, poiché si ha come obiettivo l'ottimizzazione della fase di lavaggio, che è il primo passo verso la riduzione delle emissioni inquinanti, è giustificata la scelta del

lavaggio unidirezionale. Esso garantisce maggiore efficacia rispetto al lavaggio a correnti ripiegate ed anche una certa simmetria assiale nella distribuzione delle temperature lungo il cilindro. Lo studio dell'interazione delle correnti di lavaggio che fuoriescono dalle varie luci di lavaggio nel caso di lavaggio a correnti ripiegate è piuttosto complicato e difficilmente si riesce a scongiurare il pericolo di cortocircuito di carica fresca allo scarico. Il lavaggio unidirezionale trova larga applicazione nei motori a 2 tempi stazionari navali (che sono ad accensione per compressione), in questo caso la corrente di lavaggio si muove assialmente nel cilindro senza subire inversioni del moto ed il suo comportamento può essere assimilato a quello teorico dello "stantuffo di gas".

Il lavaggio unidirezionale praticabile in un motore a 2 tempi ad accensione comandata può essere realizzato nei due modi rappresentati nelle figure III.1 e III.2:

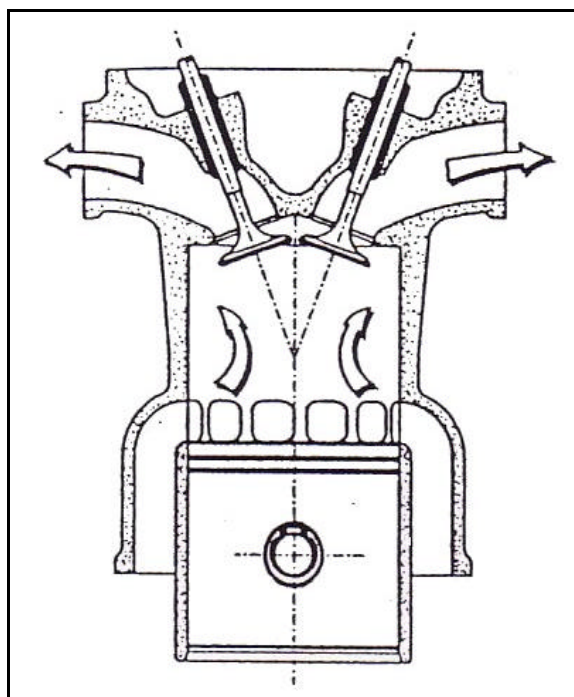


Figura III.1 *Lavaggio unidirezionale ascendente*

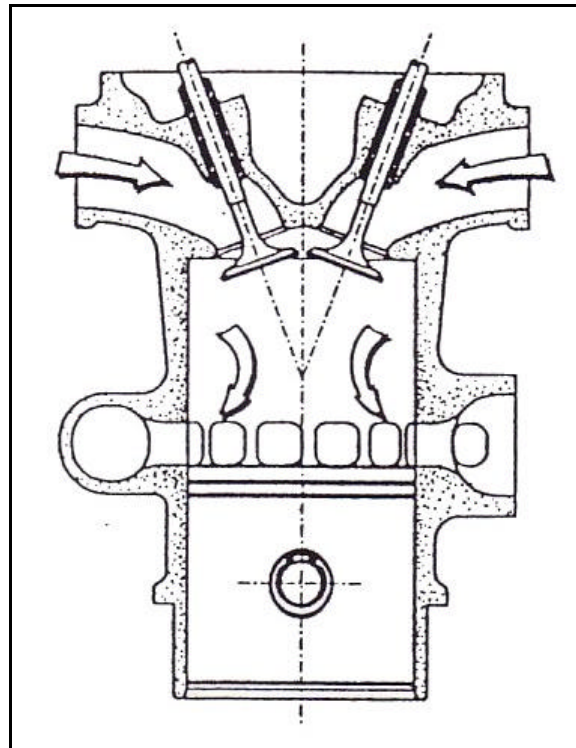


Figura III.2 *Lavaggio unidirezionale discendente*

Il lavaggio unidirezionale ascendente ha lo svantaggio di sollecitare termicamente la testa e le valvole adibite allo scarico, con la formazione di punti caldi che potrebbero innescare fenomeni di preaccensione e denotazione. Tale inconveniente può essere superato raffreddando adeguatamente la testa.

Il lavaggio unidirezionale discendente sollecita termicamente la zona basale del cilindro, dove si trovano le luci di scarico; questo fatto può portare al grippaggio dello stantuffo.

La soluzione scelta per il prototipo in esame è il lavaggio unidirezionale ascendente. Poiché il motore originale era a 4 tempi, sono state realizzate ‘*ex novo*’ due luci di lavaggio nel cilindro, opposte tra loro, mentre sono stati progettati e realizzati i condotti di lavaggio in modo da risolvere il problema dell’intercapedine del liquido refrigerante. L’ultimo tratto dei condotti di lavaggio presenta un’inclinazione di

96° rispetto all'asse dei cilindro, in modo da imprimere alla corrente di lavaggio una leggera componente assiale ascendente. A questo proposito occorre precisare che è bene non esagerare con l'inclinazione perché si rischia di aumentare eccessivamente la zona d'ombra sul cielo dello stantuffo che non viene lambita e quindi lavata (figura III.3).

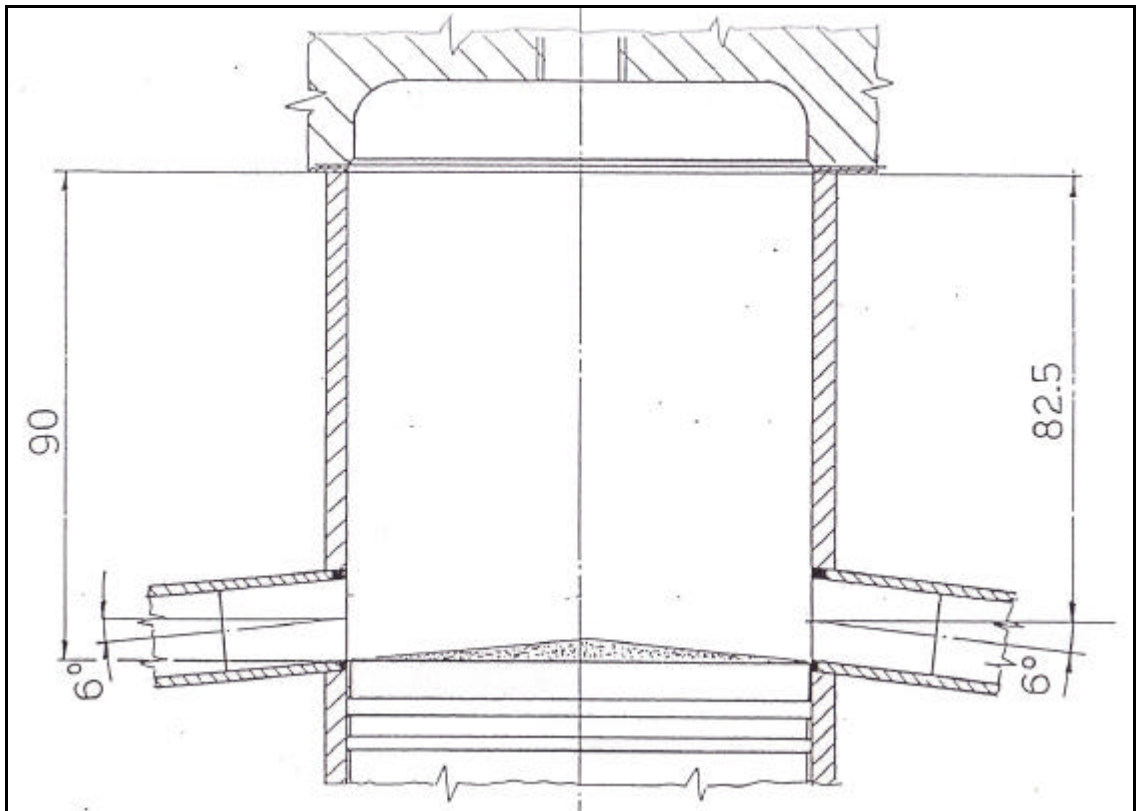


Figura III.3 *Porzione della camera di combustione non lavata dal flusso di carica fresca*

La realizzazione dei condotti è risultata difficoltosa perché questi, per raggiungere le luci, devono attraversare l'intercapedine del liquido refrigerante. Pertanto è stato necessario realizzare un condotto interno ed uno esterno in modo da permettere la dilatazione assiale del condotto interno verso l'esterno del cilindro. Inoltre è stata realizzata una doppia tenuta: tra condotto interno e camicia e tra condotto esterno e camicia.

Poiché il basamento del motore è di ghisa il suo comportamento è fragile e mal sopporta le dilatazioni termiche indotte dalla saldatura dei condotti. Per evitare la formazione di cricche il basamento è stato preriscaldato uniformemente in un forno e l'operazione di saldatura è stata condotta con un elettrodo di ghisa. Le porosità caratteristiche di tale saldatura furono eliminate con un riporto galvanico in nickel.

Essendo la lunghezza alla corda della luce notevole (50 mm), è stato necessario introdurre e saldare in ciascuna luce due inserti che consentono di guidare gli anelli elastici dello stantuffo evitando la loro espansione all'interno della luce durante il passaggio.

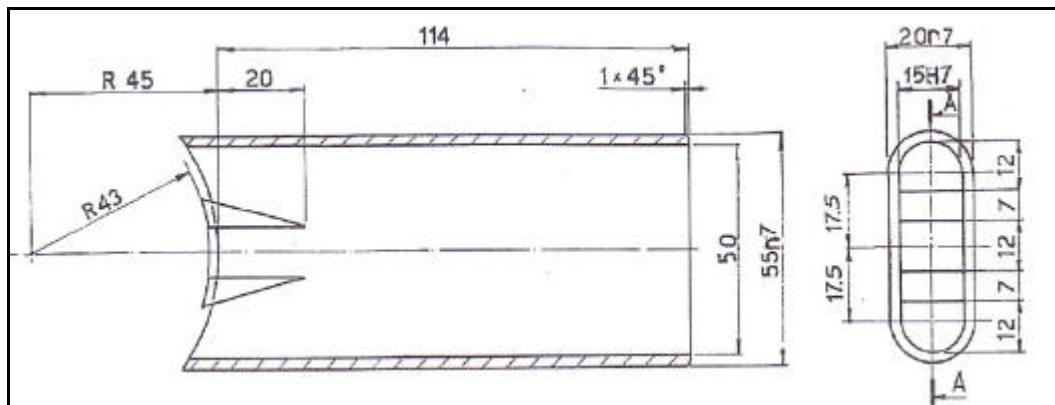


Figura III.4 *Disegno del collettore interno di ammissione*

E' stata infine condotta un'alesatura del quarto cilindro portando l'alesaggio dagli 84 mm originali a 86 mm (la cilindrata è passata da 498.76 cm³ a 522.79 cm³) ed è stato effettuato un accurato controllo dimensionale e di forma del cilindro.

Il nuovo alesaggio sarebbe dovuto essere di 85 mm, ma poiché la ditta Mondial Piston, cui era stato affidato l'incarico di produrre il nuovo stantuffo, col mantello di lunghezza tale da chiudere le luci durante l'intera corsa, era in possesso di uno stampo avente un alesaggio di 86 mm, al fine di contenere i costi si optò per quest'ultimo valore.

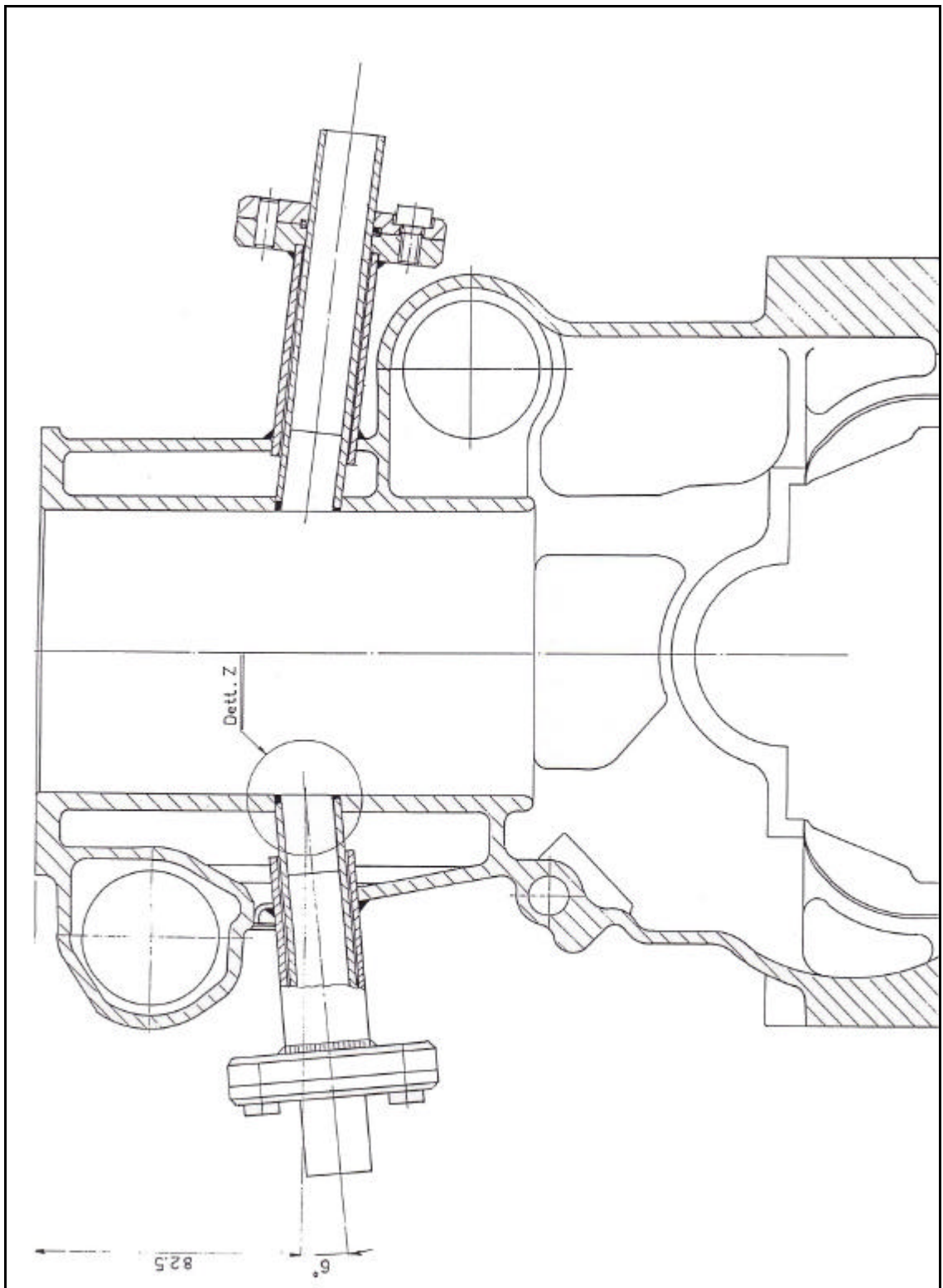


Figura III.5 Sezione trasversale del basamento con i condotti di ammissione

III.3: Stantuffo

Al pari dei motori a due tempi di tipo tradizionale, per il prototipo si è dovuto realizzare uno stantuffo con mantello di lunghezza pari alla sua corsa più alcuni millimetri. Ciò è dovuto alla necessità di coprire le luci di lavaggio quando lo stantuffo è al punto morto superiore: il rischio è di perdere buona parte dell'aria di lavaggio all'interno del carter del basamento dove, durante il funzionamento è presente una densa nebbia d'olio.

La possibilità di ricavare il nuovo stantuffo da uno stampo già disponibile presso la Mondial Piston ha portato alla scelta dell'alesaggio definitivo del pistone di 86 mm. L'aumento di diametro rispetto all'originale è stato di 2 mm, valore superiore rispetto a quanto necessario all'eliminazione delle deformazioni dovute alla saldatura delle luci di lavaggio.

La presenza, durante il funzionamento, di una fitta nebbia d'olio nel carter del motore ha reso necessaria anche la presenza di un terzo anello elastico raschiaolio oltre ai due anelli di tenuta. Alcuni fori sul mantello del pistone in corrispondenza della sede dell'anello raschiaolio potrebbero provvedere a far confluire nel carter l'olio asportato dall'anello stesso ma per ora non sono stati realizzati. Onde evitare che la corrispondenza del taglio di espansione degli anelli di tenuta con le luci di lavaggio possa creare dei fenomeni di "impuntamento", è stato necessario orientare opportunamente gli anelli stessi ed impedirne l'accidentale rotazione mediante spine inserite nella loro sede.

Per favorire lo scorrimento dello stantuffo nel cilindro nelle prime fasi di funzionamento è stato depositato un riporto di grafite sul mantello dello stantuffo.

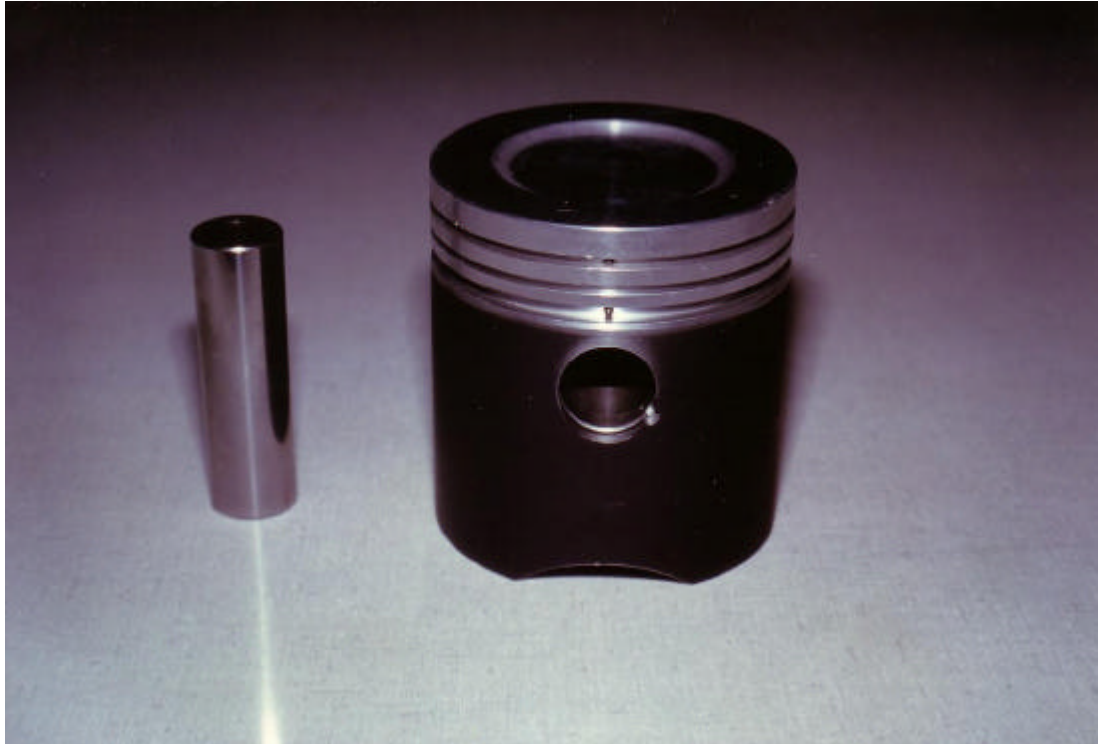


Figura III.6 *Stantuffo e spinotto*

Dopo il montaggio dell'insieme albero motore - biella - stantuffo è stata riscontrata, durante la rotazione, l'interferenza tra mantello dello stantuffo e due nervature di irrigidimento del basamento motore causata dalla maggiore altezza dello stantuffo rispetto al modello originale. Per tale motivo, non potendo modificare il basamento per motivi pratici di realizzazione, è stato necessario asportare in due punti del pistone parte del mantello.

III.4: Equilibramento

Scopo dell'equilibramento è rendere minime le variazioni delle sollecitazioni trasmesse dal motore ai supporti e con esse le vibrazioni. Per avere un completo equilibramento si dovrebbero garantire la costanza della coppia motrice, la costanza della somma dei momenti delle forze alterne e di quelle centrifughe e la costanza della somma delle forze alterne e centrifughe, così da garantire, rispettivamente, la costanza

della componente del momento trasmesso dal motore ai supporti intorno all'asse dell'albero motore, di quella intorno ad un asse normale a quello dell'albero motore, posto in un piano orizzontale, e della componente verticale delle reazioni trasmesse ai supporti.

Non è in realtà possibile ottenere un andamento della coppia motrice costante nel tempo. La si può solo regolarizzare, tanto più quanto più numerosi sono i cilindri, per cui nel caso presente di motore monocilindrico ci si trova nelle condizioni più sfavorevoli. Per assicurare l'annullamento della risultante delle forze centrifughe, reso possibile dalla disposizione delle manovelle del quadricilindro di partenza secondo la regola dello sfasamento uniforme dei cicli, essendosi modificata l'ottava mascherata per evitare l'interferenza col nuovo stantuffo si è reso necessario intervenire anche sulla prima, sulla quarta e sulla quinta. Sempre allo scopo di annullare la risultante delle forze centrifughe sono stati fissati alle tre manovelle libere degli anelli d'acciaio, ciascuno di massa pari a quella equivalente della biella considerata concentrata nel perno di manovella. In questo modo il momento risultante delle forze centrifughe rimase automaticamente nullo, essendo le manovelle disposte simmetricamente rispetto al piano perpendicolare all'asse dell'albero a gomiti e passante per la sua mezzeria.

Non è invece possibile equilibrare in modo semplice le forze alterne d'inerzia, avendo a che fare con un motore monocilindrico. Una verifica ha permesso comunque di accertare che i supporti dell'albero sono in grado di sopportare le forze alterne non equilibrate.

III.5: Apparato di distribuzione

Nella trasformazione del motore originale da quadricilindrico a 4 tempi in monocilindrico a 2 tempi, l'apparato della distribuzione è stato adeguato alle nuove condizioni di funzionamento. Possiamo così sintetizzare le modifiche:

- nel prototipo a 2 tempi le quattro valvole sono utilizzate tutte come valvole di scarico, mentre nel motore originale due valvole sono di scarico e due di aspirazione. Per questo motivo sono state realizzate due nuove valvole di ex-aspirazione, geometricamente identiche a quelle del motore originale, ma di materiale (acciaio UNI X45 Cr Ni W 1909) adatto a sopportare le maggiori sollecitazioni termiche che la fase di scarico comporta
- la contemporanea apertura delle quattro valvole del prototipo ha indotto a ridisegnare l'albero a camme di scarico del motore originale, al fine di evitare l'interferenza tra i punti più prossimi delle valvole di ex-scarico e quelle di ex-aspirazione. La descrizione del procedimento seguito per trovare il profilo della nuova camma di scarico ed i calcoli relativi alla verifica dell'interferenza sono riportati e commentati nelle tesi di Allari [3] e Germano [5]
- nel motore a 2 tempi gli alberi a camme ruotano alla stessa velocità angolare dell'albero motore, mentre nel motore originale ruotano a velocità dimezzata: è stata pertanto adottata una nuova puleggia di comando della distribuzione, dotata di un numero di denti uguale a quello delle pulegge montate sugli alberi a camme. Il maggiore ingombro della puleggia montata sull'albero motore ha creato problemi di interferenza con il basamento di conseguenza è stato necessario spostare assialmente le tre pulegge della distribuzione inserendo delle prolunghie
- nel prototipo a 2 tempi sono stati eliminati gli alberi di equilibramento a causa dell'ingombro aggiuntivo dei condotti di lavaggio; la cinghia di trasmissione presenta pertanto un percorso completamente diverso. Sono stati quindi adottati 3 "galoppini" al fine di regolare in modo continuo non solo la fasatura dei due alberi a camme rispetto all'albero motore, ma anche la fasatura relativa dei due alberi a camme.

Il diagramma della distribuzione

Il diagramma inizialmente calcolato della distribuzione del prototipo è riportato in figura III.7:

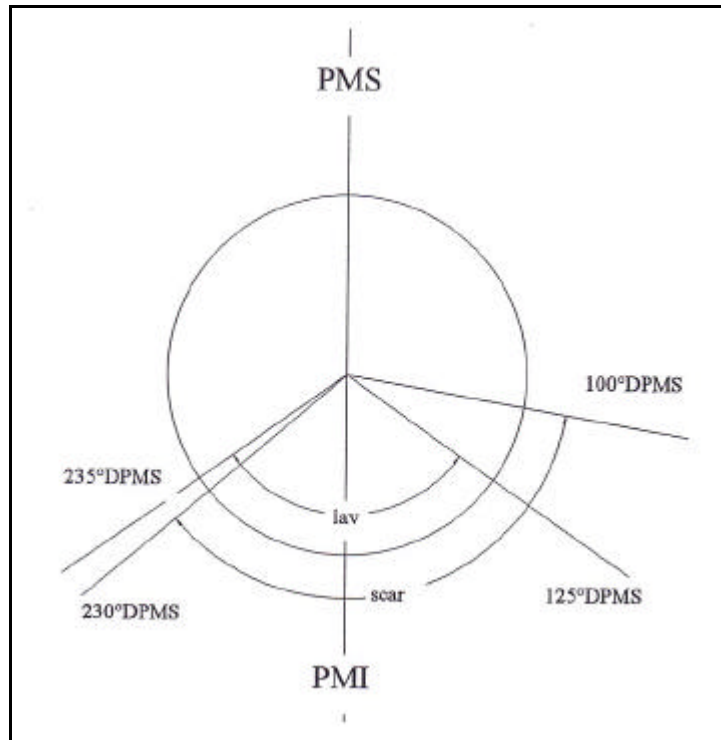


Figura III.7 *Diagramma della distribuzione iniziale*

La determinazione di tale diagramma è il risultato del modello di simulazione realizzato da Camoriano nella sua Tesi di Laurea [2]. Come si evince da tale diagramma, la fase di scarico ha una durata di 130° e non è simmetrica rispetto al PMI come invece accade nei 2 tempi “tradizionali” con la luce di scarico controllata dal pistone. Nel nostro prototipo gli alberi a camme preposti al comando delle valvole di scarico possono essere sfasati rispetto all’albero motore (variando quindi l’inizio della fase di scarico) e l’uno rispetto all’altro (variando la durata complessiva della fase di scarico).

L'albero a camme di ex-aspirazione presenta le camme relative al quarto cilindro del tutto identiche a quelle del motore originale, esse hanno un angolo di lavoro pari a 120° . Le camme relative agli altri cilindri sono invece state tornite ad un diametro inferiore a quello del cerchio di base al fine di evitare inutili strisciamenti. L'albero a camme modificato, in quanto realizzato a partire da un albero a camme originale, presenta anch'esso un angolo di lavoro di 120° .

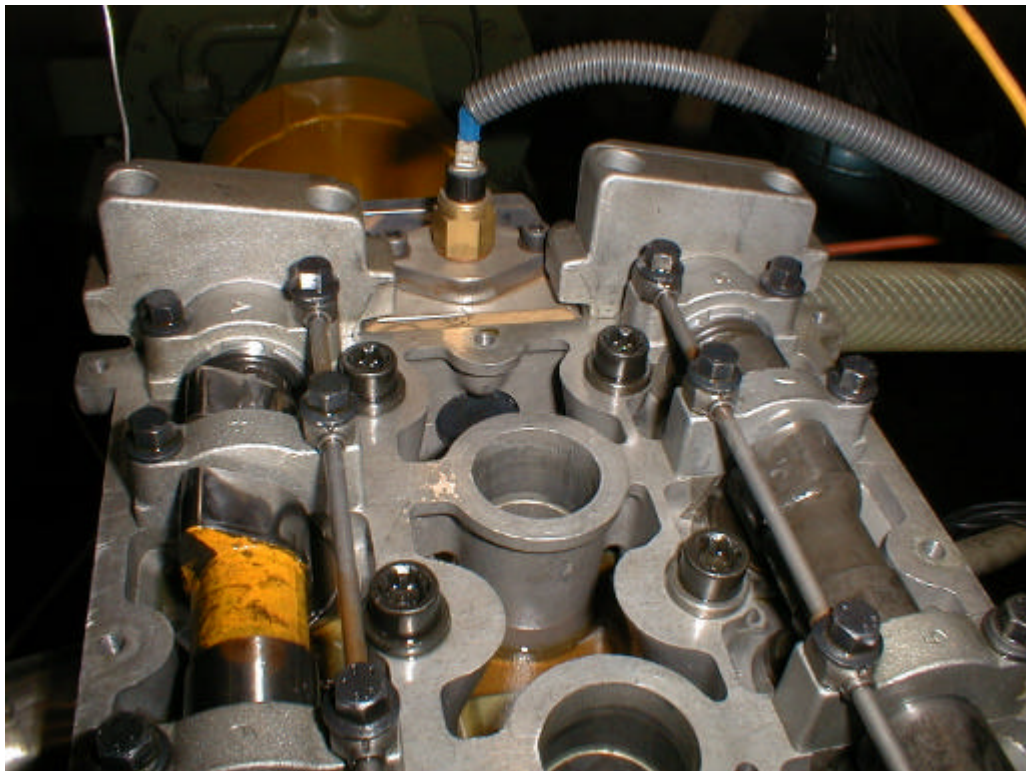


Figura III.8 *Alberi a camme montati: si osservano i differenti profili e la zona cilindrica in corrispondenza delle valvole non utilizzate*

Dal momento che i calcoli relativi alla possibile interferenza tra le valvole di ex-aspirazione e di scarico riportati nelle tesi di Allari [3] e Germano [5] sono stati fatti ipotizzando la contemporanea apertura delle quattro valvole di scarico, è chiaro che la durata della fase di scarico scende dai 130° ottimali a 120° . Per coprire una durata di 130° sarebbe necessario far aprire prima le due valvole ex-aspirazione (a 100° DPMS) e 10° dopo le due valvole di scarico (a 110° DPMS) in modo che le prime si chiudano a 220° DPMS e le seconde a 230° DPMS.

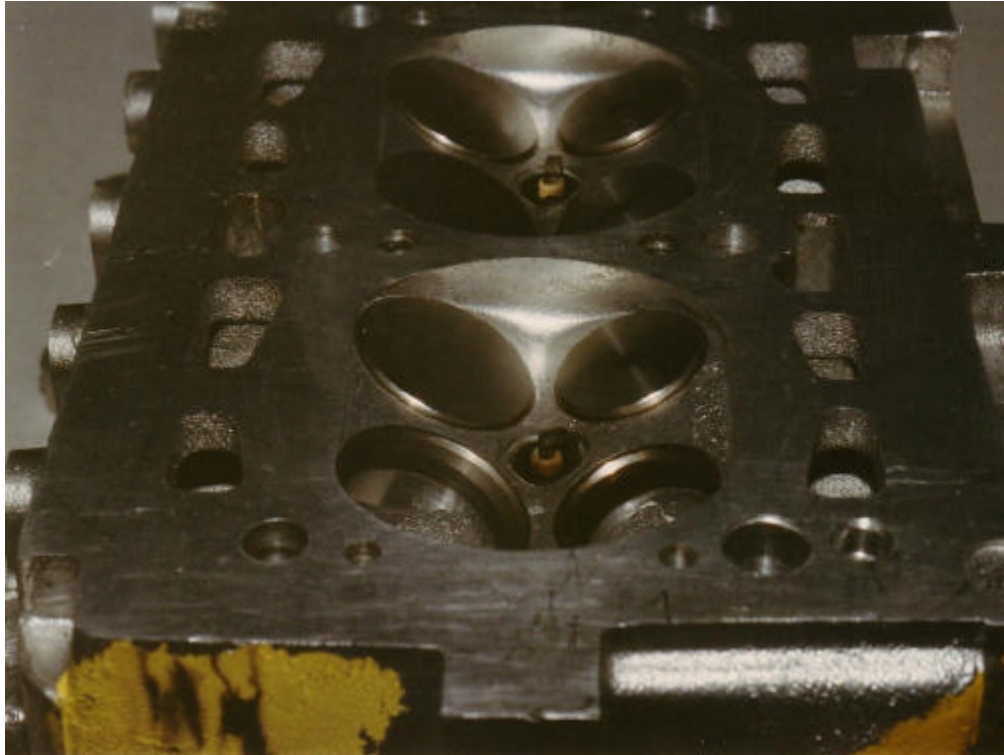


Figura III.9 *Disposizione valvole: si evince il rischio di contatto in caso di apertura contemporanea*

In alternativa si potrebbero far aprire prima le valvole di scarico e poi le valvole di ex-aspirazione: la scelta va fatta tenendo presente che nel primo caso si hanno maggiori sezioni di passaggio all'inizio della fase di scarico mentre nel secondo caso si hanno maggiori sezioni di passaggio a fase di scarico inoltrata. Si è deciso tuttavia di adottare, almeno inizialmente, una fase di scarico della durata di 120° con inizio a 100° DPMS e con apertura simultanea delle valvole di ex-aspirazione e scarico. Pertanto il diagramma della distribuzione definitivo del prototipo è riportato in figura III-10:

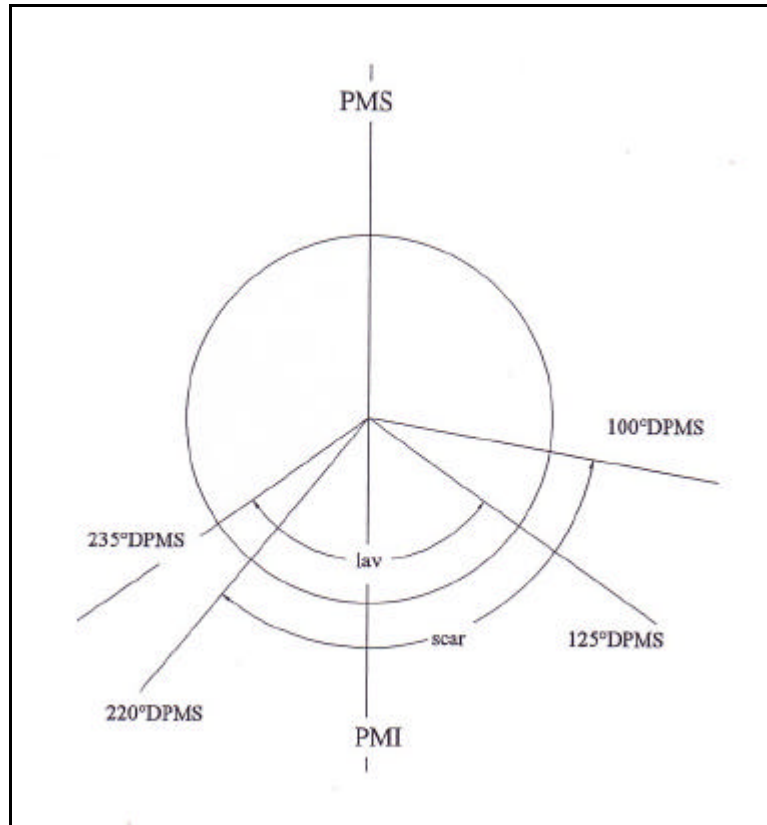


Figura III.10 *Diagramma della distribuzione finale*

Scelta del punto del ciclo rispetto al quale fare la fasatura

Per realizzare la fasatura prestabilita, in modo da ottenere una fase di scarico come quella riportata nel diagramma della distribuzione, occorre posizionare e bloccare gli alberi a camme e l'albero motore in un certo punto del ciclo, quindi si calza la cinghia di distribuzione sulle pulegge ed infine si agisce sui galoppini per tendere la cinghia. La scelta del punto del ciclo rispetto al quale fasare gli alberi a camme è del tutto arbitraria: inizialmente si è scelto il punto del ciclo in corrispondenza del quale le quattro valvole iniziano ad aprirsi, cioè 100° dopo il PMS. Tale scelta si rivela tuttavia poco pratica perché la determinazione dell'incipiente apertura delle valvole è piuttosto difficile da percepire dal momento che l'arco di lavoro della camma è raccordato al cerchio di riposo mediante un arco nel quale l'accelerazione è nulla e l'alzata estremamente piccola.

Si è allora deciso di assumere come punto caratteristico del ciclo quello in corrispondenza del quale le valvole di ex-aspirazione hanno un'alzata prestabilita, precisamente 0.5 mm. Osservando il diagramma delle alzate dell'albero a camme di ex-aspirazione si evince che in corrispondenza di tale alzata la camma è in un tratto ad accelerazione positiva nel quale per piccoli angoli di rotazione dell'albero a camme si hanno considerevoli spostamenti della valvola. In altre parole, al fine di minimizzare le imprecisioni, si è scelto un punto del ciclo nel quale la legge delle alzate delle valvole di ex-aspirazione è sensibile alle piccole rotazioni dell'albero a camme. Consultando le tabelle relative al calcolo della possibile interferenza tra le valvole di ex-aspirazione e quelle di scarico si nota che tale punto del ciclo si trova a 5.5° dopo l'inizio dell'apertura delle valvole di ex-aspirazione, quindi a 105.5° dopo il PMS. In corrispondenza di tale punto, sempre facendo riferimento alle suddette tabelle, si ricava che l'alzata delle valvole di scarico è di 0.238 mm. A questo punto si hanno tutti gli elementi per procedere alla fasatura.

Realizzazione della fasatura e montaggio testa

Innanzitutto sono stati alloggiati gli alberi a camme e montati i relativi supporti avendo cura di rispettare le posizioni del motore originale e di collocare nella posizione corretta i condotti dell'olio lubrificante. Quindi si sono montate le pulegge ed i relativi distanziali, inserendo le quattro spine di riferimento (si ricorda che una spina va posta tra l'albero a camme ed il distanziale, l'altra tra il distanziale e la puleggia). A proposito di queste spine, occorre precisare che esse non assolvono la funzione di trasmettere il moto (funzione che viene assolta dall'attrito esistente tra albero, distanziale e puleggia generato dalla forza normale conseguente alla coppia di serraggio del bullone di fissaggio della puleggia) ma hanno il solo compito di costituire un riferimento per eventuali smontaggi futuri in modo da rimontare la puleggia nella stessa posizione relativa all'albero a camme. Si è quindi proceduto a serrare i bulloni di fissaggio delle pulegge agli alberi a camme secondo la coppia prescritta dal manuale Lancia, cioè 120 Nm.

Per misurare le alzate delle valvole con sufficiente precisione si è utilizzato un comparatore centesimale; tuttavia non potendo tastare direttamente la pastiglia del bicchierino a causa della presenza ingombrante dell'albero a camme, è stato necessario rimuovere la testata dal basamento in modo da posizionare il tastatore del comparatore direttamente a contatto con il fungo della valvola. Per portare nella posizione corretta (105.5° DPMS) l'albero a camme di ex-aspirazione l'asse del comparatore è stato reso parallelo con quello della bancata di valvole di ex-aspirazione, quindi si è portato il tastatore a contatto con il fungo di una delle due valvole di ex-aspirazione e si è azzerato il comparatore in corrispondenza della posizione di riposo della valvola. Per verificare l'esatta posizione dello zero è stato ruotato l'albero a camme per alcuni giri e si è colta l'occasione per misurare l'alzata effettiva delle valvole di ex-aspirazione, pari a 8.82 mm (si ricorda che l'alzata teorica era di 8.97 mm).

Quindi si è ruotato l'albero a camme di ex-aspirazione fino a misurare un'alzata di 0.5 mm indicata dal comparatore; si è poi bloccato l'albero a camme in tale posizione, semplicemente inserendo un foglietto di carta sotto ad uno dei supporti dell'albero a camme e serrando i due bulloni che agiscono su tale supporto.

La stessa procedura è stata seguita per posizionare l'albero a camme di scarico: l'asse del comparatore è stato reso parallelo a quello della bancata di valvole di scarico, quindi è stato azzerato in corrispondenza della posizione di riposo di una delle due valvole di scarico. Si è misurata un'alzata reale delle valvole pari a 4.52 mm (l'alzata teorica era di 4.6 mm) e si è bloccato l'albero a camme nella posizione che fornisce un'alzata di 0.238 mm indicata dal comparatore.

E' stata inoltre realizzata una lamiera, da fissare ai bulloni di sostegno dei due galoppini posti tra le pulegge calettate sugli alberi a camme, riportante il riferimento fisso che in corrispondenza del punto caratteristico (105.5° DPMS) deve risultare allineato ai riferimenti mobili tracciati sulle pulegge dei due alberi a camme. In questo modo è possibile ritrovare la posizione corretta dei due alberi a camme senza dover smontare la testata dal basamento per posizionare il comparatore.

Il passo seguente è stato il montaggio del distanziale e della puleggia di comando della distribuzione sull'albero motore, avendo cura di montare la linguetta tra albero motore e distanziale (tale linguetta assolve la funzione di trasmettere il moto) e la spina di riferimento tra distanziale e puleggia (come detto in precedenza la spina non ha invece il compito di trasmettere il moto). Si è quindi serrato a 180 Nm il bullone di fissaggio della puleggia di comando della distribuzione montata sull'albero motore.

Si è poi affrontato il problema di posizionare l'albero motore in corrispondenza del punto caratteristico (105.5° DPMS). Con l'ausilio del comparatore centesimale, questa volta ponendo il tastatore a contatto con il cielo dello stantuffo, si è ricercato il PMS e si è montato un goniometro metallico sulla puleggia di comando della distribuzione avendo grande cura nel posizionare lo zero del goniometro in corrispondenza del PMS.

La lettura degli angoli sul goniometro va fatta rispetto ad un riferimento fisso realizzato in lamiera da montare alla sinistra della puleggia della distribuzione. Si è quindi fatto ruotare l'albero motore in senso orario (guardando il motore dal lato della distribuzione) fino a raggiungere i 105.5° letti sul goniometro; infine si è bloccato l'albero motore in questa posizione con l'ausilio di pinze strette sul volano.

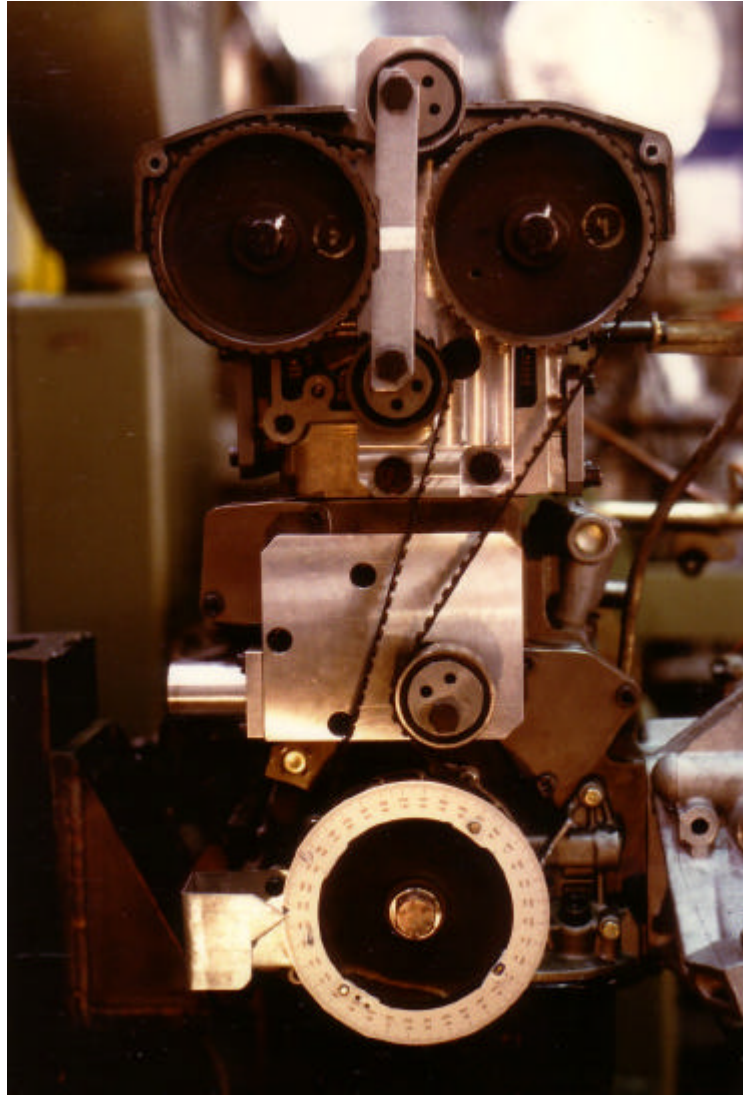


Figura III.11 *Vista del lato distribuzione*

Tra le nuove guarnizioni della testata che sono state fatte realizzare (differiscono dall'originale perché presentano un solo foro in corrispondenza del quarto cilindro e di diametro maggiorato per il nuovo alesaggio) è stata selezionata quella con il foro per il cilindro più centrato rispetto alle due spine di riferimento.

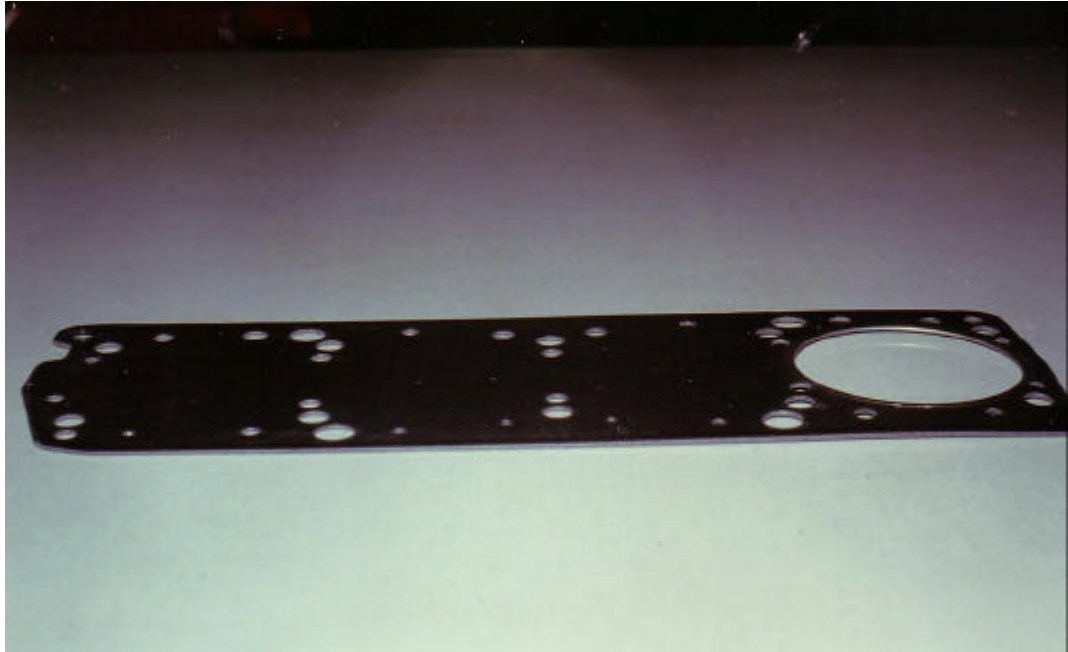


Figura III.12 *Guarnizione testata*

Quindi è stata riposizionata la testata sul basamento, ponendo attenzione alle due spine di centraggio. Sono stati quindi preparati i bulloni di fissaggio della testata e si è proceduto al serraggio seguendo le indicazioni del manuale Lancia del motore originale.

Il serraggio va fatto in tre passi:

1. si accostano tutti i bulloni, con una certa coppia seguendo la sequenza indicata nel manuale
2. si serrano i bulloni ad un nuovo valore di coppia seguendo la solita sequenza
3. si effettua un'ulteriore rotazione di 180° per ogni bullone da compiere in due passi da 90° sempre rispettando la sequenza

Cinghia di distribuzione

La cinghia dentata montata sul prototipo è del tipo PowerGrip semplice e rispetto a quella montata sul motore originale è più lunga e più larga. Si può infatti asserire che la coppia assorbita dagli alberi a camme del prototipo a 2 tempi è prossima a quella assorbita dagli alberi del motore originale e varia con un periodo diverso. Ci teniamo quindi un certo margine di sicurezza con una cinghia sovradimensionata.

Allentati i bulloni di fissaggio dei tre galoppini è stata calzata la cinghia sulle tre pulegge della distribuzione e si è proceduto a tendere la cinghia. Per eseguire questa operazione con una certa comodità è stata costruita un'apposita chiave che permette di ruotare i galoppini attorno al foro eccentrico.

Carter di protezione della cinghia di distribuzione

Per motivi di sicurezza tutte le parti mobili del motore devono essere protette onde evitare che durante il funzionamento al banco, in caso di rottura di un organo rotante, vengano colpite le persone che stazionano nelle vicinanze.

E' stato quindi realizzato un nuovo carter per coprire la cinghia, i galoppini e le pulegge della distribuzione non solo per motivi di sicurezza ma anche per proteggere la cinghia dentata dalla sporcizia esterna. Questo aspetto non è di secondaria importanza in quanto il danneggiamento della cinghia può provocarne la rottura con conseguenze catastrofiche per il motore. Il carter è costituito da lamiera dello spessore di 1.5 mm e viene fissato al motore con 4 bulloni ed altrettanti distanziali, sfruttando dei fori filettati preesistenti nel basamento e nella testata. Sono poi state costruite 4 staffette per evitare eccessive vibrazioni della lamiera. Sempre allo scopo di irrigidire il carter sono state saldate al piano del carter due rinforzi disposti a T. Il carter e le staffette sono poi state verniciate a forno con una vernice antirombo con proprietà fonoassorbenti.

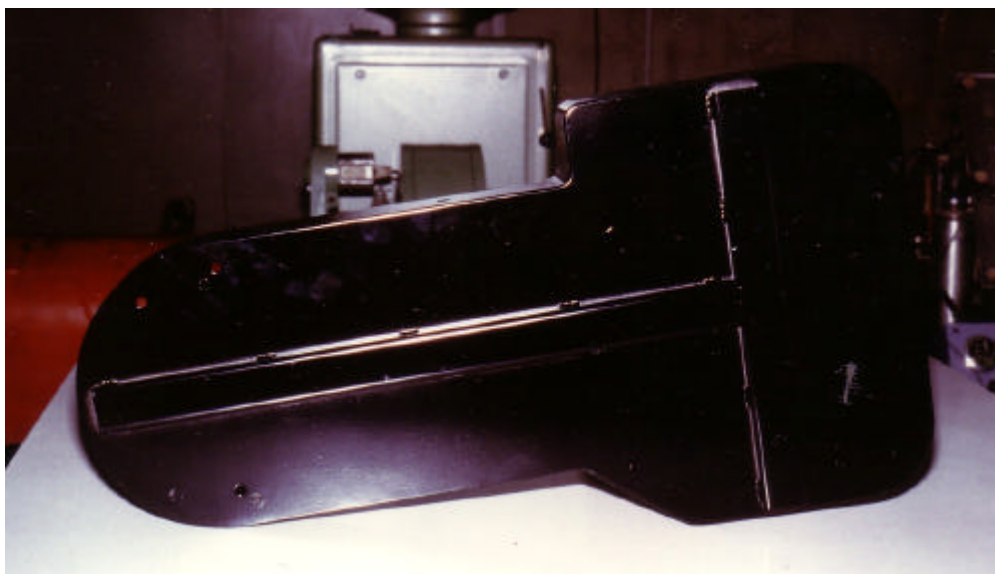


Figura III.13 *Carter di protezione distribuzione*

III.6: Apparato di accensione

Il dispositivo di accensione montato sul prototipo è di tipo elettronico ed utilizza componenti standard automobilistici assieme a centraline realizzate appositamente per questa applicazione.

Si è scelta questa soluzione per poter variare con ampio margine il valore di anticipo. Tuttavia proprio questi strumenti realizzati ad hoc si sono rivelati fonte di problemi di messa a punto.

Il sistema di accensione può essere così schematizzato:

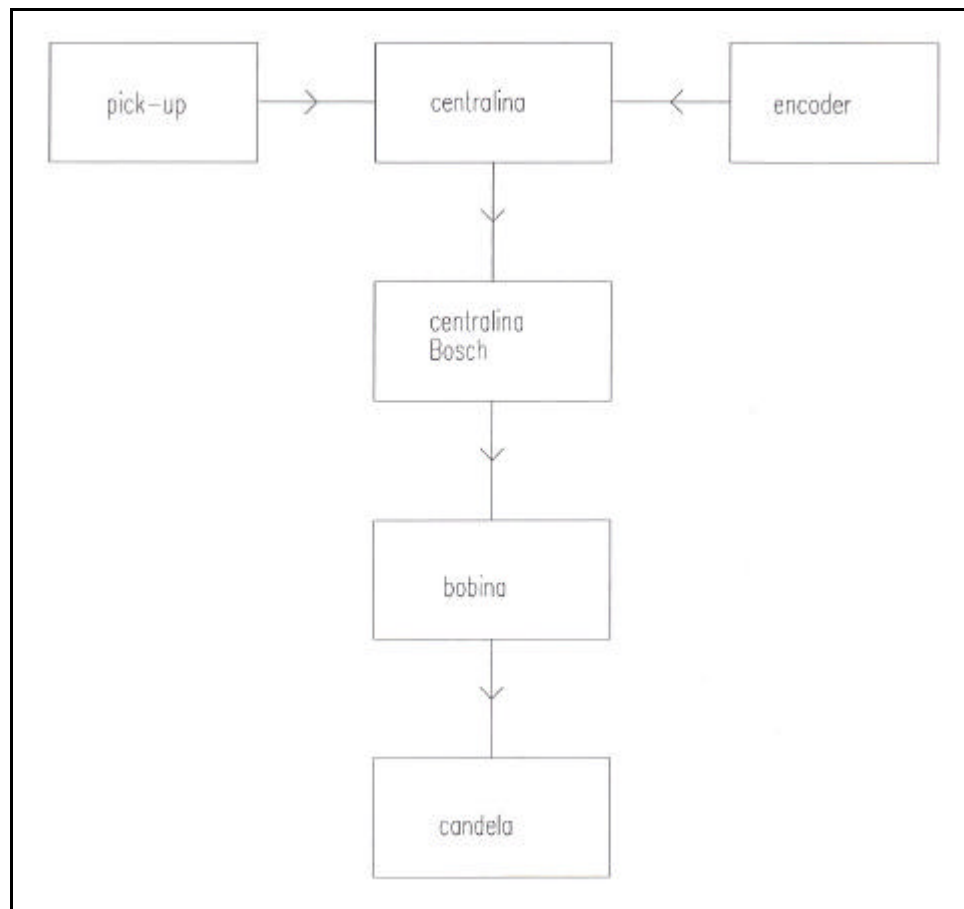


Figura III.14 *Schema del dispositivo di accensione*

Sul lato volano del motore è presente una staffa che permette di sostenere un pick-up magnetico, il cui elemento sensibile viene a trovarsi affacciato ad una protuberanza imbullonata al volano stesso, nel momento in cui l'albero motore si trova 111° prima del PMS. Quando la protuberanza passa in corrispondenza dell'elemento sensibile viene emesso dal pick-up un segnale che giunge alla centralina di comando, alla quale perviene anche il segnale dell'encoder. Quest'ultimo è uno strumento che fornisce un segnale caratterizzato da trecentosessanta picchi al giro, cosicché la distanza tra due picchi successivi corrisponde alla rotazione di 1° del suo albero. Esso è stato collegato tramite un giunto elastico all'albero del freno, il quale ruota in ogni istante alla stessa velocità dell'albero motore, essendo tra i due interposto un doppio giunto cardanico.

Nelle precedenti fasi dello studio del prototipo si era fissato come posizione del pick-up 87° prima del PMS. Nella realtà è impossibile realizzare questa posizione con gli attacchi disponibili sulla periferia del volano. Pertanto si è scelto un nuovo valore di 111° appunto che approssima più da vicino il valore di 87° .

Di conseguenza sulla centralina va impostato il massimo valore per la posizione del pick-up prima del PMS cioè 99° però il pick-up si trova ancora prima di una dozzina di gradi. I conti relativi all'anticipo sono quindi leggermente complicati dalla necessità di tenere conto mentalmente di questi gradi in più. Per ovviare a questo problema si potrebbe realizzare un nuovo dentino opportunamente sagomato da fissare al volano che consentirebbe di rientrare nel limite dei 99° .

Sulla centralina è impostabile manualmente il ritardo, da 1° a 99° , con cui si vuole far scoccare la scintilla rispetto al momento in cui arriva il segnale del pick-up. Così ad ogni ciclo la centralina, ricevuto tale segnale, prima di inviare alla centralina Bosch il segnale di comando, attende di aver contato tanti impulsi provenienti dall'encoder quanti sono i gradi di ritardo impostati. Il segnale in uscita dalla centralina Bosch interrompe l'alimentazione del circuito primario della bobina, determinando l'eccitazione del circuito secondario ed il conseguente scoccare della scintilla.

In realtà la scintilla scocca sempre in ritardo rispetto al momento voluto a causa di ineliminabili ritardi nella trasmissione dei segnali dal pick-up alla centralina e da questa, attraverso la centralina Bosch, alla bobina. Questo costringe dunque ad anticipare il segnale di comando per far sì che l'accensione della miscela avvenga quando effettivamente desiderato.

Nel corso dell'evoluzione del prototipo sono state effettuate diverse modifiche al sistema di accensione: dalla nuova posizione del pick-up sino ad un intervento di riparazione delle centraline ad opera dei tecnici della Mect che hanno anche variato leggermente i circuiti elettronici contenuti nelle apparecchiature. Pertanto sono variate le condizioni del sistema. Tuttavia le considerazioni ed i calcoli effettuati nelle fasi

precedenti della ricerca per determinare l'entità di questi ritardi possono essere ritenuti ancora validi.

Infatti allo scopo di valutare tali ritardi sono stati fatti compiere al motore alcuni giri, trascinandolo col motorino di avviamento, visualizzando su di un oscilloscopio il segnale inviato dalla centralina alla centralina Bosch e quello mandato dalla bobina alla candela.

Dagli studi effettuati nella fase precedente al presente lavoro si può concludere che il ritardo con cui scocca la scintilla rispetto al momento desiderato è somma di due termini:

- Il primo corrisponde all'intervallo di tempo che intercorre tra il momento in cui il segnale del pick-up assume il valore intermedio tra quelli dei picchi e quello in cui viene raggiunto il picco negativo. Tale ritardo è costante in termini angolari, perciò variabile in termini temporali al variare della velocità del motore; esso risulta valere circa $1,3^\circ$.
- Decisamente più rilevante è il secondo termine, corrispondente al periodo compreso tra il fronte di salita e quello di discesa del segnale della centralina, durante il quale il segnale rimane alto. Questo ritardo è costante in termini temporali, in quanto dipendente dalla sola centralina, quindi in termini angolari varia linearmente con la velocità del motore.

L'andamento del ritardo complessivo in termini angolari, diagrammato [6] in figura III.15, risulta perciò crescente all'aumentare della velocità angolare.

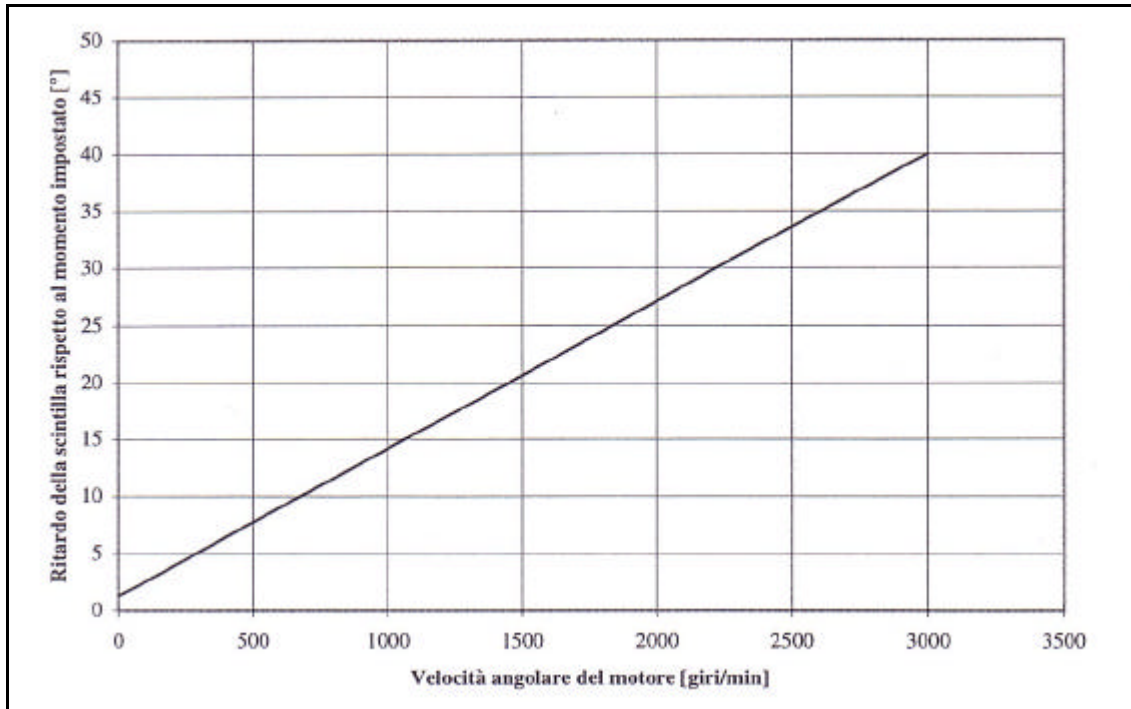


Figura III.15 *Andamento del ritardo della scintilla rispetto al momento impostato*

Posizionamento della candela

L'obbligo di alloggiare l'iniettore nel foro tra le quattro valvole ha implicato la necessità di sistemare la candela nel foro laterale, originariamente realizzato per accogliere l'iniettore.

A causa delle sue eccessive dimensioni è stata scartata la possibilità di utilizzare la candela originale, dal momento che la parte terminale del foro non poteva essere sufficientemente allargata, per non asportare materiale dalla superficie piana a contatto con la guarnizione.

Al suo posto si è scelto di adottare la candela Champion G63. Per permetterne l'inserimento nella sede si è comunque dovuto provvedere a tornire l'estremità filettata della candela e ad alesare la parte terminale del foro. Si è inoltre realizzata una

boccola in rame, filettata sia internamente sia esternamente in maniera da poterla avvitare nella testata dopo avervi avvitato la candela. La tenuta è assicurata da un anello in rame interposto tra la boccola e la candela su cui quest'ultima fa battuta.

La posizione defilata della candela fa sì che il percorso che il fronte di fiamma deve compiere sia piuttosto lungo, aumentando dunque il rischio di detonazione durante il funzionamento. Per ridurre tale rischio si potrebbe ricorrere ad una seconda candela, sistemata in posizione opposta alla prima, così da dimezzare la distanza che deve essere coperta dal fronte di fiamma perché venga raggiunta tutta la massa di gas. E' stata valutata una possibile posizione per una seconda candela: l'attuabilità di tale soluzione dipende dalla possibilità di eseguire con la precisione richiesta il foro inclinato e la superficie piana su cui il distanziale, nel quale andrebbe avvitata la candela, dovrebbe fare battuta. Entrambe le lavorazioni sono difficili per il forte rischio di raggiungere la guarnizione interposta tra testata e basamento, data l'esiguità dello spessore a cui ci si dovrebbe ridurre. Sono state testate anche candele con elettrodi particolarmente lunghi originariamente pensate per motori a carica stratificata.

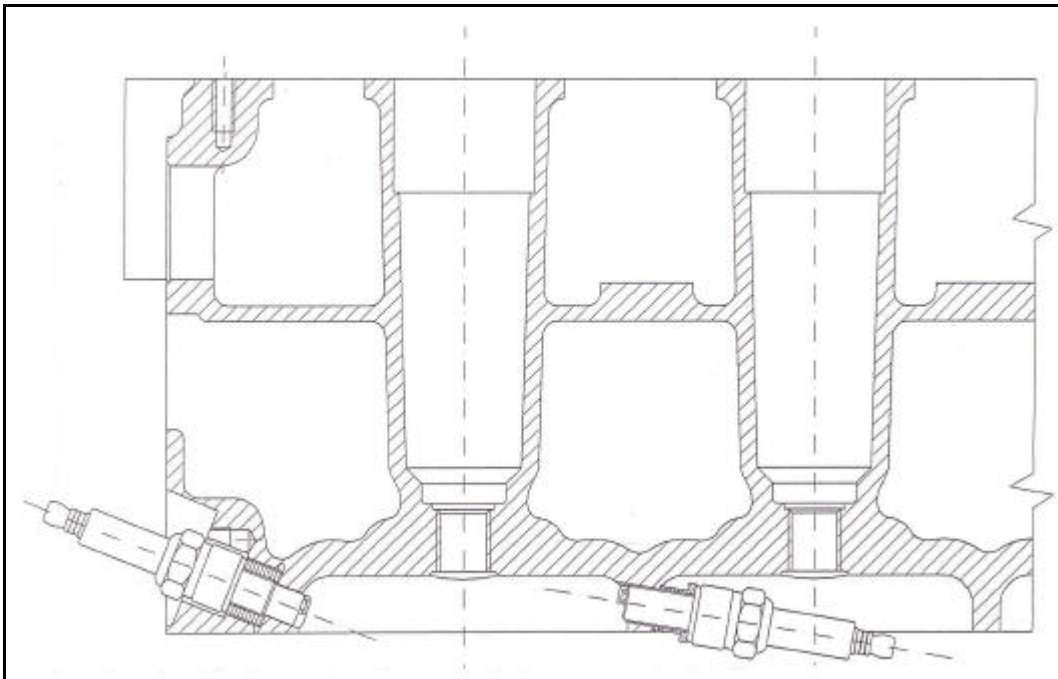


Figura III.16 *Sezione della testa con due candele*

III.7: Apparatì di alimentazione e scarico

L'apparato di aspirazione adottato può essere così schematizzato:

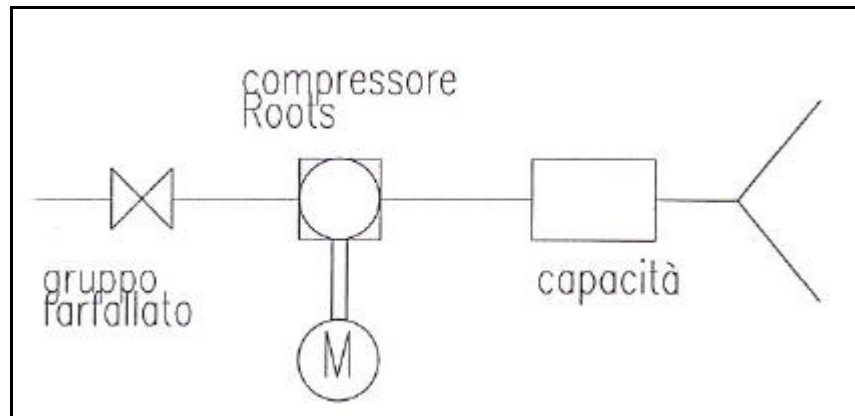


Figura III.17 *Schema dell'apparato di alimentazione*

L'apparato inizia con un condotto circolare che porta al gruppo farfallato. Questo è impiegato per la regolazione dell'aria di lavaggio per laminazione all'aspirazione del compressore. Si utilizza un componente standard del gruppo Fiat.

In prossimità del gruppo farfallato originale è presente un foro che ospita l'arrivo del condotto di blow-by. Infatti nel motore originale questo condotto permetteva di recuperare la miscela sfuggita dal cilindro attraverso le fasce elastiche prelevando il contenuto di gas nel carter e riportandolo all'ambiente di aspirazione dopo un passaggio in un separatore centrifugo per recuperare le particelle d'olio in sospensione. Nel prototipo si è deciso di far confluire questo condotto direttamente all'aspiratore dei gas di scarico per non falsare le misure delle emissioni inquinanti. Di conseguenza il foro in prossimità del corpo farfallato è stato tappato.

Dopo la valvola a farfalla è posizionato il compressore Roots, posto in rotazione da un motore elettrico trifase comandato da un convertitore di frequenza. Grazie a

questa soluzione si può agevolmente variare la velocità di rotazione del compressore in maniera del tutto indipendente da quella del motore, l'inverter consente infatti una regolazione continua della velocità del motore elettrico e si può anche superare la velocità nominale. Si è scelto di non collegare direttamente il compressore all'albero a gomiti anche per ridurre la potenza assorbita da parte degli accessori.

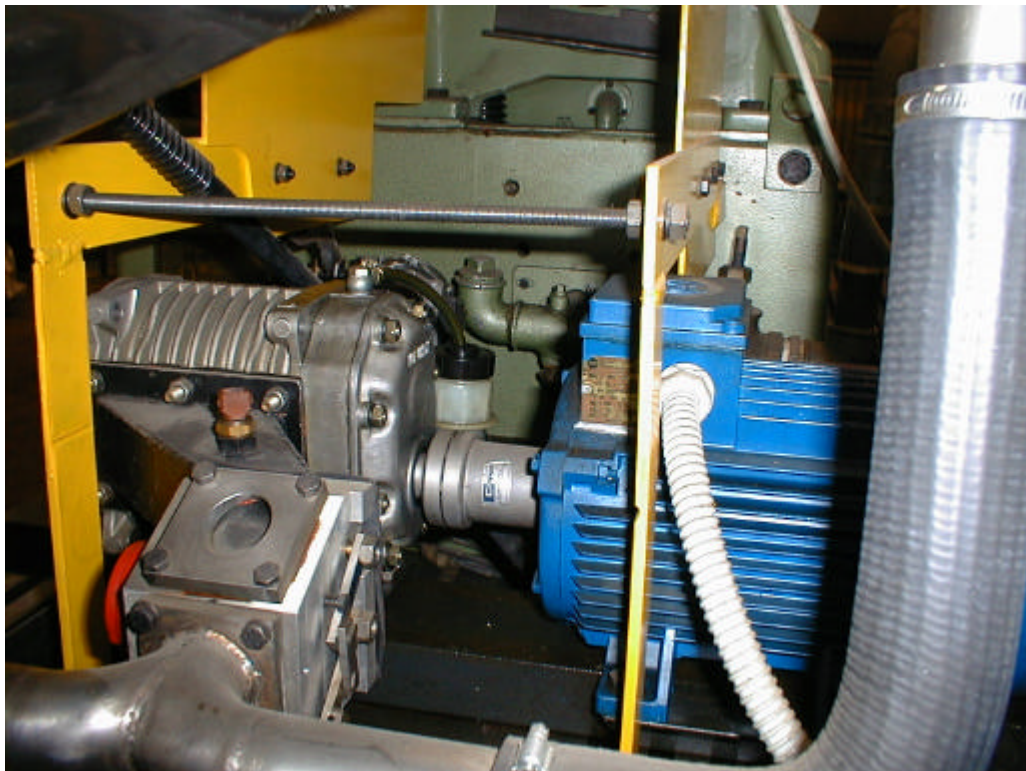


Figura III.18 *Compressore Roots e relativo motore, gruppo di by-pass e tubazioni*

All'uscita del compressore l'aria attraversa due collettori di sezione quadrata sino a giungere in un secondo gruppo farfallato dotato di valvola di by-pass da impiegarsi per la regolazione mediante riflusso. Questo secondo gruppo di regolazione non viene utilizzato in questa fase di sviluppo del prototipo pertanto è bloccato nella posizione di completa apertura e si possono ritenere trascurabili gli effetti della sua presenza. I collettori in lamiera presentano una forma così strana per permettere il collegamento di luci di dimensioni e forme estremamente diverse.

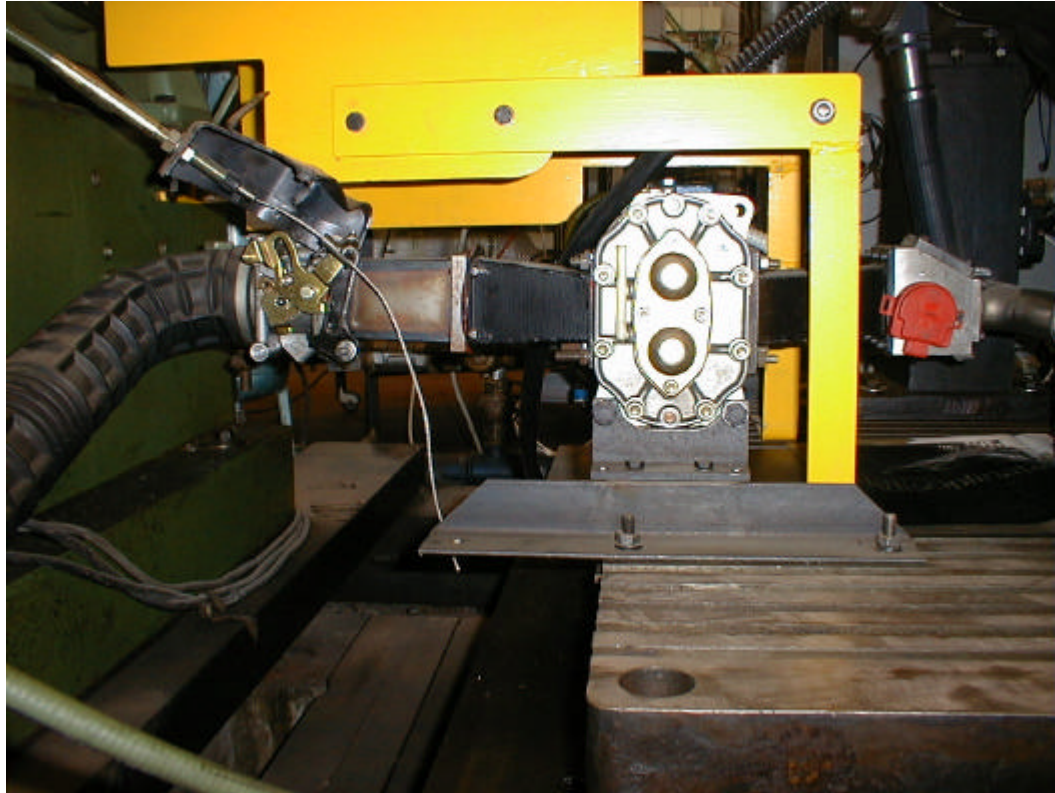


Figura III.19 Gruppo farfallato, compressore Roots, gruppo di by-pass e tubazioni

Successivamente il condotto presenta una biforcazione necessaria per raggiungere entrambe le luci di lavaggio poste ai lati del motore. La parte terminale di questi condotti è realizzata con dei tubi in gomma telata: questi assicurano una certa flessibilità del sistema ed hanno permesso la creazione di forme e curvature complesse senza ricorrere a particolari rigidi più difficili da progettare e realizzare.

Questa serie di condotti posti tra motore e compressore, unitamente al gruppo di by-pass svolgono anche l'importante funzione di capacità intermedia. Questa permette di attenuare le variazioni che si avrebbero nella pressione dell'aria di lavaggio a causa delle diverse frequenze tra Roots e motore e dalla mancanza di accordatura dei due cicli. Germano [5] ha calcolato che il volume minimo necessario è di 4 dm^3 , l'insieme dei condotti misura circa $4,48 \text{ dm}^3$ quindi rispetta ampiamente questa condizione.

Compressore Roots

Il compressore utilizzato nel prototipo è un volumetrico Roots a due lobi impiegato su vetture sovralimentate Fiat e Lancia. Una coppia di ingranaggi garantisce la rotazione sincrona dei due rotori che si trovano molto vicini uno all'altro (0,10-0,15 mm) per garantire una buona efficienza alla macchina. La lubrificazione è garantita da una piccola quantità di olio a perdere contenuta in un serbatoio calettato direttamente sul corpo del compressore. L'involucro esterno è ampiamente alettato per consentire un efficiente smaltimento del calore generato e per irrigidire la struttura viste le strettissime tolleranze costruttive impiegate.

Il collegamento tra albero del compressore ed albero del motore elettrico è realizzato con rapporto di trasmissione unitario ed è garantito da un giunto semielastico.

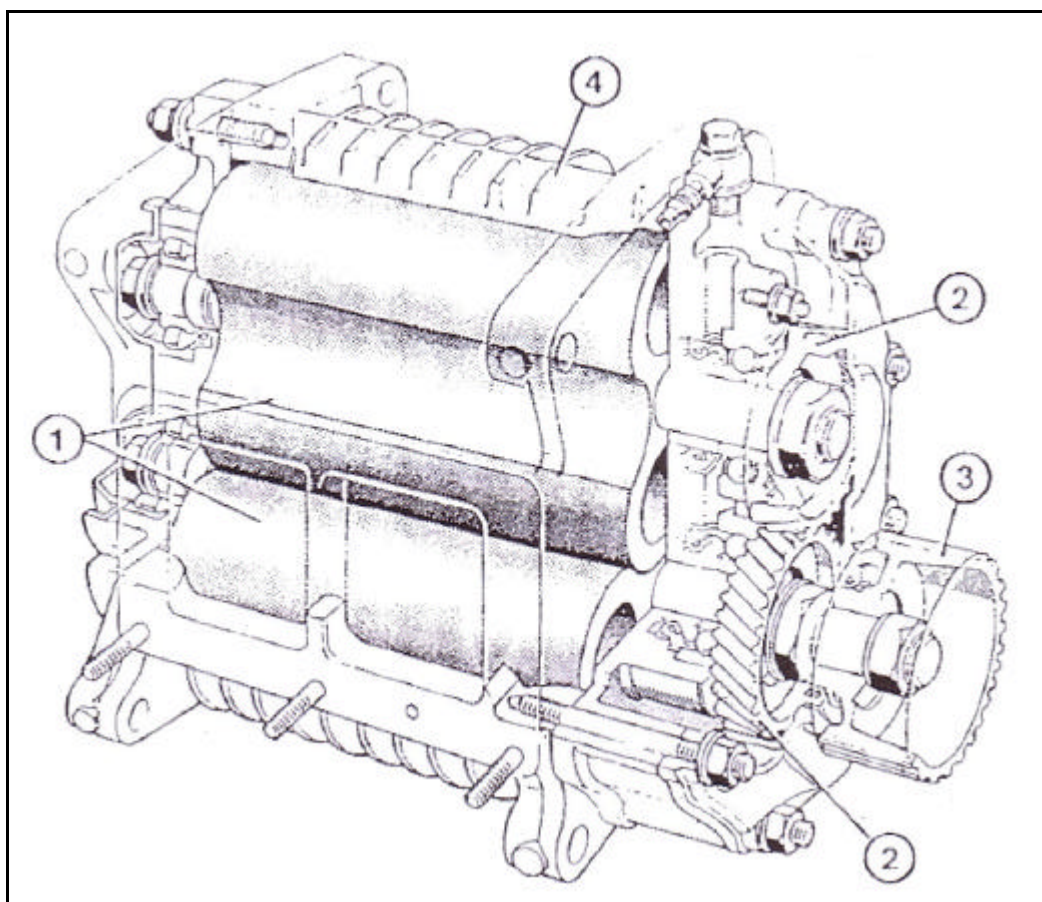


Figura III.20 *Trasparenza del compressore volumetrico Roots*

Con riferimento alla figura III.20 si può osservare:

1. Rotori a lobi
2. Ingranaggi elicoidali di comando degli alberi dei rotori
3. Puleggia di presa del moto dal motore
4. Alettatura per il raffreddamento

Il sistema di regolazione per laminazione all'aspirazione che potrebbe apparire un azzardo è in realtà la soluzione comunemente impiegata nelle vetture regolarmente in produzione dotate di questo compressore. Di conseguenza dovrebbero essere minimi i trafiletti di lubrificante dovuti alla depressione nell'ambiente di aspirazione.

Numero lobi per rotore	2
Cilindrata di una camera	$282,5 \text{ cm}^3$
Cilindrata totale	1130 cm^3
Velocità nominale del motore elettrico	1420 giri/min
Rapporto di compressione	1,3
Coefficiente di lavaggio	1,4

Figura III.21 Dati di targa del compressore roots

Con l'adozione di questo compressore si può garantire al motore un coefficiente di lavaggio superiore all'unità: di circa 1,4. Si utilizza un rapporto di compressione di 1,3.

Nelle figure III.22-23-24 sono riportate le curve caratteristiche del compressore Roots relative alla potenza assorbita, al rapporto di compressione, al regime di rotazione, al rendimento volumetrico ed al coefficiente di riempimento.

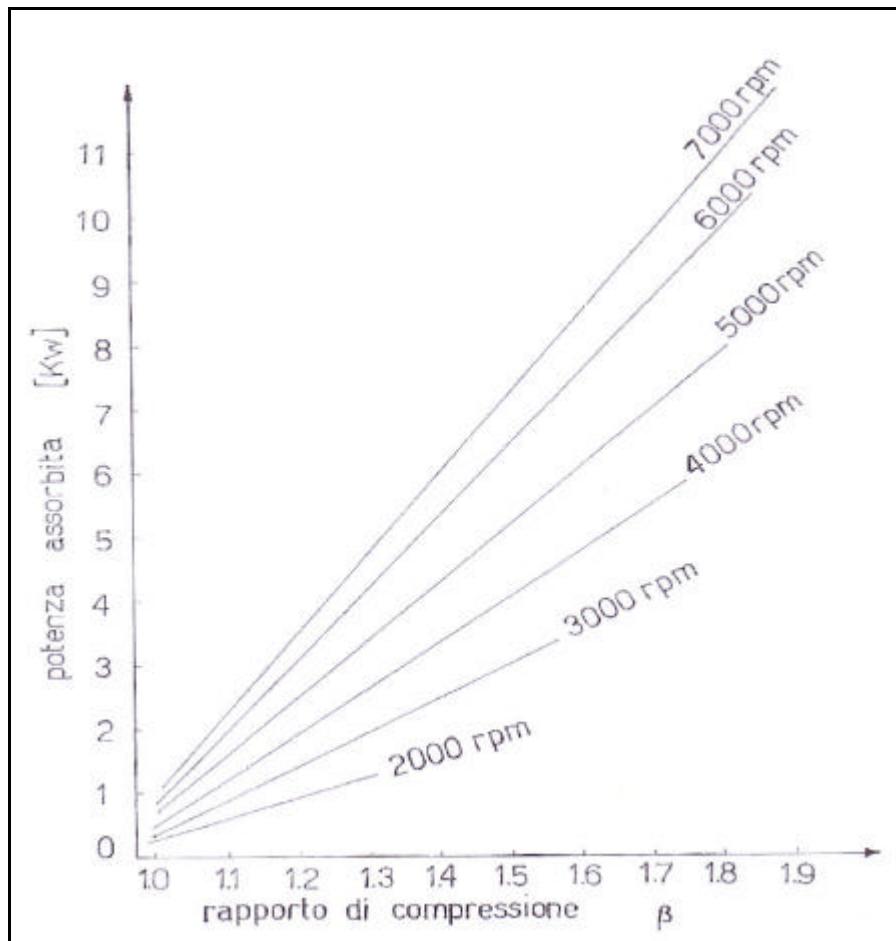


Figura III.22 Caratteristica della potenza assorbita in funzione del rapporto di compressione per diverse velocità di rotazione

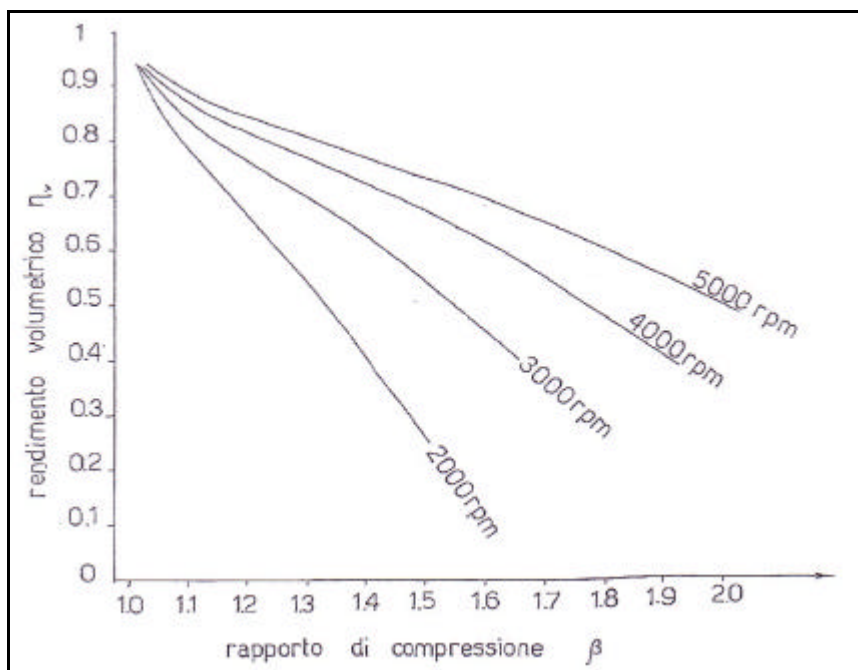


Figura III.23 Caratteristica del rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione al variare del regime di rotazione

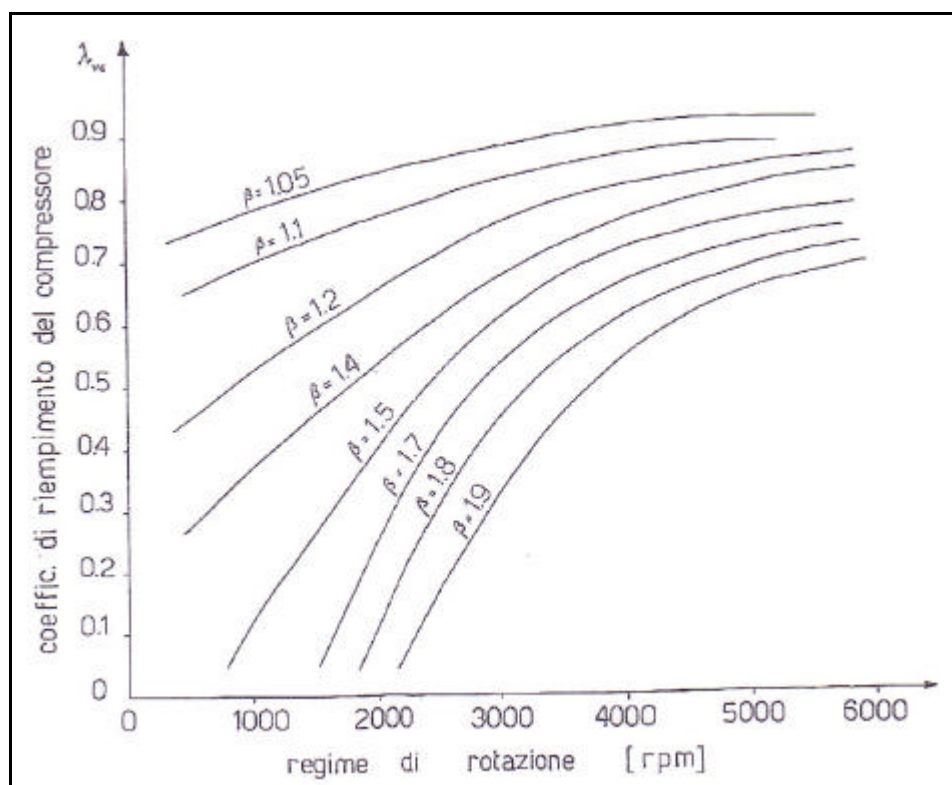


Figura III.24 Caratteristica del coefficiente di riempimento in funzione del regime di rotazione al variare del rapporto di compressione

Apparato di scarico

I condotti di scarico sono relativamente semplici in quanto non sfruttano le onde di pressione dei gas combusti come viene invece usualmente fatto sui motori a due tempi tradizionali. Il prototipo ha 4 valvole di scarico in testa: pertanto i condotti di scarico sono inizialmente due e partono dal lato ex-aspirazione e dal lato ex-scarico in corrispondenza del quarto cilindro. Il primo tratto all'uscita dalla testata è costituito da due tronchetti in acciaio inox, con le estremità flangiate, che realizzano una curva di 90°. In questo tratto è alloggiato il sensore di temperatura dei gas di scarico. Si è deciso di orientare le due curve verso il lato distribuzione perché tale disposizione dei condotti non ostruisce l'accesso al foro centrale nel quale è stato alloggiato l'iniettore ed a quello laterale nel quale è stata montata la candela. Si può così intervenire sull'iniettore e sulla candela senza dover rimuovere altri componenti dal motore.

Alle estremità flangiate dei due tronchetti vanno imbullonate altre due flange alle quali sono saldati i condotti di scarico (anch'essi in acciaio inox) che sono disposti parallelamente all'asse longitudinale del motore. Quindi i due condotti convergono in un'unica tubazione per poi raggiungere un tratto flessibile che ha lo scopo di consentire vibrazioni del sistema senza rotture.

All'uscita di questo tratto è posto l'attacco per il prelievo dei gas di scarico da analizzare. Si è cercato un compromesso tra la distanza dalle valvole di scarico per avere gas relativamente freddi e la lunghezza del condotto che precede il punto di acquisizione per il rischio di infiltrazioni d'aria che falserebbero la misura.

Troviamo quindi un silenziatore di derivazione automobilistica e poi i gas raggiungono la bocchetta dell'aspiratore dei gas di scarico.

III.8: Circuito di raffreddamento

Il circuito di raffreddamento del prototipo a 2 tempi è stato radicalmente modificato, rispetto a quello del motore originale, in vista del funzionamento al banco.

- il motore originale era dotato di uno scambiatore aria/acqua (il radiatore) nel quale il liquido di raffreddamento veniva raffreddato per effetto della convezione dell'aria incontrata dalla vettura durante il suo avanzamento. Il radiatore prevedeva inoltre una ventola azionata da un termostato nel caso in cui la convezione naturale fosse risultata insufficiente a raffreddare il liquido. Poiché il prototipo si troverà a funzionare al banco in un ambiente chiuso, è stato sostituito il radiatore con uno scambiatore a superficie che utilizza l'acqua corrente per sottrarre calore al liquido di raffreddamento del motore
- la pompa dell'acqua del motore originale, azionata dall'albero motore, è stata sostituita con una pompa di circolazione esterna, azionata da un motore elettrico. Nonostante la potenza assorbita dalla pompa non sia elevata, si è comunque preferito azionare separatamente tale accessorio perché la potenza sottratta dalla pompa dell'olio e dagli alberi a camme all'albero motore è già elevata
- è stato rimosso il circuito secondario e lo scambiatore acqua/acqua che nel motore originale erano adibiti al riscaldamento dell'abitacolo della vettura
- nel motore originale è presente un termostato che “legge” la temperatura del liquido di raffreddamento all'uscita del radiatore e controlla l'azionamento della ventola. Nel prototipo si è invece deciso di utilizzare una valvola termostatica che regola la portata dell'acqua corrente diretta allo scambiatore in funzione della temperatura del liquido di raffreddamento all'uscita del motore.

Schema del circuito di raffreddamento

Il circuito è costituito da un anello chiuso nel quale la pompa mantiene in circolazione il liquido di raffreddamento e da un circuito aperto nel quale fluisce l'acqua corrente. I due fluidi si scambiano calore in corrispondenza dello scambiatore.

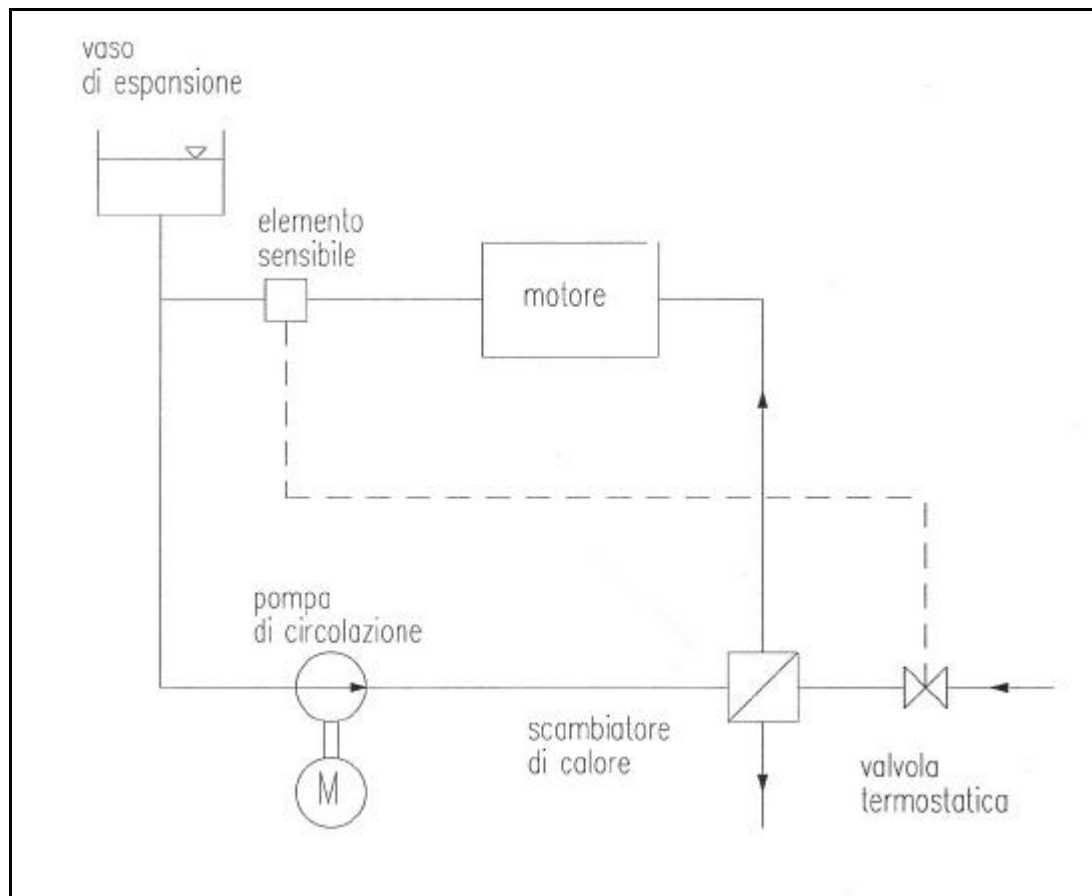


Figura III.25 *Schema del circuito di raffreddamento*

Il motore viene attraversato dal liquido di raffreddamento dal lato distribuzione al lato volano: i raccordi per l'ingresso e l'uscita del fluido sono stati modificati rispetto al motore originale ricavando dal pieno in alluminio i raccordi. Il montaggio di questi ultimi deve essere effettuato con la massima precisione per evitare perdite di acqua e di

olio. Nel circuito si può osservare l'elemento sensibile posto all'uscita del motore: esso "legge" la temperatura del liquido di raffreddamento ed è collegato mediante un tubo capillare alla valvola termostatica posta all'ingresso dello scambiatore, sul circuito aperto.

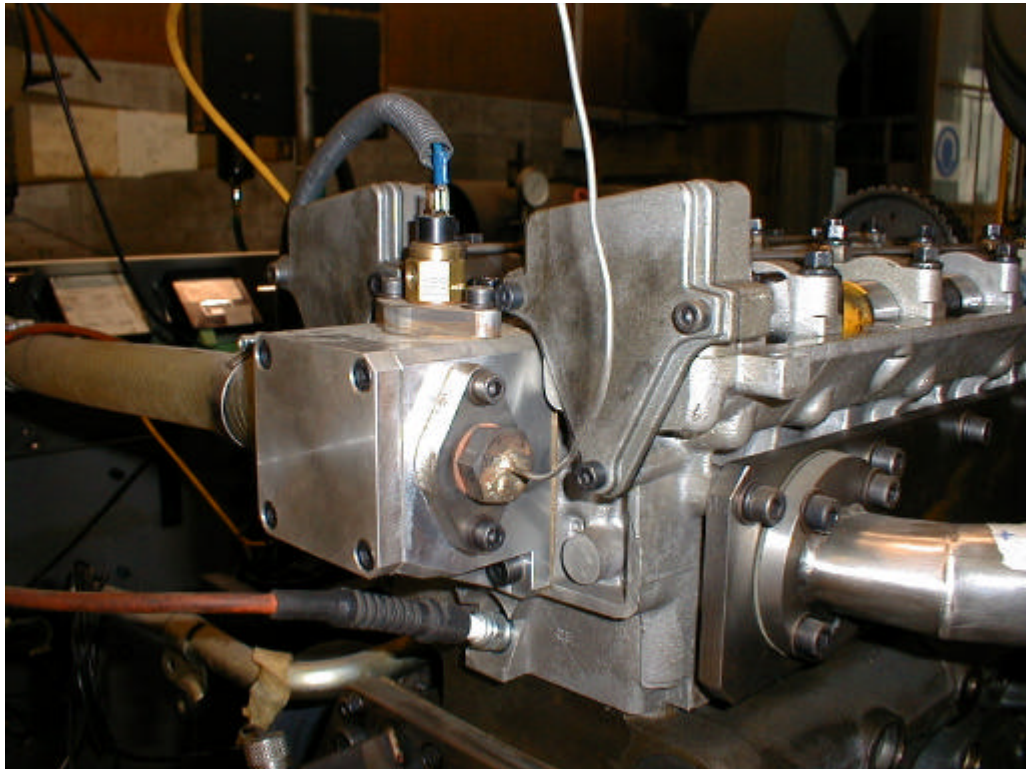


Figura III.26 *Raccordo di uscita del liquido dalla testa. Si nota anche il sensore di temperatura*

Si nota infine il serbatoio del liquido refrigerante, che è posto più in alto rispetto al circuito e collegato con una tubazione al raccordo di uscita del liquido refrigerante. Inoltre per consentire un rapido svuotamento dell'impianto chiuso lato motore nel punto più basso del circuito è stato inserito un rubinetto di generosa sezione. Questo accorgimento si rende necessario per i problemi di tenuta riscontrati nella zona delle luci di lavaggio. Dopo ogni test l'impianto viene rapidamente svuotato impedendo l'ingresso di acqua nel cilindro.



Figura III.27 *Dettaglio del rubinetto per lo svuotamento rapido dell'impianto*

Pompa di circolazione

Il dimensionamento della pompa di circolazione va fatto in modo da garantire la corretta portata di liquido refrigerante. La pompa che si impiega per il prototipo a 2 tempi è una pompa monoblocco con girante periferica ed è azionata da un motore elettrico. Pertanto la velocità di rotazione della pompa, e conseguentemente la portata di liquido refrigerante, risultano costanti al variare del numero di giri del motore.

Nel caso del motore originale, invece, la pompa di circolazione del liquido refrigerante era azionata mediante una cinghia dall'albero motore: quindi la velocità di rotazione della pompa, e conseguentemente la sua portata, erano proporzionali alla

velocità di rotazione del motore. In altre parole nel motore originale la potenza termica sottratta al motore attraverso il liquido refrigerante era proporzionale alla velocità di rotazione del motore; nel prototipo a 2 tempi la potenza termica sottratta al motore è costante al variare del regime di funzionamento.

Di conseguenza la potenza termica sottratta può risultare troppo grande in certe condizioni, ad esempio ai carichi ridotti. Per scongiurare tale pericolo è indispensabile regolare la portata dell'acqua refrigerante attraverso una valvola comandata dal termostato che rileva la temperatura del liquido refrigerante all'uscita del motore.

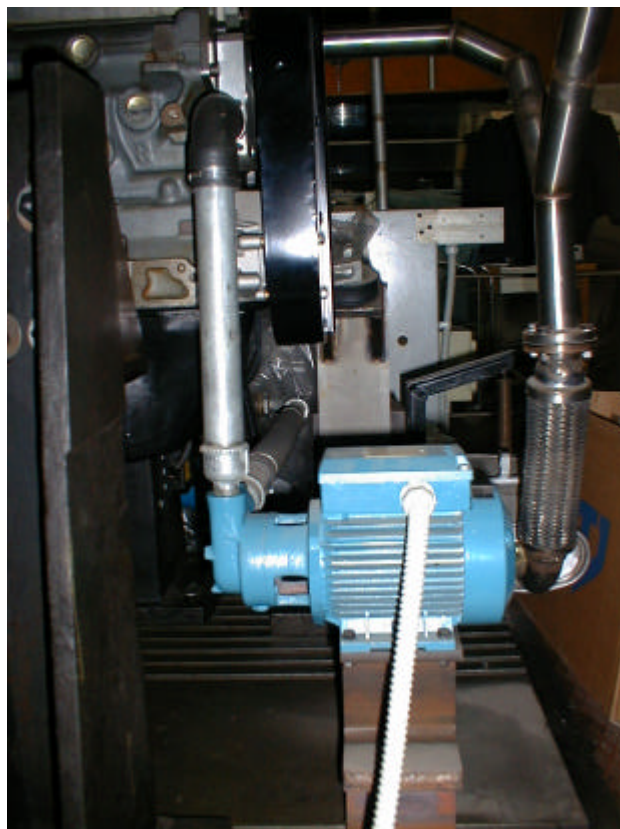


Figura III.28 *Pompa di circolazione e tubazioni*

Scambiatore di calore

Per scegliere lo scambiatore di calore occorre valutare la potenza termica generata dal motore durante il suo funzionamento. Nel motore originale l'impianto di raffreddamento era dimensionato per asportare la potenza termica generata da 4 cilindri, nel caso del prototipo, invece, si è ridotto ad uno il numero dei cilindri attivi. Per quanto riguarda il numero di cicli per unità di tempo, è chiaro che, allo stesso numero di giri, il prototipo monocilindrico a 2 tempi presenta un numero di cicli per unità di tempo doppio rispetto ad un 4 tempi. Ricordando tuttavia che il prototipo ha un regime massimo di funzionamento che è la metà di quello del motore originale, si conclude che il massimo numero di cicli per unità di tempo del prototipo è uguale a quello di un cilindro del motore originale.

In ultima analisi la potenza termica generata dal prototipo è ridotta rispetto al motore originale perché il numero di cilindri attivi è passato da 4 ad 1. Rispetto al motore originale la testata risulta invece termicamente più sollecitata in corrispondenza dell'unico cilindro attivo.

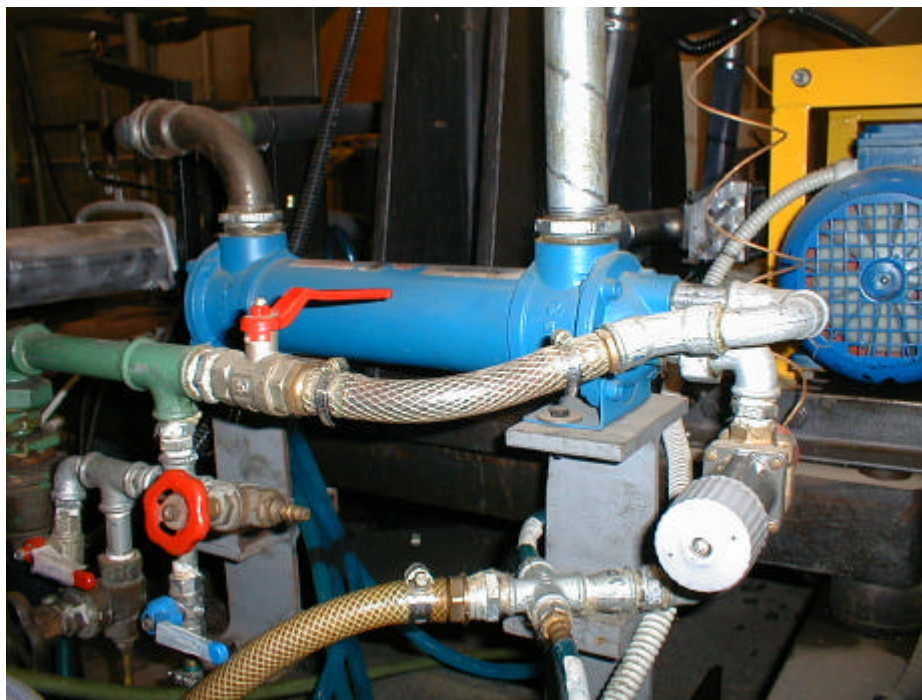


Figura III.29 *Scambiatore di calore*

Valvola termostatica

Per adeguare la potenza termica sottratta alle differenti condizioni di funzionamento del prototipo si utilizza una valvola termostatica. Il corpo della valvola va montato sulla tubazione che porta l'acqua corrente (proveniente dalla rete idrica) allo scambiatore di calore.

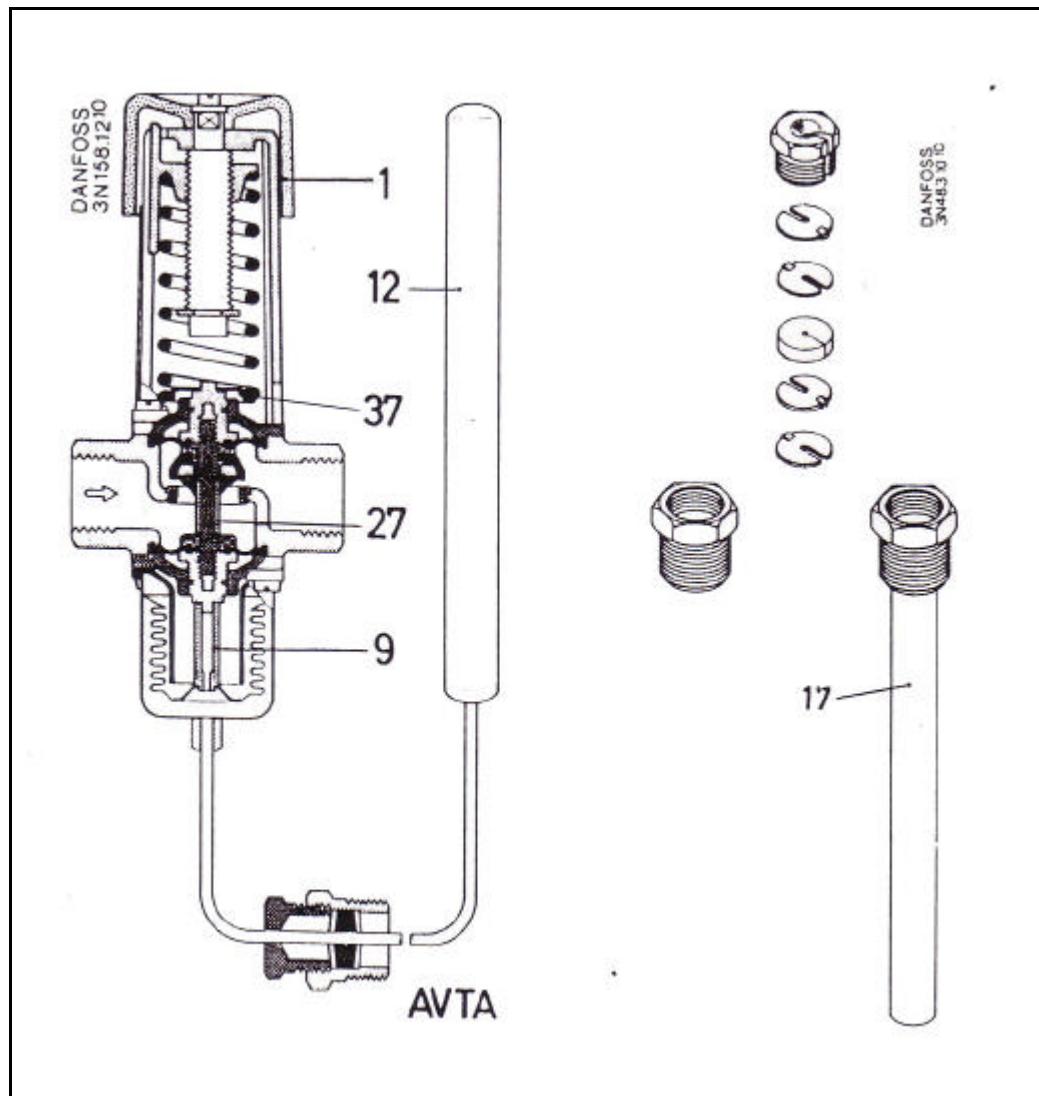


Figura III.30 Sezione della valvola termostatica

L'elemento sensibile va invece montato sulla tubazione del liquido refrigerante, all'uscita dal motore.

Il funzionamento è il seguente: quando il liquido refrigerante raggiunge una certa temperatura (impostabile manualmente ruotando il pomello della valvola termostatica), l'elemento sensibile se ne avvede e determina l'apertura della valvola, consentendo l'afflusso di acqua fredda nello scambiatore. Quando la temperatura del liquido refrigerante torna ad essere inferiore al valore impostato, l'elemento sensibile chiude la valvola e quindi l'afflusso di acqua fredda nello scambiatore cessa.

La valvola impiegata, prodotta dalla Danfoss, è costituita da un corpo e dall'elemento sensibile (12), collegati tra loro da un tubo capillare. L'elemento sensibile va inserito in una guaina metallica (17) e tutta la sua superficie esterna deve essere in contatto con il fluido del quale deve rilevare la temperatura, al fine di garantire una regolazione veloce. L'elemento sensibile ed il tubo capillare contengono una sostanza che per effetto dell'aumento della temperatura aumenta la sua pressione andando ad esercitare una forza sull'otturatore (27); quando tale forza è maggiore della forza (regolabile) esercitata dalla molla di contrasto (37) si ha l'apertura della valvola.

La regolazione della forza esercitata dalla molla di contrasto avviene ruotando il pomello (1), variando quindi il precarico della molla.

CAPITOLO IV

Applicazione dell'iniezione diretta del combustibile

Allo stato attuale della ricerca l'adozione dell'iniezione diretta di benzina pare essere la soluzione più agevole per abbattere le emissioni di idrocarburi incombusti HC allo scarico dei motori a 2 tempi . Questi sono in generale causati da:

- imperfetta combustione (soprattutto con dosature ricche)
- spegnimento della fiamma in prossimità delle pareti fredde
- spegnimento della fiamma in alcune zone della camera di combustione dove la miscela è eccessivamente magra
- adsorbimento della benzina da parte dell'olio lubrificante rimasto sulle pareti del cilindro durante la fase di compressione e successivo deassorbimento durante la fase di espansione
- benzina che rimane intrappolata negli interstizi presenti nella camera di combustione
- cortocircuito di carica fresca allo scarico durante il lavaggio

Quest'ultima causa è tipica del motore a 2 tempi "tradizionale" ed incide nettamente più di tutte le altre sul livello complessivo di HC allo scarico: per questo motivo il motore a 2 tempi è fortemente penalizzato rispetto al 4 tempi. Nel motore a 2 tempi "tradizionale" la fase di lavaggio avviene in concomitanza con quella di scarico ed il lavaggio si effettua con una miscela di aria-benzina: per quanto si curi l'aspetto fluidodinamico delle correnti di lavaggio all'interno del cilindro ci sarà sempre una parte della portata di lavaggio che prende la via dello scarico senza aver partecipato alla combustione.

La presenza di HC tra i gas di scarico è deleteria per diversi motivi:

- inquinamento atmosferico
- danneggiamento dell'eventuale apparato di post-trattamento dei gas di scarico
- accrescimento del consumo specifico

L'adozione dell'iniezione diretta rende i livelli di HC allo scarico di un motore a 2 tempi del tutto simili ad un'analogo unità a 4 tempi, infatti in linea teorica si evita completamente la fuoriuscita di benzina allo scarico a patto di iniziare l'iniezione solo dopo la completa chiusura della luce (o delle valvole) di scarico.

In realtà la cosa non è così agevole nel motore a 2 tempi perché il tempo che intercorre tra la chiusura della luce di scarico e lo scoccare della scintilla può non risultare sufficiente a consentire una completa evaporazione della benzina e un'accettabile omogeneizzazione della miscela. Se si verifica tale circostanza, cioè se il tempo è insufficiente, è necessario iniziare ad iniettare quando la luce di scarico è ancora aperta.

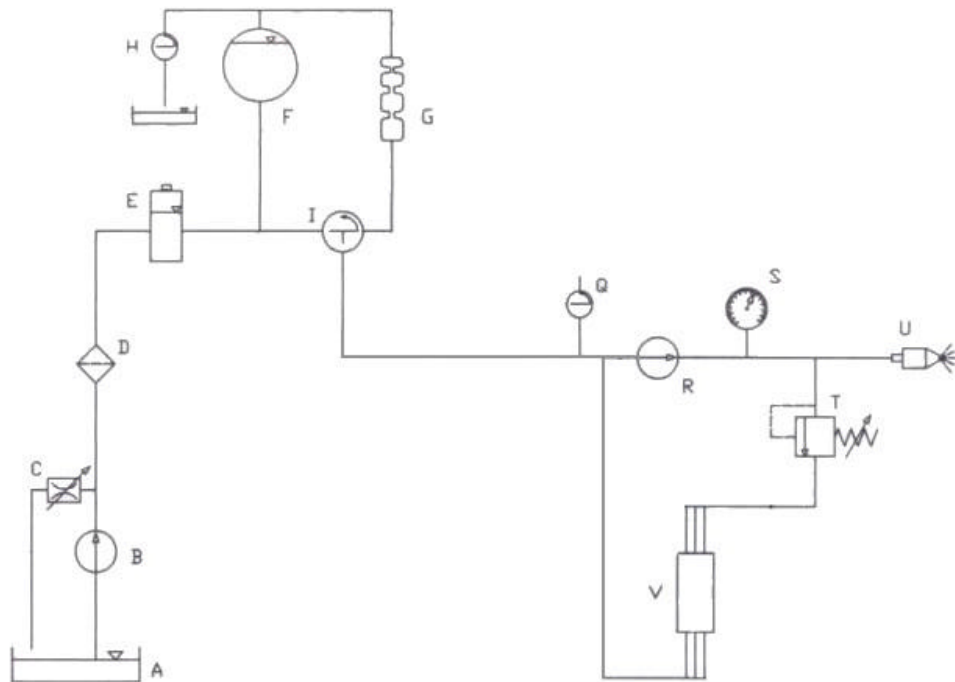
Nel nostro prototipo si è adottato un sistema di iniezione in controcorrente rispetto al flusso di lavaggio, questo può eventualmente consentire di iniziare l'iniezione quando le valvole di scarico non sono ancora chiuse.

Per ovviare al problema del ridotto tempo a disposizione della benzina iniettata per evaporare e miscelarsi, ci si può ancora indirizzare per il 2 tempi verso sistemi di iniezione pneumatica, cioè verso un tipo di iniezione nella quale si iniettano aria e benzina con l'aria in pressione che ha il compito di favorire la creazione di uno spray dotato di buone caratteristiche.

In questo capitolo viene descritto il sistema di iniezione diretta adottato sul prototipo analizzando componenti meccanici ed elettronici, logica di funzionamento delle centraline e quantità di benzina iniettate.

IV.1: Schema dell'impianto

Il sistema di iniezione diretta della benzina può essere così schematizzato:



- A Serbatoio
- B Pompa a bassa pressione
- C Strozzatore regolabile
- D Filtro
- E Degasatore
- F Pallone di compensazione
- G Buretta tarata
- H Sfogo aria/troppo pieno
- I Valvola a 3 vie
- Q Sfogo aria
- R Pompa di alta pressione
- S Manometro
- T Valvola limitatrice di pressione regolabile
- U Iniettore in camera di combustione
- V Scambiatore di calore acqua-carburante

Figura IV.1 Schema dell'impianto di iniezione della benzina

Vediamo ora i vari componenti della linea benzina dal serbatoio sino all'iniettore, inoltre analizziamo le centraline che comandano l'afflusso di benzina nei vari tratti dell'impianto.

IV.2: Serbatoio, pompa di bassa pressione, filtro

La benzina è contenuta in un piccolo serbatoio in acciaio inox posto a lato del prototipo, una prima pompa, di bassa pressione alimentata a 12 V aspira la benzina e la invia nel filtro carburante.

La pompa è un'unità per applicazioni automobilistiche, fornisce una minima prevalenza. E' raffreddata direttamente dalla benzina che vi circola. Si può far rifluire parte della portata direttamente nel serbatoio, ma questa opzione viene usata solo nella fase di avvio della pompa per evacuare tutta l'aria presente nelle tubazioni.

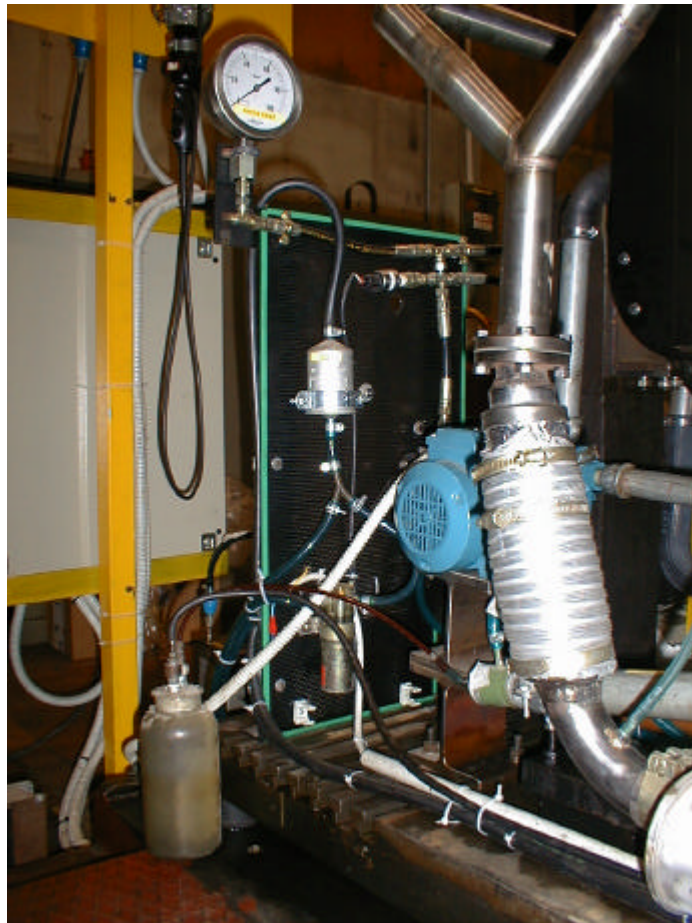


Figura IV.2 *Pannello metallico con pompa di bassa pressione e filtro*

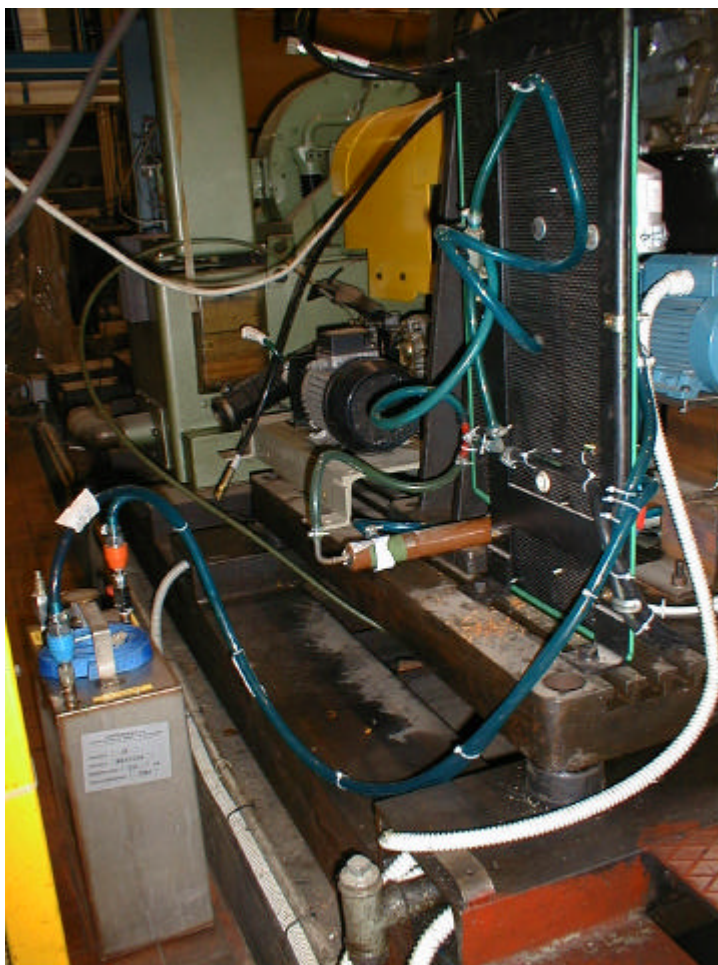


Figura IV.3 *Retro del pannello metallico: si vedono le valvole di sfiato. Sulla sinistra il serbatoio*

Questa parte dell'impianto è alloggiata su di un pannello metallico posto nella zona retrostante il motore. Da qui la benzina viene portata al pulpito di comando attraverso lunghi tubi di gomma telata. Sul pulpito di comando è alloggiato il degasatore, da qui la benzina passa in un rubinetto che può assumere due posizioni:

- prova consumo
- alimentazione del motore senza prova consumo

Vedremo nel dettaglio il funzionamento nelle due posizioni nel capitolo V. Attraverso il tubo di ritorno la benzina arriva nuovamente al quadro posto nella zona retrostante il motore. Qui è presente un primo sfiato per l'aria seguito dopo poco da un

secondo: questa complicazione si rende necessaria per scaricare la maggior quantità possibile di aria dal sistema. Si devono quindi andare a collegare con l'atmosfera diversi punti in cui sperimentalmente si è visto che l'aria tende ad accumularsi.

IV.3: Pompa ad alta pressione

La benzina viene aspirata dalla pompa ad alta pressione posta in rotazione da un motore elettrico in corrente alternata trifase a 380 V e qui ha inizio il circuito di alta pressione.

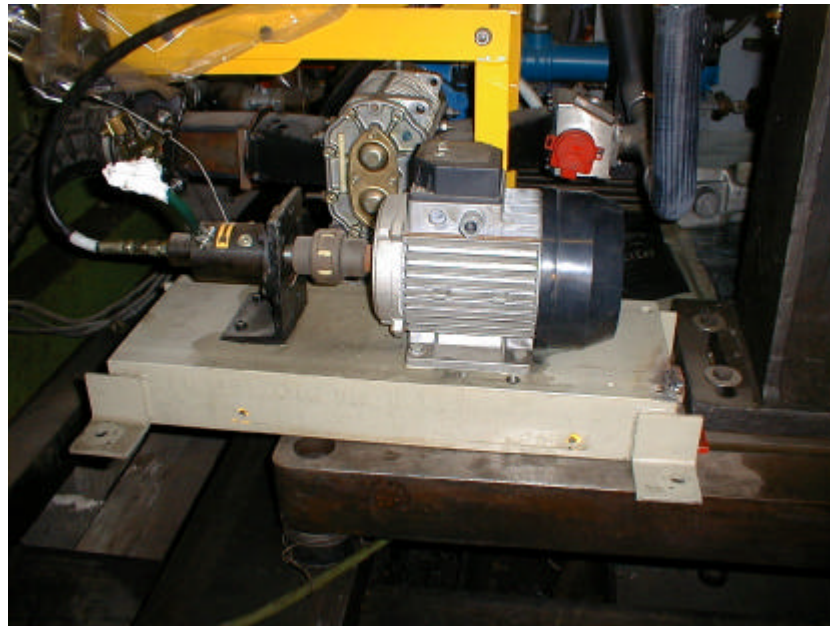


Figura IV.4 *Pompa di alta pressione e relativo motore in fase di installazione (sono assenti il coperchio di protezione e le connessioni benzina e corrente)*

La pompa è del tipo con ingresso del fluido radiale e mandata assiale. In uscita dalla pompa la pressione è decisamente elevata: si opera con valori dell'ordine dei 70 bar il che obbliga ad avere tubazioni di resistenza adeguata, tipicamente tubi con rivestimento in calza metallica e raccorderia in acciaio.

Cilindrata unitaria	<i>0,360 cm³/giro</i>
Rendimento volumetrico	<i>0,95 a 69 bar</i>
Velocità massima	<i>Continua: 5000 giri/min Picco: 6000 giri/min</i>
Pressione massima	<i>Continua: 300 bar Picco: 350 bar</i>
Massima temperatura di esercizio	<i>120 °C</i>
Filtraggio	<i>< 5 mm</i>
Pressione di alimentazione	<i>Press. Positiva, < 1,4 bar</i>
Potenza assorbita	<i>175 W a 2500 giri/min</i>
Peso	<i>2,25 kg</i>

Figura IV.5 *Caratteristiche della pompa di alta pressione*

IV.4: Regolatore di pressione Siemens

Sempre sul quadro metallico sono alloggiati i tre fondamentali componenti della parte ad alta pressione dell'impianto:

- il sensore di pressione
- la valvola di regolazione della pressione
- il manometro per la misura della pressione

La benzina deve essere mantenuta ad una pressione il più possibile prossima al valore desiderato: per ottenere questo un'elettrovalvola comandata da un'apposita centralina si apre e si chiude scaricando o non scaricando parte della portata di benzina. Questa valvola è un componente molto delicato in quanto dal suo corretto funzionamento dipende l'integrità di tutto il sistema, l'estrema aggressività della

benzina senza piombo e la presenza di lacche e depositi può facilmente portare al bloccaggio di questa unità.

La centralina Siemens di controllo della pressione riceve in ingresso il valore misurato dal sensore di pressione, lo confronta con il valore impostabile sul pannello tramite un potenziometro e comanda l'apertura e la chiusura dell'elettrovalvola di conseguenza. Sul potenziometro non sono indicati direttamente dei valori di pressione ma dei semplici numeri. Di conseguenza si deve leggere la pressione su un apposito manometro e regolare manualmente.

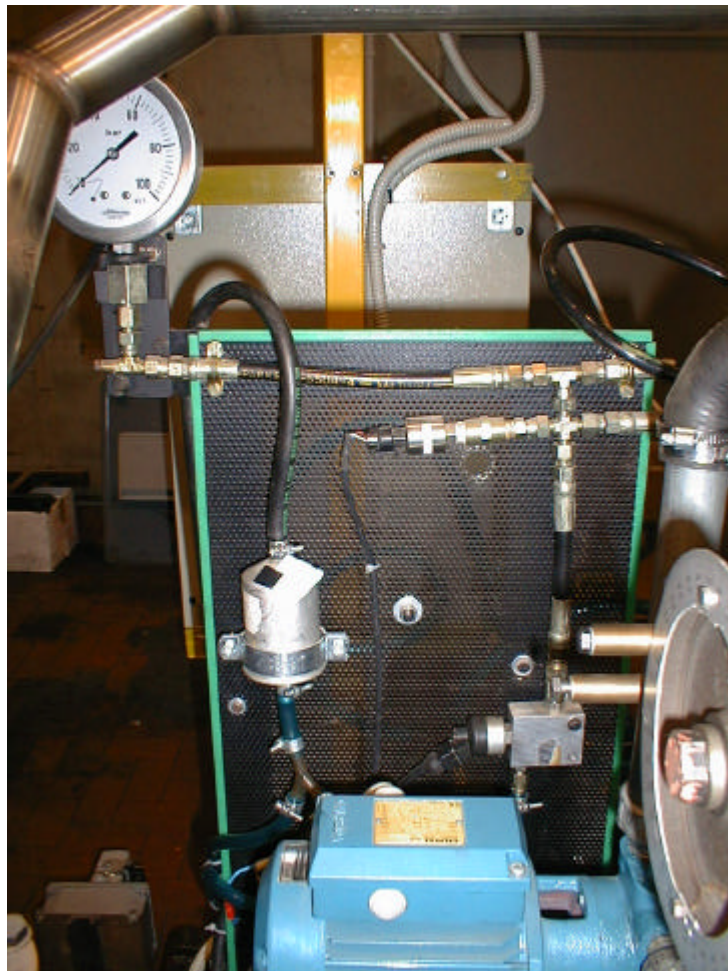


Figura IV.6 *Manometro in alto a sinistra, sensore di pressione ed elettrovalvola a destra*

Questo manometro è molto delicato; presenta un fondo scala di ben 100 bar tuttavia la fase di avviamento della pompa è critica per la sua integrità. E' infatti fondamentale regolare sempre a zero il potenziometro della centralina Siemens in modo che la valvola resti aperta scaricando, già all'avviamento della pompa, la benzina. Se così non fosse, infatti, la pressione avrebbe un picco elevatissimo nella prima frazione di secondo dopo l'avviamento della pompa, cioè finché avviene l'apertura della valvola. Questo picco è letale per il manometro che prende un violento colpo danneggiandosi seriamente.

Il valore di pressione oscilla attorno al valore che impostiamo, questo è dovuto all'intervento discontinuo della valvola che è inoltre ostacolata nel suo buon funzionamento anche dall'apertura dell'iniettore che fa crollare il valore di pressione nell'impianto. Durante le prove fatte sull'iniettore si è stabilito che il valore di 70 bar rappresenta un buon compromesso: salire ancora non migliora infatti significativamente né la qualità del getto né la quantità iniettata. Si regola quindi verso i 70 bar il sistema che oscillerà poi tra i 60 e gli 80. L'entità di questa oscillazione è influenzata pesantemente dalla presenza di aria nell'impianto, è quindi fondamentale eliminare tutta l'aria nelle tubazioni.

IV.5: Raffreddamento della benzina

La parte di benzina compressa che non partecipa al processo di iniezione viene fatta passare in uno scambiatore a superficie benzina-acqua allo scopo di abbassarne la temperatura e soprattutto mantenerla costante. La quantità iniettata è infatti fortemente influenzata dalla temperatura ovvero dalla densità della benzina.

La benzina durante il processo di compressione tende a scaldarsi in maniera significativa e siccome viene iniettata una minima quantità rispetto alla portata garantita dalla pompa buona parte della benzina viene scaricata. Nella maggior parte delle applicazioni automobilistiche si scarica la portata direttamente nel serbatoio della benzina. Siccome questo è di grande capacità rispetto alla quantità ricircolata, la temperatura media alla quale si porta l'insieme è sufficientemente bassa. In più negli

impianti di iniezione indiretta la pressione della benzina è molto più bassa dei 70 bar del presente prototipo. Inoltre in questo caso la benzina non viene scaricata nel serbatoio ma viene riportata semplicemente all'aspirazione della pompa ad alta pressione: ecco dunque l'assoluta necessità dello scambiatore.

L'acqua per il raffreddamento viene prelevata dalla rete idrica ed una volta effettuata la sua funzione viene scaricata. La regolazione della portata di acqua si effettua manualmente agendo su un rubinetto. Per massimizzare il raffreddamento i due fluidi sono in controcorrente.

IV.6: Iniettore

Affacciato direttamente in camera di combustione troviamo un iniettore prototipo di fabbricazione Siemens Automotive. Particolarità di questo dispositivo è che il circuito elettrico rappresentato dal solenoide di comando dello spillo iniettore è in grado di pilotare lo spostamento di quest'ultimo anche sotto l'azione di pressioni del carburante di 70-100 bar all'interno del condotto di alimentazione. Nonostante ciò le dimensioni del dispositivo sono paragonabili a quelle di un iniettore da iniezione indiretta.



Figura IV.7 *Iniettore*

Per assicurare il dispositivo al motore è stato realizzato un lungo cilindro metallico da avvitare nella ex sede della candela, dentro il quale viene poi vincolato l'iniettore. La posizione scelta per l'iniettore, cioè al centro delle quattro valvole, complica in montaggio del complesso. L'iniettore si trova infatti incassato e pressoché invisibile una volta montato.

Questa collocazione rende necessaria l'adozione di un lungo tubo rivestito in treccia metallica per poter supportare una connessione al tubo di arrivo della benzina ad alta pressione all'esterno della testa. Sempre per consentire il montaggio nell'angusto spazio è stato eliminato il connettore stagno bipolare in favore di una soluzione meno affidabile ma più compatta: due semplici capicorda fast-on.



Figura IV.8 *Componenti del porta- iniettore*

Con riferimento alla figura IV.8 il montaggio viene effettuato così:

- si serra il primo componente visibile in alto nell'ex foro della candela sincerandosi di aver interposto un anello di rame di tenuta
- si inserisce l'iniettore verificando l'integrità del delicato anellino di tenuta in teflon di colore bianco presente nel tratto cilindrico in prossimità della camera di combustione
- si infila il componente in basso a sinistra della foto nel cilindro visibile in alto; questo ha lo scopo di trasferire all'esterno del pozzetto la forza che preme l'iniettore nella sua sede
- si posiziona la piastra visibile a destra nella foto che preme sul penultimo componente installato e si avvita in una piastra solidale alla testa non visibile in foto

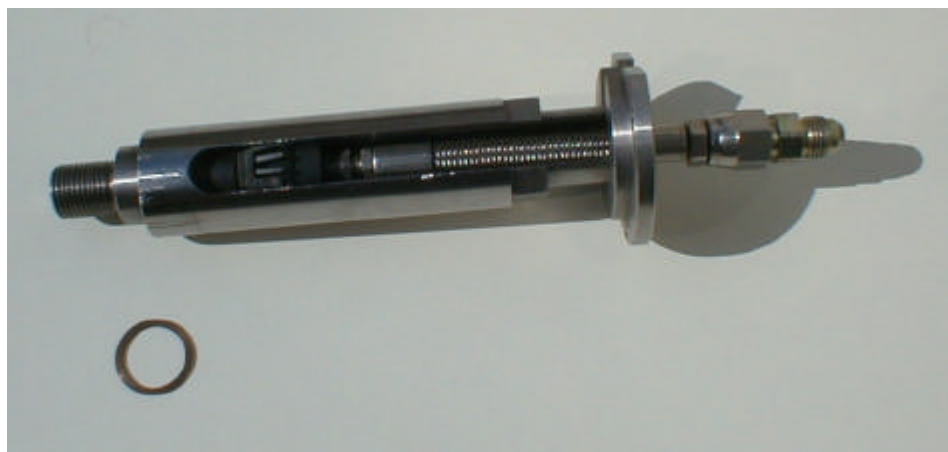


Figura IV.9 *Iniettore installato nel porta-iniettore*

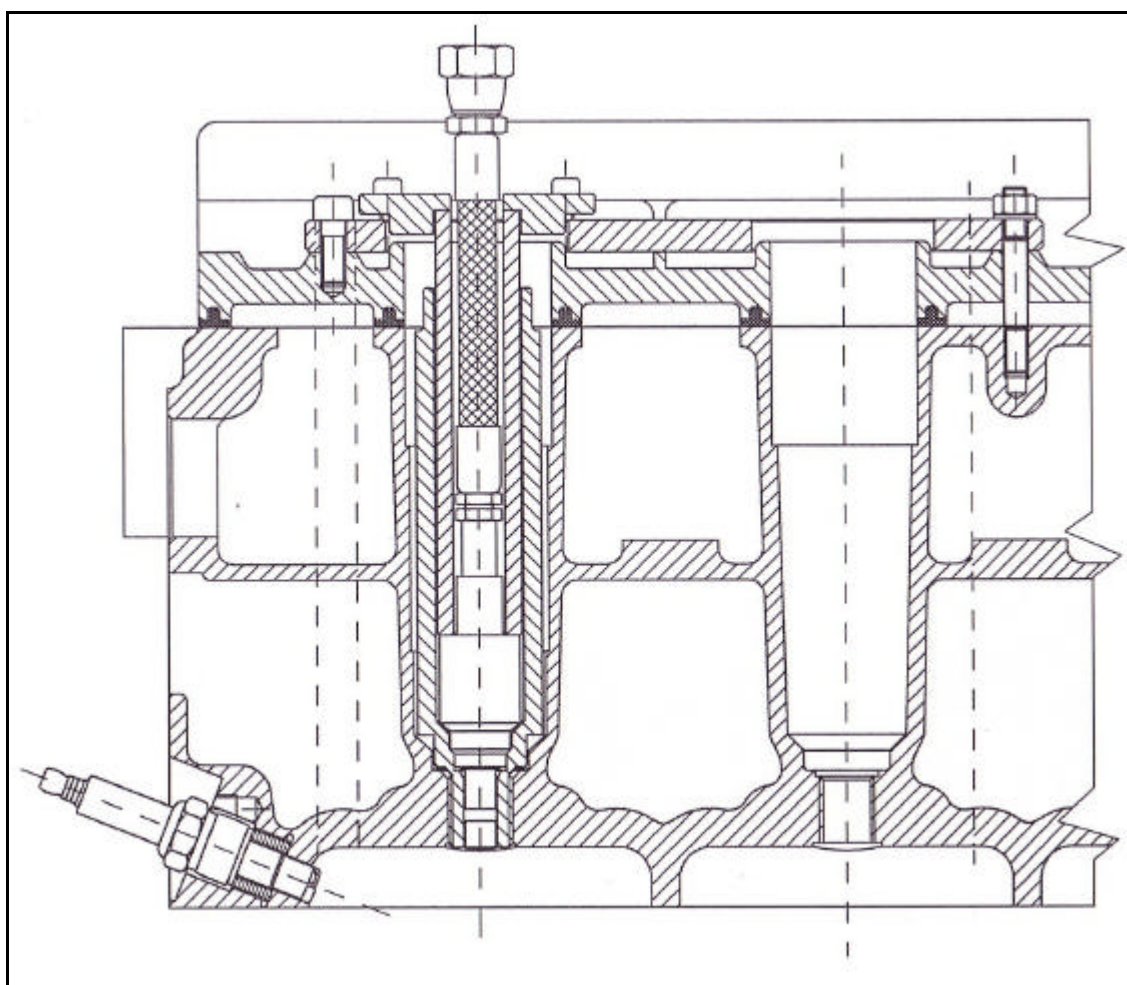


Figura IV.10 *Sezione longitudinale della testa con iniettore montato*

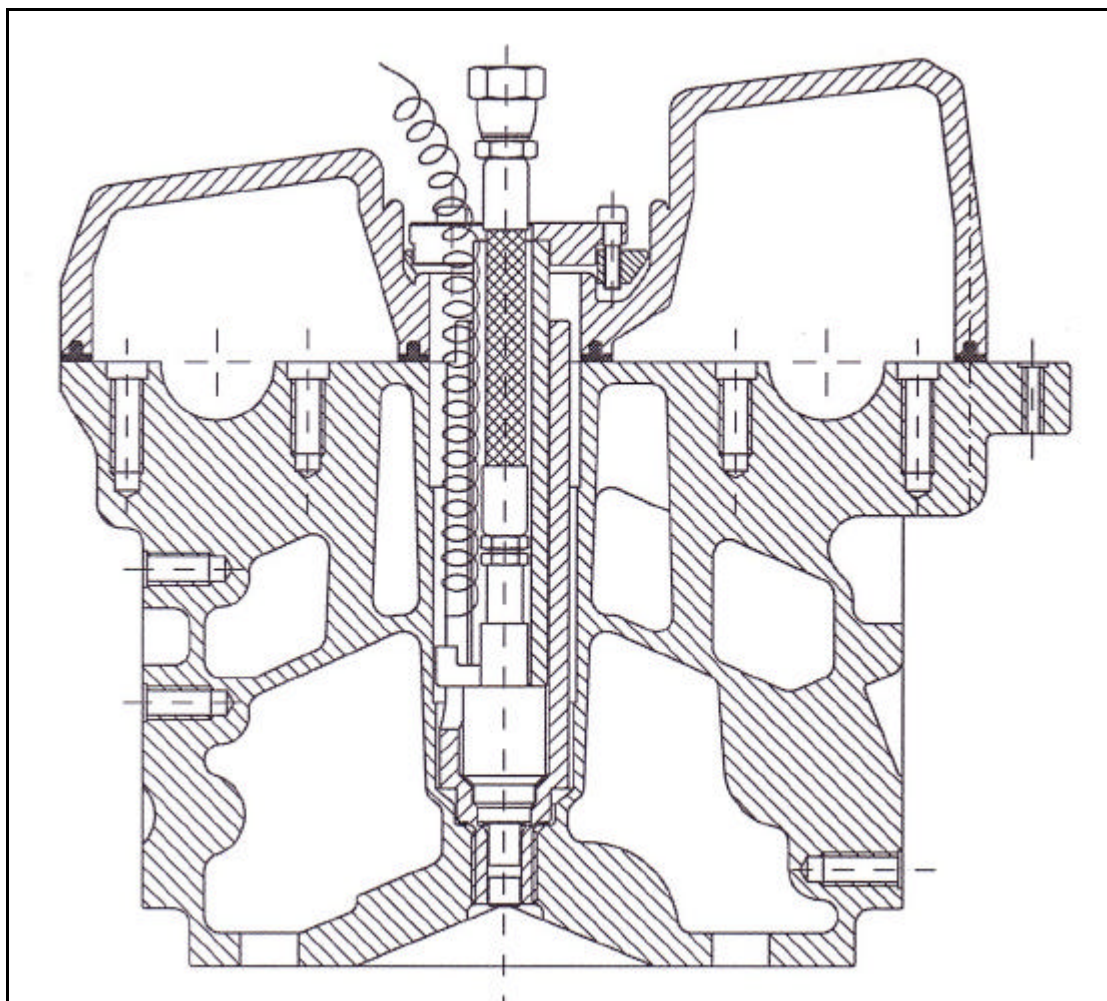


Figura IV.11 *Sezione trasversale della testa con iniettore montato*

IV.7: Prove sperimentali dell'iniettore

L'elettroiniettore 3527 fornito dalla Siemens Automotive è stato sottoposto ad una serie di prove da A. Dutto i cui risultati sono riportati nella sua Tesi di Laurea [4]. In particolare sono state analizzate le quantità iniettate e la forma del cono di iniezione.

Le prove sono state condotte ad una frequenza di apertura pari a 35 Hz, con pressione di iniezione pari a 70 bar; variando il periodo di apertura dell'elettroiniettore

si è misurato il tempo impiegato per consumare una buretta di benzina del volume di 51,1 cm³. Successivamente si è diviso il valore della massa di benzina corrispondente a tale volume per il numero di iniezioni misurate con un contaimpulsori. In questo modo si è ottenuto il valore della quantità media iniettata, misurata in milligrammi al ciclo a diversi valori del periodo di apertura.

I dati relativi alle quantità iniettate fornite dalla Siemens non sono state confermate dalle prove sperimentali, in particolare la curva ottenuta è analoga a quella fornita dal costruttore (quindi lineare) ma traslata di una certa quantità. Inoltre venivano riportate iniezioni per tempi di apertura inferiori al millisecondo, nella prova invece la quantità iniettata si annulla a valori del tempo di apertura di circa 1,75 ms. Visto che le motivazioni fornite da A. Dutto circa queste discrepanze paiono soddisfacenti si assumono come validi i dati ottenuti sperimentalmente presso il Dipartimento di Energetica.

Nella figura IV.12 sono riportati i valori misurati durante le prove:

tempo di apertura [ms]	qtà iniettata [mg/ciclo]
1,75	6,25037444
2	9,04806071
3	19,6538462
4	30,5105605
5	41,501105

Figura IV.12 *Valori delle portate misurati*

Diagrammando i valori ottenuti si ricava un grafico con le quantità iniettate in funzione del tempo di apertura iniettore (figura IV.13):

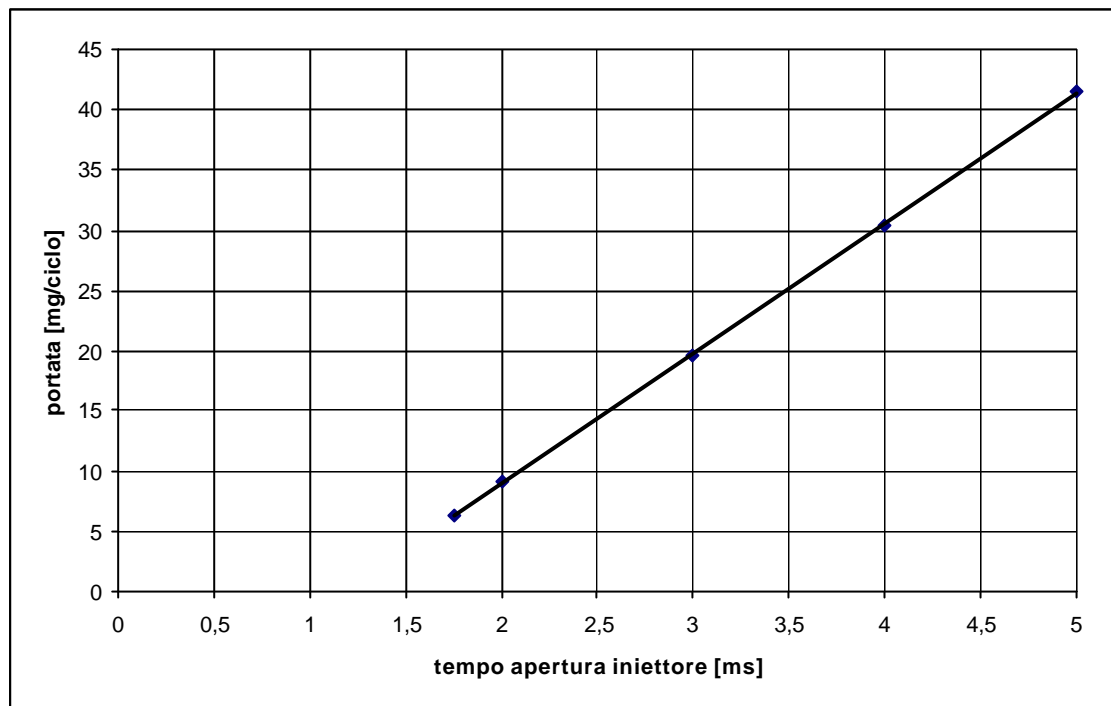


Figura IV.13 *Valore delle portate iniettate misurate*

Il passo successivo nella caratterizzazione del dispositivo di iniezione è stato quello di montare l'intero sistema su un banchetto prova iniettori al fine di visualizzarne il getto e misurarne le relative proprietà. L'iniettore è stato disposto all'imbocco di una camera a sezione quadrata realizzata in plexiglas, collegata al fondo con un condotto di aspirazione, ai fini di evacuare i vapori di benzina sviluppati nei cicli di iniezione.

Utilizzando una lampada stroboscopica si sono fatte una serie di fotografie dalle quali è stato poi possibile risalire alla forma del getto ed al percorso delle goccioline di benzina. Il comportamento dello spray è a cono cavo internamente con un angolo misurato del cono di circa 72° .

Ad un tempo di 1,5 ms dopo l'inizio del segnale di apertura, il getto è appena comparso all'uscita dell'iniettore, questo conferma il ritardo individuato attraverso i segnali. Già a 2,5 ms dal segnale di apertura il cono cavo del getto evidenzia un ricciolo nella parte più avanzata, manifestazione dell'azione frenante esercitata dall'attrito tra le goccioline del liquido e l'aria dell'ambiente. Tale ricciolo appare come un'inversione

della direzione delle goccioline che invece di continuare in linea retta si riavvolgono in un moto retrogrado. Questo vortice all'indietro si va evidenziando sempre di più sino ad un tempo di 3,75 ms dall'inizio del segnale, tale istante in pratica corrisponde alla chiusura dell'iniettore. Da questo istante in poi la parte centrale del cono, che possiede ancora una maggiore energia cinetica, continua in direzione assiale, mentre le goccioline più esterne, ormai prive di energia restano praticamente sospese nell'atmosfera. Tale movimento porta in pratica ad un capovolgimento del cono ben evidente ad un tempo di 12 ms dall'inizio del segnale dell'iniezione.

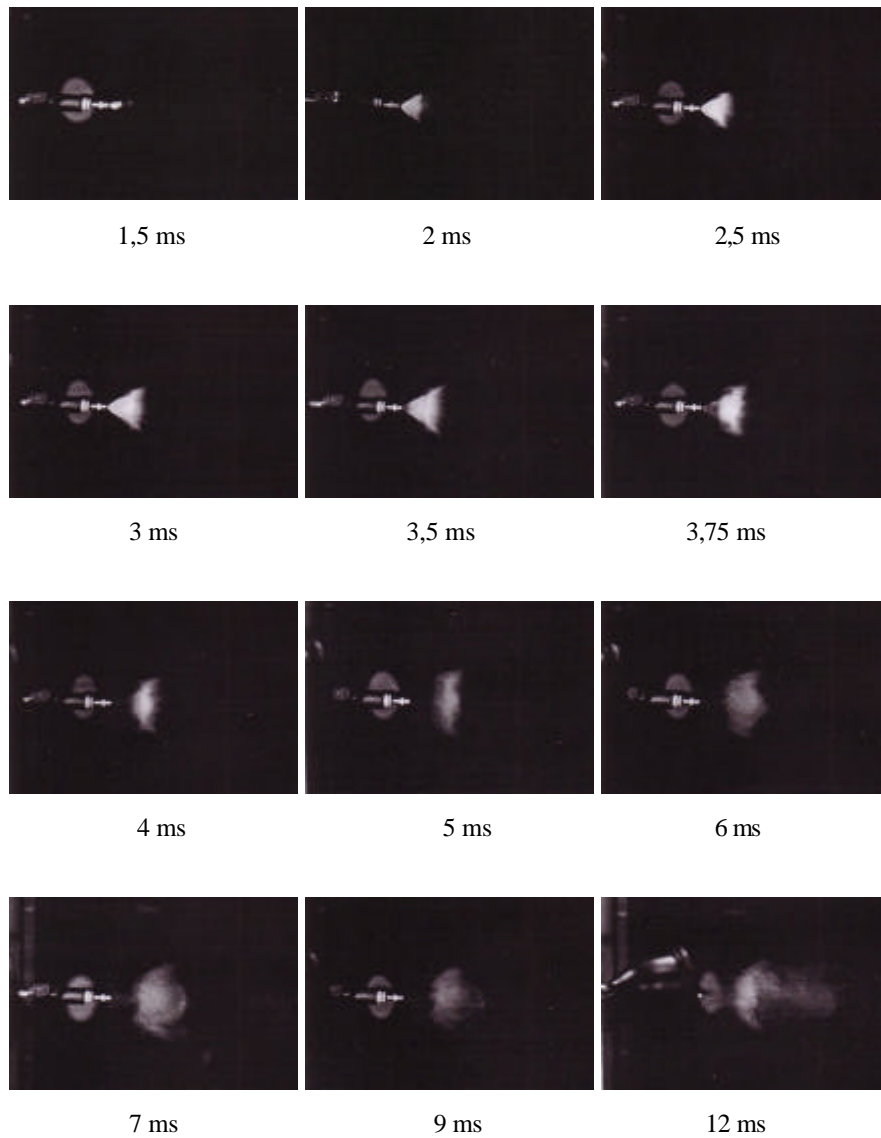


Figura IV.14 *Evoluzione del cono di iniezione*

IV.8: Centralina di controllo dei parametri di iniezione

In stretta sinergia con i componenti meccanici ed elettromeccanici del sistema lavorano dei componenti puramente elettronici. Si analizza ora la centralina [15] attraverso la quale è possibile definire momento di inizio e la durata del processo di iniezione.

La strumento legge un impulso proveniente da una tacca di riferimento di un encoder (marker) e genera un impulso statico ritardato di un certo tempo (dL_{on}) e di una certa durata (t_{on}). Questi due tempi sono programmabili per mezzo del menù navigabile con i tasti posti nel pannello frontale. Graficamente il funzionamento è il seguente (figura IV.15):

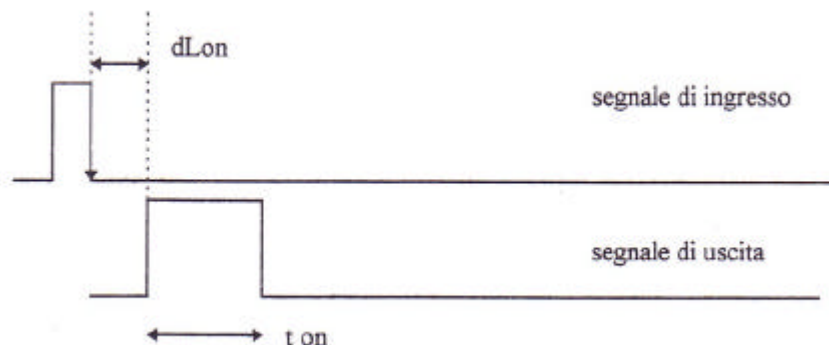


Figura IV.15 Andamento qualitativo dei segnali della centralina

L'alimentazione in questo caso avviene con i 12 V forniti dalla batteria. Sul retro dello strumento sono collocati i connettori per il marker, i 12 V ed il segnale in uscita verso la centralina di potenza Siemens.

L'aggancio al segnale dell'encoder può essere selezionato sul fronte di salita oppure su quello di discesa.

Le caratteristiche tecniche sono (figura IV.16):

Ingresso	<i>Encoder monodirezionale</i>
Tempo dLon	<i>da 0,1 ms a 999,9 ms</i>
Tempo t on	<i>da 0,1 ms a 999,9 ms</i>
Uscita	<i>50 mA 30 Vcc</i>
Alimentazione	<i>10-30 Vcc</i>
Dimensioni	<i>48 X 96 X 120 mm</i>
Dima di foratura	<i>44,5 X 92,5 mm</i>

Figura IV.16 *Caratteristiche della centralina*

La procedura di programmazione è ostacolata dalla ridotta navigabilità del menù, le cifre del display possono essere solo aumentate quindi se dal numero 4 si vuole passare al 3 si è obbligati ad effettuare tutto il giro sino a 9 e ricominciare da 0. Inoltre è buona norma confermare sempre il valore appena impostato poiché diversamente non viene memorizzato.

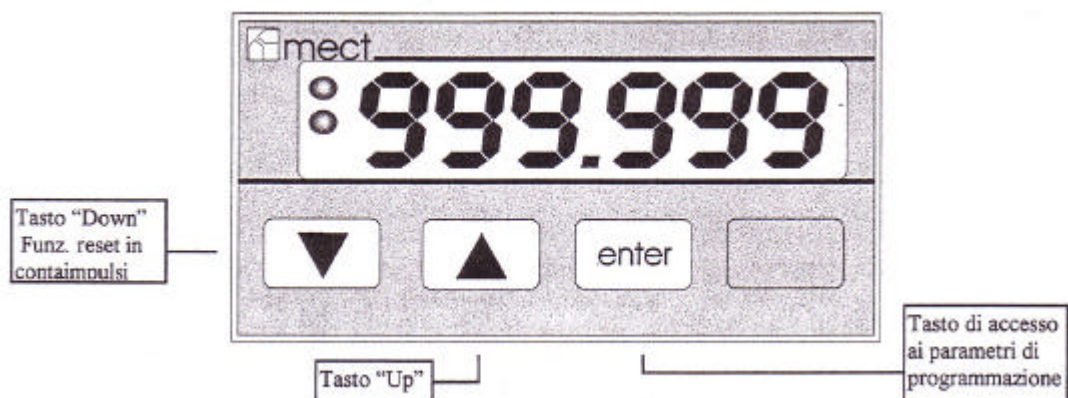


Figura IV.17 *Pannello frontale*

Di seguito (figure IV.18-19) la procedura per la programmazione dei valori:

	<i>Tasto da premere</i>	<i>Scritta sul display</i>	<i>Note</i>
1	enter	dLon	Tempo di ritardo
2	enter	999,9	Impostare il valore del primo tempo di ritardo in ms ** (confermare con enter)
3		dLon	
4	?	t on	Tempo di monostabilizzazione segnale di uscita
5	enter	999,9	Impostare il tempo di monostabilizzazione in ms ** (confermare con enter)
6		t on	
7	?	Fron	Selezione del fronte di partenza tempi
8	enter	Up	Selezionare con il tasto ? la voce “up” oppure “down” “up” = i tempi partono dal fronte di discesa del segnale di marker “down” = i tempi partono dal fronte di salita del segnale di marker (confermare con enter)
9		Fron	
10	?		Uscita dal menù

** Per modificare il numero impostato fare riferimento alla tabella seguente (fig. IV. 19)

Figura IV.18 *Navigazione menù*

	<i>Tasto da premere</i>	<i>Scritta sul display</i>	<i>Note</i>
1		ton	Esempio di modifica valore t on
2	enter	0 0000	Il display si presenta con una cifra lampeggiante
3	?	0 0 000	Con la pressione del tasto ? viene spostata la cifra lampeggiante verso destra
4	?	0 1 000	Con la pressione del tasto ? viene incrementata la cifra lampeggiante
5	enter	ton	Il numero viene memorizzato ed il display ritorna nella voce selezionata

Figura IV.19 *Impostazione valori numerici nel menù*

Il grosso difetto di questa centralina è di ragionare in termini di tempo e non in termini di rotazione angolare del motore. Di conseguenza al variare dei giri motore restano costanti i tempi ma varieranno le posizioni angolari in cui partono i segnali. Siccome l'entità della variazione di velocità angolare del motore è notevole (si pensi all'avviamento a 250-300 giri/min, ad una condizione di marcia al minimo di 600-700 giri/min sino al regime massimo di 3000 giri/min) notevolissime sono le variazioni del momento di iniezione.

Per ovviare in parte a questo problema è opportuno minimizzare il tempo dL on posizionando il marker quasi in corrispondenza del momento in cui si vuole iniettare. Si vedranno nel capitolo VI le scelte effettuate a tal proposito.

IV.9: Centralina di potenza Siemens

L'iniettore Siemens utilizza solamente il circuito elettrico di comando per realizzare l'apertura dello spillo, non si affida cioè allo sfruttamento della pressione della benzina per ridurre lo sforzo necessario all'apertura. Vista l'alta pressione dell'impianto la molla che contrasta l'apertura dello spillo esercita una forza notevole per tenere lo stesso chiuso e di conseguenza notevole deve essere la forza generata dal solenoide per l'apertura. Tutto questo si traduce in un notevole consumo di energia.

Non è quindi pensabile di realizzare il comando di apertura direttamente con il segnale in uscita dalla centralina che definisce i parametri di iniezione, ma si deve sfruttare un modulo di potenza sempre di produzione Siemens.

Questo è alloggiato sul lato destro del pulpito e deve essere collegato con cavi di adeguata sezione alla batteria a 12 V. E' un'unità realizzata per pilotare quattro iniettori mentre qui se ne usa solo uno, di conseguenza dovrebbero essere minori gli stress termici a cui è sottoposta.



Figura IV.20 *Centralina montata sul pulpito*

CAPITOLO V

Allestimento del banco prova

In questo capitolo si esamineranno le soluzioni adottate per l'installazione del motore al banco prova e la strumentazione di cui è dotato il complesso.

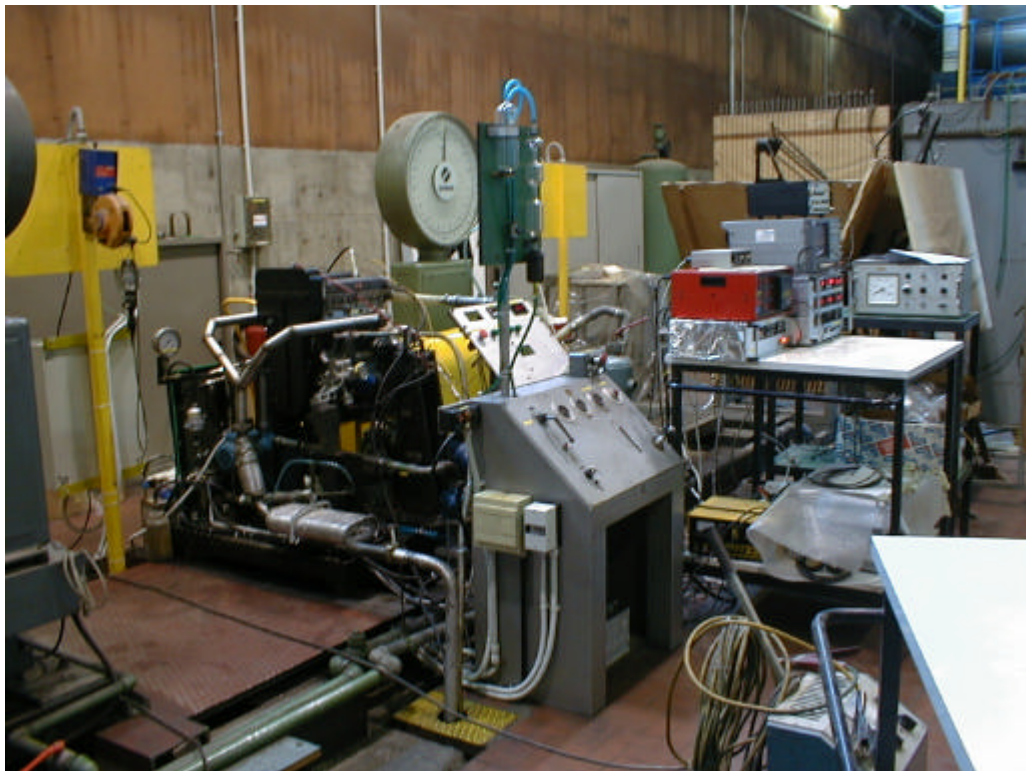


Figura V.1 *Vista del prototipo e del banco prova dal lato pulpito*

Il motore è installato a ridosso del pulpito di comando, non è cioè presente una camera isolata acusticamente ma ci si trova a ridosso del prototipo durante le prove.

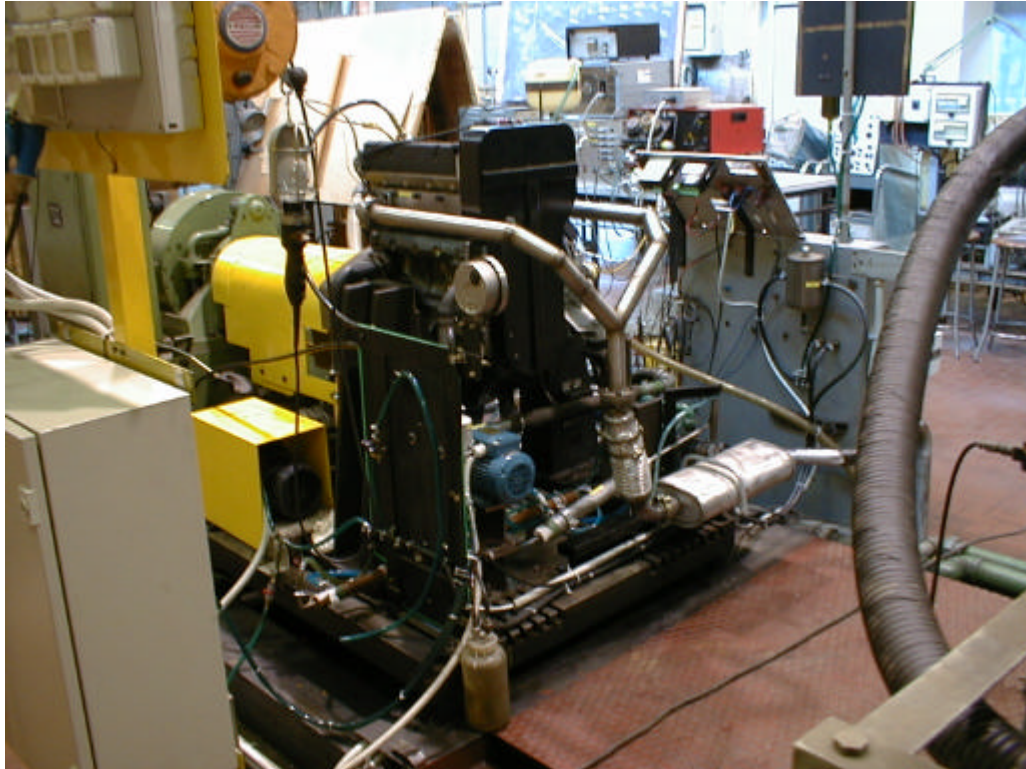


Figura V.2 Vista del prototipo e del banco prova dal lato opposto al pulpito

Questa soluzione semplifica i collegamenti con le strumentazioni ed i vari apparati ma espone gli operatori al rumore, ai fumi ed al calore prodotti dal motore.

V.1: Fissaggio al banco prova e freno

Il prototipo è ancorato al banco prova attraverso tre supporti: tutti attacchi già originariamente utilizzati sulla vettura su cui era installato il motore. Due di queste staffe sono realizzate con una struttura in lamiera da 12 mm di spessore saldata per dare la rigidità necessaria al sistema. Il terzo supporto è realizzato con l'interposizione di un elemento antivibrante in grado di supportare elevati carichi di compressione.

Il basamento del banco prova poggia, tramite quattro supporti antivibranti, su fondazioni distinte da quelle del fabbricato, allo scopo di non trasmettere vibrazioni alle strutture di quest'ultimo.

Si ha a che fare con un monocilindrico che è quindi naturalmente soggetto ad una notevole quantità di vibrazioni durante il funzionamento, per questo va posta particolare cura in questi dettagli.

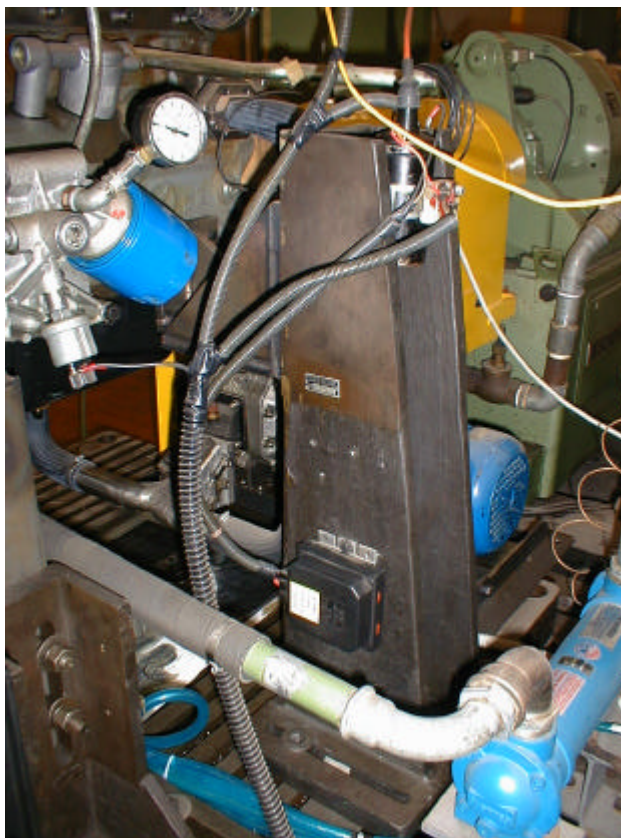


Figura V.3 Staffa di supporto motore in lamiera da 12 mm

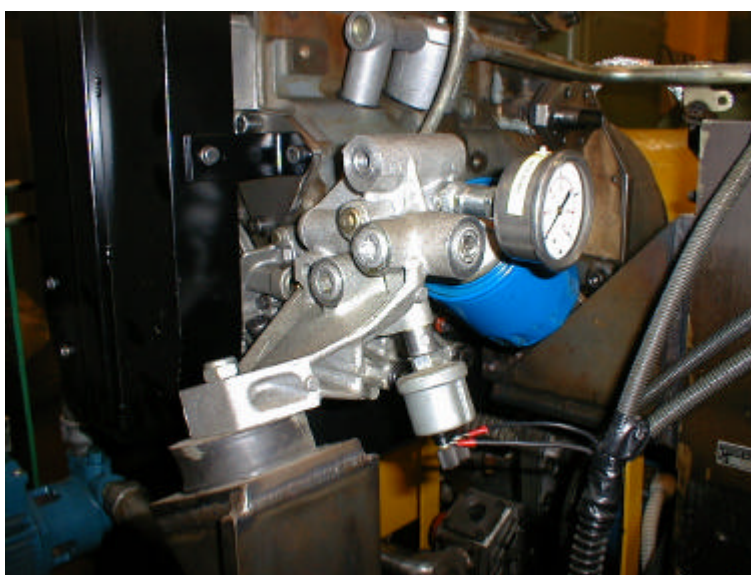


Figura V.4 Supporto antivibrante

Il collegamento tra motore e freno è ottenuto mediante un doppio giunto cardanico. Si garantisce così l'unitarietà del rapporto tra le velocità istantanee delle due estremità e si è in grado di tollerare un certo errore di coassialità.

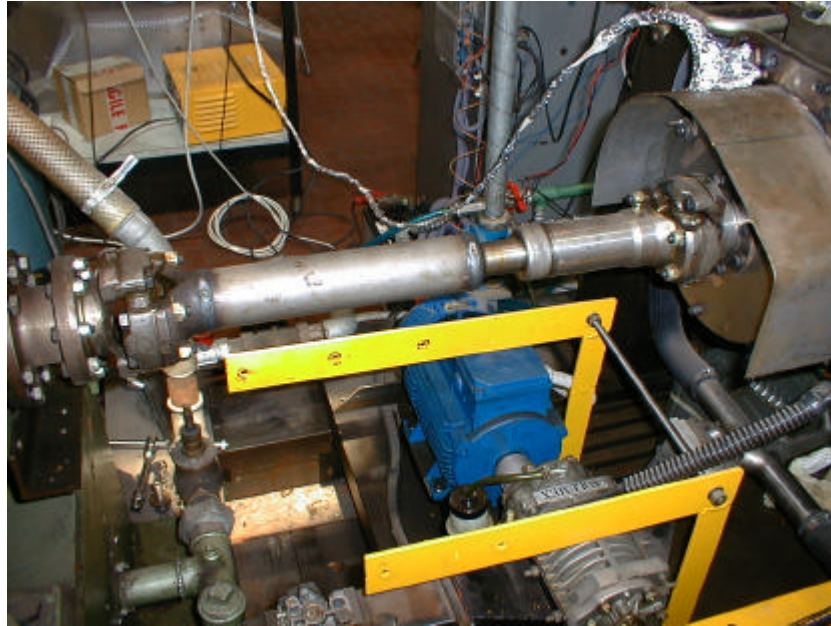


Figura V.5 *Albero di trasmissione*

Il freno è del tipo a correnti parassite ed è di produzione Schenck. La rotazione dell'albero del motore determina il nascere nel suo statore di una forza elettromotrice che a sua volta genera correnti che dissipano potenza per effetto joule. Il calore sviluppato viene sottratto da acqua corrente così da evitare il surriscaldamento del freno. Una centralina di controllo a cui vengono comunicati i valori della velocità di rotazione del motore e della coppia frenante provvede a comandare il freno stesso per adeguarlo alle regolazioni impostate dall'operatore sul quadro di comando.

Durante le prove viene utilizzata la funzione "a velocità costante", si imposta cioè una velocità a cui si vuole che il motore ruoti ed il banco adegua la coppia frenante per mantenere questa condizione. Su un grande quadrante analogico è possibile leggere il valore della forza da cui poi si ricava la potenza fornita dal motore.



Figura V.6 *Freno*

V.2: Encoder ottico

All'estremità del freno è montato un encoder ottico a 360 impulsi al giro che fornisce un segnale ad onda quadra TTL, utilizzato per conoscere la posizione angolare dell'albero rispetto all'impulso del marker (uno al giro). Il principio di funzionamento dell'encoder è basato sull'interruzione di un fascio di luce ad opera di un disco dentato opaco: il fascio generato da un fotodiode emettente, eventualmente intercettato dal disco, viene ricevuto da un fototransistor che provvede a fornire in uscita un segnale che, opportunamente amplificato, squadrato e portato a livelli TTL, viene utilizzato per scandire l'acquisizione dati.

L'encoder utilizzato è realizzato dalla Elcis ed è un modello di normale produzione. Per il fissaggio del componente è stata realizzata una solida staffa che lo ancora al banco prova. Un alberino in alluminio collega il freno in rotazione all'encoder stesso e permette la regolazione della posizione del marker essendo

ruotabile e bloccabile in qualunque posizione. Allo scopo di compensare eventuali errori di coassialità e vibrazioni varie è anche interposto un giunto elastico.



Figura V.7 *Encoder*

In figura V.8 è visibile il principio di funzionamento dell'encoder ottico (non è rappresentato il fotodiode emettente):

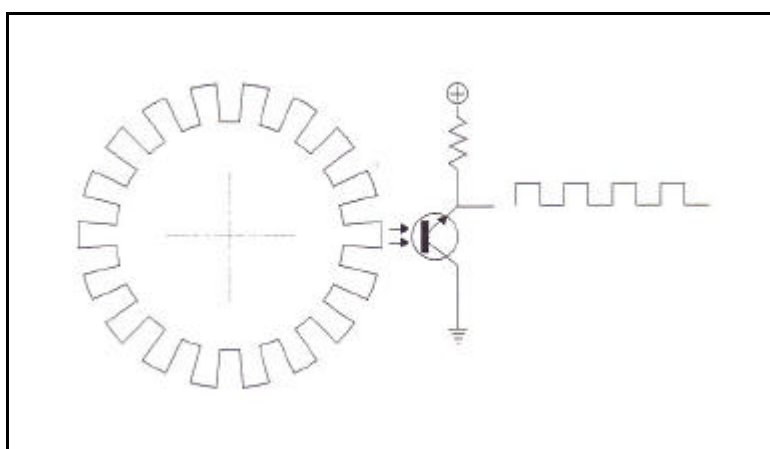


Figura V.8 *Principio di funzionamento dell'encoder ottico*

Il segnale di marker permette di ottenere un riferimento fisso: l'encoder fornisce infatti solo un segnale angolare relativo. Il principio di funzionamento del marker è analogo a quello dell'encoder con la differenza che è presente un solo riferimento su tutto il disco.

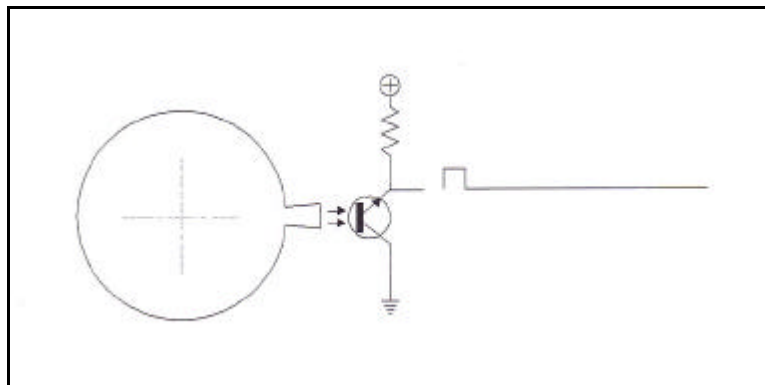


Figura V.9 *Principio di funzionamento del marker*

V.2: Pulpito di comando

Il pulpito di comando è posto di fronte al banco su cui è stato installato il prototipo. Da esso è possibile modificare le condizioni di funzionamento del motore e tenere sotto controllo alcune grandezze significative.

Inoltre al suo interno è alloggiata una delle due batterie a 12 V e la struttura sostiene anche diverse componenti del sistema di afflusso del carburante oltre ad una centralina elettronica.



Figura V.10 *Degasatore benzina fissato sul retro del pulpito*

Sul lato sinistro sono ubicati gli interruttori per l'accensione di:

- Pompa ad alta pressione della benzina
- Pompa dell'acqua per il raffreddamento del motore
- Sistema di aspirazione dei gas di scarico

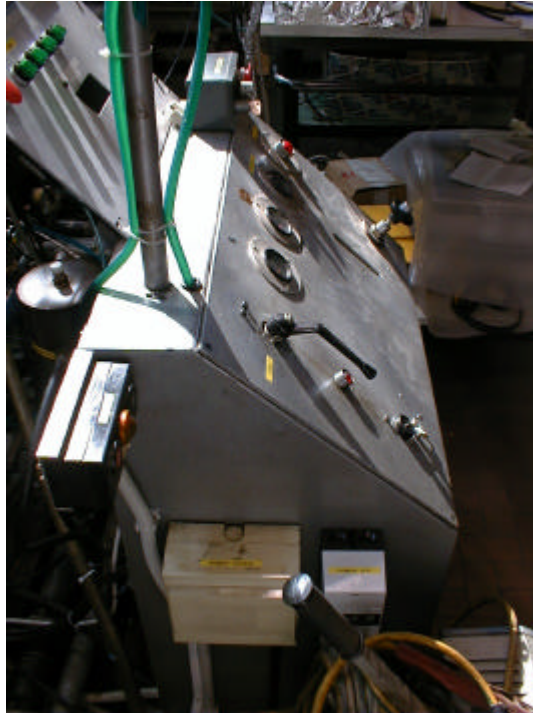


Figura V.11 *Interruttori sul lato sinistro del pulpito*

Sul pannello metallico in basso si osservano :

- Chiave di contatto/avviamento
- Organo di regolazione della farfalla
- Indicatore della pressione dell'olio
- Spia dell'insufficiente pressione dell'olio
- Rubinetto per la prova di consumo

Attraverso la rotazione della chiave di contatto si alimenta una prima parte del sistema elettrico (bobina, centralina Bosch dell'accensione, manometro della pressione dell'olio) e poi col secondo scatto si procede all'avviamento del motore come in una normale autovettura. Tutte queste utenze sono collegate ad una prima batteria da 12 V, quella ubicata sotto il pulpito stesso. Sono presenti altri strumenti per la temperatura dell'acqua e dell'olio ma per questa occasione caso non sono stati utilizzati.

Nella parte alta del pulpito si trovano :

- Interruttore di emergenza
- Interruttore della pompa della benzina a bassa pressione
- Interruttore della centralina Siemens dell'iniezione
- Centralina di controllo dei parametri di iniezione
- Indicatore della temperatura del refrigerante

Queste utenze sono collegate ad una seconda batteria a 12 V sistemata a lato del pulpito; questa differenziazione si è resa necessaria per l'elevato assorbimento di corrente del motorino di avviamento che durante i primi istanti di funzionamento creava un tale deficit energetico da far spegnere la centralina che controlla i parametri di iniezione (il suo funzionamento è descritto nel capitolo IV). Siccome questa deve eseguire un breve test prima di essere operativa ad ogni avviamento si era costretti a far girare inutilmente per diversi secondi il motore sino ad avere nuovamente la centralina operativa.

Sempre sul pulpito è presente un altro importantissimo organo di controllo del motore: il sistema di comando del compressore Roots. Si trovano infatti:

- Una chiave di accensione
- Un pulsante di emergenza
- Un pomello di regolazione

Il compressore Roots è mosso da un motore elettrico trifase a 380 V e la sua velocità deve poter essere finemente regolata in modo tale da poter adattare la portata d'aria del compressore alle reali necessità del motore.

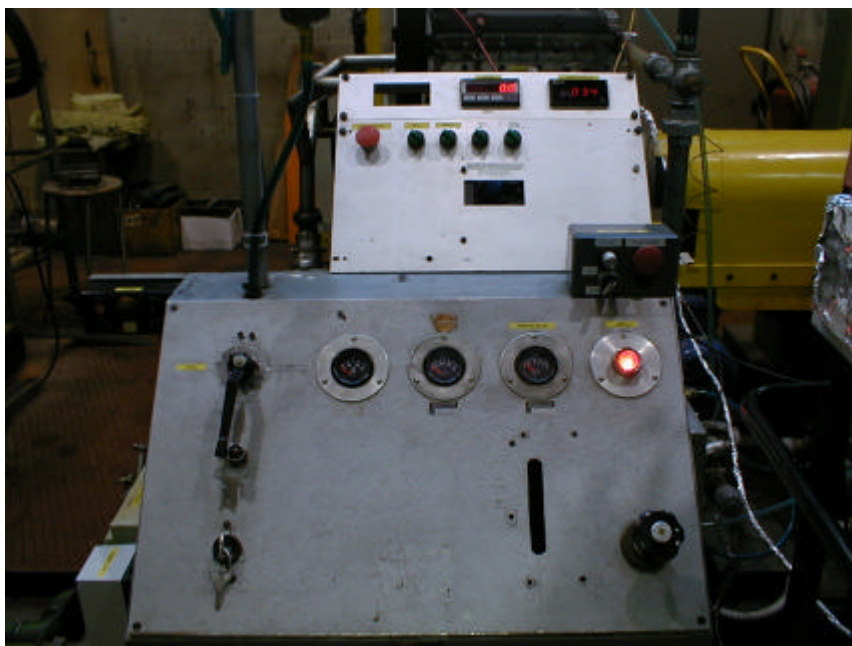


Figura V.12 *Comandi e strumenti presenti sul pulpito*

V.3: Torre dei consumi

Su un pannello in prossimità del pulpito di comando si trova il sistema di tubi e burette che consente l'effettuazione delle prove di consumo del motore. Attraverso il rubinetto a due posizioni posto nella parte sinistra del pulpito si può far funzionare oppure escludere la torre dei consumi.

Se si sceglie la prima posizione viene momentaneamente bloccato l'afflusso diretto di carburante dalla pompa a bassa pressione verso il motore e la benzina viene prelevata dalle burette graduate della torre di consumo. In questo modo misurando il tempo necessario al motore per consumare una quantità di benzina nota è possibile ricavare il suo consumo.

Sono disponibili diverse burette graduate:

- 51,5 cm³
- 150 cm³
- 254,5 cm³

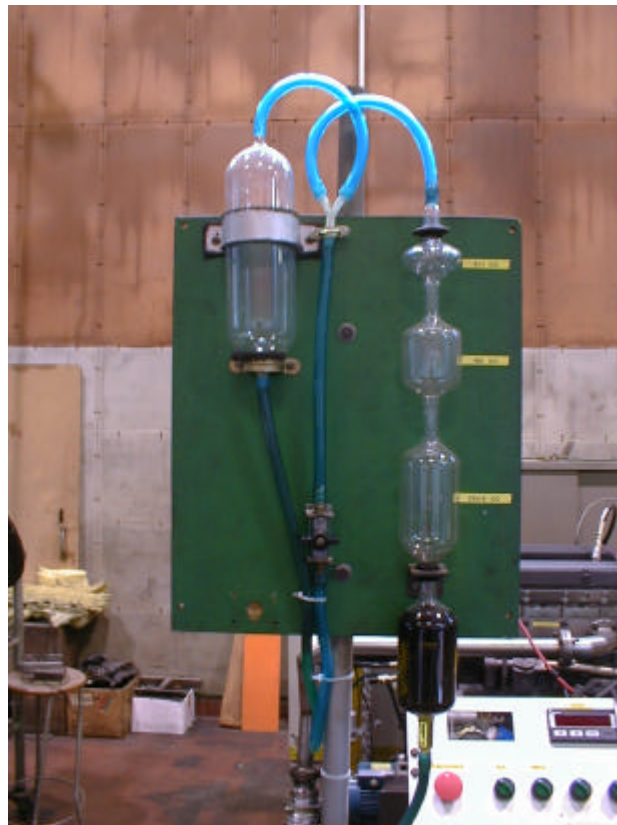


Figura V.13 *Torre dei consumi*

Tra una buretta e l'altra vi è una zona a sezione ristretta che facilita la decisione del momento in cui arrestare il cronometro.

Se invece si opta per la seconda posizione del rubinetto il carburante viene inviato direttamente al motore senza passare dalle burette che nel frattempo vengono ricaricate pronte per una successiva prova di consumo.

V.4: Banco delle centraline di accensione, di gestione della pressione della benzina ed oscilloscopio

Su di un tavolo posto alla destra del pulpito di comando sono appoggiati altri strumenti fondamentali per il funzionamento del prototipo:

- Centralina di controllo della posizione del pick-up e del ritardo di accensione dal segnale di pick-up
- Centralina di trattamento del segnale di marker ed encoder, contagiri e contasecondi
- Centralina di regolazione della pressione nel circuito di alta pressione della benzina
- Oscilloscopio elettronico
- Analizzatore dei gas di scarico

Le prime due centraline devono operare necessariamente assieme. Sulla prima si trova l'impostazione della posizione angolare del pick-up prima del PMS ed il valore di impulsi, corrispondenti ciascuno ad un grado di rotazione del motore, provenienti dall'encoder prima che la centralina debba dare il comando di accensione. A sinistra su un display viene visualizzata la differenza dei due valori impostati che, a meno dei ritardi e discrepanze già viste, dà l'anticipo di accensione in gradi prima del PMS.

Allo scopo di controllare costantemente tutti i parametri elettronici fondamentali del motore è stato installato un oscilloscopio elettronico del quale si utilizzano quattro canali:

1. Segnale di marker
2. Segnale in uscita dalla prima centralina che andrà nella centralina Bosch di accensione
3. Segnale di pick-up
4. Segnale di comando iniettore

Per il segnale numero 2 si deve quindi tenere ancora conto della presenza a valle della centralina Bosch, della bobina e della candela. Per il segnale 4 invece viene rilevato direttamente il segnale di potenza che esce dalla centralina Siemens e va all'iniettore. Temporalmente cioè non dovrebbe accumulare ritardi ma dovrebbe corrispondere all'istante di comando dell'iniettore.



Figura V.14 *Centraline di accensione, gestione pressione benzina ed oscilloscopio. Si vedono anche sulla destra la centralina di controllo del freno e sullo sfondo a sinistra la bilancia. Sopra all'oscilloscopio è presente un generatore di onde usato a lungo nelle fasi di messa a punto dell'intero sistema elettronico del prototipo.*



Figura V.15 *Dettaglio della centralina su cui è possibile leggere in alto: giri motore, tempo, contaimpuls marker; a metà strumento a destra: temperatura gas di scarico; in basso start e stop del cronometro.*



Figura V.16 *Dettaglio della centralina di regolazione pressione benzina*

V.6: Analisi dei gas di scarico

L'analizzatore dei gas di scarico utilizzato sfrutta il principio di assorbimento selettivo operato dai gas nei confronti di un fascio di raggi infrarossi di spettro noto. I fumi raccolti dal condotto di scarico del motore tramite un pompa, debitamente filtrati e deumidificati, vengono esposti ad una radiazione elettromagnetica: ciascun gas presente assorbe, su lunghezze d'onda note, una quantità di radiazione proporzionale alla sua concentrazione; confrontando lo spettro della radiazione che attraversa il gas con quello emesso è possibile valutare con sufficiente precisione il tipo di gas e la sua concentrazione.

Il sistema si rivela adatto alla misurazione degli ossidi di carbonio e dell'ossigeno, ma crea problemi nell'analisi di inquinanti composti da molecole di tipo diverso quali ad esempio gli idrocarburi incombusti: lo strumento si rivela infatti più sensibile nei confronti di alcuni tipi di idrocarburi rispetto ad altri, falsando la misura. Gli ossidi di azoto dovrebbero invece essere misurati con uno strumento a chemiluminescenza.

Lo strumento utilizzato è di produzione TecnoTest, modello MULTIGAS 488 e viene utilizzato per la misura di HC, CO, CO₂ ed O₂: le portate e le unità di misura di ogni composto sono evidenziati nella figura V.17.

GAS	CAMPO DI MISURA	RISOLUZIONE
CO	0..99 % Vol.	0,01 %
CO ₂	0..19,9 % Vol.	0,1 %
HC	0..999 ppm Vol.	1 ppm
O ₂	4..25 % Vol.	0,1 %

Figura V.17 Caratteristiche tecniche Multigas 488

CAPITOLO VI

Prove sperimentali col prototipo

Il lavoro di realizzazione dell'impianto di iniezione elettronica diretta non ha incontrato grandi contrattempi al contrario dell'apparato dell'accensione. Su questi particolari infatti guasti e disturbi di segnale hanno creato diversi ritardi nell'avanzamento del lavoro.

Nonostante questo ed altri imprevisti dopo un'attesa di diversi anni è avvenuto l'avviamento del motore. In questo capitolo si analizzeranno i primi risultati ottenuti col motore in combustione.

VI.1: Posizionamento marker

Il momento esatto in cui iniziare il processo di iniezione e la durata della stessa sono fondamentali per il corretto funzionamento del motore. Il segnale di marker è il riferimento utilizzato dalla centralina elettronica per posizionare temporalmente l'iniezione.

Valutando solamente questi aspetti si tenderebbe a posizionare il marker in un punto qualsiasi del ciclo e poi tramite la centralina si potrebbe attribuire il ritardo in millisecondi tra il segnale di marker e l'inizio del processo di iniezione. La centralina elettronica ragiona però in termini di tempo; quindi al variare del regime di rotazione, mantenendo costanti i tempi, si varia l'istante in termini di angolo di rotazione

dell'albero motore. L'entità di questa variazione è notevolissima se non si adottano piccoli accorgimenti.

Allo scopo di evitare la fuoriuscita di benzina allo scarico non è possibile iniziare ad iniettare prima della chiusura delle valvole di scarico, ovvero 220° . Dopo 220° e sino a 235° si è ancora nella fase di lavaggio: si può utilizzare anche questa fase per iniettare. Il lavaggio avviene con sola aria in arrivo dal compressore con una certa pressione, questo può disturbare il cono di iniezione ma può anche favorire un ottimale mescolamento della carica.

Sempre per scegliere il posizionamento del marker è opportuno tenere conto della quantità di benzina da iniettare che richiede un certo tempo in millisecondi di apertura dell'iniettore. E' richiesto il completamento del processo di iniezione ben prima del PMS, prima anche dello scoccare della scintilla. Quindi va terminata l'iniezione almeno 20° - 30° prima del PMS per garantire un certo margine di sicurezza.

Si ipotizza sommariamente la quantità da iniettare tenendo conto della cubatura del motore, nell'ipotesi di dosatura in prossimità dello stechiometrico ed assumendo dei valori di coefficiente di riempimento da valori molto bassi sino all'unità. Vengono eseguiti tutti questi conti con molte assunzioni ed ipotesi; il solo scopo è determinare, anche con un margine di errore elevato, il tempo minimo e massimo di apertura dell'iniettore. Con tempi dal minimo valore di 1,75 ms per cui avviene l'iniezione sino a 4,8-5,0 ms si è certi di garantire il fabbisogno di benzina del motore.

Con questo valore è possibile risalire al massimo punto angolare in cui si può iniziare ad iniettare tenendo conto della velocità massima di rotazione del motore di 3000 giri/min. Si ribadisce che sia il massimo valore di 3000 giri/min sia i 5,0 ms sono valori estremi che difficilmente si raggiungeranno nelle effettive condizioni di funzionamento ma questo è solo un conto di massima.

Tutto questo per le condizioni di funzionamento al massimo del regime di rotazione e con il massimo carico. Però il motore deve essere anche in grado di avviarsi e sostentarsi almeno per il tempo necessario alla modifica manuale dei parametri di

iniezione. In condizioni di avviamento il motore ruota a circa 260-265 giri/min dati dal motorino di avviamento. A questo regime la durata angolare dell'iniezione si riduce cosa che consentirebbe di ritardare tantissimo l'inizio dell'iniezione. In più anche un esagerato tempo del ritardo di iniezione determina comunque un istante angolare di inizio iniezione molto anticipato.

La determinazione della posizione del marker è quindi frutto di diversi compromessi. Sicuramente non ci si può permettere di iniettare a valvole di scarico ancora aperte anche se probabilmente il tipo di lavaggio adottato non determinerebbe un'uscita immediata allo scarico della benzina. Comunque avendo ampi margini determinati con le modalità empiriche appena viste si evita di correre ogni rischio.

Per ridurre al minimo l'effetto della variazione dei parametri di tempo e gradi in funzione della velocità di rotazione si deve minimizzare il ritardo da impostare nella centralina.

Si è deciso quindi di posizionare il segnale di marker in prossimità del segnale di pick-up che è posto a 111° PPMS. Si è così abbondantemente oltre la chiusura delle valvole di scarico ed anche oltre la fine del processo di lavaggio. In questa configurazione si hanno comunque ampi margini per variare la quantità iniettata anche alla massima velocità di rotazione del motore.

Con il segnale di marker a cavallo dei 249° di manovella è possibile impostare ritardi praticamente nulli dell'iniezione visto che 249° è un valido punto per iniziare ad iniettare. E' poi ancora possibile giocare sull'opzione di agganciare il segnale di marker lungo il suo fronte di salita o quello di discesa: con questa modifica si può variare di qualche grado l'istante di inizio iniezione.

Dall'analisi dei conti effettuati e dal confronto con le esperienze precedenti presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino emerge che la velocità di rotazione del motore è di gran lunga la variabile che influenza di più tutte queste scelte. Gli elevati regimi raggiunti dal motore Husqvarna avevano infatti obbligato il posizionamento del marker ben 30° PPMI cioè soli 150° . Inoltre in quel prototipo

L'avviamento con sistema di iniezione diretta era impossibile forse proprio a causa di questa variabilità dei parametri di iniezione.

VI.2: Visualizzazione parametri elettronici significativi

Il posizionamento del marker si effettua con l'ausilio dell'oscilloscopio elettronico: si fa compiere qualche giro al motore, si acquisiscono i segnali di pick-up e di marker e si calcola la posizione del marker sapendo che il pick-up è a 111° PPMS.

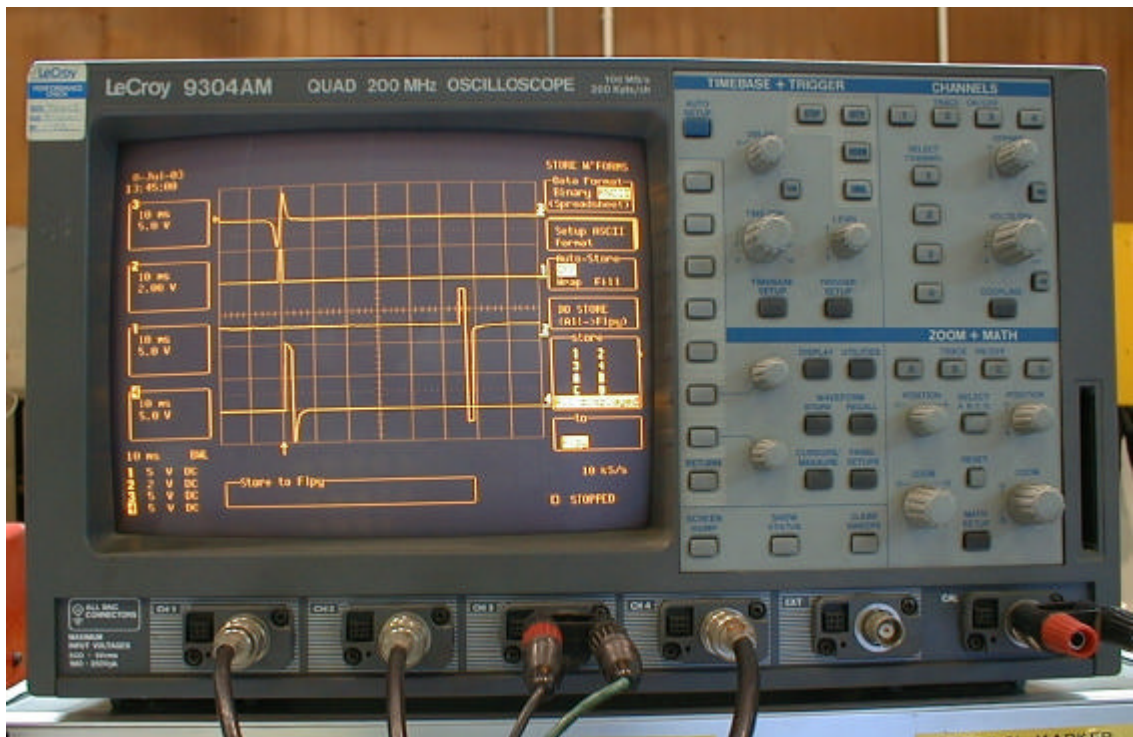


Figura VI.1 Visualizzazione sul display dell'oscilloscopio

Sull'oscilloscopio si hanno in contemporanea 4 segnali:

1. Segnale di marker
2. Segnale in uscita dalla prima centralina che andrà nella centralina Bosch di accensione
3. Segnale di pick-up
4. Segnale di comando iniettore

Merita particolare attenzione il segnale che va a comandare la centralina Bosch dell'accensione: infatti questo non può essere considerato il segnale della scintilla vera e propria. Si deve tenere conto dei ritardi di notevole entità che possono essere determinati col diagramma già visto.

Nella figura VI.1 si può vedere una schermata di funzionamento regolare in condizioni di avviamento. A sinistra dall'alto si osserva: segnale di pick-up con la forma caratteristica ± 4 V circa, il segnale TTL +5 V del marker. Sempre a sinistra ma in basso il segnale di comando dell'iniettore. Sulla destra del video il segnale dell'accensione.

Si evince che tre segnali sono quasi in contemporanea mentre il comando della centralina Bosch è decisamente più spostato.

L'oscilloscopio è in grado di acquisire su di un dischetto i dati in un formato elaborabile con foglio di calcolo tipo Excel o simili. Eseguita questa operazione si ottengono per ognuno dei quattro segnali due colonne di dati: il tempo ed il valore in volt del segnale. Diagrammando questi valori si ha l'andamento dei segnali in funzione del tempo.

Nota la velocità di rotazione del motore si possono avere i valori in funzione dell'angolo di rotazione del motore. Si vedano in figura VI.2 il risultato della prima elaborazione ed in figura VI.3 il risultato della seconda.

Figura VI.2 *Andamento dei segnali in funzione del tempo*

Figura VI.3 *Andamento dei segnali in funzione dei gradi*

VI.3: Condizioni reali di funzionamento e visualizzazione problemi

Nelle normali condizioni di funzionamento sul display dell'oscilloscopio si vedono dei segnali del tipo in figura VI.4 che sono la successione temporale di quanto appena visto.

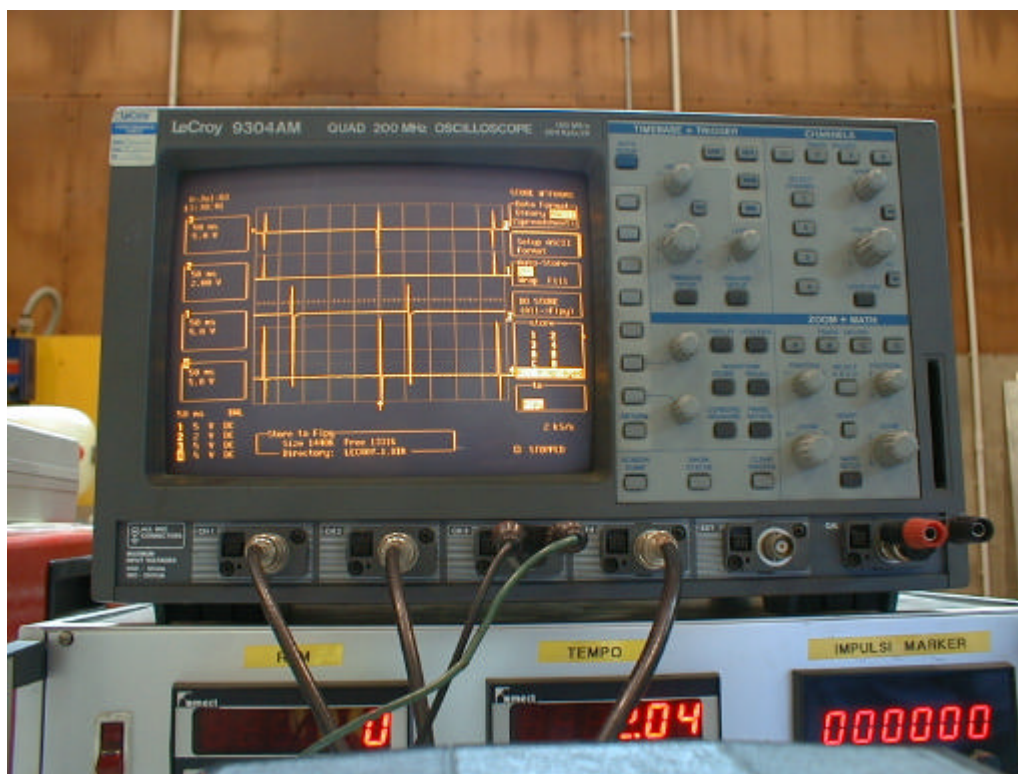


Figura VI.4 Visualizzazione in condizioni di funzionamento regolare

Sempre con l'oscilloscopio è possibile visualizzare il problema ricorrente dell'impianto di accensione. La vicinanza del cavo di alta tensione e della candela con il resto dell'impianto determina infatti lo scoccare di 2 o anche più scintille per ciclo. Questo problema è sempre in agguato da momento che è sufficiente muovere di pochi centimetri il cavo di alta tensione che collega la bobina con la candela per vederlo apparire o sparire. Si potrebbe probabilmente ovviare al problema adottando un cavo schermato e posizionando in maniera opposta il pick-up in modo da allontanarlo il più possibile dal cavo che va alla candela.

Le schermature realizzate sui vari cavi non sono state sufficienti per eliminare definitivamente il problema ma almeno hanno permesso di determinare con esattezza il componente sensibile al difetto e la sua localizzazione sul motore.

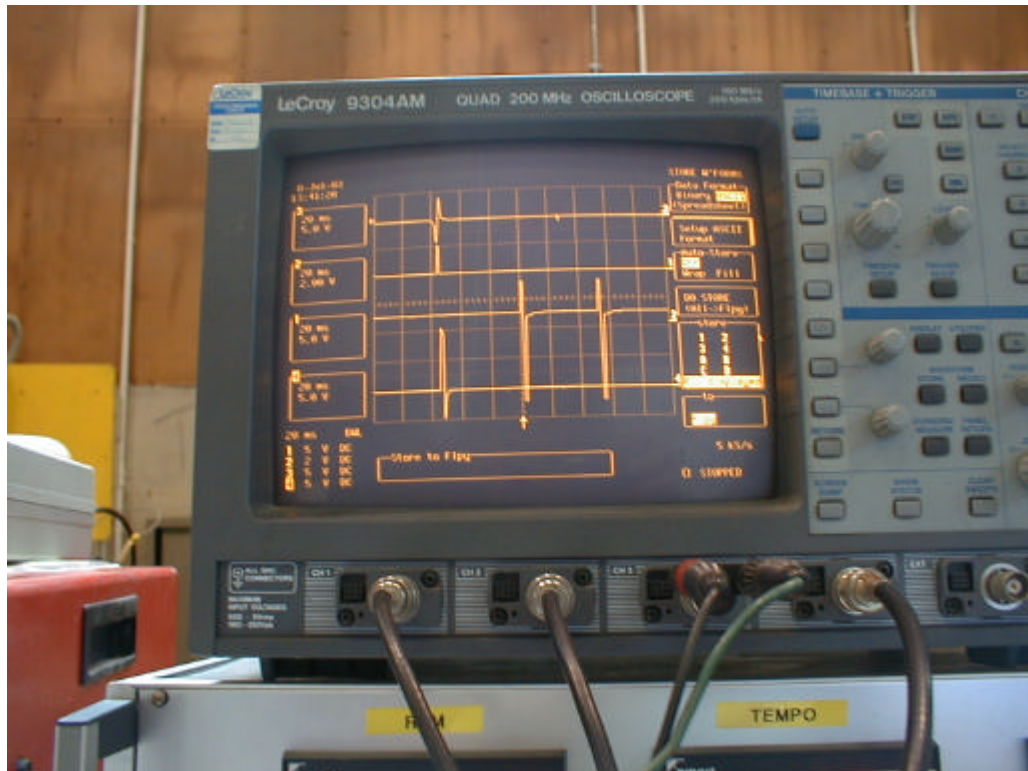


Figura VI.5 *Problema della doppia scintilla*

Nella videata visibile in figura VI.5 si vedono i due segnali più a destra che determinano due scintille in quel ciclo. Questo è intollerabile dal momento che la scintilla scorretta arriva in anticipo rispetto a quella corretta, durante la fase di iniezione determinando quindi la combustione della carica quando questa sta ancora entrando nella camera di combustione.

Anche l'apparato di iniezione non è esente da disturbi: di tanto in tanto si presenta infatti il problema della presenza di due iniezioni per ciclo. Inoltre la centralina che gestisce la tempistica dell'iniezione si resetta senza un motivo apparente.

E' evidente che anche un minimo difetto in uno di questi strumenti determina l'impossibilità di avere una combustione regolare nel motore. Per proseguire nelle prove è quindi opportuno intervenire radicalmente su queste parti per eliminare ogni disturbo.

VI.4: Primi rilievi sperimentali

Per regolare il motore è necessario agire in contemporanea su 5 parametri:

1. Ritardo dell'inizio di iniezione
2. Durata dell'iniezione
3. Anticipo dell'accensione
4. Velocità del compressore Roots
5. Posizione della valvola a farfalla

Durante i primi tentativi di avviamento si è constatato che è necessario iniettare una discreta quantità di benzina per evitare lo spegnimento mentre la variazione dell'anticipo di iniezione non influisce significativamente sul funzionamento.

Sicuramente le regolazioni che rendono più critica la gestione sono quelle che riguardano il compressore Roots, in particolare la velocità di rotazione del motore elettrico che comanda il compressore mediante inverter. E' infatti ridottissima la gamma di velocità di rotazione che il motore accetta per l'avviamento. In più il sistema di comando presenta una regolazione non progressiva, di conseguenza sarebbe auspicabile un miglioramento di questo dispositivo per avere una maggior sensibilità. E' presente inoltre un evidente ritardo tra il momento in cui si interviene sul pomello di regolazione della velocità e l'effettiva variazione.

Si potrebbe anche cercare di far funzionare il sistema di by-pass per far lavorare il compressore ad un più elevato numero di giri ottenendo due importanti risultati in contemporanea:

- Minore influenza delle pulsazioni tipiche di questi compressori
- Funzionamento in una zona di velocità dove il sistema di regolazione del motore elettrico non presenta il fastidioso brusco salto di velocità

Le vibrazioni generate dal motore sono ad un livello accettabile e l'insieme del banco è in grado di tollerarle agevolmente. Anche la rumorosità meccanica è contenuta a testimoniare un corretto funzionamento degli organi meccanici interni.

Forti di questi primi risultati e noti i punti su cui agire per regolare il motore si è cercato di stabilizzare il motore in un suo punto di funzionamento per eseguire una prima sommaria rilevazione della potenza erogata, degli inquinanti emessi allo scarico e del consumo di carburante.

Il ritardo di iniezione è stato fissato in 0,5 ms con una durata di iniezione di 2,2 ms. Il motore con questo tempo di apertura dell'iniettore non si avvia, di conseguenza va fatto partire con 2,8 ms e poi si varia il valore. Scelto il regime di 800 giri/min dove non compaiono fastidiose vibrazioni ed il motore gira regolare si adegua il freno.

Si è portato il motore ad operare quindi in una condizione di carico ridotto e si è letto il valore indicato dalla bilancia del freno: la potenza erogata era di circa 0,64 kW. L'anticipo di accensione corrispondeva a 12°. I 51,1 cm³ della buretta sono stati consumati in 216,54 secondi. Il consumo specifico è quindi di circa 975 g/ kW ora.

Nella figura VI.6 sono riportati i valori degli inquinanti rilevati durante questa prova.

GAS	VALORE
CO	2,6-2,7 %
CO ₂	6,3-6,4 %
HC	790-820 ppm
O ₂	6,4-6,6 %

Figura VI.6 *Emissioni allo scarico*

Il prototipo gira sicuramente più regolare al crescere del regime di rotazione ed anche la potenza erogata sale rapidamente. Tuttavia emerge una sostanziale difficoltà nella regolazione di questo motore.

L'intervento sulla valvola a farfalla è avvertibile nella prima parte di apertura mentre successivamente non si percepiscono effetti. La velocità di rotazione del compressore è quindi il parametro su cui agire per regolare il motore.

Si è tentato anche di agire sulla quantità iniettata per ridurre la concentrazione di CO, tuttavia non è possibile scendere troppo con il tempo di apertura dell'iniettore per l'evidente criticità di funzionamento in queste condizioni a causa della difficoltà di regolazione. L'altro intervento che potrebbe sortire un effetto analogo, aumentare la quantità di aria di lavaggio, è limitato da quanto appena visto circa la regolazione della velocità del compressore. Le emissioni di HC sono invece accettabili per questo genere di motore ad inizio della sperimentazione.

Risulta evidente il consumo di olio lubrificante; un primo intervento per ovviare a questo problema potrebbe essere la realizzazione dei fori di canalizzazione del lubrificante sotto il raschiaolio sullo stantuffo. L'olio cadrebbe così all'interno del carter senza finire in camera di combustione e nei condotti di lavaggio. Tuttavia si verrebbe a creare un passaggio diretto tra il carter e le luci di lavaggio col rischio che la

depressione presente nel carter favorisca l'arrivo dell'aria nello stesso. Sarebbe anche possibile inserire un altro raschiaolio nella parte inferiore dello stantuffo ma anche questa soluzione non è realizzabile facilmente visto che non è fattibile la collocazione del raschiaolio nella parte inferiore del mantello: questa zona infatti fuoriesce abbondantemente dalla canna in corrispondenza del PMI.

VI.5: Confronto con le precedenti esperienze su motori a due tempi

Le prove effettuate sul motore non sono direttamente comparabili con gli altri dati ricavati in precedenza sui motori a due tempi sperimentati. Tuttavia alcuni valori possono essere confrontati anche in presenza di condizioni leggermente differenti.

Il confronto non può essere eseguito con il propulsore Husqvarna visti i regimi di rotazione elevati che questo motore esige per funzionare. Appare invece adatto a questo scopo il motore Benelli 1FB 1226: con questa unità infatti erano state eseguite prove anche a soli 1500 giri/min e bassi carichi. Si riporta nella tabella VI.7 il confronto tra i due motori, per il Benelli si considerano i valori ottenuti con alimentazione ad iniezione diretta di benzina e quelli ad iniezione indiretta.

	<i>Prototipo in esame</i>	<i>Benelli GII</i>	<i>Benelli GDI</i>
Velocità di rotazione	<i>800 giri/min</i>	<i>1500 giri/min</i>	<i>1500 giri/min</i>
Potenza erogata	<i>0,64 kW</i>	<i>0,81 kW</i>	<i>1,18 kW</i>
Consumo specifico	<i>975,647 g/kW ora</i>	<i>861,592 g/kW ora</i>	<i>619,091 g/kWora</i>
CO	<i>2,6-2,7 %</i>	<i>1,1 %</i>	<i>1,1 %</i>
HC	<i>790-820 ppm</i>	<i>3820 ppm</i>	<i>626 ppm</i>
O ₂	<i>6,4-6,6 %</i>	<i>7,30 %</i>	<i>7,3 %</i>

Figura VI.7 Confronto tra il prototipo in esame ed il motore Benelli 1FB 1226

Il regime di rotazione è differente, tuttavia noto l'andamento del consumo specifico dalla letteratura si può ipotizzare al regime di 1500 giri/min un valore in linea con quanto rilevato col motore Benelli.

Il valore del CO evidenzia come la carburazione del prototipo fosse esageratamente ricca durante le prove, con una fine messa a punto della durata di iniezione questo valore potrebbe scendere.

Gli HC allo scarico sono comparabili con il Benelli alimentato ad iniezione diretta: anche qui prove più approfondite consentirebbero di abbassare ulteriormente questo valore. Da osservare che comunque anche in questa prima fase di sviluppo il tenore di HC è già largamente inferiore al valore del Benelli nel caso di alimentazione ad iniezione indiretta.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Il lavoro di studio e realizzazione di questo prototipo è incominciato diversi anni or sono e molti studenti tesisti si sono succeduti su questo progetto svolgendo buona parte delle opere necessarie per il suo corretto funzionamento.

In questi ultimi mesi si è avuta la possibilità di avviare finalmente il prototipo. Il lavoro ha riguardato principalmente l'installazione dell'impianto di iniezione elettronica diretta della benzina che era l'ultima parte mancante di fondamentale importanza. Si è resa inoltre necessaria tutta una serie di interventi più o meno evidenti per consentire il regolare funzionamento del motore. Una buona parte dei componenti del prototipo è stata realizzata espressamente per questa applicazione: essendo quindi esemplari unici possono essere facilmente soggetti a guasti e rotture dovute all'assenza di prove e sperimentazioni. Di conseguenza gli imprevisti di cui si è parlato nei capitoli precedenti non sono mancati ed hanno ostacolato il lavoro. Ora però il motore funziona con una certa regolarità ed è stato anche possibile eseguire alcune prove al banco. Le sue componenti fondamentali sembrano essere correttamente dimensionate ed in grado di sopportare le sperimentazioni future.

Si è avuta la conferma che il dispositivo di iniezione prodotto dalla Siemens Automotive ed adottato dal Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino è molto valido. Era già stato ampiamente utilizzato su altri motori ed anche in questa applicazione ha mostrato tutti i suoi pregi uniti a qualche difetto. Si sono ripresentati i limiti della centralina elettronica del sistema di gestione dell'iniezione: in futuro, se le prove procederanno e dunque sarà giustificato, si potrebbe creare un sistema in grado di operare con diverse configurazioni in modo da potersi adattare in tempo reale alle condizioni di funzionamento del motore.

Si ritiene tuttavia che il primo elemento su cui intervenire per le prove future sia il sistema del compressore Roots. Il componente appare infatti sovradimensionato per questa applicazione e di conseguenza si dovranno operare interventi per farlo lavorare a velocità molto bassa e regolabile con continuità oppure introdurre il sistema di by-pass che è installato ma non viene per ora utilizzato per le difficoltà di messa a punto.

Un ultimo punto su cui sono necessari adattamenti per poter eseguire correttamente le prove è l'eliminazione dei disturbi che affliggono talvolta il sistema di accensione e di iniezione. In certe condizioni si hanno infatti più scintille per giro unite a più iniezioni per ciclo.

Allo stato attuale delle cose appare prematuro sperare in un'applicazione di questo genere di motore per la trazione terrestre. Il motore a due tempi conosce infatti un vero e proprio declino anche nei settori tradizionalmente di sua competenza, tuttavia la ricerca deve proseguire anche in questo senso visti i risultati positivi ottenuti sino ad ora. L'evoluzione della tecnica ci insegna che soluzioni scartate in un certo periodo storico perché ritenute irrealizzabili e non convenienti sono poi state riscoperte in un altro momento quando la tecnologia ne rendeva semplice, economica ed estremamente vantaggiosa l'industrializzazione.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Goggi Relatore E.Antonelli
“Un nuovo motore a due tempi ad accensione comandata ad alte prestazioni”
Politecnico di Torino, A.A. 1987-88
- [2] M. Camoriano Relatori E.Antonelli, P. Nuccio e C.Dongiovanni
“Motore a due tempi ad accensione comandata per uso automobilistico”
Politecnico di Torino, A.A. 1993-94
- [3] S. Allari Relatori E.Antonelli, P.Nuccio e C.Dongiovanni
“Realizzazione di un monocilindrico a due tempi di nuova concezione: problemi relativi alla legge di alzata delle valvole”
Politecnico di Torino, A.A. 1997-98
- [4] A. Dutto Relatori P.Nuccio e M.Badami
“Influenza dell’iniezione diretta sulle prestazioni di un motore a due tempi ad accensione comandata”
Politecnico di Torino, A.A. 1997-98
- [5] G. Germano Relatori E.Antonelli, P.Nuccio e C.Dongiovanni
“Realizzazione di un monocilindro a due tempi di nuova concezione: problemi relativi alla distribuzione e all’azionamento della pompa di lavaggio”
Politecnico di Torino, A.A. 1997-98
- [6] L. De Nicola Relatori E.Antonelli, P.Nuccio e C.Dongiovanni
“Motore a due tempi di nuova concezione: progettazione degli apparati di alimentazione e accensione”
Politecnico di Torino, A.A. 1998-99

- [7] A. Seresin Relatori P.Nuccio, E.Antonelli e C.Dongiovanni
“Motore a 2 tempi di nuova concezione: studio e realizzazione del sistema di iniezione e dell’apparato di alimentazione”
Politecnico di Torino, A.A. 1998-99
- [8] A. Bombelli Relatori P.Nuccio e M.Badami
“Applicazione dell’iniezione diretta di combustibile in motori a due tempi ad accensione comandata”
Politecnico di Torino, A.A. 1999-00
- [9] M. Crescenzi Relatori P.Nuccio e M.R..Marzano
“Progettazione di un motore a due tempi ad accensione comandata di tipo innovativo”
Politecnico di Torino, A.A. 2001-02
- [10] F. Grieco Relatori P.Nuccio, M.Badami e D.Misul
“Verifica sperimentale delle prestazioni di un motore a due tempi ad iniezione diretta di benzina”
Politecnico di Torino, A.A. 2001-02
- [11] G. Ferrari
“Motori a combustione interna”
Edizioni Il Capitello
- [12] D. Giacosa
“Motori endotermici”
Hoepli
- [13] W. Zahn, H. Rosskamp e J.Schlossarczyk
“Low emission technologies for high-performance handheld outdoor products”
SAE technical paper series 2000-01-0896

- [14] Sito internet di Aprilia S.p.A
http://www.aprilia.com
- [15] Manuale d'uso centralina iniezione
Mect serie MPCIM 200 opzione μ 102
- [16] Rivista mensile
"Mototecnica"
fascicolo: novembre '96
- [17] Rivista mensile
"Mototecnica"
fascicolo: dicembre '97
- [18] Rivista mensile
"Mototecnica"
fascicoli: aprile '99, settembre '00, gennaio '02
- [19] Rivista mensile
"Mototecnica"
fascicolo: ottobre '01
- [20] Rivista mensile
"Mototecnica"
fascicolo: giugno '03