



UNIVERSITÀ DI PISA  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN  
INGEGNERIA DEI VEICOLI TERRESTRI

Tesi di laurea

*Simulazione fluidodinamica e calcolo prestazioni su motore  
V12 Lamborghini con studio degli effetti  
del rapporto alesaggio/corsa.*

Relatori:

*Prof. Ing. Roberto Gentili*

Dipartimento di Energetica

*Dott. Ing. Daniele Apparuti*

*Dott. Ing. Luigi Taraborrelli*

Automobili Lamborghini s.p.a

*Dott. Ing. Ettore Musu*

Dipartimento di Energetica

Candidato:

*Francesco Lo Presti*

*20 Ottobre 2006*

Anno Accademico 2005-2006

*Consultazione consentita*

*A Caterina  
e alla mia famiglia.*

**Titolo della tesi:** Simulazione fluidodinamica e calcolo prestazioni su motore V12 Lamborghini con studio degli effetti del rapporto alesaggio/corsa.

### Sommario:

Questa tesi di laurea costituisce anche la relazione finale dello stage svolto presso l'ufficio calcoli di Automobili Lamborghini s.p.a.

Lo studio condotto ha avuto come obiettivo l'incremento delle prestazioni del motore V12 6500 cm<sup>3</sup> Lamborghini. Sono state condotte delle simulazioni tramite il codice di termofluidodinamica monodimensionale Gasdyn, atte a validare il modello numerico del suddetto motore. Utilizzando come base di confronto tale modello, sono state quindi analizzate tre configurazioni motore con diverso rapporto alesaggio/corsa al fine di valutare l'influenza di tale parametro sulle prestazioni del motore.

Inoltre, è stato effettuato uno studio sul miglioramento del coefficiente di riempimento, con diverse leggi di alzata delle valvole di aspirazione e scarico e lunghezze dei condotti di aspirazione.

Questo lavoro di tesi ha mostrato che agendo opportunamente sui parametri studiati si riescono ad ottenere sensibili incrementi di prestazioni rispetto alla configurazione di partenza.

**Thesis title:** Fluid dynamic simulation and performance calculations in a V12 Lamborghini engine with study of the influence of bore/stroke ratio.

### Abstract:

This graduation thesis is also the final report of the internship carried out at Automobili Lamborghini s.p.a calculation department.

The aim of the study has been performance enhancement of a V12 6500 cm<sup>3</sup> Lamborghini engine. In order to validate the engine numerical model, simulations have been conducted by means of the one-dimension thermo-fluid-dynamic Gasdyn code. The model has been used for comparison purposes for all the investigations. Three different engine configurations with different bore/stroke ratios have been analysed in order to study the effect of this parameter on engine performance. Moreover, a study has been carried out to improve the volumetric efficiency by varying the intake and exhaust valve lift curves, and the intake duct length.

This work proves that a significant increment of performance can be reached in respect to the starting engine configuration by acting on the considered parameters.

---

## Indice

### Capitolo 1 – La simulazione monodimensionale mediante il codice Gasdyn.

1.1	Il codice di calcolo GasDyn.	1
1.2	Modelli per il calcolo dei flussi in aspirazione e scarico.	1
1.3	Metodi numerici.	4
1.4	Fluid type.	5
1.5	Condotti.	6
1.5.1	Il coefficiente di efflusso.	7
1.5.2	Valvole di aspirazione e scarico.	9
1.5.3	Temperature di parete.	10
1.5.4	Friction - Heat transfer.	10
1.5.5	Condizioni al contorno.	12
1.6	Classificazione dei modelli di combustione.	12
1.6.1	Cilindro.	14
1.6.2	Il modello di combustione monozona.	15
1.6.3	Il modello di combustione bizona.	16
1.6.4	Factor flame.	19
1.6.5	Il modello frattale.	20
1.7	Modelli di scambio termico.	22
1.7.1	Il modello di Annand.	23
1.7.2	Il modello di Woschni.	24

### Capitolo 2 – Il processo di alimentazione nel motore a quattro tempi.

2.1	Introduzione.	25
2.2	Ciclo indicato del motore a quattro tempi ad accensione comandata.	26
2.3	Il coefficiente di riempimento.	27
2.4	Sistemi per l'azionamento variabile delle valvole.	29
2.5	Effetti dinamici nei sistemi di aspirazione e scarico.	33
2.5.1	Effetto inerziale.	34
2.5.2	Effetti d'onda.	37

### **Capitolo 3 – Obiettivi della ricerca condotta**

3.1	Storia del V12 Lamborghini.	40
3.2	Lamborghini Murciélago LP 640.	41
3.3	Obiettivi della ricerca condotta.	46

### **Capitolo 4 – Sistema di geometria e di fasatura variabile Lamborghini.**

4.1	Introduzione.	47
4.2	Sistema di geometria variabile VIS.	47
4.3	Terminologia utilizzata.	52
4.4	Sistema di fasatura variabile VVT.	52
4.5	Descrizione procedura di ottimizzazione dei sistemi VIS e VVT.	54
4.5.1	Calcolo delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT “Off”.	54
4.5.2	Ottimizzazione del sistema VVT con il sistema VIS “On”.	58
4.5.3	Verifica delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT “On”.	62
4.6	Vantaggi ottenuti dai sistemi VIS e VVT.	62

### **Capitolo 5 – Il modello fluidodinamico del motore L537.**

5.1	Introduzione.	64
5.2	Il modello fluidodinamico realizzato.	64
5.2.1	Schematizzazione dei condotti d’aspirazione.	67
5.2.2	Modello del filtro aria.	70
5.2.3	Friction.	71
5.3	Validazione del modello.	72

### **Capitolo 6 – Analisi incremento corsa.**

6.1	Introduzione.	76
6.2	Modellazione del motore V12 6500 cm <sup>3</sup> e del V12 6800 cm <sup>3</sup> .	77
6.3	Sostituzione camme aspirazione e scarico.	83

6.4	Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.	87
6.5	Incremento permeabilità filtro aria.	90
6.6	Conclusioni.	92

### **Capitolo 7 – Ottimizzazione motore L537 6500 cm<sup>3</sup>.**

7.1	Introduzione.	93
7.2	Sostituzione camme aspirazione e scarico.	93
7.3	Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.	96
7.4	Incremento permeabilità filtro aria.	99
7.5	Conclusioni.	100

### **Capitolo 8 – Analisi incremento alesaggio.**

8.1	Introduzione.	104
8.2	Dimensionamento valvole aspirazione e scarico.	104
8.2.1	Valvole d'aspirazione.	106
8.2.2	Valvole di scarico.	107
8.3	Dimensionamento condotti aspirazione e scarico.	109
8.4	Modellazione del V12 6800 cm <sup>3</sup> corsa corta.	110
8.5	Prestazioni motore 6800 cm <sup>3</sup> corsa corta.	112
8.6	Sostituzione camme aspirazione e scarico.	114
8.7	Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.	117
8.8	Incremento permeabilità filtro aria.	121
8.9	Conclusioni.	123

### **Capitolo 9 – Analisi incremento alesaggio e riduzione corsa.**

9.1	Introduzione.	124
9.2	Dimensionamento valvole aspirazione e scarico.	125
9.3	Dimensionamento condotti aspirazione e scarico.	126
9.4	Modellazione del V12 6500 cm <sup>3</sup> corsa corta.	127

9.5	Prestazioni motore 6500 cm <sup>3</sup> corsa corta.	129
9.6	Sostituzione camme aspirazione e scarico.	131
9.7	Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.	134
9.8	Incremento permeabilità filtro aria.	137
9.9	Conclusioni.	139
	<b>Capitolo 10 – Conclusioni e possibili sviluppi futuri.</b>	<b>140</b>
	<b>Bibliografia.</b>	<b>145</b>
	<b>Ringraziamenti.</b>	<b>147</b>

# CAPITOLO 1

## ***La simulazione monodimensionale mediante il codice GasDyn***

### **1.1 Il codice di calcolo GasDyn.**

La simulazione termofluidodinamica monodimensionale, applicata ai motori a combustione interna, è uno strumento sempre più utilizzato in ambito industriale, in quanto già nella fase di impostazione iniziale è conveniente migliorare la qualità del progetto, per ridurre tempi e costi. L'impiego di codici 1D fornisce al progettista le indicazioni di massima nella scelta della migliore legge di attuazione delle valvole, nel disegno della geometria dei condotti di aspirazione e scarico, nell'individuazione del gruppo di sovralimentazione più adatto, ecc.

Benché sul mercato sia presente un certo numero di codici maturi, quali ad esempio WAVE (Ricardo Software), GTPower (Gamma Technologies), BOOST (AVL), la ricerca in questo campo è tutt'altro che conclusa. Ampi margini si hanno, ad esempio, nella modellazione della combustione e della formazione delle emissioni inquinanti, così come nell'integrazione tra codici 1D e multi dimensionali. Accanto ai codici commerciali, si trovano pertanto anche codici "da ricerca", nei quali vengono applicati i concetti più avanzati di modellazione, seppur a discapito della immediatezza di uso.

Nel panorama della ricerca italiana, un ruolo preminente tra i codici da ricerca è occupato da GasDyn, sviluppato presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano. Proprio GasDyn è stato utilizzato per gli studi condotti in questa tesi; nei prossimi paragrafi saranno descritte le caratteristiche fondamentali di tale software e dei codici monodimensionali in generale.

### **1.2 Modelli per il calcolo dei flussi in aspirazione e scarico.**

Lo studio della fluidodinamica, la quale è determinante per le prestazioni del motore, è un problema particolarmente complesso. Infatti, si hanno fenomeni dinamici e instazionari e continue variazioni delle caratteristiche fisiche e chimiche dei gas sia nel tempo che nello

spazio. Si vede, quindi, come il miglior modo per effettuare tale studio è la soluzione delle equazioni di Navier-Stokes in 3D. La via, però, è particolarmente gravosa, poiché queste equazioni non ammettono soluzione analitica e quindi andrebbero risolte numericamente con grandi oneri di calcolo. Si deve quindi conciliare l'esigenza di ottenere dei risultati sufficientemente realistici con la possibilità di ottenerli in tempi ragionevoli.

Vista l'importanza che ha il processo di sostituzione del fluido in un motore volumetrico, sono stati creati diversi tipi di modelli per il calcolo delle caratteristiche dei flussi sia in fase di aspirazione sia di scarico.

Tali modelli possono essere divisi nei seguenti gruppi distinti:

- modelli schematici di tipo *semi-empirico*, che si limitano a calcolare il flusso di massa attraverso le valvole, le luci etc., ipotizzando la quasi-stazionarietà e sfruttando alcune relazioni sperimentali relative al particolare motore in esame;
- modelli del tipo *filling and emptying*, che utilizzano l'ipotesi di quasi-stazionarietà ma che riescono a tener conto dell'effetto di volume finito dei componenti del sistema;
- modello di tipo *gasdinamico*, che esprimono in funzione dello spazio e del tempo le condizioni di flusso, considerando gli effetti prodotti dalle onde di pressione.

La scelta di un modello rispetto ad un altro è legato al risultato che si vuole ottenere.

Modelli di tipo *semi-empirico* possono essere utilizzati per valutare il flusso globale entrante ed uscente dal cilindro tenendo conto delle perdite fluidodinamiche incontrate nei vari elementi costituenti i sistemi di aspirazione e scarico.

I modelli *filling and emptying* sono utilizzati quando non è necessario analizzare in modo accurato i fenomeni che avvengono nei condotti di aspirazione e scarico. Tali modelli consentono di ottenere dei risultati sufficientemente affidabili quando la lunghezza dei condotti è relativamente modesta, tale che il tempo necessario a percorrere il condotto nei due sensi risulti piccolo nei confronti di quello necessario al motore per compiere un ciclo. Le condizioni del fluido valutate ad ogni istante variano poco da sezione a sezione e l'errore che si commetterà nel considerarle uniformi lungo il condotto, ma variabili nel tempo, sarà modesto. L'approssimazione sarà tanto più accettabile quanto più i condotti sono corti ed il regime di rotazione è basso.

Le equazioni di conservazione dell'energia e della massa, insieme con le condizioni al contorno, con cui si ricavano i flussi uscenti ed entranti, permettono di risalire alle condizioni del gas in funzione del tempo.

Se l'obiettivo è, invece, l'analisi degli effetti della geometria dei condotti sulle prestazioni del motore, sarà indispensabile tener conto dei fenomeni d'onda ed utilizzare i modelli di tipo *gasdinamico*.

I modelli *gasdinamici* si propongono di risolvere le equazioni che esprimono i bilanci di massa, quantità di moto ed energia, in funzione delle dimensioni spaziali e del tempo, con lo scopo di arrivare a predire, localmente e nel tempo, le condizioni di moto dei fluidi. Il moto dei fluidi nei condotti di aspirazione e scarico può essere modellato limitandosi ad una sola coordinata geometrica, in particolare quella che descrive la posizione della generica sezione lungo il condotto. Naturalmente, un approccio di questo tipo può essere utilizzato quando la dimensione longitudinale è preponderante rispetto a quella trasversale, la variazione di sezione è sufficientemente contenuta e i raggi di curvatura sono abbastanza ampi.

Per modellare la dipendenza dei vari fenomeni dal tempo, i componenti del modello di un motore vengono suddivisi in due gruppi caratterizzati da condizioni di flusso differenti. In alcuni componenti, come ad esempio i condotti, è importante che il flusso sia considerato nella sua variabilità temporale; in altri, come ad esempio i cilindri, il flusso può essere trattato come quasi-stazionario. Per questi ultimi, il calcolo può procedere per piccoli passi di tempo, ritenendo che la derivata rispetto al tempo di un dato parametro sia costante in quel piccolo intervallo temporale.

Naturalmente, l'aver sostituito al fenomeno reale instazionario una sequenza di situazioni quasi-stazionarie comporta un errore, che dipende dal valore del passo temporale assunto; può quindi essere minimizzato prendendo tale intervallo sufficientemente piccolo.

Considerando un modello monodimensionale, in genere si introducono le seguenti ipotesi:

- moto instazionario nel tempo;
- fluido comprimibile, senza limiti per le perturbazioni di pressione;
- dimensioni longitudinali nettamente prevalenti rispetto a quelle trasversali; il moto è considerato unidimensionale;
- sezione del condotto variabile con legge assegnata;
- processo non adiabatico a causa dei flussi di calore con le pareti;
- moto non isoentropico per la presenza di forze viscosive e flussi di calore alle pareti.

Si può osservare come le ultime due ipotesi rendano il modello molto aderente alla realtà in cui, specie per lo scarico, le variazioni di entropia non sono certo trascurabili.

Avendo ipotizzato la unidimensionalità del flusso, tutte le grandezze sono considerate costanti in ciascuna sezione trasversale del condotto e quindi funzione esclusivamente della coordinata assiale e del tempo. Per tenere conto del flusso, tipicamente tridimensionale, attraverso una valvola, un brusco allargamento o contrazione di una sezione, invece si utilizzano i coefficienti di efflusso che saranno descritti in seguito.

Per esprimere le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia del flusso, si ricorre all'utilizzo di una variabile dinamica (la velocità del gas, ad esempio) e di due termodinamiche (la pressione e la densità). Scritte tali equazioni ed imposte le condizioni al contorno, si può risalire alle condizioni di flusso in ogni sezione del condotto.

Il sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali così ottenuto è di tipo quasi lineare iperbolico e non ha delle soluzioni analitiche ad eccezione di alcuni casi particolarmente semplici. È necessario, quindi, cercare soluzioni numeriche utilizzando i vari metodi di integrazione.

### 1.3 Metodi numerici.

Per risolvere numericamente il sistema iperbolico di equazioni differenziali alle derivate parziali, che descrive le condizioni del flusso in ogni sezione del condotto, è necessario introdurre una serie di ipotesi semplificative.

Storicamente, il primo schema utilizzato fu il metodo delle caratteristiche, che era in grado di cogliere le discontinuità tra zone di fluido a temperature differenti e con diversa composizione chimica, ma non era in grado di tenere conto delle discontinuità di pressione (onde d'urto). Poi, con il crescere delle capacità computazionali dei calcolatori, sono stati introdotti metodi più accurati in grado di registrare entrambi i tipi di discontinuità, detti per questo *shock capturing*.

Tra questi esistono due diverse classi:

- Metodi *upwind*, o “*characteristic based*” che offrono il migliore risultato in termini di soluzione delle discontinuità, ma che presentano un onere computazionale più elevato;
- Metodi *non upwind*, detti anche simmetrici o centrati.

I metodi implementati in Gasdyn appartengono alla seconda classe e sono:

- Lax-Wendroff
- MacCormack
- Conservation Element – Solution Element (Ce – Se)

I metodi di Lax-Wendroff e di MacCormack sono basati sullo sviluppo in serie di Taylor del vettore soluzione; inoltre sono simmetrici, conservativi, con accuratezza del secondo ordine ed espliciti nel tempo.

Il Conservation Element – Solution Element è una tecnica simmetrica, non tradizionale per la soluzione delle equazioni di conservazione, con accuratezza del secondo ordine ed esplicita nel tempo. Rispetto agli altri metodi (differenze finite, volumi finiti, elementi finiti) si differenzia sia nel concetto sia nel metodo, infatti non utilizza algoritmi basati sul metodo delle caratteristiche.

Questo metodo è stato adottato in Gasdyn per la sua robustezza, accuratezza e semplicità, e permette una rilevante riduzione dei tempi di calcolo rispetto ai metodi di Lax-Wendroff o MacCormack.

#### **1.4 Fluid type.**

Il sistema di equazioni cardinali che governano la fluidodinamica dei condotti è formato da tre equazioni e quattro incognite, per cui è necessario introdurre una ulteriore equazione per riuscire a chiudere il problema. Nel codice Gasdyn si è scelto di descrivere il fluido che attraversa i condotti di aspirazione e scarico secondo due diversi modelli:

- Gas perfetto a calori specifici costanti (meno oneroso ma meno preciso);
- Miscela di gas ideali.

Nel caso del primo modello viene calcolato un flusso instazionario ma non reattivo.

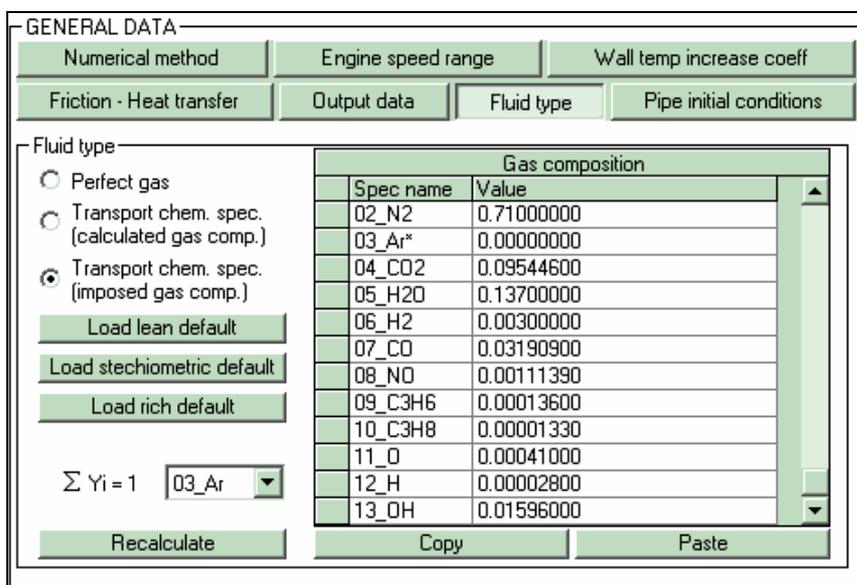
Il secondo modello è più realistico. Infatti, in un gas reale i calori specifici dipendono dalla temperatura, dalla pressione e dalla composizione chimica. Inoltre la composizione dei gas può variare anche in modo discontinuo. Introducendo tale modellazione del fluido è possibile tener conto di alcuni di questi aspetti, anche se sono formulate delle ipotesi semplificative.

Il sistema iperbolico ricavato per la risoluzione della fluidodinamica dei condotti deve essere riscritto per ogni specie  $j$ -esima che compone la miscela dei gas.

Esistono due modelli che si basano sull'ipotesi di miscela di gas ideali:

- Composizione dei gas calcolata: la combustione viene simulata attraverso uno dei modelli disponibili, sia per le variabili termodinamiche che per la concentrazione delle specie.

- Composizione dei gas imposta: la combustione calcola solamente le variabili termodinamiche (pressione e temperatura), mentre la composizione della miscela di scarico è imposta all'apertura delle valvole, figura 1.1.



**Figura 1.1** – Finestra di dialogo Fluid type. Nel caso di miscela di gas ideali con composizione allo scarico imposta è possibile assegnare i valori in frazioni molari delle singole specie chimiche.

## 1.5 Condotti.

Per ogni tratto di condotto, è possibile inserire i parametri caratteristici tramite un'interfaccia grafica mostrata in figura 1.2. Il “friction coefficient” rappresenta il coefficiente d'attrito per il calcolo delle perdite distribuite nel condotto. Oltre al valore imposto dall'utente, è possibile utilizzare un modello che lo calcoli automaticamente sulla base del numero di Reynolds e della rugosità superficiale del materiale.

La “wall temperature” si riferisce alla temperatura della parete interna del condotto. Per i condotti di aspirazione è di solito pari a quella ambiente, mentre per quelli di scarico si possono assegnare valori noti da prove sperimentali. Inoltre è possibile calcolare queste temperature attraverso un modello di scambio termico. In questo caso la temperatura di parete diventa una condizione iniziale per le successive iterazioni.

Le equazioni indefinite di equilibrio dinamico sono valide in condotti a diametro costante o con una conicità contenuta, cioè in tutte quelle situazioni in cui si può ipotizzare che la vena fluida non si stacca dalla parete. Quando però si ha una forte conicità o una discontinuità del diametro del condotto, si manifestano fenomeni turbolenti con dissipazione di energia.

In Gasdyn è stata implementata una funzione chiamata appunto “brusca variazione di diametro”, che tratta diversamente la discontinuità a seconda del verso di attraversamento del flusso introducendo un opportuno coefficiente di efflusso: il calcolo può essere fatto automaticamente con ipotesi di isoentropicità o non isoentropicità, oppure può essere imposto dall’utente.

I coefficienti di efflusso (paragrafo 1.5.1) permettono di tener conto di eventuali perdite di carico concentrate, ad esempio ove un condotto si affaccia ad un volume (plenum); in questo caso infatti si manifestano degli effetti di bordo all’interfaccia del condotto che portano al distacco dello strato limite e alla conseguente riduzione della sezione effettivamente sfruttata dal fluido.

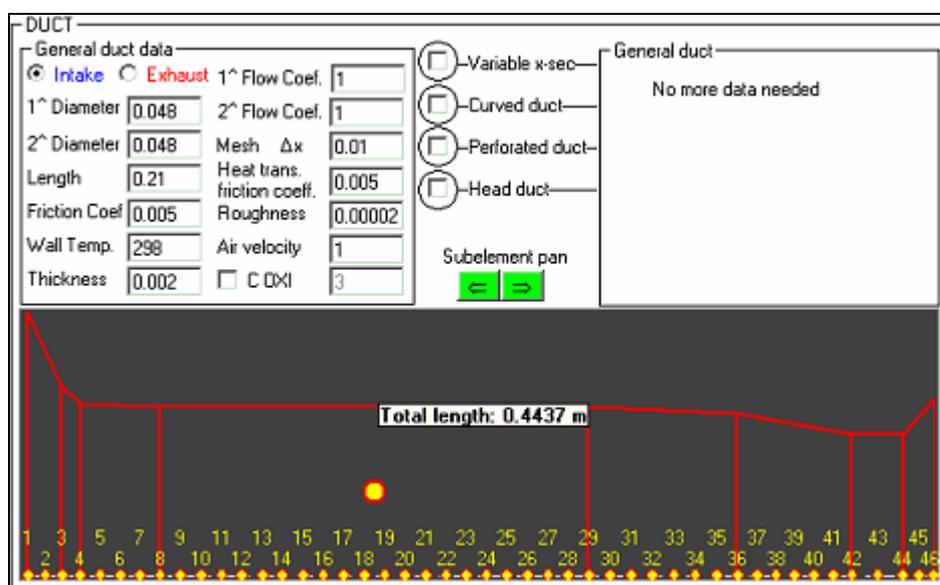


Figura 1.2 – Finestra “dati generali” del condotto.

### 1.5.1 Il coefficiente di efflusso.

La schematizzazione monodimensionale del flusso nei condotti implica l’uso di coefficienti di efflusso per tenere conto dei fenomeni di efflusso tridimensionali che non possono essere direttamente calcolati dal codice e che avvengono in corrispondenza delle variazioni di sezione nei tubi, delle estremità terminali, in corrispondenza delle valvole e dove in generale si ha un fenomeno di contrazione o espansione della vena fluida.

Il coefficiente di efflusso, in condizioni stazionarie, è definito come il rapporto tra la portata massica effettiva di aria che passa attraverso una determinata sezione sotto un certo salto di pressione e quella che vi passerebbe, in condizioni isoentropiche, sotto le stesse

condizioni al contorno. Per maggiore comodità viene preso in considerazione il flusso isoentropico attraverso un'area di riferimento.

La determinazione dei coefficienti d'efflusso passa attraverso la misurazione sperimentale al banco di flussaggio delle portate in massa effettive. Quindi si procede al calcolo della portata massica isentropica, cioè in assenza di perdite di attrito e di scambi termici, smaltita attraverso un'area di riferimento,  $A_{rif}$ , sotto l'assegnato salto di pressione, tramite la seguente relazione:

$$\frac{dm_{is}}{dt} = A_{rif} \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (1.1)$$

con:

$R$ : costante del gas (287 kJ/kg·K per l'aria);

$\gamma$ : rapporto dei calori specifici a pressione e volume costante ( $\gamma = 1.4$  per l'aria);

$p_0$ : pressione totale (assoluta) a monte (Pa);

$p$ : pressione (assoluta) statica a valle (Pa);

$T_0$ : temperatura di stagnazione a monte (K).

$A_{rif}$ : area di riferimento che può essere l'area trasversale minima del condotto o un'altra area di facile calcolo (mm<sup>2</sup>).

La (1.1) vale in condizioni di flusso subsonico, cioè quando il rapporto tra pressione a valle e quella a monte è maggiore rispetto al valore critico ( $p/p_0 > 0,528$  per l'aria). Nel caso in cui il flusso sia sonico, la (1.1) diviene:

$$\frac{dm_{is}}{dt} = A_{rif} \cdot p_0 \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (1.2)$$

Il coefficiente di efflusso può anche essere definito come il rapporto tra un'area efficace (o effettiva di efflusso) e  $A_{rif}$ . L'area efficace,  $A_{eff}$ , è quella della sezione trasversale del condotto che lascia passare in condizioni isoentropiche una portata pari a quella misurata con la prova di flussaggio. Per cui, si ottiene:

$$A_{eff} = C_e \cdot A_{rif} \quad (1.3)$$

dove  $C_e$  è il coefficiente di efflusso.

Una volta che l'utente ha specificato i coefficienti di efflusso, ottenuti con le prove al banco di flussaggio e con le 1.1 e 1.2, il codice calcola le portate massiche effettive con le seguenti due formule:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (1.4)$$

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_0 \cdot \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.5)$$

delle quali, la 1.4 vale in condizioni di flusso subsonico e la 1.5 vale per il flusso sonico.

### 1.5.2 Valvole di aspirazione e scarico.

Anche per le valvole d'aspirazione e scarico è presente un'interfaccia grafica dove è possibile assegnare le principali caratteristiche: diametro, gioco, braccio del bilanciere della punteria, angolo motore di apertura della valvola (IVO per la valvola d'aspirazione, EVO per quella di scarico) e un coefficiente di efflusso.

Nella prima tabella sono assegnati i valori del coefficiente di efflusso sperimentale, mentre nella seconda sono presenti la legge di alzata e i valori dell'area effettiva (o efficace) d'efflusso calcolati dal codice. E' anche possibile assegnare la legge di apertura della valvola in funzione del regime del motore nel caso di fasatura variabile (Variable Timing Panel). Infine sono mostrati due grafici: in alto viene visualizzato l'andamento del coefficiente d'efflusso in funzione del rapporto alzata/diametro valvola (h/d<sub>v</sub>), in basso, invece, è possibile visualizzare l'andamento della legge d'alzata oppure l'andamento dell'area efficace.

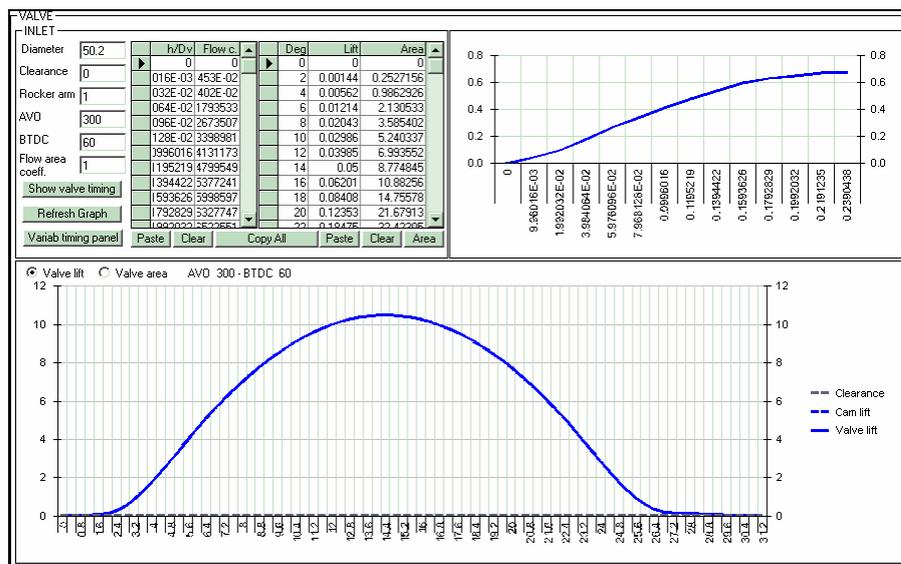


Figura 1.3 – Interfaccia grafica della generica valvola.

### 1.5.3 Temperature di parete.

Le temperature dei condotti dipendono dalle condizioni di funzionamento del motore. E' possibile assegnare le temperature di parete per i vari tratti, ma tali valori rappresentano la condizione reale solamente per un determinato regime di funzionamento. Assegnando invece un opportuno coefficiente di incremento della temperatura ( $c_{wall}$ ), è possibile esprimere questo valore come funzione lineare del regime di rotazione, secondo la seguente espressione:

$$T_{wall}(rpm) = T_{wall}(rpm_{rif}) + c_{wall}(rpm - rpm_{rif}) \quad (1.6)$$

dove:

$T_{wall}$ : temperatura di parete,

$rpm_{rif}$ : regime di funzionamento al quale sono riferite le temperature dei sistemi di aspirazione e scarico.

Per i condotti di scarico valori tipici del coefficiente  $c_{wall}$  sono tra 0 e 0,3, mentre per l'aspirazione sono tra 0 e 0,2<sup>1</sup>.

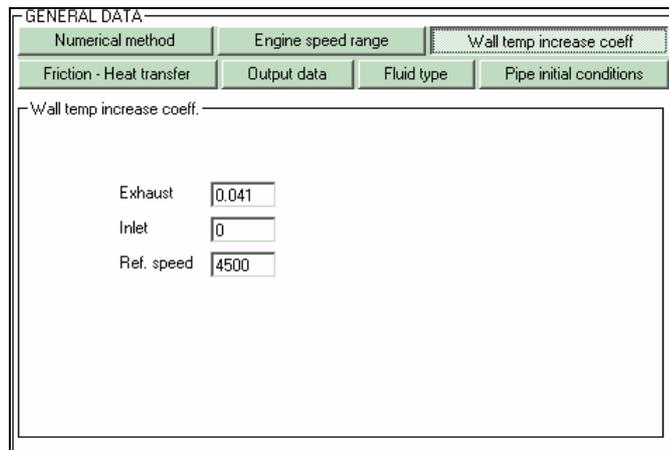


Figura 1.4 – Interfaccia di temperatura di parete

### 1.5.4 Friction - Heat transfer.

In questa sezione, contenuta all'interno dell'interfaccia "General Data", è possibile scegliere i modelli per il calcolo dei coefficienti di attrito e per il trasferimento di calore lungo i condotti di aspirazione e scarico. Il codice utilizza i seguenti modelli:

<sup>1</sup> Il valore di questo coefficiente per i condotti di aspirazione è normalmente nullo poiché la temperatura non varia in maniera significativa con il regime di rotazione del motore.

- *Automatic friction coefficient*: per il calcolo delle perdite di carico distribuite lungo i condotti e del termine dissipativo nelle equazioni della gasdinamica;
- *Wall temp. Calculation (warm-up)*: per il calcolo del calore scambiato dal gas con le pareti.

Nel primo caso il programma effettua il calcolo automatico degli attriti, i coefficienti d'attrito sono determinati sulla base dei valori medi del numero di Reynolds di ciascun condotto. Inizialmente i coefficienti d'attrito (friction) assumono il valore di default (0,005) e poi vengono aggiornati ciclo per ciclo o per step più brevi a seconda della scelta fatta dall'utilizzatore. Chiaramente, nel caso in cui non si selezioni il calcolo automatico, il valore del coefficiente d'attrito utilizzato è sempre lo stesso e pari a quello assegnato inizialmente.

La scelta del warm-up permette, invece, di calcolare la temperatura di parete dei condotti di scarico e del catalizzatore. Il valore iniziale è quello assegnato nell'interfaccia di ogni singolo condotto, dopodiché viene aggiornato sulla base della temperatura dei gas di scarico e dello scambio termico tra gas e parete e tra parete e ambiente esterno. Questo modello è utile nel caso in cui si voglia simulare il warm-up del motore, cioè il progressivo riscaldamento dei condotti a partire dalla temperatura ambiente<sup>2</sup>, o per determinare la temperatura dei condotti di scarico nel caso in cui non si abbia disponibilità di dati. I condotti d'aspirazione non sono considerati poiché la loro temperatura non varia in maniera significativa.

Figura 1.5 – Interfaccia Friction – Heat Transfer.

<sup>2</sup> Un modello di questo tipo può, ad esempio, essere utilizzato per la previsione delle emissioni inquinanti nei primi 40 secondi di funzionamento a partire da motore freddo, necessaria per alcune normativa antinquinamento.

### 1.5.5 Condizioni al contorno.

Le condizioni al contorno sono modellate attraverso il metodo delle caratteristiche. Nel codice sono state implementate condizioni al contorno di vario tipo come:

- Inflow;
- Outflow;
- Brusco allargamento o restringimento;
- Valvola a farfalla;
- Valvole d'aspirazione e scarico (fino ad un massimo di 8 per cilindro);
- Giunzioni di più condotti;
- Perdite di carico localizzate e distribuite;
- Elementi di volume.

Per quanto riguarda l'elemento "giunzione" il programma utilizza l'ipotesi di pressione costante di Benson che considera, istante per istante, la pressione statica nella giunzione uniforme. Questa assunzione approssima bene la realtà quando la velocità del flusso è bassa e quando la geometria dei condotti è tale da rendere trascurabili le perdite di carico; il modello è quindi applicabile nel caso in cui il volume della giunzione è piccolo rispetto a quello dei condotti adiacenti. Se invece ci si allontana da tale ipotesi, nascono degli errori di calcolo, dovuti alla disuniformità non trascurabile delle pressioni e a fenomeni di riflessione (combinazione di onde di pressione e loro riflessione).

Questo modello, pur essendo semplificato giacché non tiene conto della perdita di carico nella giunzione, permette lo stesso di considerare la variazione entropica nella giunzione.

### 1.6 Classificazione dei modelli di combustione.

I modelli di combustione consentono di studiare le trasformazioni termodinamiche e chimiche subite dalla massa contenuta nel cilindro combinando, a vari livelli di complessità, elementi di fluidodinamica, di termodinamica e di fondamenti di cinetica dei gas. Una volta tarati, attraverso una serie di dati sperimentali, questi modelli diventano uno strumento efficace per l'ottimizzazione e la progettazione di alcuni parametri funzionali del motore.

In generale esistono due tipologie fondamentali di modelli:

- *Termodinamici;*
- *Fluidodinamici.*

Nei primi le equazioni fondamentali si basano sulla conservazione dell'energia (primo principio della termodinamica per sistemi aperti) e consentono di ottenere delle informazioni globali (per esempio delle tendenze), mentre nei secondi si fa un'analisi completa del moto del fluido ottenendo delle dettagliate informazioni locali e temporali. Ovviamente ne risultano modelli più o meno complicati. Questo influisce non solo sui risultati ma anche sul tempo necessario per la risoluzione.

Indipendentemente dal tipo di modello utilizzato, bisogna ricordare che i processi in esame sono estremamente complessi, pertanto non è possibile creare un modello senza approssimazioni, ovvero fisicamente coerente.

I modelli *termodinamici*, si possono dividere in:

- *zero-dimensionali*;
- *quasi-dimensionali*;
- *fenomenologici*.

Nei modelli *zero-dimensionali* la carica nel cilindro è considerata omogenea, sia per la temperatura, sia per la composizione. Il primo principio della termodinamica è utilizzato per il calcolo della pressione e la curva di rilascio del calore. Questo modello può essere utile anche per determinare la quantità di massa fluida bruciata in funzione dell'angolo di manovella.

I modelli *zero-dimensionali* tengono conto della geometria della camera di combustione attraverso relazioni empiriche, ma trascurano la propagazione del fronte di fiamma.

Tale propagazione è invece considerata nel caso di modelli *quasi-dimensionali*, dove la carica nel cilindro è suddivisa in due zone: una occupa dai gas combustibili, l'altra dagli incombustibili. Queste due zone sono assunte uniformi, sia per la temperatura sia per la composizione. I gas combustibili sono separati da quelli incombustibili da un fronte di fiamma di spessore infinitesimo. Generalmente si assume che il fronte di fiamma si propaghi sfericamente a partire dalla candela in tutto il volume disponibile del cilindro.

Infine, i modelli *fenomenologici*, controllano i gas incombustibili presenti nel fronte di fiamma per mezzo di due equazioni di turbolenza che permettono di ricavare il valore dell'energia cinetica ed il contributo dei fenomeni dissipativi in funzione dell'angolo di manovella. Questi valori sono utilizzati per la determinazione della velocità, della temperatura, della pressione e di altri parametri dei gas combustibili e di quelli incombustibili.

Dai modelli *termodinamici*, inoltre, non possiamo ottenere informazioni locali.

I modelli *fluidodinamici*, invece, risolvono le equazioni di bilancio relative alla massa, all'energia, ed alle specie chimiche, in funzione dello spazio e del tempo, in modo da determinare le condizioni locali di moto dei fluidi. L'utilizzo di tali modelli è necessario

quando siano richieste delle informazioni locali dettagliate sui processi che hanno luogo all'interno del cilindro o dei condotti. Tali modelli sono implementati nei codici di calcolo tridimensionali.

### 1.6.1 Cilindro.

Nel codice di calcolo Gasdyn è presente una finestra di dialogo (cylinder), mostrata in figura 1.6, dove è possibile inserire i parametri necessari a simulare i fenomeni che hanno luogo all'interno del cilindro.

Nella colonna di sinistra sono riassunti tutti i parametri geometrici e generali del cilindro e del combustibile. In quella centrale è invece possibile scegliere il modello per lo scambio termico di parete e assegnare i valori dei coefficienti che lo definiscono. Sulla destra sono elencati gli altri modelli: ciclo termodinamico (accensione comandata o per compressione), modello di iniezione (indiretta o diretta), modello di combustione (monozona o multizona), forma della camera di combustione (cilindrica o a tetto) con alcuni parametri geometrici.

La modellazione della fase di combustione è di fondamentale importanza sia per avere una corretta previsione delle prestazioni del motore, sia per la determinazione delle concentrazioni delle specie chimiche allo scarico.

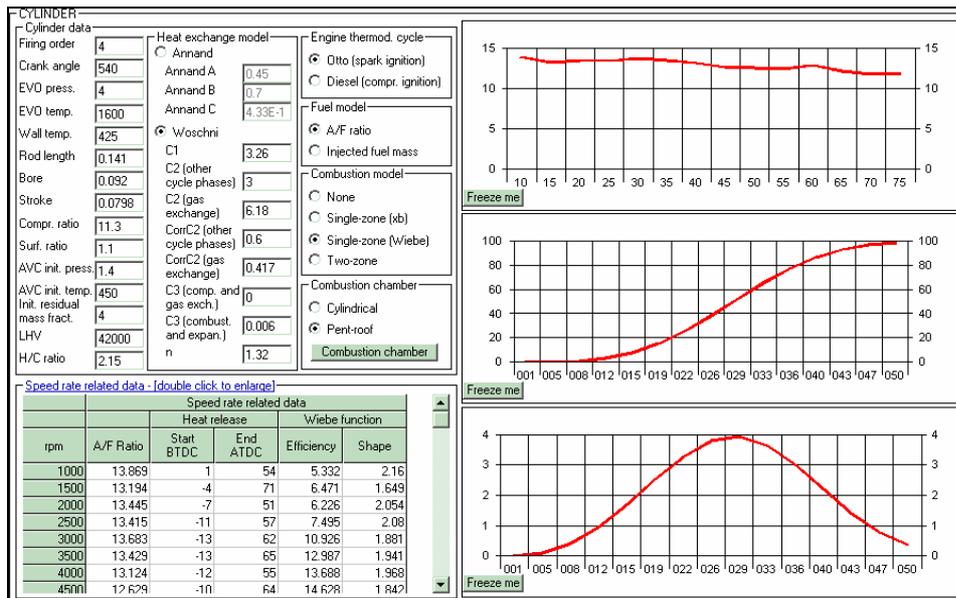


Figura 1.6 – Interfaccia dell'elemento cilindro.

Gasdyn prevede due diversi modelli di calcolo della combustione:

- Monozona: può essere utilizzato per la previsione delle prestazioni del motore poiché permette di ottenere buoni risultati dal punto di vista termodinamico senza un onere elevato in termini di tempi di calcolo;
- Bizona: questo modello è in grado di simulare con maggiore precisione il processo di combustione in camera e quindi di prevedere la concentrazione di particolari specie chimiche, che con il modello monozona sono difficili da cogliere.

Durante la combustione si ammette che all'interno del cilindro avvengano delle reazioni di dissociazione che modificano la composizione chimica della miscela. Infine, terminata la combustione si suppone che nel cilindro sia presente un'unica zona formata dai gas combusti a temperatura uniforme.

### 1.6.2 Il modello di combustione monozona.

E' il modello più semplice da utilizzare e introduce delle ipotesi semplificative per il calcolo delle grandezze termodinamiche, infatti il fluido in camera è considerato:

- uniforme in composizione, pressione e temperatura;
- omogeneo, senza distinzione tra miscela fresca e gas combusti.

All'interno della camera di combustione non si fa riferimento a nessuna coordinata spaziale ma solo a quella temporale (ipotesi zero-dimensionale), che per comodità è identificata con l'angolo di rotazione della manovella.

Il processo di combustione è descritto applicando il primo principio della termodinamica al sistema gassoso intrappolato nella camera di combustione. In base a tale principio, il calore che viene liberato dalle reazioni chimiche di combustione e l'apporto energetico dovuto al trafileamento attraverso la superficie di contorno (tenute delle valvole e delle fasce elastiche) vanno ad eguagliare la variazione di energia interna del sistema e il lavoro scambiato con l'esterno, a meno del calore che viene ceduto alle pareti refrigerate della camera:

$$\frac{dQ_b}{d\theta} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dL}{d\theta} + \frac{dQ_r}{d\theta} \quad (1.7)$$

Per risolvere l'equazione relativa alla prima legge della termodinamica (1.7), c'è bisogno di modelli per la combustione e per i trasferimenti di calore. Inoltre, si utilizza l'equazione di stato dei gas perfetti per il calcolo della pressione nel cilindro, una volta nota la temperatura.

Per i motori a quattro tempi a carburazione o ad iniezione indiretta si può assegnare la legge di rilascio del calore in funzione dell'angolo di manovella utilizzando l'equazione di Wibe, che esprime la frazione di massa di combustibile bruciata in funzione dell'angolo motore:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m+1} \right] \quad (1.8)$$

dove  $\theta$  è l'angolo di manovella corrente. Per gli altri valori si ha:

$\theta_i$ : angolo di inizio combustione;

$\theta_f$ : angolo di fine combustione.

$a$ : efficienza di combustione, permette di fissare la frazione di massa di combustibile che brucia effettivamente.

$m$ : coefficiente di forma, dipende dalla geometria della camera di combustione e indica la velocità con cui viene rilasciato il calore.

Questa funzione permette di esprimere la frazione di massa bruciata e quindi, indirettamente, l'aumento di temperatura media nella camera di combustione e l'incremento di pressione che agisce sul cielo del pistone. I parametri che compaiono nella legge di Wiebe si possono ricavare una volta note le leggi sperimentali di pressione e di volume in funzione dell'angolo motore.

Chiaramente si dovrà utilizzare un'opportuna legge per gli scambi di calore attraverso le pareti della camera di combustione.

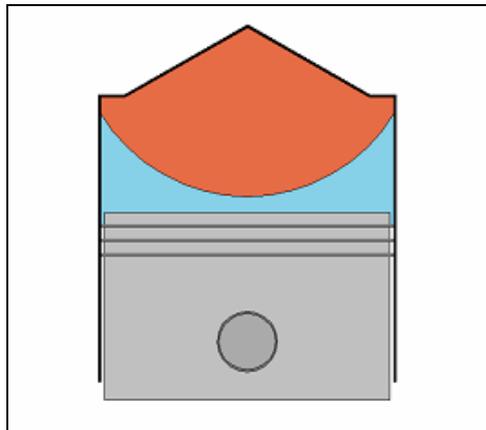
### 1.6.3 Il modello di combustione bizona.

Nel caso in cui si abbia la necessità di valutare in maniera più precisa i fenomeni che avvengono nella camera di combustione, si può adottare uno schema bizona. Tale modello è più preciso del precedente, ma presenta anche un onere di calcolo maggiore.

In questo caso le ipotesi semplificative sono le seguenti:

- l'aria fresca, il combustibile e i gas residui del ciclo precedente sono uniformemente distribuiti all'interno della camera di combustione (la carica è omogenea);
- la pressione nel cilindro è uniforme;

- il volume occupato dal fronte di fiamma è piccolo rispetto a quello della camera di combustione;
- la camera, durante la combustione, è suddivisa in due zone (figura 1.7): *unburned zone* (che racchiude la miscela fresca, costituita da aria, combustibile e gas residui del ciclo precedente) e *burned zone* (contenente i gas combusti e separata dalla prima dal fronte di fiamma); quest'ultima in particolari modelli denominati *multizona* viene successivamente divisa in sottozone al fine di ottenere una migliore valutazione dei parametri fondamentali che la caratterizzano;
- il fronte di fiamma si muove con velocità che è dettata dalla turbolenza, dalle proprietà chimico-fisiche della miscela e dalla geometria della camera di combustione;
- i prodotti di combustione, con alcune eccezioni, si trovano in condizioni di equilibrio chimico;
- la composizione della miscela fresca non varia durante l'intero processo;
- i calori specifici sono uniformi sia per i gas combusti che per la miscela fresca;
- non c'è scambio di calore fra le due zone.



**Figura 1.7** – Schematizzazione del cilindro durante il processo di combustione (modello bizona).

Per valutare le variazioni di pressione e temperatura si parte dalle tre equazioni fondamentali seguenti (1.9÷1.11), dove:

$E$  : energia interna del sistema (kJ);

$m$  : massa della zona (kg);

$e$  : energia interna specifica alla massa (kJ/kg);

$Q$ : calore (kJ);

$W$ : lavoro (kJ);

$\theta$ : angolo di manovella (rad);

inoltre con il pedice  $m$  ci si riferisce alle grandezze della carica fresca non ancora bruciata e con il pedice  $p$  alle grandezze dei gas combusti.

*Energia interna complessiva:*

$$E = m_m e_m + m_p e_p \quad (1.9)$$

*Prima legge della termodinamica:*

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} \quad (1.10)$$

*Conservazione della massa:*

$$\frac{dm_p}{d\theta} = - \frac{dm_m}{d\theta} \quad (1.11)$$

Il termine  $dm_p / d\theta$  è ricavabile conoscendo il regime del motore e usando l'espressione 1.12.

$$\frac{dm_p}{dt} = \rho_m u_t F_l \quad (1.12)$$

dove:

$dm_p / dt$ : variazione nel tempo della massa dei gas combusti (kg/s);

$\rho_m$ : densità della miscela di gas incombusta (kg/m<sup>3</sup>);

$u_t$ : velocità di fiamma turbolenta (m/s);

$F_l$ : superficie del fronte di fiamma laminare (m<sup>2</sup>).

La determinazione dell'area del fronte di fiamma laminare, assimilato ad una porzione di sfera, con centro negli elettrodi della candela e limitato dalle pareti della camera di combustione, è effettuata tramite un modello che, attraverso considerazioni puramente geometriche basate sulla geometria della camera di combustione e sul volume dei gas combusti, calcola il raggio del fronte di fiamma.

Il problema del calore trasmesso alle pareti del cilindro sarà oggetto del successivo paragrafo, mentre i contributi dovuti ai gas combusti e alla miscela fresca sono valutati separatamente attraverso una correlazione di natura semi-empirica.

Inoltre, mentre le temperature della parete superiore e inferiore della camera si assumono costanti durante tutto il ciclo di potenza, quella della superficie laterale varia in funzione dell'angolo di manovella.

Come si può vedere dall'espressione 1.12, la variazione della massa di gas combusti dipende dalla velocità di propagazione della fiamma turbolenta, che, in Gasdyn può essere valutata per mezzo di due modelli:

- *factor flame*,

- *frattale*.

In figura 1.8 è mostrata l'interfaccia grafica del modello bizona. E' possibile scegliere tra un modello factor flame o frattale. Nel primo caso compare una tabella (a destra) in cui impostare il valore del coefficiente correttivo per la velocità di combustione turbolenta in funzione del regime di rotazione (valori tra 0,6 e 1,5). Inoltre non si deve più impostare l'angolo di inizio rilascio calore (caso monozona), ma l'angolo di scocco della scintilla e il ritardo di accensione.

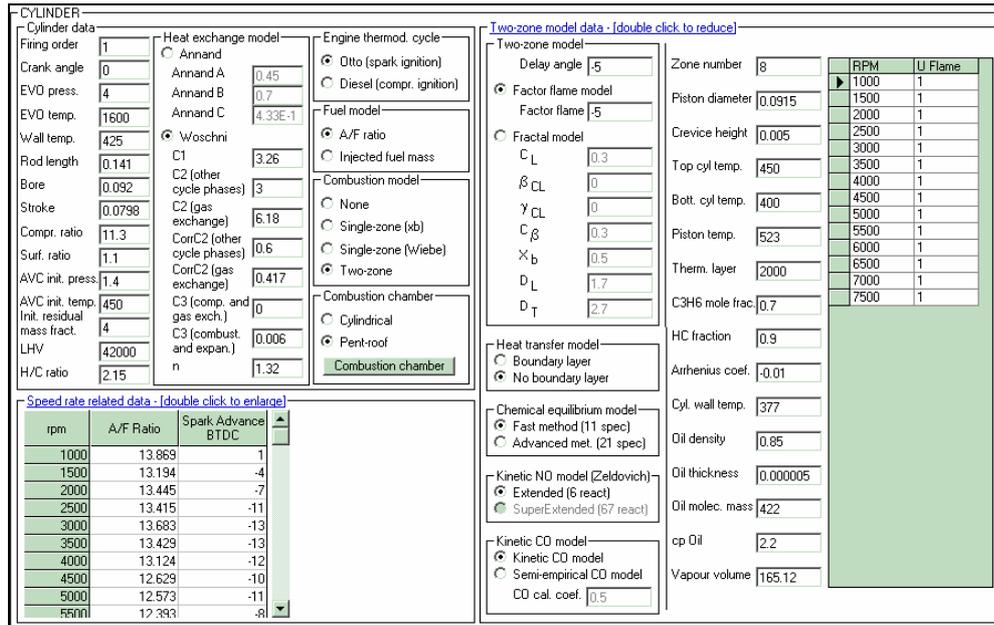


Figura 1.8 – Interfaccia della combustione bizona.

### 1.6.4 Factor flame.

Nel modello *Factor flame* è definito il coefficiente *FF* (Factor flame) come:

$$FF = \frac{u_t}{u_l} \quad (1.13)$$

dove  $u_l$  è la velocità di fiamma laminare, mentre, come già descritto,  $u_t$  è la velocità di fiamma turbolenta in m/s.

La determinazione del valore del factor flame è particolarmente complicata, per la molteplicità di fenomeni che influenzano la turbolenza in camera di combustione. In particolare questo parametro varia durante la fase di combustione e dipende dal regime di rotazione del motore. Si utilizzano quindi delle relazioni da cui si ottiene un *FF* variabile sia per l'evolversi della combustione nel cilindro che per il variare delle condizioni di funzionamento del motore.

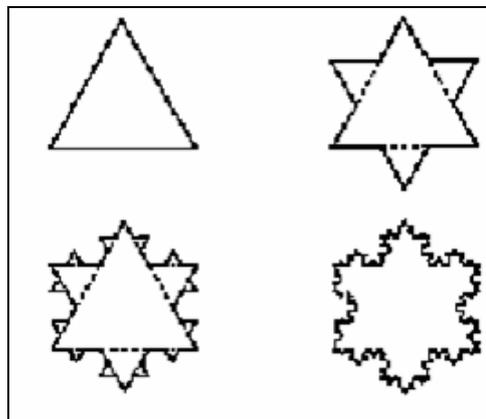
Per quanto riguarda la *velocità di fiamma laminare*, nelle applicazioni pratiche relative a motori ad accensione comandata viene valutata l'influenza della temperatura e della pressione, dato che la velocità di bruciamento locale dipende solo dalla velocità delle reazioni chimiche.

### 1.6.5 Il modello frattale.

L'effetto fondamentale, e desiderato, della turbolenza all'interno della camera di combustione è di corrugare la superficie del fronte di fiamma, distorcendola ed ampliandola.

Numerosi rilievi sperimentali hanno riscontrato la caratteristica di *frattalità* del fronte di fiamma, per cui, con l'ausilio della geometria frattale, è possibile modellare una superficie di tale complessità sulla base di pochi parametri caratteristici. Proprietà fondamentale degli oggetti frattali è l'*autosomiglianza* o *invarianza di scala*; infatti, se si esaminano queste strutture su scale diverse, si incontra sempre la stessa forma elementare (figura 1.9).

Tale caratteristica comporta, per una curva frattale  $\Gamma$  nel piano euclideo, che la sua lunghezza  $L(\Gamma)$  sia proporzionale alla scala di misura adottata  $\lambda$ .



**Figura 1.9** – Esempio di costruzione di una geometria frattale: il fiocco di neve di Koch.

In assenza di sensibili moti vorticosi della miscela incombusta, il fronte di fiamma è assimilabile ad una superficie di forma sferica (con centro tra gli elettrodi della candela), di area  $F_l$ , che avanza con velocità pari alla velocità laminare di fiamma  $u_l$ , funzione solo delle caratteristiche termodinamiche della miscela. In tal caso, la velocità di combustione risulta pari a:

$$\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_l = \rho_m F_l u_l \quad (1.14)$$

Tuttavia, nei comuni motori il processo di combustione si svolge in un campo di moto fortemente turbolento. Il fronte di fiamma in tal caso ha uno spessore trascurabile e presenta intense deformazioni su un vasto campo di scale di lunghezza. La superficie effettiva di reazione  $F_t$  risulta quindi notevolmente più estesa di  $F_l$ , determinando in definitiva un forte incremento della rapidità con cui il processo di combustione avviene:

$$\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_t = \rho_m F_t u_t \quad (1.15)$$

e quindi:

$$\frac{\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_t}{\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_l} = \frac{F_t}{F_l} \quad (1.16)$$

Una volta nota la  $u_t$  e la  $F_l$ , la velocità di combustione turbolenta è univocamente determinata una volta calcolato l'incremento di area  $F_t / F_l$ :

$$\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_t = \rho_m \left( \frac{F_t}{F_l} \right) F_l u_t \quad (1.17)$$

Infatti l'incremento della superficie del fronte di fiamma fa partecipare più molecole alla combustione e quindi incrementa la velocità macroscopica del fronte di fiamma mentre quella di bruciamento locale rimane quella laminare.

Può essere tuttavia conveniente, anche in regime turbolento, riferirsi ad una superficie media del fronte di fiamma  $F_l$  addebitando l'aumento di velocità di combustione ad una più elevata velocità fittizia di propagazione  $u_t$  del fronte:

$$\left( \frac{d m_p}{d t} \right)_t = \rho_m F_l u_t \quad (1.18)$$

vale quindi la seguente relazione:

$$\frac{u_t}{u_l} = \frac{F_t}{F_l} \quad (1.19)$$

I reali meccanismi che deformano il fronte di fiamma sono complessi. In Gasdyn è possibile desumerne gli effetti essenziali con metodi basati su considerazioni di carattere dimensionale. Se l'effetto di corrugamento dipende, infatti, dall'azione del campo di moto turbolento, appare intuitivo pensare che la presenza in esso di una distribuzione di vortici di

lunghezza caratteristica compresa tra una scala minima  $\lambda_{\min}$  e una massima  $\lambda_{\max}$  determini una deformazione del fronte di fiamma su tutte le scale comprese tra queste.

Ipotizzando allora che le deformazioni del fronte di fiamma siano autosimili è possibile individuare una relazione che legghi il rapporto  $F_t/F_l$ .

Inoltre si deve ricorrere ad un modello di turbolenza, cui spetta il compito di predire i campi di moto nella camera di combustione. Questa è sicuramente la fase più “delicata” di tutta la modellazione. In particolare, la modellistica quasi-dimensionale, a cui fa riferimento Gasdyn, non è in grado di considerare la distribuzione spaziale in camera di combustione delle intensità di turbolenza e deve irrealisticamente ipotizzare una turbolenza isotropa ed omogenea, pervenendo a delle semplici equazioni differenziali i cui termini sono funzioni solo del tempo e non dello spazio.

Tra i modelli disponibili in letteratura, nel codice è stato introdotto il modello  $K-k$ , di Poulos et al.

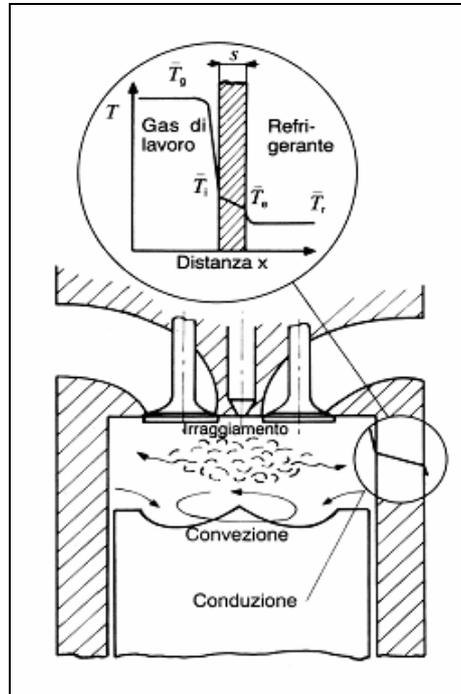
## 1.7 Modelli di scambio termico.

Descrivere nel dettaglio il processo globale che sta alla base dello scambio termico nel cilindro è impresa assai ardua a causa delle molteplici grandezze in gioco e della loro forte variabilità, sia in termini spaziali, che temporali. Vista la complessità del problema, è inevitabile dover ricorrere a delle ipotesi semplificative nella descrizione del fenomeno.

In generale gli approcci possibili sono di tre tipi, a seconda del livello di dettaglio richiesto e dello scopo che si vuole conseguire. Si possono avere:

1. schemi che utilizzano grandezze *mediate* sia nel *tempo* che *localmente*, utili nel calcolo di quantità globali (per effettuare, ad esempio, un dimensionamento del sistema di raffreddamento);
2. schemi per il calcolo del flusso di calore *istantaneo*, anche se *mediato in termini spaziali*. Questo dato è indispensabile per seguire, in modo realistico, l'evoluzione del fluido di lavoro nel cilindro e prevedere le prestazioni del motore;
3. schemi di calcolo del flusso *locale* ed *istantaneo* attraverso le superfici dei singoli organi della camera di combustione, per arrivare a calcolarne lo stato di sollecitazione termica puntuale.

I modelli implementati in Gasdyn (correlazioni di *Annand* e *Woschni*) si rifanno ad una schematizzazione del secondo tipo. In figura 1.8 si mostra come il processo di trasmissione del calore coinvolga tutti e tre i fondamentali modi di propagarsi del calore.



**Figura 1.10** – Schematizzazione del processo globale di trasmissione del calore in un motore a combustione interna: dai gas di lavoro alle pareti del cilindro (per convezione ed irraggiamento), attraverso gli organi che delimitano il volume di lavoro (per conduzione) e dalla superficie esterna di questi ultimi al fluido refrigerante (nuovamente per convezione). Nella finestra in alto è possibile notare il gradiente di temperatura a ridosso della parete.

### 1.7.1 Il modello di Annand

Questo modello si propone di valutare il flusso termico istantaneo di calore verso le pareti interne del cilindro, tenendo conto sia del fenomeno della convezione forzata che dell'irraggiamento, attraverso l'espressione:

$$\dot{q} = h_i(T_g - T_i) + C_2 \sigma_0 (T_g^4 - T_i^4) \quad (1.20)$$

che esprime il flusso per unità di superficie.

Tutte le grandezze che compaiono in essa sono istantanee, sono cioè riferite ad una determinata posizione dell'albero motore.

Per il calcolo del coefficiente convettivo  $h_i$ , il programma si avvale di relazioni che tengono conto delle condizioni termodinamiche di moto dei gas all'interno del cilindro. Per quanto riguarda il secondo termine della (1.20), con cui viene valutato il calore trasmesso per irraggiamento, esso assume la forma tipica della legge di Stefan-Boltzman:

$$\dot{q}_{irr} = \varepsilon \sigma_0 (T_f^4 - T_i^4) \quad (1.21)$$

dove:

$\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ : coefficiente di irraggiamento di “corpo nero”;

$\varepsilon$ : *emissività*, tiene conto del comportamento dei corpi reali;

$T_f$ : temperatura di fiamma.

Tuttavia, per ragioni pratiche, Annand propone di utilizzare la temperatura media dei gas  $T_g$  al posto della  $T_f$ , nonostante le due grandezze differiscano parecchio sia concettualmente che quantitativamente. Inoltre tale differenza è esaltata dal fatto che la temperatura è alla quarta potenza, quindi anche per piccoli errori si ottengono grandi variazioni. Ne deriva che  $C_2$  non rappresenta più l'emissività, ma soltanto un coefficiente empirico che permette di ritrovare valori di  $\dot{q}_{irr}$  confrontabili con quelli misurabili sperimentalmente.

### 1.7.2 Il modello di Woschni

Un altro modello largamente usato per il calcolo del flusso istantaneo di calore è quello proposto da Woschni. In esso si fa riferimento alla sola convezione forzata, opportunamente incrementata per tener conto della parte trasmessa per irraggiamento. Infatti nei motori ad accensione comandata gli effetti dell'irraggiamento hanno un peso modesto, a differenza dei motori ad accensione spontanea.

$$\dot{q} = h_i (T_g - T_i) \quad (1.22)$$

Il modello, per il calcolo di  $h_i$ , si avvale di relazioni sperimentali che tengono conto delle condizioni termodinamiche all'interno del cilindro.

## CAPITOLO 2

### ***Il processo di alimentazione nel motore a quattro tempi***

#### **2.1 Introduzione.**

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

Le quattro fasi sono le seguenti:

- *Fase di aspirazione* (fig. 2.1 a).

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

- *Fase di compressione* (fig. 2.1 b).

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

- *Fase di combustione ed espansione* (fig. 2.1 c).

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

- *Fase di scarico* (fig. 2.1 d).

Poco prima che termini la corsa di espansione, si apre la valvola di scarico. I gas combusti cominciano a uscire dal cilindro e vengono scaricati durante la successiva corsa ascendente dello stantuffo. Terminata questa fase la valvola di scarico si chiude, nel frattempo si riapre quella di aspirazione e inizia così un nuovo ciclo.

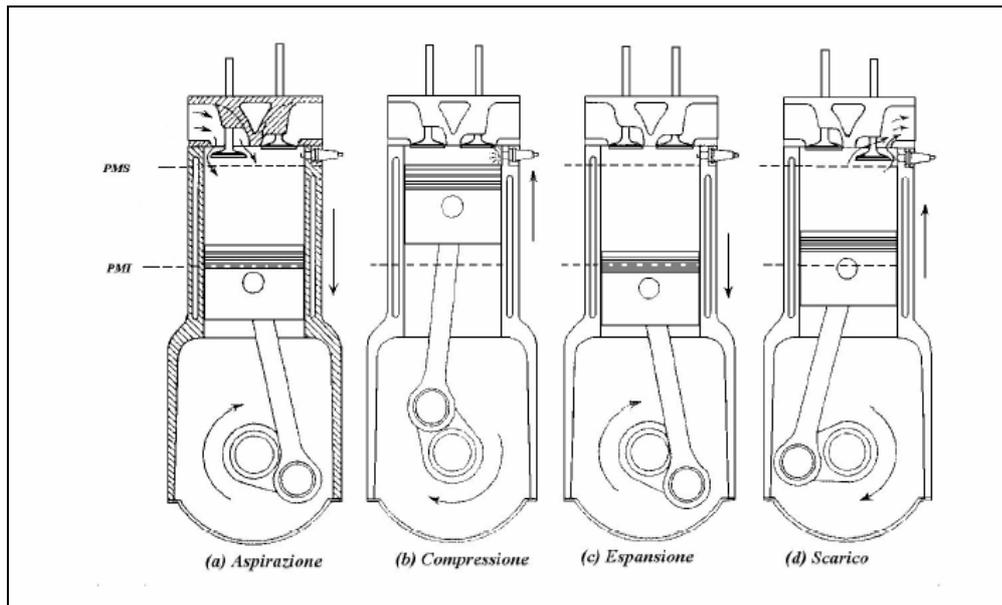


Figura 2.1 – Ciclo a quattro tempi.

## 2.2 Ciclo indicato del motore a quattro tempi ad accensione comandata.

Si descrive il funzionamento reale del motore a quattro tempi ad accensione comandata facendo riferimento al ciclo indicato; questo fornisce le pressioni all'interno del cilindro in funzione del volume disponibile per il fluido evolvente (fig. 2.2).

Si suppone di iniziare il ciclo ad un istante in cui, terminata la combustione, lo stantuffo è nella sua corsa di espansione.

La valvola di scarico viene aperta con un certo anticipo ( $40^{\circ}$ - $60^{\circ}$ ) rispetto al PMI (punto E del diagramma indicato). Il valore dell'anticipo rappresenta un compromesso, perché si deve favorire la fuoriuscita spontanea dei gas, riducendo quindi la contropressione nella successiva corsa dello stantuffo verso il PMS, ma si deve anche interrompere il più tardi possibile la raccolta di lavoro prima della fine dell'espansione e si deve tener conto che le valvole non possono aprirsi e chiudersi istantaneamente.

Lo stantuffo, raggiunto il PMI, risale verso il PMS, spingendo i gas combusti fuori dal cilindro. Sempre poiché le valvole non possono aprirsi istantaneamente,  $10^{\circ}$ - $40^{\circ}$  prima del PMS (punto B del diagramma indicato) si fa cominciare ad aprire la valvola di aspirazione, a valvola di scarico non ancora del tutto chiusa. Questo consente anche di sfruttare la depressione creata dal moto dei gas di scarico per favorire l'ingresso dei gas freschi e quindi il lavaggio della camera di combustione. L'angolo per il quale le valvole di aspirazione e scarico restano aperte contemporaneamente viene detto angolo di incrocio. Tale angolo nei

motori ad accensione comandata non deve essere troppo elevato per non provocare cortocircuiti di miscela carburata fresca dall'aspirazione direttamente allo scarico e perché ai bassi carichi non si verifichi un eccessivo flusso inverso, data la depressione che in queste condizioni di carico si ha nel collettore di aspirazione.

Verso la fine della corsa di scarico, se la chiusura della valvola non è molto posticipata, la riduzione della luce di passaggio, produce un certo risalire della pressione. Nel caso di motori aspirati la parte a bassa pressione del ciclo viene percorsa in senso antiorario, ossia implica una spesa di lavoro detto lavoro di pompaggio. Poiché anche la chiusura della valvola non può essere istantanea, la valvola di scarico viene chiusa, nel punto G, ossia  $10^{\circ}$ - $30^{\circ}$  dopo il PMS. L'aspirazione ha luogo, date le inevitabili perdite di carico, ad una pressione inferiore a quella dell'ambiente di aspirazione.

Dal PMI comincia la corsa di compressione. La fase di compressione, invece, comincia solo quando la valvola di aspirazione viene chiusa. Ciò viene fatto con un certo ritardo rispetto al PMI ( $40^{\circ}$ - $80^{\circ}$ ) per massimizzare la quantità di aria introdotta nel cilindro.

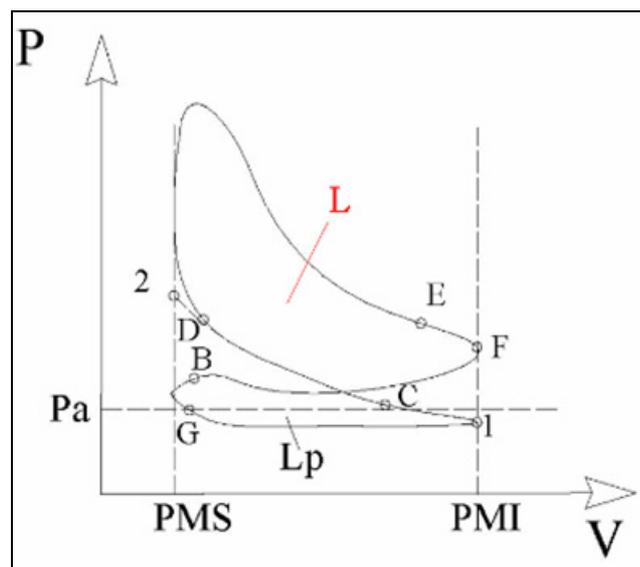


Figura 2.2 – Ciclo indicato di un motore a 4 tempi aspirato a carico parziale.

### 2.3 Il coefficiente di riempimento.

I fenomeni che caratterizzano il processo di riempimento del motore a quattro tempi risultano molto complessi, è quindi comodo introdurre un parametro che sintetizzi gli effetti delle principali caratteristiche del motore e delle sue condizioni di esercizio sulla fase di aspirazione. Tale parametro è il coefficiente di riempimento, definito come il rapporto tra la massa di aria aspirata dal motore in un ciclo e la massa d'aria che riempirebbe la cilindrata del

motore a condizione di densità dell'ambiente di aspirazione.

Nei motori aspirati, quando non si sfruttino i fenomeni dinamici nei condotti d'ammissione, il coefficiente di riempimento è generalmente inferiore all'unità ( $0,75 \div 0,9$ ) per i seguenti motivi:

1. Si hanno perdite di carico nel sistema di aspirazione (filtro aria, valvola a farfalla, condotti, valvole) e perdite dovute alla necessaria accelerazione della massa fluida aspirata.
2. I gas residui si trovano a pressione superiore a quella dell'aria aspirata, per cui essi si oppongono all'entrata della miscela fresca finché la loro pressione non è scesa sufficientemente grazie al moto discendente dello stantuffo. Si rende così inutilizzabile, ai fini del riempimento, una parte della corsa di aspirazione.
3. La carica fresca viene riscaldata nel passaggio attraverso il sistema di aspirazione e per contatto con le pareti calde del cilindro, con conseguente diminuzione di densità.
4. In motori non ottimizzati dal punto di vista dell'aspirazione (e anche in quelli ottimizzati, fuori dal campo di ottimizzazione) i fenomeni dinamici oscillatori che hanno luogo nei condotti di aspirazione e scarico producono onde di pressione che ostacolano il riempimento del cilindro.
5. Non tutta l'aria aspirata resta nel cilindro fino alla fine della compressione a causa delle perdite o fughe.

La definizione del coefficiente di riempimento riferito all'aria pura e non alla miscela di aria e combustibile può ritenersi accettabile nel caso che il combustibile sia costituito da idrocarburi liquidi. Infatti in tal caso avvengono due fenomeni, che, influenzando in modo opposto il coefficiente di riempimento, quasi si compensano a vicenda: da una parte la presenza di vapori di combustibile sottrae volume utile all'aria, dall'altra l'evaporazione del combustibile avviene con sottrazione di calore all'aria circostante, che risulta così raffreddata e quindi di densità maggiore. D'altra parte occorre considerare che è ignota la percentuale di combustibile che evapora, sia nel condotto, sia nel cilindro, prima che finisca la fase di aspirazione. Il coefficiente di riempimento influenza direttamente la potenza erogata da un motore ma indirettamente anche il rendimento indicato e quello meccanico. Infatti, elevate perdite di carico all'aspirazione comportano una riduzione del coefficiente di riempimento, ma causano anche un incremento del lavoro di pompaggio e quindi una riduzione del rendimento indicato; inoltre, se il coefficiente di riempimento è basso, è bassa anche la pressione media indicata con conseguenze negative sul rendimento meccanico.

## **2.4 Sistemi per l'azionamento variabile delle valvole.**

Nei motori meno evoluti le leggi di apertura e chiusura delle valvole, sia in termini di fasature che di alzate, si mantengono fisse al variare della velocità di rotazione e del carico motore, per ragioni di semplicità costruttiva ed affidabilità.

L'utilizzo di sistemi di comando delle valvole che permettono di variarne la fasatura in funzione del regime di rotazione e del carico consentono invece di ottimizzare l'istante di apertura e di chiusura delle valvole in modo da massimizzare il riempimento, le prestazioni del motore e minimizzare le emissioni inquinanti. Tali vantaggi sono notevoli soprattutto per motori destinati alla trazione stradale che lavorano su di un ampio campo di numero di giri e di carichi.

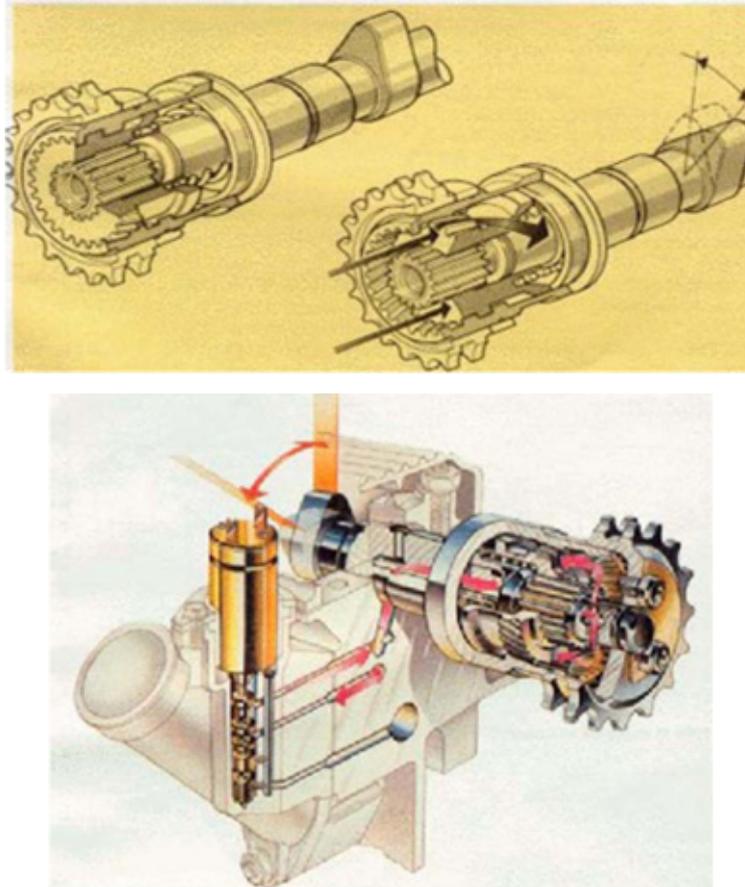
Questi sistemi si suddividono in tre gruppi:

- Sistemi che consentono di variare solo il diagramma della distribuzione, ovvero sia gli istanti di apertura e di chiusura delle valvole, mantenendo fissa la durata angolare della fase di aspirazione e/o di scarico;
- Sistemi che consentono di variare l'alzata valvola;
- Sistemi che consentono di variare la durata angolare della fase di aspirazione e/o di scarico.

In pratica però i sistemi più evoluti attualmente sul mercato (descritti successivamente) presentano entrambe le ultime due caratteristiche, ovvero consentono di variare sia l'alzata valvola sia la durata angolare delle fasi di aspirazione e/o scarico.

I primi sistemi messi sul mercato (Alfa Romeo, fig. 2.3), che sono ancora quelli più utilizzati almeno come principio di funzionamento, appartengono alla prima categoria e consentono di variare l'angolo di calettamento dell'albero a camme di aspirazione in funzione del regime e/o del carico del motore. Questi variatori di fase erano in genere costituiti da un manicotto con dentatura elicoidale, che veniva fatto scorrere assialmente mediante olio in pressione, consentendo così di ruotare, di solito di  $20^{\circ}$ ÷ $25^{\circ}$ , l'albero a camme rispetto al suo ingranaggio di comando; così agli alti regimi era posticipata la fase di aspirazione per sfruttare l'eventuale onda di sovrappressione e migliorare il riempimento del cilindro.

Si ottiene quindi solo una traslazione della legge d'alzata, la cui forma rimane invariata (fig. 2.4.a): un incremento del ritardo di chiusura della valvola di aspirazione implica, quindi, una riduzione dell'anticipo di apertura.

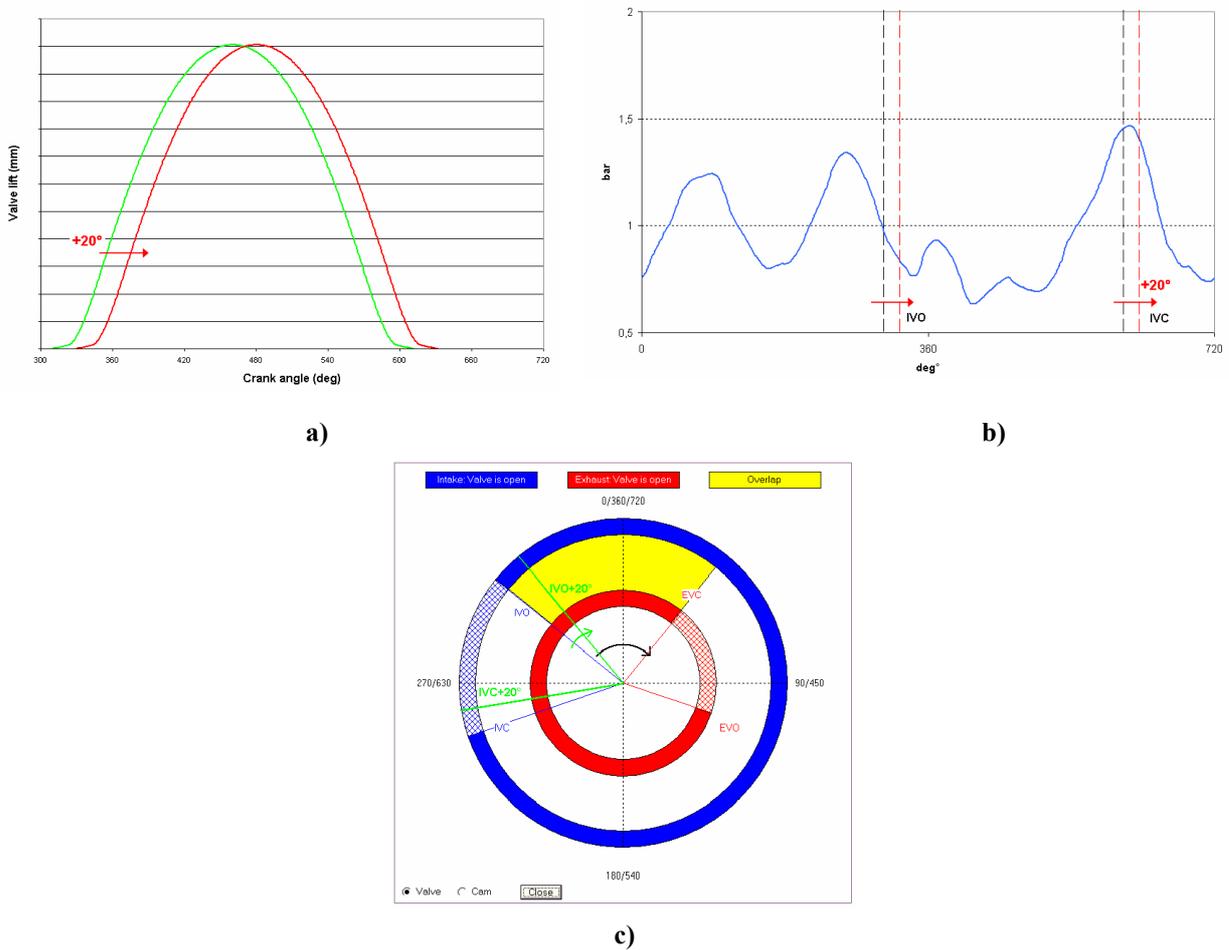


**Figura 2.3** – Variatore di fase Alfa Romeo.

I sistemi successivi, appartenenti alla seconda categoria, hanno introdotto la possibilità di modificare, oltre alla fase, anche l'alzata della valvola. La soluzione, adottata da Porsche (sistema VarioCamPlus), mostrata in figura 2.5, comprende un dispositivo idraulico simile a quello mostrato in figura 2.3 per variare l'anticipo della fase d'aspirazione.

Essa però permette di avere anche due diversi valori di alzata massima, grazie al fatto che l'albero a camme d'aspirazione presenta tre camme accostate per ciascuna valvola; quella centrale ha un profilo molto basso ed agisce su di una punteria di piccolo diametro, posta all'estremità superiore dello stelo della valvola. Le due laterali, di uguale profilo e con alzata massima circa tripla, servono ad azionare una punteria a corona circolare, coassiale con quella centrale. Questo dispositivo consente tre diverse strategie d'intervento. A velocità di rotazione e carichi bassi, l'ampiezza della fase di aspirazione è molto ridotta, l'angolo di incrocio quasi nullo e l'alzata massima della valvola molto limitata perché la sola camma centrale è in contatto con la punteria di piccolo diametro. A velocità di rotazione e carichi intermedi, il variatore anticipa la fase d'aspirazione portando l'angolo di incrocio al suo massimo valore, mentre ampiezza di fase e alzata massima della valvola sono sempre limitate, perché le due camme laterali non arrivano ad azionare la punteria a bicchiere anulare (che continua ad

essere mantenuta in posizione abbassata dal sistema idraulico interno). Essa è invece resa operativa quando si passa a pieno carico. La valvola è allora azionata dalle camme laterali che impongono una maggiore alzata massima e una fasatura più ampia.



**Figura 2.4** – Posticipo, +20°, istante di apertura delle valvole d'aspirazione a): legge d'alzata valvola; b): andamento della pressione nel collettore d'aspirazione; c): diagramma circolare fasatura.



**Figura 2.5** – Sistema di azionamento variabile delle valvole VarioCamPlus, che consente di azionare in modo discreto sia la fasatura che l'alzata.

Più recentemente sono entrati in produzione di serie sistemi come il Valvetronic BMW, che permette un ampio controllo delle leggi di moto delle valvole in funzione del regime e del carico del motore attraverso un sistema meccanico.

Un altro sistema è stato sviluppato dal Centro Ricerche Fiat con il nome di UNIAIR (fig. 2.6) e presenta un azionamento elettroidraulico. Il principio di funzionamento è semplice: la punteria e la valvola del motore sono collegate attraverso un volume di olio, controllato da una elettrovalvola attuata dal sistema elettronico di controllo. Mantenendo chiusa l'elettrovalvola, durante la rotazione della camma, la valvola motore ne segue fedelmente il profilo (curva nera di figura 2.6). Disattivandola in anticipo, la pressione dell'olio diminuisce e la valvola motore, per effetto della forza della sua molla, si chiude in anticipo (curva rossa). L'accostamento della valvola sulla sede è regolato da un freno idraulico che strozza il riflusso dell'olio durante la fase finale della chiusura. Attivando in ritardo l'elettrovalvola si ha invece un'apertura ritardata della valvola ed un'alzata ridotta (curva verde).

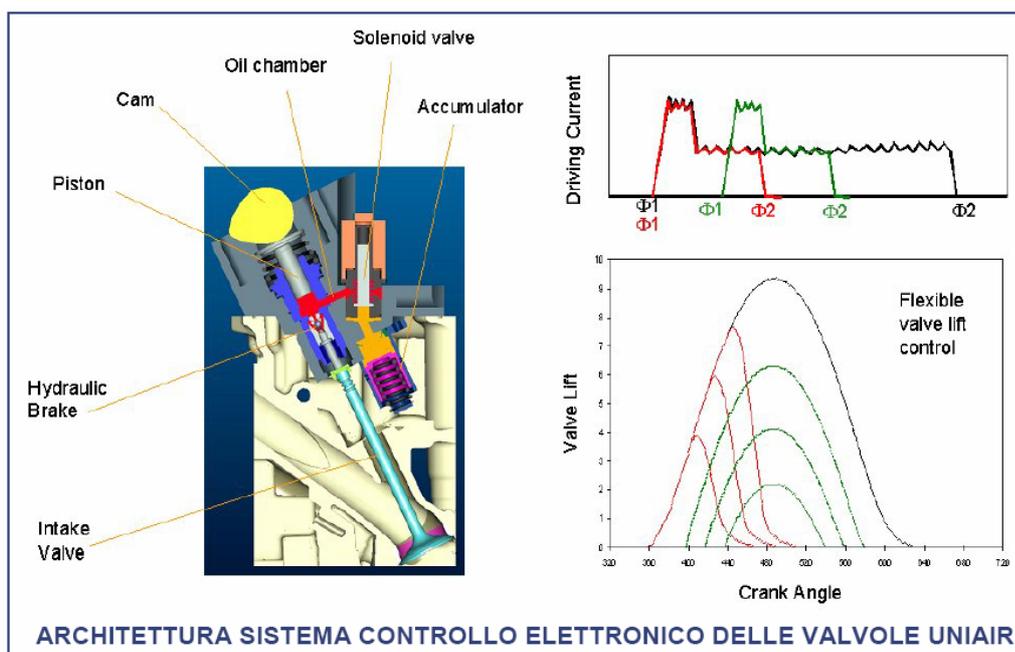


Figura 2.6 – Sistema di controllo elettronico delle valvole UNIAIR.

Con sistemi evoluti di distribuzione variabile si può inoltre regolare il carico del motore controllando la massa d'aria aspirata mediante l'anticipata chiusura della valvola d'aspirazione, eliminando così la valvola a farfalla. La perdita di energia dovuta al ciclo di sostituzione del fluido di lavoro (perdita di pompaggio) pertanto diminuisce. Tale vantaggio è però alquanto limitato dall'incremento delle perdite per laminazione dovute al fatto che la chiusura anticipata della valvola d'aspirazione si colloca in una finestra di fase in cui è elevata la velocità dello stantuffo e quindi anche quella del gas effluente dalla valvola.

Ulteriori vantaggi sono rappresentati dalla generazione di moti turbolenti che si possono creare all'interno del cilindro giocando sulle diverse leggi di moto delle due valvole di aspirazione e dalla possibilità di realizzare un funzionamento modulare del motore escludendo ai carichi parziali uno o più cilindri (chiudendone le valvole e non iniettando combustibile).

## **2.5 Effetti dinamici nei sistemi di aspirazione e scarico.**

In un motore alternativo a quattro tempi, alla fine di ogni ciclo, il cilindro scarica i gas combusti nell'ambiente circostante e da esso aspira la nuova carica. Il flusso dal cilindro al condotto di scarico e da quello di aspirazione al cilindro è pulsante. Il susseguirsi delle fasi di aspirazione genera un insieme di onde di pressione e di depressione nel sistema di aspirazione; queste oscillazioni di pressione interferiranno con il processo di riempimento del cilindro, favorendolo od ostacolando. Fenomeni simili avvengono ovviamente nel sistema di scarico, influenzando la pressione dei gas residui.

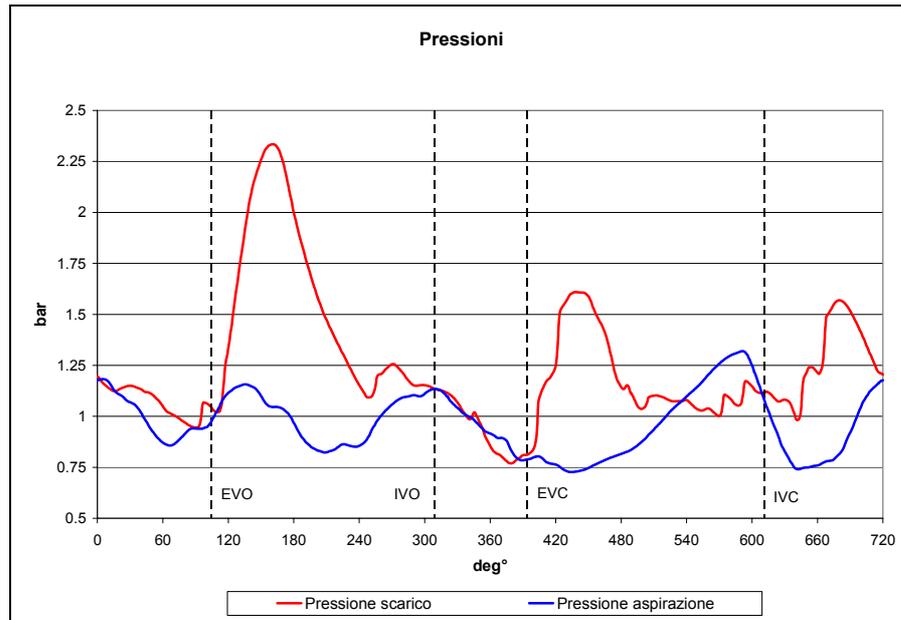
In figura 2.7 è mostrato l'andamento tipico della pressione nei condotti di aspirazione e di scarico in corrispondenza delle valvole.

Per migliorare il coefficiente di riempimento (nei motori da corsa può superare fortemente l'unità) si può ottimizzare il sistema di aspirazione in modo da sfruttare *fenomeni dinamici* nei seguenti modi:

1. Trasformando l'energia cinetica (pressione dinamica) dell'aria in pressione statica. Ciò viene fatto prevalentemente in motori installati su veicoli che possono muoversi ad elevata velocità, prevedendo delle prese d'aria dinamiche;
2. Sfruttando le oscillazioni della pressione che si creano nei condotti di aspirazione a causa dell'inerzia dei gas e della discontinuità e ciclicità del processo d'aspirazione.
3. Sfruttando l'onda di pressione che lo scarico spontaneo crea nei condotti di scarico in modo da creare una depressione a fine fase di scarico, che consente di riempire con gas freschi la camera di combustione durante la fase di incrocio della distribuzione.

In letteratura di solito viene fatta una semplificazione puramente ideale, dove viene distinto l'effetto dovuto al moto di trasporto instazionario del fluido, "effetto inerziale", da quelli legati al moto delle onde di pressione, che si propagano attraverso i sistemi di aspirazione e scarico con la velocità del suono, "effetti d'onda".

In realtà i due fenomeni sono strettamente correlati e inscindibili, dato che le onde di pressione si generano a causa dell'inerzia del fluido e quindi un incremento di quest'ultima consente di ottenere un aumento dell'intensità delle onde di pressione, mentre la massa inerziale dipende dalla densità del fluido e quindi dalle onde di pressione. La verità è che questa distinzione viene effettuata per introdurre due diverse tecniche per stimare le frequenze proprie dei condotti d'aspirazione e scarico, secondo quanto descritto in seguito.



**Figura 2.7** – Andamento, in funzione dell'angolo di manovella, delle pressioni nei collettori di aspirazione e scarico, in prossimità delle rispettive valvole. Sono inoltre indicati gli istanti di apertura (IVO, EVO) e di chiusura (IVC, EVC) rispettivamente delle valvole d'aspirazione e di scarico.

### 2.5.1 Effetto inerziale.

La colonna di gas contenuta nel condotto di aspirazione e nel cilindro costituisce un sistema oscillante smorzato con una propria massa ed elasticità distribuita.

Per avere il massimo sfruttamento dell'inerzia del gas nel condotto, convertendo così l'energia cinetica (generata dal pistone nella prima parte della sua corsa) in energia di pressione nel tratto finale della fase di aspirazione, occorre legare in modo opportuno la frequenza propria del sistema gassoso, contenuto nel condotto, con la frequenza con cui si succedono le fasi di aspirazione. L'espressione dell'energia cinetica della colonna fluida contenuta nel condotto, nel caso di velocità e densità uniformi, è:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot u^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot L \cdot S \cdot \left[ \frac{\dot{V}}{S} \right]^2 \quad (2.1)$$

con:

$m$ : massa della colonna gassosa;

$u$ : velocità del gas nel condotto;

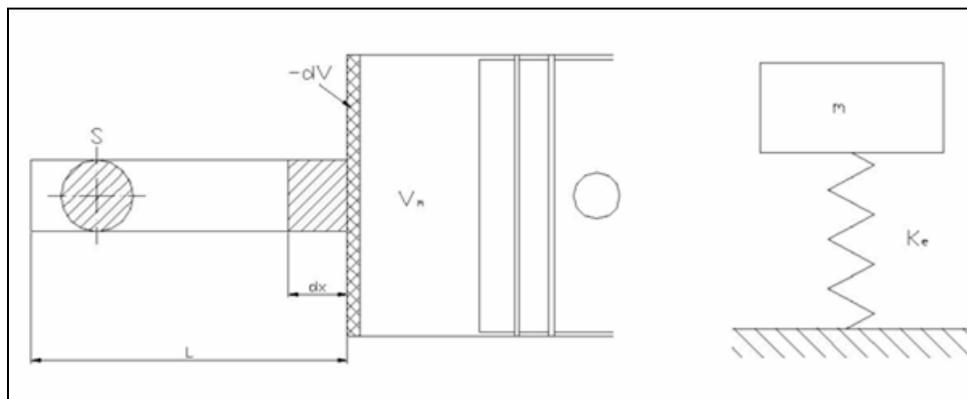
$\rho$ : densità dell'aria nel condotto;

$L$ : lunghezza del condotto;

$S$ : sezione media del condotto;

$\dot{V}$ : portata volumetrica.

Dall'espressione 2.1 si nota che l'energia cinetica è tanto più elevata quanto più è lungo il condotto e quanto minore è la sua sezione. Bisogna considerare che, nel caso di condotti molto lunghi, la massa presente nel condotto può non essere completamente eccitata e quindi una parte di essa può avere velocità trascurabile, mentre con sezioni molto piccole si hanno forti perdite fluidodinamiche.



**Figura 2.8** – Schematizzazione, mediante un risonatore di Helmholtz, del sistema gassoso contenuto nel condotto di aspirazione e nel cilindro.

Per una trattazione semplificata, ma molto grossolana quanto ai risultati, del problema si assumono le seguenti ipotesi:

1. la massa del sistema è costituita dal solo fluido presente nel condotto;
2. l'elasticità è costituita dal solo fluido contenuto nel cilindro, che si suppone venga compresso ed espanso adiabaticamente, trascurandone il movimento.

La prima ipotesi è abbastanza accettabile, dato il modesto contributo del fluido contenuto nel cilindro all'energia cinetica complessiva. La seconda invece è totalmente irrealistica, perché la quantità di fluido contenuta nei condotti è elevata e quindi dà un forte contributo all'elasticità del sistema e inoltre perché il volume relativo al cilindro è fortemente variabile nel tempo.

In tal modo la frequenza propria del sistema gassoso contenuto nel condotto può

essere calcolata assimilandolo ad un sistema ad un grado di libertà costituito da una massa e da una molla. La schematizzazione, rappresentata in figura 2.8, è detta “Risuonatore di Helmholtz”.

Si ottiene che la frequenza propria del risuonatore di Helmholtz, dell’insieme condotto cilindro, vale:

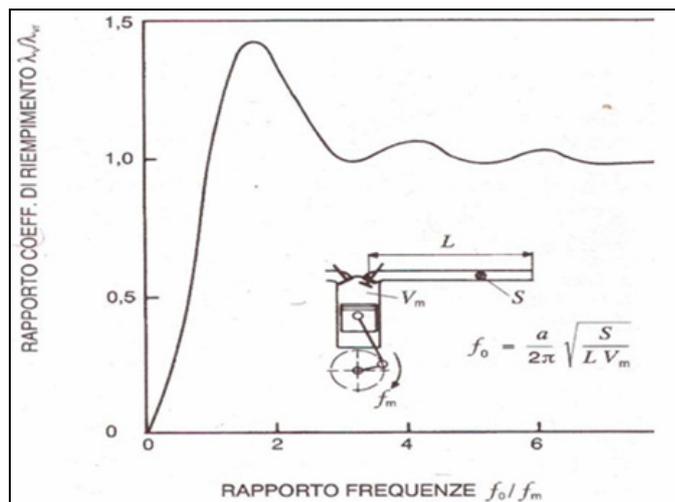
$$f_0 = \frac{a}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{L \cdot V_m}} \quad (2.2)$$

con:

$a$ : velocità del suono nel condotto;

$V_m$ : valore medio del volume nel cilindro nella corsa di aspirazione.

Il massimo riempimento si ottiene quando il rapporto tra la frequenza propria del sistema gassoso e quella con cui si succedono le fasi di aspirazione è un numero pari (fig. 2.9).



**Figura 2.9** – Andamento del coefficiente di riempimento in funzione del rapporto tra la frequenza propria del sistema  $f_0$  e quella corrispondente al regime di rotazione ( $f_m = N$ ).

Nella figura 2.9 si nota inoltre che la condizione ottimale ai fini del riempimento corrisponde ad una frequenza del risuonatore doppia di quella corrispondente alla velocità di rotazione del motore (a sua volta doppia rispetto a quella con cui si intervallano le aspirazioni).

Deve quindi risultare:

$$f_0 = 2 \cdot f_m = 2 \cdot N \quad (2.3)$$

Così facendo il periodo proprio del sistema,  $1/f_0$ , approssima la durata della corsa di aspirazione ( $180^\circ$  di manovella, pari a mezzo giro di albero motore). La suddetta relazione tra

le frequenze permette di determinare, sia pure in modo molto approssimativo, le caratteristiche geometriche dei condotti atte a massimizzare l'effetto inerziale.

Dalla (2.2) si nota che, a parità di cilindrata unitaria, volendo abbassare il regime di ottimizzazione del motore, si possono adottare i seguenti provvedimenti:

- diminuire la sezione  $S$ , a parità di lunghezza  $L$ ;
- aumentare la lunghezza  $L$ , a pari sezione  $S$ ;
- in generale, diminuire il rapporto  $S/L$ .

Analoghe considerazioni sull'effetto inerziale possono essere ripetute anche per lo scarico, dove è possibile sfruttare l'energia cinetica acquistata dai gas nel periodo più veloce nella fase di scarico (scarico spontaneo) per creare una depressione in prossimità della valvola di scarico nell'istante di chiusura. Si ha così un effetto benefico di estrazione verso la fine della fase di scarico, quando lo stantuffo ha perso la sua capacità di espulsione dei gas residui presenti.

### **2.5.2 Effetti d'onda.**

Il processo di riempimento è fortemente influenzato dalle onde di pressione che si propagano, con velocità del suono (relativa alla velocità con cui il fluido si muove nel condotto), nei sistemi di aspirazione e scarico riflettendosi ad ogni discontinuità. Se facciamo riferimento al condotto di aspirazione l'energia eccitatrice deriva dall'inerzia del fluido che, alla fine della fase d'aspirazione, genera un'onda di compressione. In condizioni di risonanza nel condotto, si ha un miglioramento del coefficiente di riempimento, perché si genera una sovrappressione nel cilindro alla successiva fine della fase d'aspirazione. Infatti l'onda di compressione si propaga verso il termine del condotto (che può essere l'ambiente, un volume in serie, una connessione con altri condotti, ecc.).

Poiché il volume a valle risulta grande rispetto a quello del condotto, la differenza di pressione tra il condotto e l'ambiente esterno deve annullarsi nella sezione terminale del primo. Da questa condizione al contorno del sistema deriva che un'onda di pressione di segno opposto si genera all'estremità aperta, in modo che l'effetto globale delle due onde (incidente + riflessa) sia di annullare la differenza di pressione nella sezione terminale; tale onda risalirà il condotto in senso inverso. Al contrario, nel caso di estremità chiusa l'impulso viene riflesso conservando lo stesso segno.

Pertanto all'estremità aperta del condotto nasce un'onda di depressione che procede verso l'estremità, lato cilindro, del condotto con velocità pari alla somma di quella del suono e

quella del fluido. Qui l'onda di depressione viene riflessa con lo stesso segno; di nuovo raggiunge l'imbocco, dove cambia di segno, tornando finalmente al lato cilindro del condotto come onda di compressione e chiudendo il ciclo.

Si ottengono le condizioni di risonanza, se la frequenza con cui si susseguono le aspirazioni (che è uguale alla frequenza di rotazione del motore divisa per due) è un sottomultiplo intero della frequenza di ciclo delle onde di pressione. Da questa uguaglianza, si può ricavare la lunghezza ottimale del condotto che permette di massimizzare gli effetti dinamici ad un certo regime di rotazione; essa è pari a:

$$L = \frac{c^2 - a^2}{2 \cdot k \cdot N \cdot c} \quad (2.4)$$

con:

$c$ : velocità del suono nel condotto;

$a$ : velocità del fluido nel condotto;

$k$ : numero intero;

$N$ : regime di rotazione del motore.

Sperimentalmente si trova che esistono tre lunghezze ottimali del condotto, corrispondenti a valori di "k" pari a 3, 4 e 5. Per valori inferiori a 3 si ottengono dei condotti troppo lunghi, con eccessive perdite per attrito, mentre con valori superiori a 5 si ottengono condotti troppo corti per avere fenomeni inerziali significativi. In realtà, le lunghezze ottimali risultano un poco inferiori a quelle indicate dalla relazione suddetta, sia per gli smorzamenti dovuti agli attriti, che abbassano la frequenza propria del sistema, sia perché, nel periodo in cui la valvola è aperta, la parte libera del cilindro viene ad essere inclusa nella lunghezza risonante del condotto.

Così come la fine dell'aspirazione produce un'onda di compressione, il suo inizio ne produce una di dilatazione. Essa può contribuire all'onda di compressione che si vuole creare alla fine, se tra inizio e fine intercorre un tempo pari a:

$$t'' = mt' + t' / 2 \quad (2.5)$$

con  $m$  numero intero.

Nel sistema di scarico, invece, si sfruttano le onde di pressione al fine di creare una depressione durante la fase d'incrocio (angoli di manovella da 340° a 390° di figura 2.7) che ha il duplice scopo di facilitare l'estrazione dei gas combusti, in modo da ridurre la pressione dei gas residui e di richiamare la carica fresca dal condotto d'aspirazione.

In questo caso la sorgente di energia è rappresentata dalla forte onda di sovrappressione che accompagna la violenta fuoriuscita dei gas combusti al momento

dell'apertura della valvola (angoli di manovella da  $110^\circ$  a  $240^\circ$  di figura 2.7). Le considerazioni fatte sul ciclo compiuto dalle onde di pressione per il sistema di aspirazione valgono inalterate anche per lo scarico.

Si ottiene la stessa formula per la determinazione del tempo intercorrente tra inizio e fine scarico (2.5) e per la lunghezza ottimale del condotto ai fini della risonanza (2.4); sono differenti i valori della velocità del suono, che nello scarico sono molto più elevate per le maggiori temperature, e il valore del numero intero "k", che ora deve essere pari ad 1 o 2. La lunghezza dello scarico prima del silenziatore non deve superare  $1,5 \div 1,7$  metri per non introdurre eccessivi smorzamenti alle onde di pressione.

La trattazione e le formule considerate valgono solo per motori monocilindrici, o per i pluricilindrici con condotti separati. Per motori pluricilindrici con scarichi accoppiati, quando i cilindri abbiano fasi equidistanti e non vi sia sovrapposizione di fase (massimo tre cilindri), detto  $z$  il numero dei cilindri, il comportamento è quello di un monocilindrico rotante a velocità  $z \cdot N$  in cui venga moltiplicato per  $z$  anche l'intervallo angolare tra inizio e fine scarico. Quando invece non si possa evitare una sia pur parziale sovrapposizione delle varie fasi di scarico, si possono avere sia fenomeni di interferenza tra le onde provenienti dai vari cilindri, sia una maggior contropressione, dovendo un unico tubo evacuare una maggior quantità di gas. Spesso, nei motori a 4 tempi da competizione si modifica la frequenza propria del tubo di scarico agendo, oltre che sulla sua lunghezza, sulla sua forma. Ad esempio un terminale "a megafono" fa aumentare la frequenza propria (il condotto di scarico si comporta come se fosse più corto); questa soluzione produce anche una piccola riduzione della pressione nel sistema di scarico, perché l'equilibrio con la pressione atmosferica viene raggiunto dopo la compressione dinamica che ha luogo nel divergente.

Con geometrie dei condotti fisse, tuttavia, l'ottimizzazione risulta necessariamente limitata all'intorno di una determinata velocità di rotazione. L'uso, invece, di geometrie variabili permette di estendere gli effetti dinamici favorevoli su tutto il campo in cui si vuole ottimizzare il funzionamento del motore.

## CAPITOLO 3

### *Il motore V12 Lamborghini*

#### **3.1 Storia del V12 Lamborghini.**

Il motore V12 è stato il primo ad essere prodotto dalla Lamborghini ed è generalmente considerato uno dei migliori mai realizzati dalla casa di Sant'Agata Bolognese. Inizialmente la sua cilindrata era di 3464 cm<sup>3</sup> e venne montato sulla prima vettura costruita dalla Lamborghini: la 350 GT (figura 3.1).

Ci sono diverse leggende su questo motore che venne progettato da Giotto Bizzarrini. Secondo alcuni deriva dal progetto del motore Honda Formula 1 dell'epoca. Altri, invece, affermano che Bizzarrini lo ricavò da un suo precedente progetto, sempre per un motore da Formula 1. Ambedue i motori erano dei V12 con cilindrata di 1500 cm<sup>3</sup>.

Ad ogni modo quando Ferruccio Lamborghini decise di cominciare a produrre auto sportive contattò Bizzarrini per realizzare un motore per la sua auto e, si dice, gli garantì un bonus per ogni CV in più rispetto al motore V12 montato sulle Ferrari di quel periodo. Il motore fin dall'inizio era progettato per avere due alberi a camme in testa per ogni blocco di cilindri, altra sfida di Lamborghini alla Ferrari che all'epoca montava dei motori dotati di un solo albero a camme, mentre l'angolo tra i blocchi era di 60°.

Il primo prototipo venne provato nel 1963 e produsse 370 CV a 9000 giri/min. Secondo il progettista si poteva arrivare anche a 400 CV a 11000 giri/min se fosse stato adottato il sistema di alimentazione ad iniezione. Le prestazioni che il motore già forniva vennero però giudicate più che adeguate e pertanto vennero mantenuti i carburatori. Il motore era in grado di raggiungere l'eccezionale potenza di 107 CV/litro, valore mai raggiunto in precedenza. Per il normale uso stradale, la potenza venne ridotta a 280 CV che era comunque un valore di tutto rispetto, se si pensa che nello stesso periodo il motore della Chevrolet Camaro, un V8 da 3700 cm<sup>3</sup>, erogava 140 CV.

Negli anni la cilindrata fu portata a 5000 cm<sup>3</sup>, furono montate testate a 4 valvole per cilindro e venne adottato il sistema di iniezione elettronica. Inoltre anche il sistema di lubrificazione del motore venne radicalmente modificato passando al carter secco.

Il motore V12 equipaggiò, nelle diverse versioni e cilindrata, tutte le vetture di punta della Lamborghini fino all'attuale Murciélago.



**Figura 3.1** – Lamborghini 350 GT.

### **3.2 Lamborghini Murciélago LP 640.**

Fedeli alla tradizione che vuole, da sempre, il toro come simbolo della prestigiosa casa automobilistica, i responsabili della Automobili Lamborghini hanno deciso di battezzare anche questa supercar con il nome di un toro.

La Lamborghini Murciélago (fig. 3.2), che rappresenta l'erede della Diablo, è nata nel 2002 ed è prodotta sia in versione Roadster (introdotta nel 2005, fig.3.3) che Coupé due posti e due porte (queste ultime con l'ormai caratteristica apertura "verticale"). La vettura è basata sul tipico layout Lamborghini: motore V12 centrale longitudinale, trasmissione con cambio posto davanti al motore e differenziale posteriore integrato nel gruppo motopropulsore (fig.3.6), trazione integrale permanente con giunto viscoso centrale.

La Murciélago è caratterizzata dall'integrazione dell'abitacolo nel corpo vettura: è la cosiddetta forma a cuneo resa celebre dalla Countach e dalla Diablo (fig. 3.4).



**Figura 3.2** – Lamborghini Murciélago LP 640.

Questo layout, punto di forza dei progetti Lamborghini da più di trenta anni, consente di ottenere una distribuzione delle masse ottimale (42% anteriore e 58% posteriore) con evidenti effetti positivi sulle caratteristiche di trazione, frenata ed handling.



**Figura 3.3** – Lamborghini Murciélago Roadster.

Il telaio della Murciélago è stato notevolmente irrigidito e le sospensioni, indipendenti a quadrilatero articolato, rappresentano la scelta più vantaggiosa per una vettura GT di elevate prestazioni e sono in linea con la tradizione Lamborghini.

I pannelli esterni della carrozzeria sono in fibra di carbonio, ad eccezione del tetto e dei pannelli delle portiere che sono in acciaio per motivi di sicurezza.



**Figura 3.4** – Lamborghini Countach e Diablo.

Del tutto inedito è il sistema “VACS” (“Variable Air-flow Cooling System”). Per evitare prese d’aria sovradimensionate, con conseguente penalizzazione della resistenza aerodinamica, la Lamborghini ha realizzato il sistema di raffreddamento con prese aria a geometria variabile, in grado di variare la sezione di passaggio in funzione della richiesta del motore e delle condizioni di temperatura esterna. Il sistema è composto da due prese aria laterali posteriori con apertura a compasso (fig. 3.3 e 3.5), a due posizioni: chiusa ( $0^\circ$ ) o aperta ( $20^\circ$ ). Il passaggio dall’una all’altra posizione può essere comandato automaticamente, in base alle condizioni operative (temperatura acqua motore e temperatura esterna), o manualmente, a scelta del conducente.



**Figura 3.5** – Prese d’aria a geometria variabile ( Sistema VACS).

Anche gli specchi retrovisori esterni sono ripiegabili elettricamente, all'aumentare della velocità, per ridurre la resistenza aerodinamica.

Inoltre, per garantire un corretto bilanciamento aerodinamico a qualsiasi velocità, sulla coda è stato previsto uno spoiler, anch'esso ad inclinazione variabile. In funzione della

velocità della vettura, lo spoiler posteriore può assumere tre diverse posizioni: da 0 a 130 km/h chiuso, tra 130 e 220 km/h parzialmente aperto (50°) e oltre 220 km/h completamente aperto (70° circa). In conseguenza di queste variazioni, il Cx della vettura passa da un minimo di 0,33 a un massimo di 0,36 a seconda della posizione delle prese d'aria e dell'apertura dello spoiler.

Il cambio della Lamborghini Murciélago è a 6 rapporti, mentre la trasmissione mantiene il tipico layout Lamborghini. L'utilizzo di sincronizzatori di nuova generazione (doppio e triplo cono) e l'ottimizzazione del cinematismo di comando hanno permesso di ottenere una significativa riduzione dello sforzo di azionamento della leva comando cambio. Il sistema di comando idraulico della frizione è stato ottimizzato grazie anche all'utilizzo di un cilindro attuatore coassiale al reggispinga con sostanziale riduzione del carico medio al pedale frizione.

E' stato inoltre adottato un sistema a quattro ruote motrici permanenti con giunto viscoso centrale ("Viscous Traction"), con differenziale posteriore autobloccante al 45% e anteriore al 25%. Questa soluzione rappresenta un sistema attivo di controllo trazione: la coppia in eccesso sull'asse principale (posteriore) viene, infatti, trasferita automaticamente verso l'asse secondario (anteriore) per mantenere sempre una condizione di trazione ideale.

Nonostante ciò, per far fronte a situazioni di guida estrema, Lamborghini ha anche sviluppato un sistema di controllo della trazione che agisce sul motore. In condizioni di raggiungimento dei limiti di aderenza, la coppia motrice viene opportunamente ridotta agendo sia sulla farfalla (tramite "DBW"), sia sull'iniezione che sull'accensione.

Il propulsore della Murciélago LP640 (fig. 3.6), è l'ultimo nato in casa Lamborghini. E' un 12 cilindri a V di 60° di 6496 cm<sup>3</sup> interamente in alluminio a quattro valvole per cilindro, che eroga una potenza di 640 CV a 8000 giri/min e una coppia di 660 Nm a 6000 giri/min. Tale motore ha sostituito il precedente V12 6200 cm<sup>3</sup> che sviluppava una potenza massima di 580 CV a 7500 giri/min e una coppia massima di 650 Nm a 5400 giri/min.

Ciascuna bancata è fluidodinamicamente indipendente dall'altra, in quanto sia i sistemi d'aspirazione che di scarico sono separati. Sono quindi presenti due plenum (figura 3.7) e quattro corpi farfallati a controllo elettronico ("drive-by-wire").

La curva di coppia è ottimizzata in tutto il campo di funzionamento, grazie all'utilizzo di un sistema di aspirazione a geometria variabile "VIS" e di un sistema di fasatura variabile "VVT" sia per l'aspirazione che per lo scarico.



**Figura 3.6** – Propulsore V12 6500 Lamborghini.

Il sistema di aspirazione a geometria variabile è basato sulla variazione della geometria del sistema d’aspirazione a monte dei condotti primari e si basa su tre diverse configurazioni del plenum, ottenute tramite l’apertura e la chiusura di due valvole a farfalla (una sul plenum e una sul condotto di by-pass), gestite dalle centraline di controllo motore Lamborghini “LIE”. I sistemi VIS e VVT saranno descritti più in dettaglio nel capitolo 4.

In particolare è da segnalare che già a 2000 giri/min la coppia della Murciélago è superiore al valore di coppia massima della maggior parte delle vetture Granturismo presenti oggi sul mercato.



**Figura 3.7** – Plenum del V12 6200 Lamborghini.

La gestione e il controllo dei parametri motoristici e di vettura è effettuata tramite un sistema di tre centraline “master” e una centralina satellite (“slave”), in particolare si hanno due centraline gestione motore Lamborghini “LIE”, una centralina Lamborghini “GFA” (“Gestione Funzioni Ausiliarie”) e una centralina Lamborghini “PMC” (“Power Motor Control”, centralina satellite). I collegamenti fra queste centraline sono via CAN BUS.

### 3.3 Obiettivi della ricerca condotta.

Lo studio condotto ha come obiettivo l'incremento delle prestazioni dell'attuale motore V12 6500 cm<sup>3</sup> Lamborghini. Sono state condotte delle simulazioni tramite il codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale GasDyn, allo scopo di validare il modello dell'attuale V12. Successivamente lo studio si è suddiviso in quattro tipi di analisi che avevano tutte l'obiettivo di incrementare le prestazioni, ma che si differenziano per i modi di operare.

Nella prima analisi è stata aumentata la cilindrata agendo sulla corsa del pistone mantenendo l'alesaggio invariato. Nella seconda è stata effettuata un'ottimizzazione dell'attuale motore agendo soltanto su parametri facilmente modificabili.

La terza analisi ha riguardato l'aumento della cilindrata incrementando l'alesaggio e mantenendo invariata la corsa. Infine come ultima analisi è stato incrementato l'alesaggio e ridotta la corsa con lo scopo di mantenere invariata la cilindrata del motore.

Per tutte le analisi condotte si è utilizzato come base di partenza il modello dell'attuale motore V12 6500 cm<sup>3</sup>.

## **CAPITOLO 4**

### ***Sistemi di Geometria Variabile e di Fasatura Variabile Lamborghini***

#### **4.1 Introduzione.**

Negli ultimi anni i costruttori di auto sportive, pur mirando alla ricerca delle massime prestazioni, si sono orientati sempre più verso motori aventi una coppia elevata anche ai bassi regimi, che si traduce in una migliore elasticità del motore.

Nel caso dei motori aspirati, che rappresentano la scelta della Lamborghini, per ottenere un elevato coefficiente di riempimento ad ogni regime di rotazione del motore, è necessario ottimizzare il sistema d'aspirazione per sfruttare al meglio gli effetti dinamici che avvengono nei sistemi di aspirazione e scarico.

Naturalmente, oltre ad un appropriato dimensionamento del sistema d'aspirazione e di scarico, è necessario l'utilizzo di un sistema di geometria variabile all'aspirazione e di un sistema di fasatura variabile. La sola geometria variabile non consente di ottenere un buon riempimento in un largo range di funzionamento del motore. Per questo ad essa deve essere accoppiato un sistema che ottimizzi l'istante di apertura e di chiusura della valvole.

La possibilità di progettare un sistema di geometria variabile per lo scarico, col fine di migliorare il coefficiente di riempimento, è generalmente limitato dall'architettura del sistema di scarico. Infatti, le presenti e le future normative sulle emissioni inquinanti obbligano, in pratica, all'utilizzo di una coppia di catalizzatori vicini, che non consente l'implementazione della geometria variabile a monte di essi. D'altra parte introdurre dei sistemi a valle dei catalizzatori si rivela poco efficiente, quindi la più proficua applicazione della geometria variabile allo scarico ha come obiettivo il controllo delle emissioni acustiche.

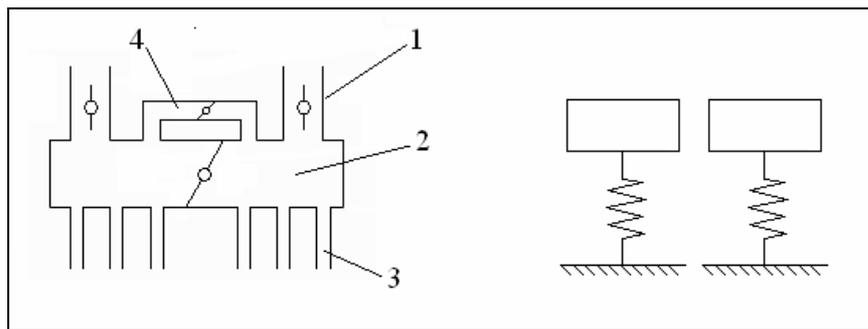
#### **4.2 Sistema di Geometria Variabile VIS.**

Tra le varie possibili soluzioni di sistemi a geometria variabile, la Lamborghini ha scelto per il suo V12 un sistema che si è dimostrato molto efficiente nell'ottimizzare la curva di riempimento ai bassi e agli alti regimi di rotazione.

Per sfruttare al meglio gli effetti dinamici, il sistema presenta una configurazione dei condotti di aspirazione primari (runner) e tre configurazioni del plenum.

Il plenum (uno per bancata) può essere suddiviso in due volumi uguali (elemento 2 fig. 4.1) tramite l'azionamento di una valvola a farfalla posta al centro di esso. Tale plenum è collegato alle prese d'aria vettura e ai filtri tramite due tubi corrugati chiamati "zip" (elemento 1), ed è collegato ai cilindri tramite sei runner (elemento 3). Le due valvole a farfalla che comandano l'aspirazione sono installate a monte degli zip in apposite sedi presenti sul plenum. Inoltre i due semiplenum sono collegati tra loro tramite un condotto chiamato "by-pass" (elemento 4), all'interno del quale è presente un'altra valvola a farfalla posta nella sezione centrale e che ne comanda l'apertura e/o la chiusura. Tale layout consente tre differenti modi di operare, ciascuno dei quali è idoneo ad un determinato range di rotazione del motore.

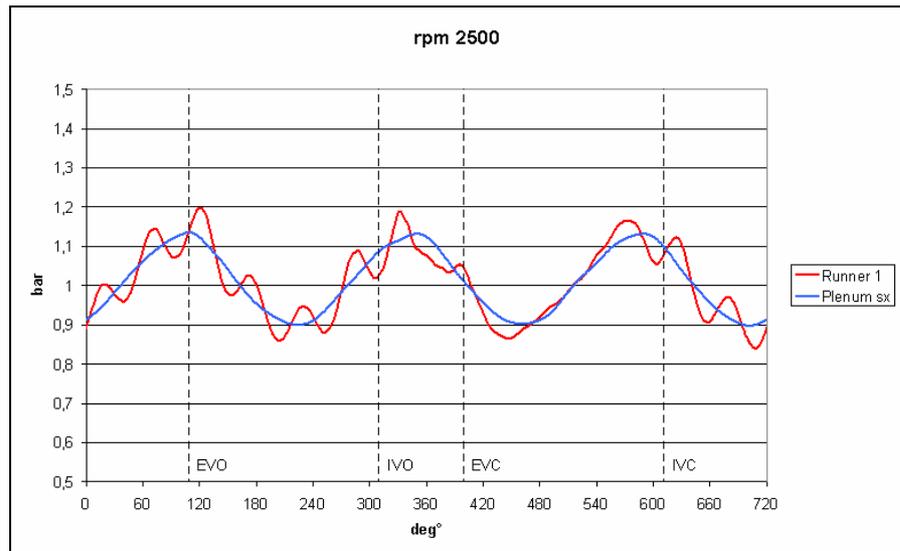
La figura 4.1 mostra la configurazione "CC" (Chiuso-Chiuso):



**Figura 4.1** – Configurazione CC: valvole del plenum e del by-pass chiuse.  
Elemento 1: *Zip*; Elemento 2: *Semiplenum*; Elemento 3: *Runner*; Elemento 4: *By-pass*.

In tale configurazione le valvole a farfalla del plenum e del by-pass sono chiuse, i semiplenum e gli zip possono essere approssimati all'equivalente schema meccanico mostrato nella stessa figura. I due semiplenum sono fisicamente separati e quindi le due coppie di tre cilindri aspirano da volumi indipendenti, in modo da non avere interferenze tra le varie fasi d'aspirazione.

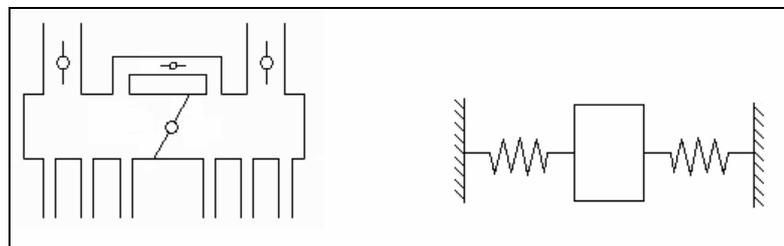
L'obiettivo è di eccitare in risonanza il sistema composto dai runner, dal semiplenum e dallo zip corrispondente. Questa configurazione può essere calibrata per ottimizzare il funzionamento del motore ai bassi e agli altissimi regimi di rotazione.



**Figura 4.2** – Andamento della pressione del semiplenum e di uno dei runner nelle condizioni di risonanza.

Nella figura 4.2 è mostrato l’andamento della pressione in un semiplenum e in un runner in corrispondenza della condizione di risonanza ottenuta a 2500 giri/min, si noti la perfetta sovrapposizione dei due andamenti.

La figura 4.3 mostra la configurazione “CA” (Chiuso-Aperto):



**Figura 4.3** – Configurazione CA: valvola del plenum chiusa e valvola del by-pass aperta.

In questa configurazione la valvola a farfalla del plenum è chiusa, mentre la valvola del by-pass è aperta. I due semiplenum non sono quindi indipendenti ma sono collegati tramite il condotto di by-pass. I due semiplenum e il by-pass possono essere schematizzati con il sistema meccanico mostrato nella stessa figura.

In questo caso sfruttando le oscillazioni di pressioni “fuori fase” dei due semiplenum si eccita in risonanza il volume d’aria contenuto nel by-pass. Tale sistema è utilizzato per ottenere vantaggi ai medi regimi.

Nella figura 4.4, sono mostrate le curve di pressione del semiplenum, del by-pass e del runner, nelle condizioni di risonanza (3500 giri/min).

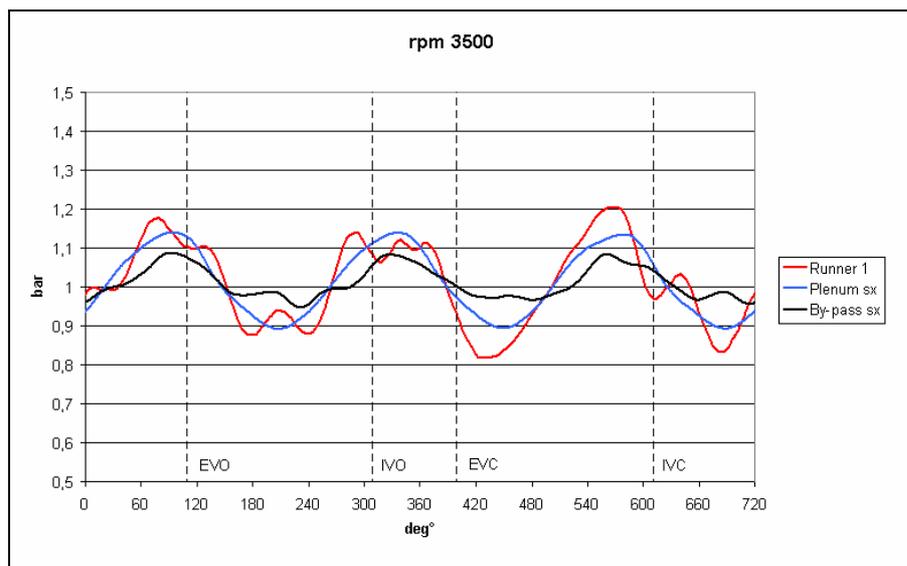


Figura 4.4 – Traccia di pressione del semiplenum, runner e by-pass nelle condizioni di risonanza.

Nella figura 4.5 è mostrata la terza configurazione “AA” (Aperto-Aperto):

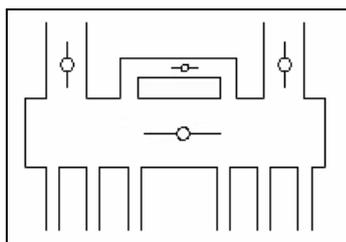


Figura 4.5 – Configurazione AA: valvole del plenum e del by-pass aperte.

In quest’ultima configurazione i due semiplenum sono completamente collegati formando un solo plenum che alimenta tutti e sei i cilindri. Utilizzando una tale configurazione non si hanno rilevanti effetti di risonanza del plenum e degli zip, infatti, a causa della notevole sovrapposizione delle fasi d’aspirazione, le oscillazioni di pressione generate da un cilindro tendono ad annullare tutte le altre ottenendo quindi un’interferenza “distruttiva”.

Tale configurazione è utilizzata per gli alti regimi dove si ottiene un elevato riempimento grazie ai fenomeni di risonanza dei runner. Infatti, com’è possibile notare dalla figura 4.6, l’andamento della pressione nel plenum non presenta delle oscillazioni di intensità rilevante a causa dell’interferenza che tende ad appiattire tale curva. La traccia di pressione del runner, invece, presenta un’oscillazione molto più accentuata dovuta al fenomeno di risonanza di tale condotto.

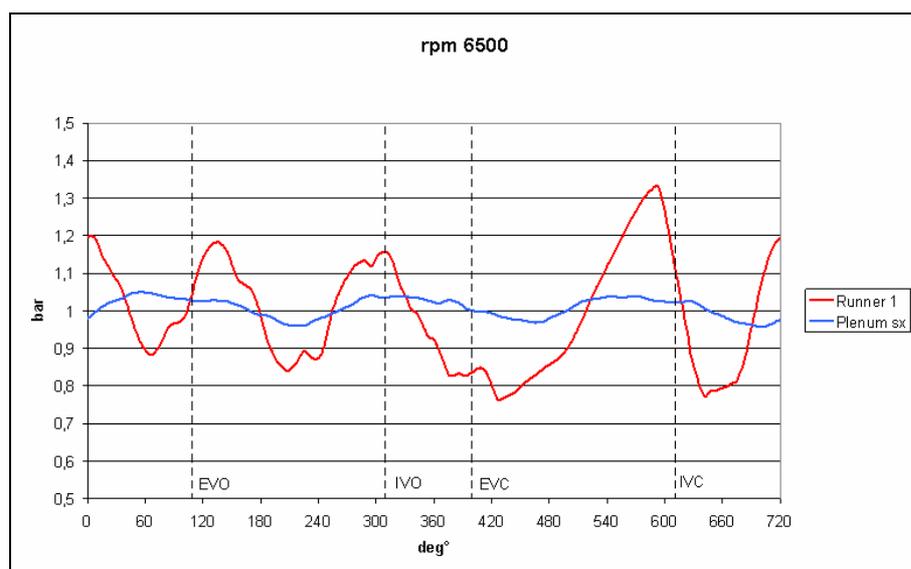


Figura 4.6 – Traccia di pressione del plenum e del runner nelle condizioni di risonanza del runner.

Nella figura 4.7 sono state sovrapposte le curve di riempimento ottenute per ciascuna configurazione descritta: *VIS CC*, *VIS CA* e *VIS AA*.

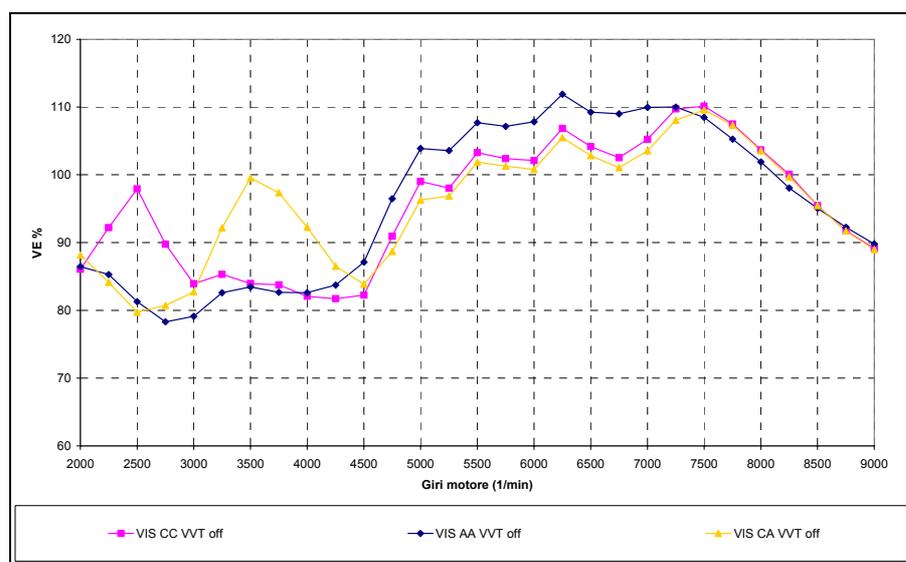


Figura 4.7 – Andamento del riempimento al variare della configurazione VIS utilizzata.

Da tale figura, è possibile capire come un sistema in grado di variare configurazione al variare del regime di rotazione possa dare degli importanti benefici.

Per sfruttare al meglio gli effetti del sistema a geometria variabile, ad ogni regime di rotazione, sarà quindi necessario individuare le soglie di commutazione da una configurazione all'altra.

### **4.3 Terminologia utilizzata.**

In questa trattazione sarà usata la seguente terminologia per il modello Gasdyn:

- Sistema VIS “On”: modello in cui è possibile passare da una configurazione all’altra della geometria variabile (in particolare del plenum e del by-pass) in maniera continua al variare del regime di rotazione, utilizzando la configurazione ottimale che consente il miglior coefficiente di riempimento;
- Sistema VIS “Off”: con tale codifica si intende un modello che prevede una sola configurazione corrispondente a quella in cui le valvole a farfalla del plenum e del by-pass sono entrambe aperte;
- Sistema VVT “On”: in tale modello si varia in maniera continua la fasatura in aspirazione e scarico al fine di avere per ogni regime di rotazione l’istante ottimale di apertura della valvola d’aspirazione (IVO) e di chiusura della valvola di scarico (EVC);
- Sistema VVT “Off”: in questo caso si utilizza un modello in cui la fasatura è fissa e la distanza in termini di ampiezza angolare tra IVO ed EVC è massima (configurazione di massimo incrocio).

### **4.4 Sistema di Fasatura Variabile VVT.**

Il sistema VVT consente di variare il diagramma della distribuzione, ovverosia gli istanti di apertura e di chiusura delle valvole, mantenendo fissa la durata angolare della fase di aspirazione e di scarico, durante il funzionamento del motore. Nel V12 Lamborghini sono, infatti, presenti due variatori di fase, uno all’aspirazione e uno allo scarico.

In questa trattazione, per caratterizzare la fasatura, si riportano gli angoli di apertura delle valvole d’aspirazione (IVO) e di chiusura delle valvole di scarico (EVC) dai cui si ricava subito l’ampiezza dell’angolo d’incrocio (figura 4.8). Il limite del massimo incrocio è legato alle distanze minime tra valvole e pistone.

Il sistema consente di modificare in maniera continua, al variare del regime di rotazione, i valori di IVO ed EVC (VVT “On”) in modo da massimizzare il riempimento, le prestazioni del motore e minimizzare le emissioni inquinanti.

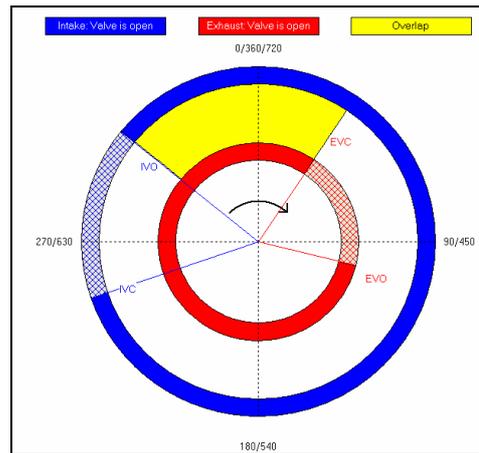


Figura 4.8 – Valve Timing, massimo incrocio.

Nella figura 4.9 sono mostrate le curve di riempimento ottenute con il sistema “VVT On” e “VVT Off”. Come detto in precedenza, con la notazione VVT “Off” si intende un modello con fasatura fissa e i valori utilizzati corrispondono alla configurazione di massimo incrocio.

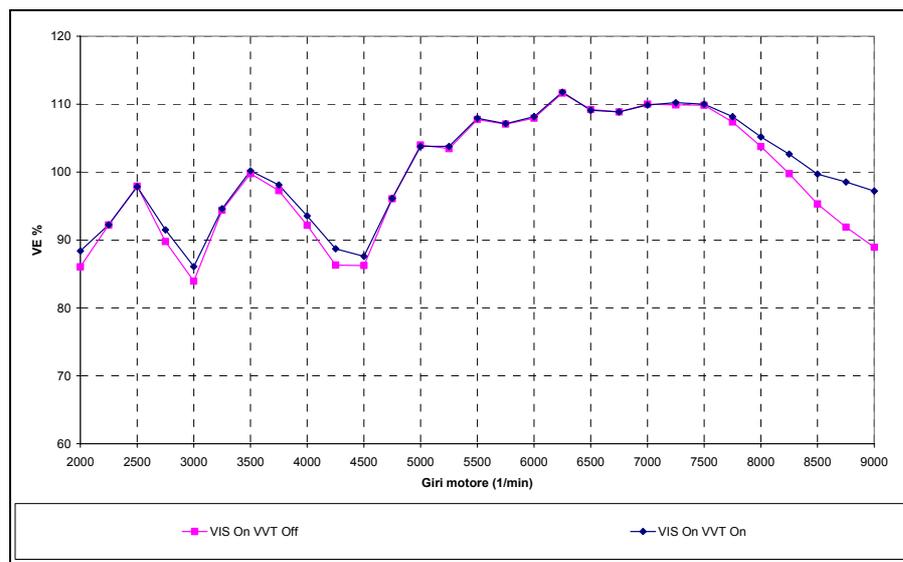


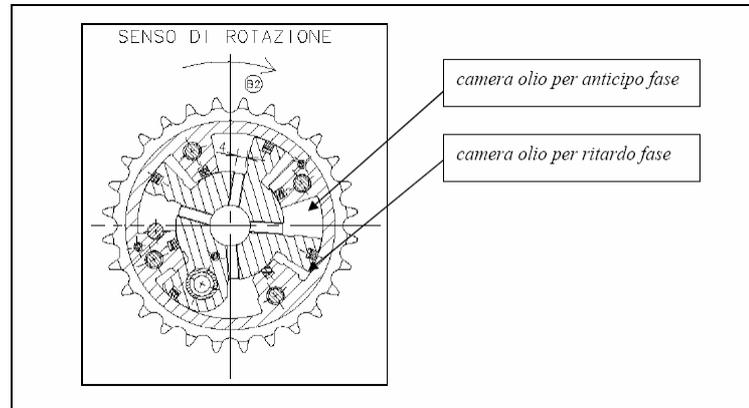
Figura 4.9 – Andamento del riempimento con sistema VIS On , VVT On e VVT Off.

La variazione degli istanti di apertura delle valvole di aspirazione e di scarico avviene tramite appositi attuatori oleodinamici controllati dalla centralina.

L’attuatore consente di variare l’apertura delle valvole in un range di circa 30° motore ed è composto da:

- uno statore solidale alla ruota dentata mossa dalla catena di distribuzione;
- un rotore sul quale è calettato l’albero a camme.

Il posizionamento angolare relativo tra statore e rotore viene variato inviando olio in pressione in due apposite camere, una preposta all'anticipo dell'apertura ed una preposta al ritardo (fig. 4.10).



**Figura 4.10** – Variatore di fase di scarico.

#### **4.5 Descrizione procedura di ottimizzazione dei sistemi VIS e VVT.**

La procedura di ottimizzazione dei sistemi di geometria variabile (VIS) e di fasatura variabile (VVT) ha l'obiettivo di trovare le configurazioni che massimizzano il coefficiente di riempimento in tutte le condizioni operative del motore.

La procedura è suddivisa nelle seguenti tre operazioni:

- Calcolo delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT "Off";
- Ottimizzazione del sistema VVT con il sistema VIS "On";
- Verifica delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT "On".

##### **4.5.1 Calcolo delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT "Off".**

Le soglie di commutazione sono stabilite dal confronto delle curve di riempimento ottenute effettuando simulazioni con le diverse configurazioni del VIS. In questa analisi il modello Gasdyn prevede la fasatura fissa: VVT "Off".

Per impostare una determinata configurazione del VIS nel modello del codice di calcolo, si deve agire direttamente sulle valvole a farfalla del plenum e del by-pass, imponendo l'angolo di apertura:

- $\Psi=0^\circ$ : valvola chiusa;
- $\Psi=90^\circ$ : valvola aperta.

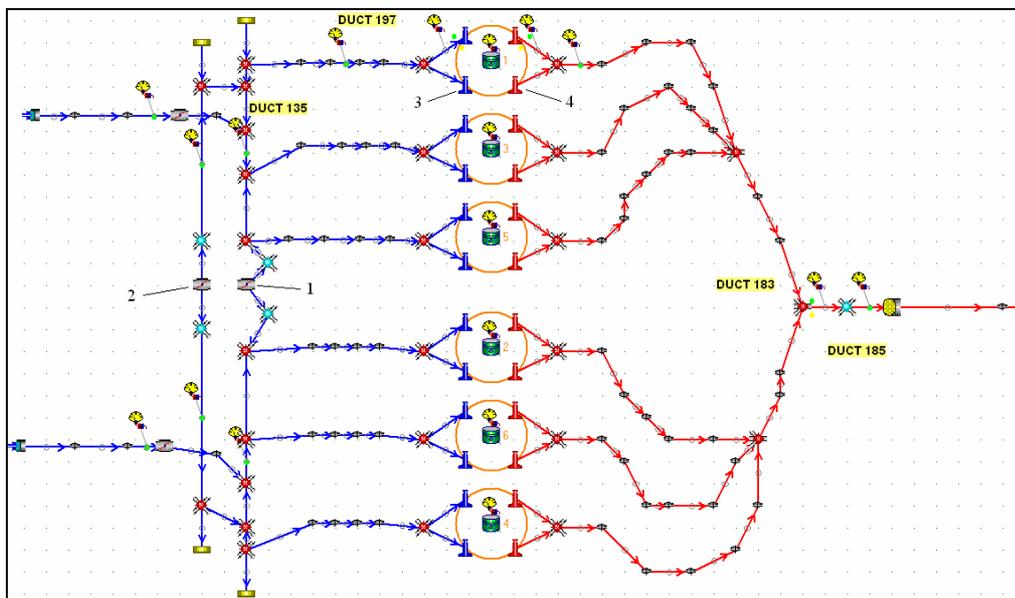
Per modificare l'angolo d'apertura della valvola basta selezionare la valvola desiderata e inserire per ogni regime di rotazione il valore di  $\Psi$  ( $0^\circ$  oppure  $90^\circ$ ) in base alla configurazione scelta. Naturalmente tale procedura deve essere effettuata sia per la valvola del plenum che del by-pass (elementi 1 e 2 di fig.4.11).

Riassumendo:

- Configurazione CC: assegnare ad entrambe le valvole il valore  $\Psi=0^\circ$ ;
- Configurazione AA: inserire per entrambe il valore  $\Psi=90^\circ$ ;
- Configurazione CA: inserire per la valvola a farfalla del plenum il valore  $\Psi=0^\circ$  e per la valvola del by-pass il valore  $\Psi=90^\circ$ .

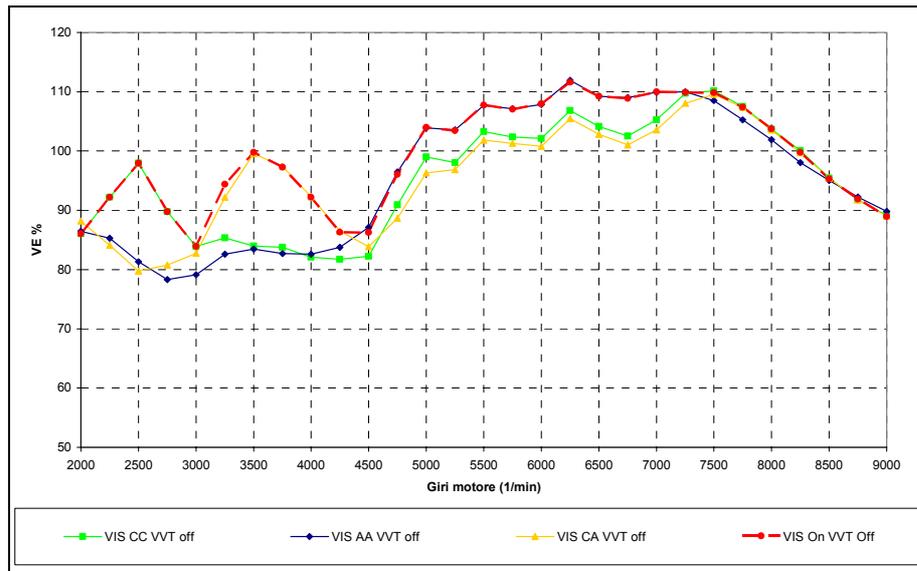
Dopo aver configurato i tre modelli si avviano le simulazioni. Per ogni range del regime di rotazione si individua una configurazione del VIS che consente di massimizzare il coefficiente di riempimento del motore.

Individuata punto per punto la configurazione migliore, si effettua un'ulteriore simulazione con i parametri ottimizzati in modo da ottenere la curva di riempimento del motore con il sistema VIS attivo.



**Figura 4.11** – Modello del V12 (solo una bancata) con il codice Gasdyn.  
Elemento 1: valvola a farfalla del plenum; elemento 2: valvola a farfalla del by-pass;  
elemento 3: valvola d'aspirazione; elemento 4: valvola di scarico.

Dalle simulazioni per il calcolo delle soglie di commutazione VIS si ottengono, ad esempio, le curve di figura 4.12.



**Figura 4.12** – Curve di riempimento per diverse configurazioni del VIS e con VVT “Off”

La curva “verde” è stata ottenuta con la configurazione VIS “Chiuso-Chiuso”, la curva “blu” con la configurazione “Aperto-Aperto” e la curva “gialla” con la configurazione “Chiuso-Aperto”. Dall’analisi di tali curve è possibile individuare gli intervalli di funzionamento in cui ciascuna configurazione consente di ottenere un riempimento migliore rispetto alle altre; tali intervalli sono riassunti nella seguente tabella:

Regime (giri/min)	Configurazione VIS
2000÷3000	CC
3250÷4250	CA
4500÷7250	AA
7500÷9000	CC

**Tabella 4.1** – Configurazione VIS.

La curva “rossa” invece indica il riempimento ottenuto con il VIS configurato con i parametri della precedente tabella e con il VVT “Off”, come previsto tale curva si sovrappone alle precedenti.

Nelle successive figure sono mostrati gli intervalli di azionamento delle valvole del plenum (fig.4.13) e del by-pass (fig.4.14).

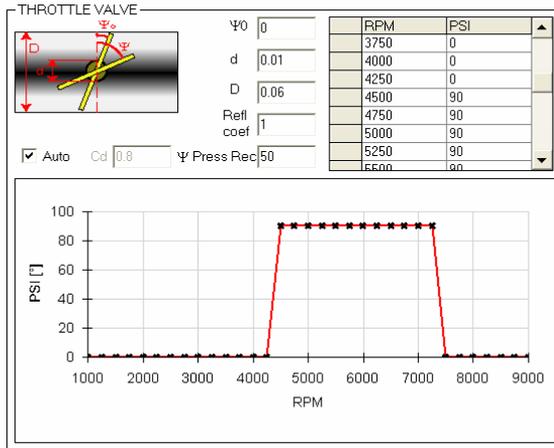


Figura 4.13 – Azionamento valvola plenum.

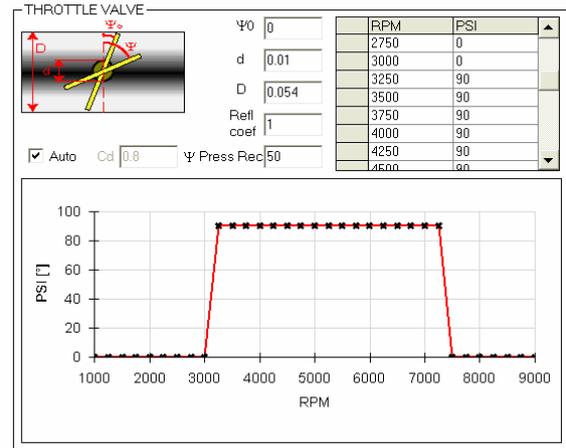


Figura 4.14 – Azionamento valvola by-pass.

I vantaggi, in termini di riempimento, ottenuti dall'utilizzo del sistema VIS sono mostrati nella figura 4.15.

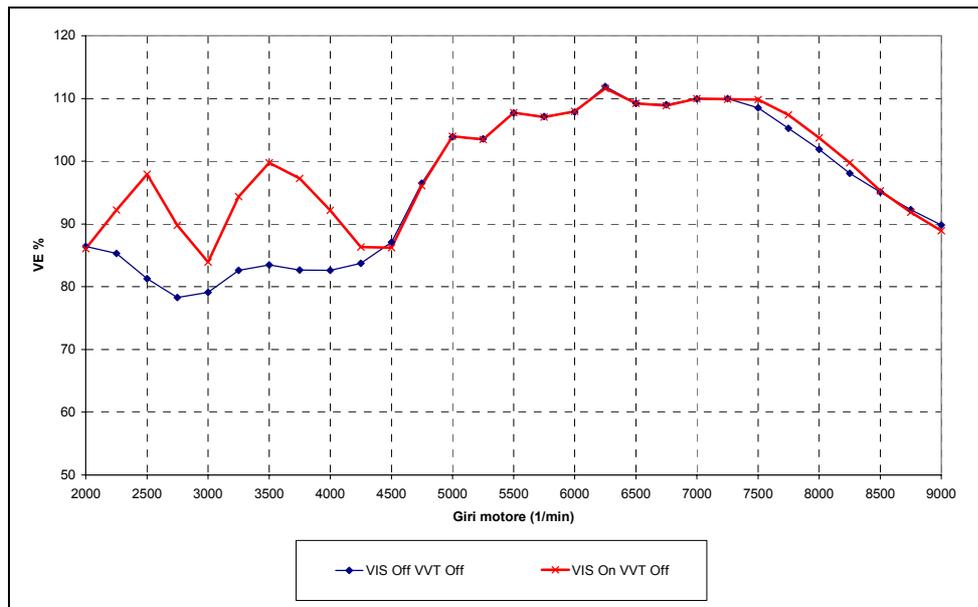


Figura 4.15 – Curve di riempimento ottenute con sistema VIS On e Off e sistema VVT Off.

Il picco di riempimento a 2500 giri/min corrisponde alla condizione di risonanza per il sistema ottenuto con la configurazione “CC”, il picco a 3500 giri/min è dovuto alla risonanza del sistema ottenuto con la configurazione “CA”, infine il picco a 6250 giri/min è generato dalla risonanza del runner.

Come mostrato, si ottengono miglioramenti ai bassi e agli alti regimi, in particolare quest'ultimi possono essere incrementati con l'utilizzo del sistema VVT.

#### 4.5.2 Ottimizzazione del sistema VVT con il sistema VIS “On”.

Utilizzando il modello con il sistema di geometria variabile VIS ottimizzato si procede alla configurazione del sistema VVT.

Per individuare la fasatura ottimale per ogni regime di rotazione, si devono considerare tutte le possibili combinazioni di IVO e di EVC. Ad esempio, se si scelgono sei valori di IVO e cinque valori di EVC le possibili combinazioni saranno trenta, perciò si dovranno simulare altrettanti modelli con corrispondente fasatura fissa.

Partendo dai valori angolari che consentono di ottenere il massimo angolo di incrocio, si procede ad aumentarli o a diminuirli, con uno step angolare prestabilito, in maniera tale da ridurre la fase di incrocio. I valori di partenza sono limitati da vincoli geometrici, legati alla distanza tra le valvole e lo stantuffo, superati i quali si ha la collisione tra essi. L'altro limite, invece, sarà imposto dall'analisi delle curve di riempimento: oltre certi valori di IVO ed EVC si ottiene un peggioramento nella curva di riempimento in tutto il range di funzionamento del motore. La regione d'analisi quindi sarà limitata da questi due vincoli.

Per inserire il valore di IVO e di EVO si seleziona la valvola d'aspirazione e di scarico (elemento 3 e 4 di figura 4.11) e nelle finestre di dialogo si inseriscono i valori angolari desiderati (fig. 4.16). Inoltre bisogna controllare che il pannello Variable Timing sia Off.

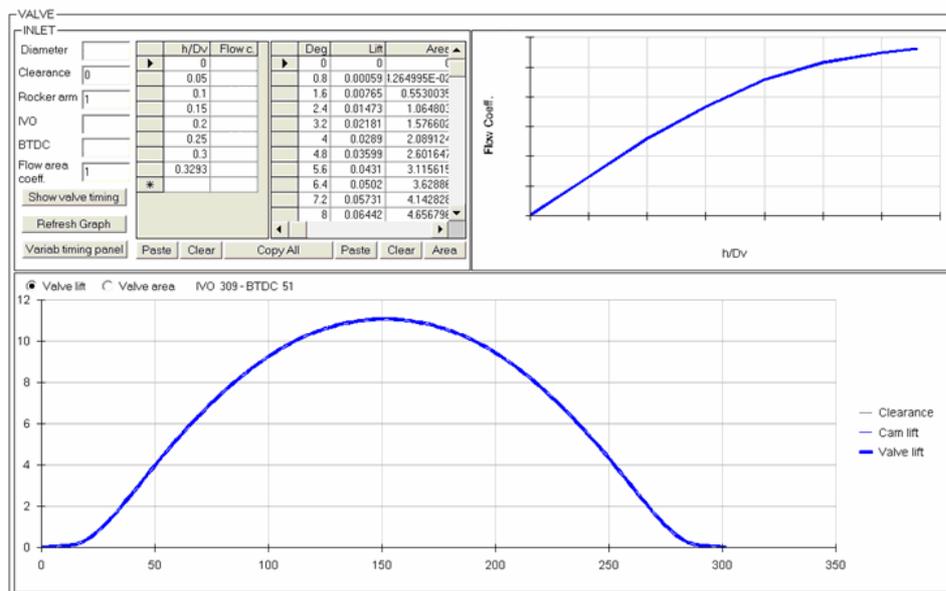


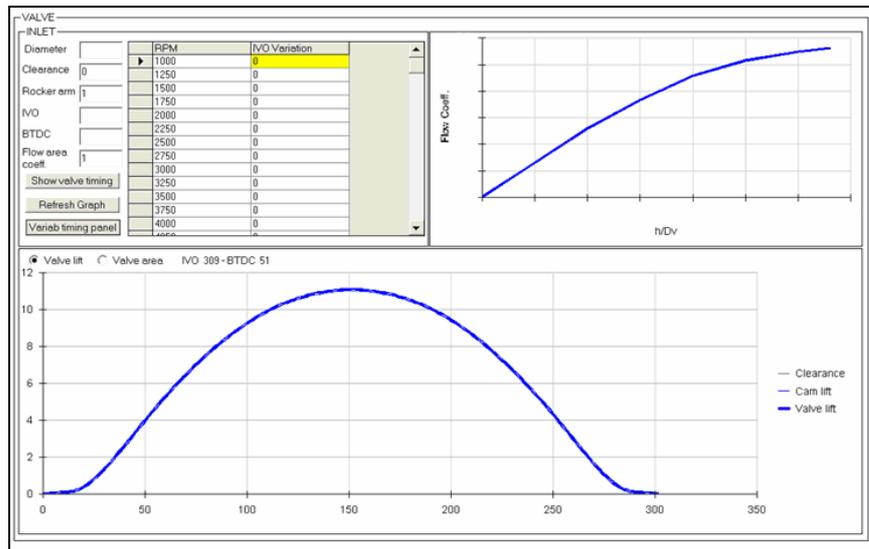
Figura 4.16 – Finestra di dialogo della valvola d'aspirazione.

Dopo aver effettuato tutte le simulazioni si procede all'analisi delle curve di riempimento ottenute e, tramite il confronto dei risultati, è possibile individuare le fasature

che per ogni regime di rotazione consentono di ottenere il massimo riempimento. Si ottengono, quindi, sia i valori ottimali di IVO ed EVC, sia i valori da inserire nell'apposito modulo di Gasdyn che consentono di simulare il funzionamento del VVT. Quest'ultimi valori indicano la variazione degli angoli IVO ed EVC rispetto ai valori di partenza (massimo incrocio).

Si crea, quindi, un ulteriore modello dove inserire i valori ottimali del VVT e si procede con la simulazione da cui si otterrà la curva di riempimento con il VIS e il VVT ottimizzati.

Per inserire la configurazione del VVT nel modello Gasdyn si utilizza l'opzione "Variable timing panel" contenuta nella finestra di dialogo delle valvole (fig. 4.16). Per ogni regime di rotazione (fig.4.17) si inserisce, quindi, la variazione di IVO e/o di EVO ottenuta precedentemente.



**Figura 4.17** – Finestra di dialogo della valvola d'aspirazione, opzione "Variab timing panel".

Come esempio, si riporta una possibile mappa di valori assunti dai parametri IVO ed EVC durante l'ottimizzazione del VVT (tabella 4.2), in questo caso si considerano sei valori di IVO e cinque di EVC. Lo step angolare utilizzato è pari a 5°.

EVC	IVO					
	std	+5°	+10°	+15°	+20°	+25°
-5°	std	+5°	+10°	+15°	+20°	+25°
-10°	std	+5°	+10°	+15°	+20°	+25°
-15°	std	+5°	+10°	+15°	+20°	+25°
-20°	std	+5°	+10°	+15°	+20°	+25°

**Tabella 4.2** – Mappa di valori assunti dai parametri IVO ed EVC per la taratura del sistema VVT

Per ogni valore di EVC si possono ricavare i seguenti grafici, che mostrano l'andamento del riempimento al variare dell'IVO:

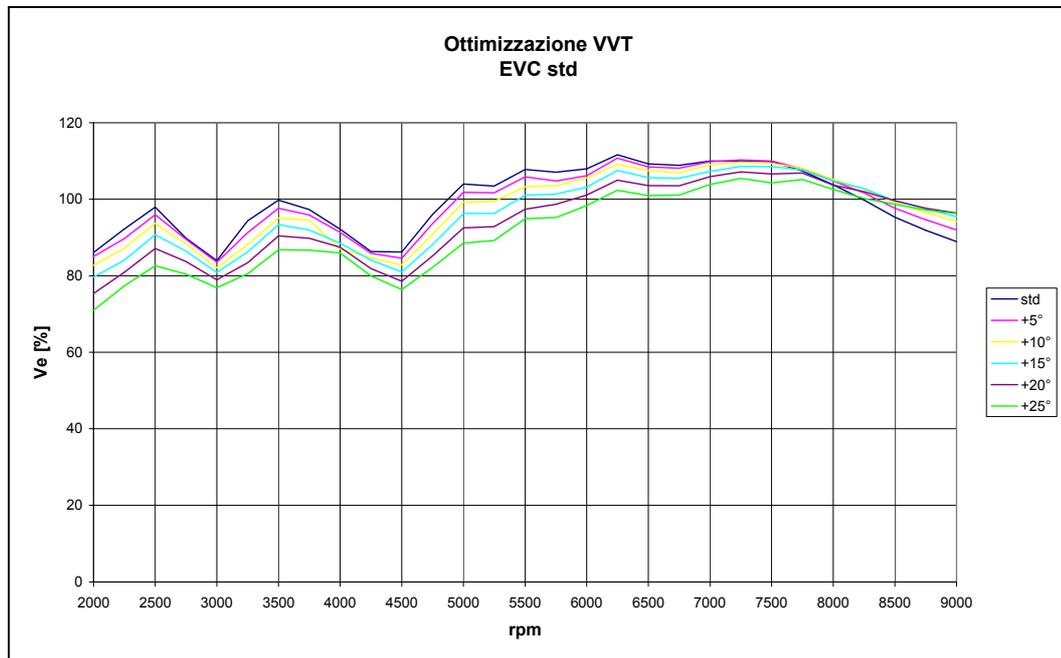


Figura 4.18 – Curve di riempimento ottenute con EVC std (massimo incrocio).

Inoltre per ogni regime è possibile ottenere delle mappe di isoriempimento come mostrato nella figura 4.19.

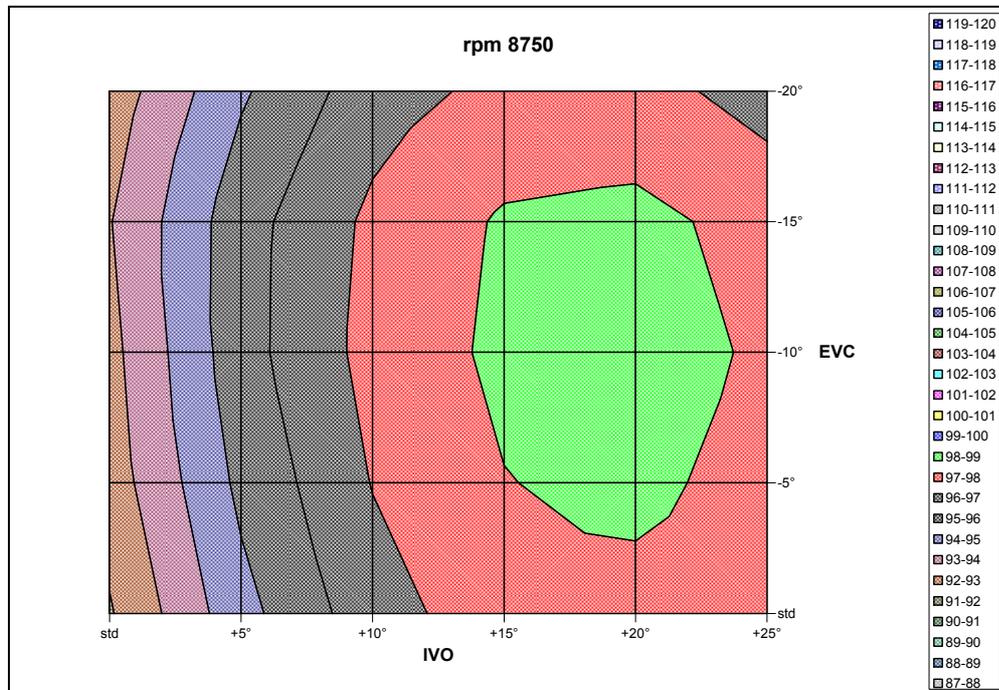


Figura 4.19 – Curve di isoriempimento, regime di rotazione 8750 giri/min.

Nella figura 4.20 sono mostrate le curve di riempimento ottenute sia con il sistema VVT ottimizzato che con il VVT “Off”.

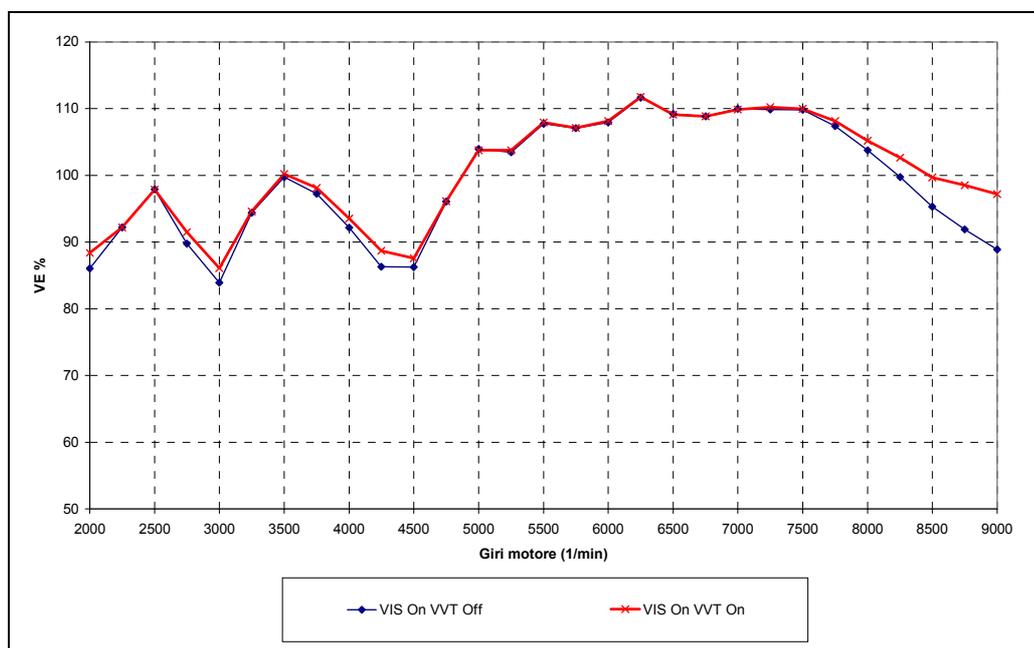


Figura 4.20 – Curve di riempimento ottenute con sistema VVT On e Off e sistema VIS On.

Dalle curve è possibile notare dei miglioramenti ai medio-bassi e agli alti regimi sopra i 7500 rpm. Nella seguente figura sono mostrate le variazioni da imporre all’IVO (curva blu) e all’EVC (curva rossa) rispetto ai valori iniziali.

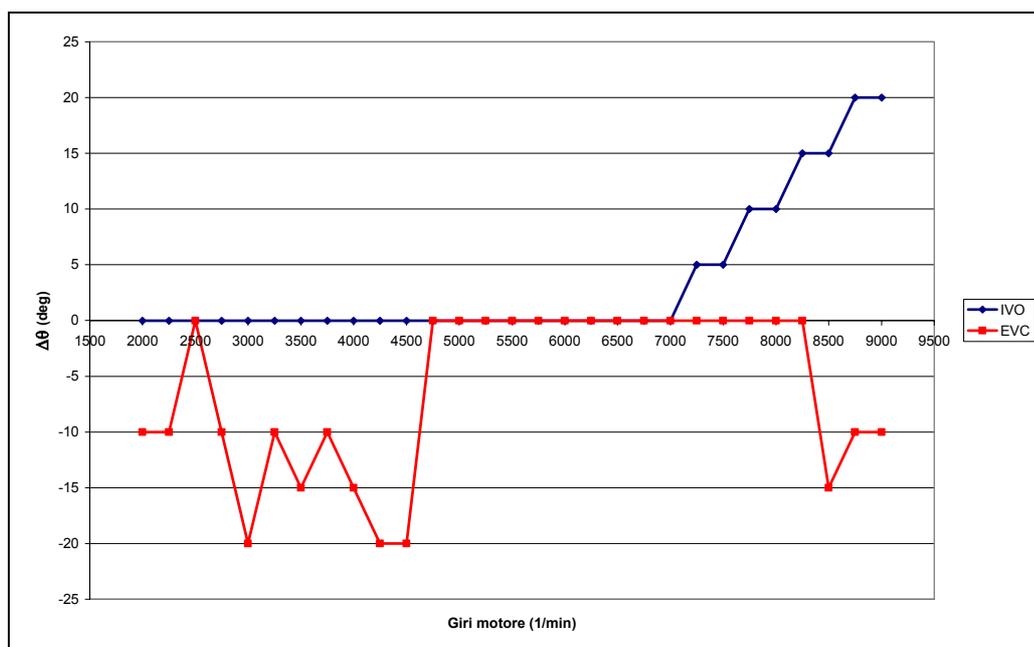


Figura 4.21 – Variazioni di IVO ed EVC ottimali per la configurazione del VVT

Questo andamento dei variatori è teorico, in realtà il loro funzionamento è continuo e dipende anche dai limiti dell'azionamento che ne limitano la rapidità di intervento (soprattutto: dipendenza dalla pressione dell'olio e inerzia del sistema d'attuazione).

#### 4.5.3 Verifica delle soglie di commutazione VIS con il sistema VVT "On".

Dopo aver completato l'ottimizzazione del sistema VVT, si ripete la procedura di ottimizzazione del VIS. Quest'ultima analisi deve essere effettuata per adattare le soglie di commutazione VIS al funzionamento del motore con il sistema di fasatura variabile attivo. Infatti le soglie calcolate precedentemente con il VVT "Off" potrebbero non essere più ottimali.

La procedura è identica a quella già descritta nel paragrafo 4.5.1, ma in questo caso il modello prevede il funzionamento del sistema VVT. La curva di riempimento sarà quindi ottenuta con entrambi i sistemi attivi.

#### 4.6 Vantaggi ottenuti dai sistemi VIS e VVT.

Le seguenti figure mostrano le curve di riempimento, di coppia e di potenza con entrambi i sistemi disattivati e attivati:

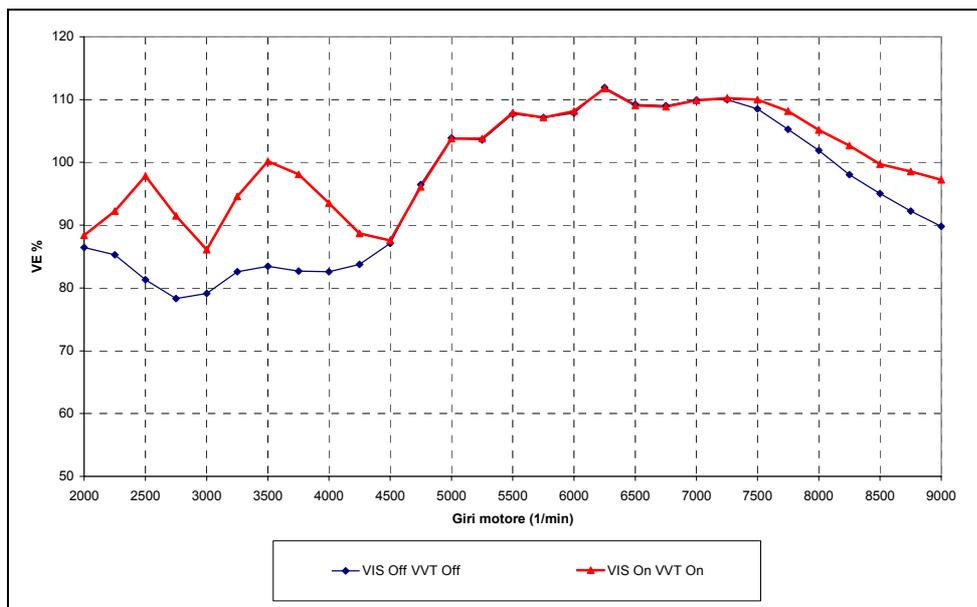


Figura 4.22 – Curve di riempimento ottenute con VIS Off, VVT Off e con VIS On, VVT On.

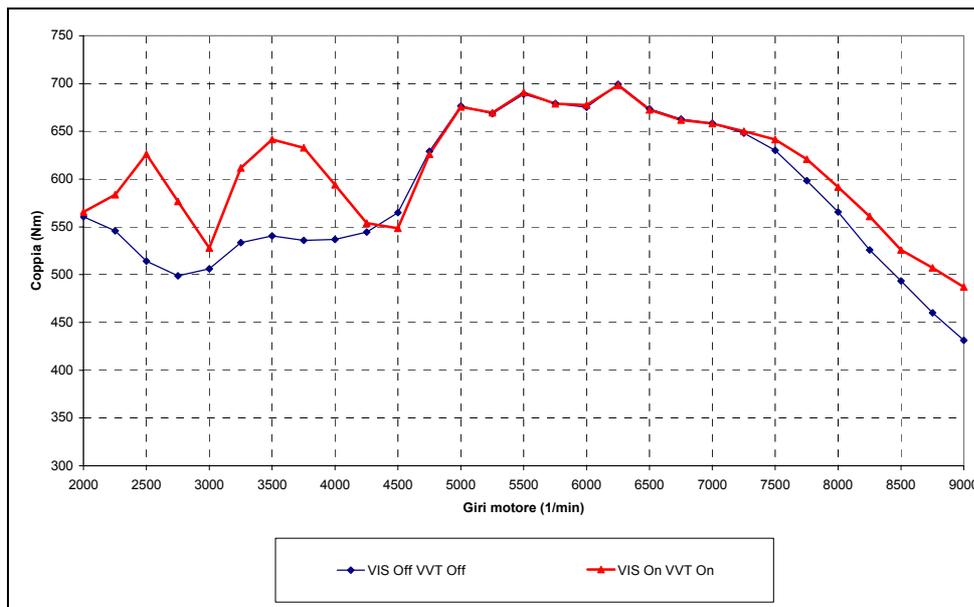


Figura 4.23 – Curve di coppia ottenute con VIS Off, VVT Off e con VIS On, VVT On.

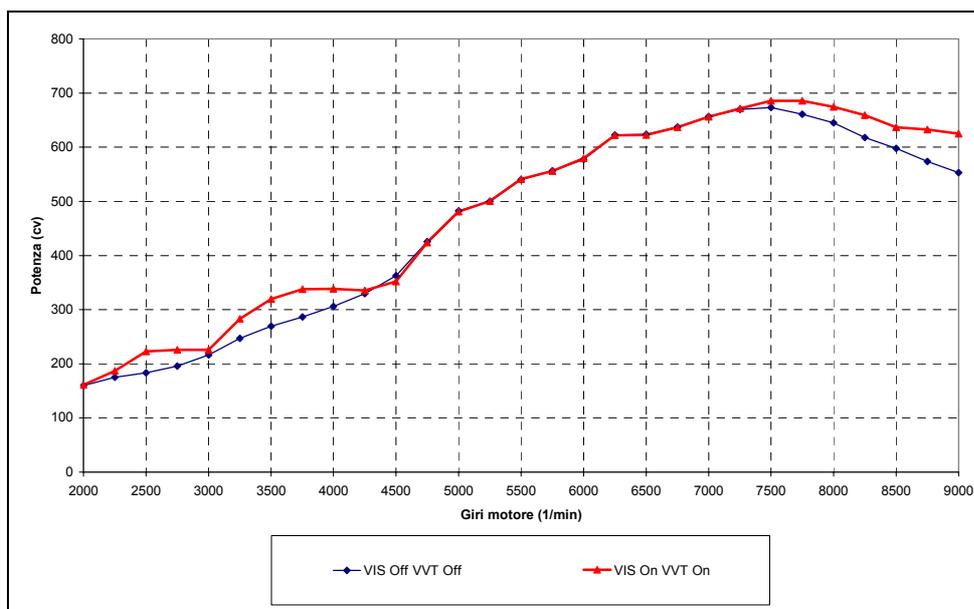


Figura 4.24 – Curve di potenza ottenute con VIS Off, VVT Off e con VIS On, VVT On.

I vantaggi ottenuti dall'utilizzo dei sistemi VIS e VVT sono rilevanti come mostrato dalle figure precedenti. Si nota un notevole miglioramento della coppia ai bassi regimi e anche un importante incremento della potenza.

I risultati ottenuti sono molto significativi, infatti l'incremento di coppia ottenuto ai bassi regimi è molto desiderato perché rappresenta un indice dell'elasticità del motore che si traduce anche in una buona guidabilità. È importante notare che l'incremento di coppia ottenuto ai bassi regimi non comporta un peggioramento della stessa agli alti regimi.

## CAPITOLO 5

### *Il modello fluidodinamico del motore L537*

#### **5.1 Introduzione.**

Lo studio effettuato ha come obiettivo la valutazione dell'influenza del rapporto corsa/alesaggio sul V12 6500 cm<sup>3</sup> Lamborghini attraverso il codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale GasDyn. E' stato utilizzato il modello dell'attuale motore come base sia di partenza sia di confronto. In primo luogo è stata eseguita un'analisi per validare il modello del motore V12 6500 cm<sup>3</sup>, successivamente sono state apportate le modifiche per ottenere i modelli delle varie configurazioni di motore analizzate.

#### **5.2 Il modello fluidodinamico realizzato.**

Il motore V12 Lamborghini, come descritto, è un dodici cilindri a V di 60° 6500 cm<sup>3</sup>. Le due bancate hanno sistemi di alimentazione e scarico separati, quindi possono essere considerate “fluidodinamicamente” indipendenti. Tale caratteristica consente di schematizzare solo una bancata e ottenere un modello meno oneroso dal punto di vista computazionale.

Nella figura 5.1 è mostrato il modello fluidodinamico ottenuto con il codice di calcolo GasDyn. In questo paragrafo sarà illustrato tale modello, in particolare i principali componenti e i modelli di calcolo utilizzati.

I condotti di aspirazione sono di colore blu, quelli di scarico sono schematizzati con il rosso. Nel modello sono presenti diversi elementi “Output Pickup”, tali elementi sono i cosiddetti punti di misura che saranno posizionati nelle sezioni in cui si vogliono stimare i parametri fluidodinamici (pressione, temperatura, velocità, portata, densità, composizione chimica). Essi saranno quindi posizionati in corrispondenza delle sezioni più significative che di solito coincidono con le posizioni dei rilevatori sperimentali utilizzati in sala prove.

L'elemento 1 schematizza il filtro aria ed è composto da un orifizio e da un volume, l'orifizio simula le perdite di carico dell'elemento filtrante, il volume invece schematizza la scatola filtro e quindi effettua uno smorzamento delle onde di pressione.

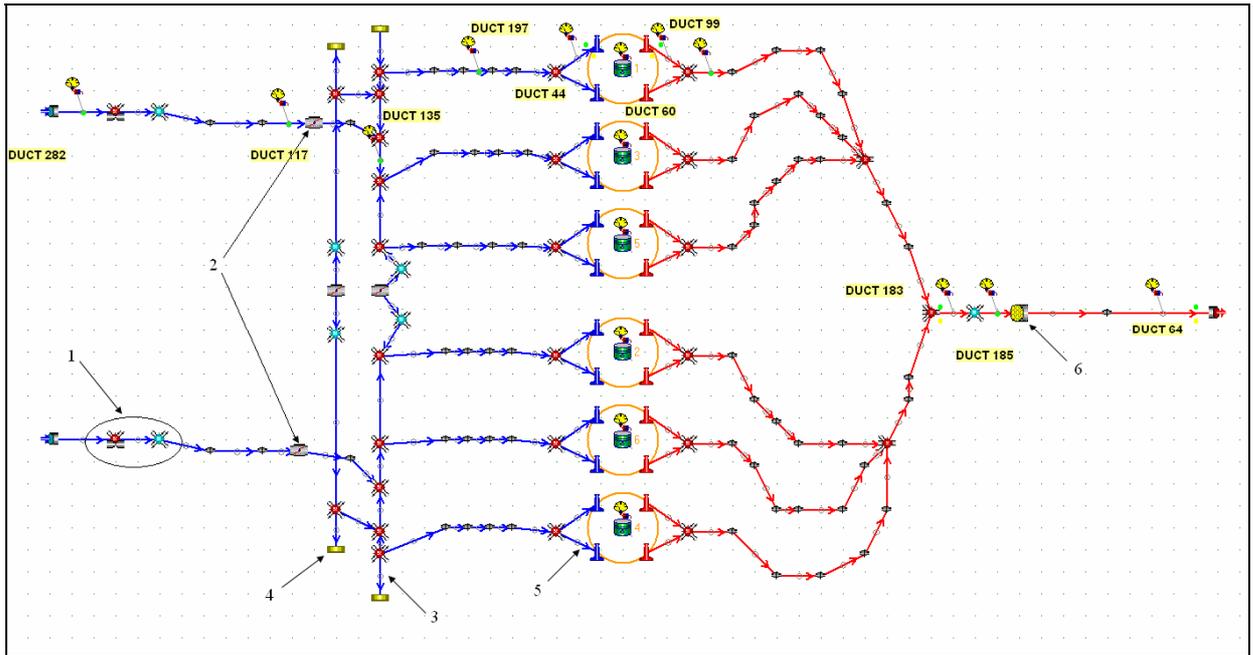


Figura 5.1 – Modello del V12 Lamborghini.

Le due valvole a farfalla che comandano l’aspirazione sono gli elementi 2. I due condotti che collegano le valvole a farfalla ai filtri aria sono chiamati *Zip*. Il plenum e il bypass sono stati schematizzati rispettivamente con i condotti 3 e 4, il volume e la lunghezza sono quelli reali, il diametro viene calcolato di conseguenza. Al centro di essi sono presenti le due valvole a farfalla che comandano il sistema VIS.

I runner sono schematizzati con gli elementi 5 e dimensionalmente sono tutti uguali; nella testata si biforcano in due condotti che alimentano le due valvole d’aspirazione. Anche per gli elementi “valvola”, il colore è indicativo della tipologia.

Al centro del modello sono presenti gli elementi “cilindro” dove è possibile inserire i parametri necessari a simulare i fenomeni che hanno luogo all’interno di esso (paragrafo 1.6), accanto ad ognuno di essi è presente un numero che indica l’ordine di accensione.

Lo scarico è di tipo 6 in 2 in 1, sono presenti varie giunzioni che consentono di collegare i vari condotti, in questo caso ogni condotto è diverso dagli altri, come nel motore reale dove presentano delle curvature diverse imposte dal layout dell’autoveicolo. Con l’elemento 6 è stato schematizzato il catalizzatore.

Come descritto nel capitolo 1 per ogni elemento (condotto, valvole a farfalla, valvole d’aspirazione e scarico, cilindro, ecc.) sono presenti delle finestre di dialogo in cui è possibile inserire e modificare i parametri caratteristici.

I valori dei coefficienti d’efflusso attraverso le valvole in funzione dell’alzata sono stati ottenuti sperimentalmente al banco di flussaggio e sono mostrati in figura 5.2.

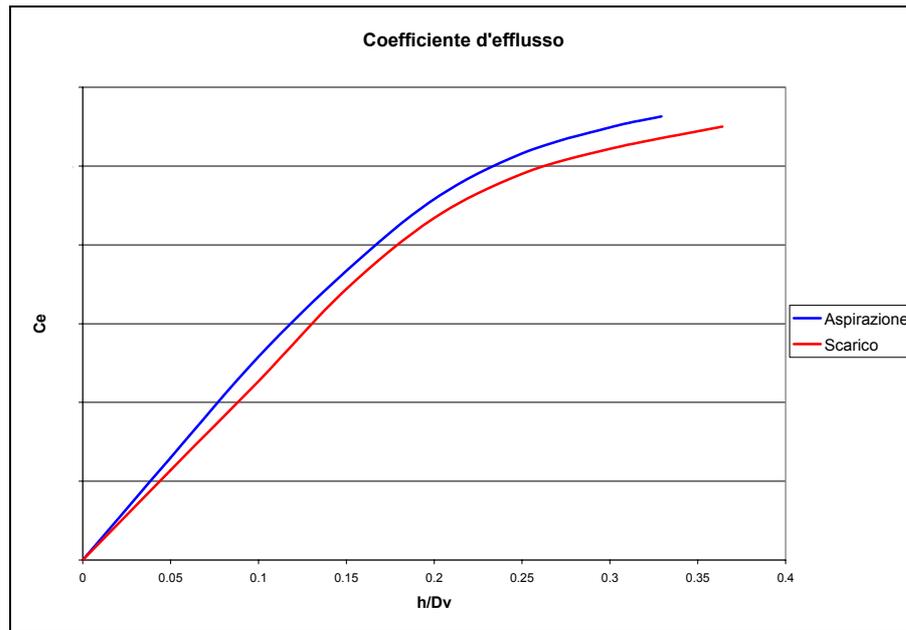


Figura 5.2 – Andamento dei coefficienti d’efflusso per le valvole d’aspirazione e scarico.

I valori dell’anticipo di accensione rispetto al punto morto superiore corrispondono ai valori utilizzati in sala prova e l’andamento è mostrato in figura 5.3.

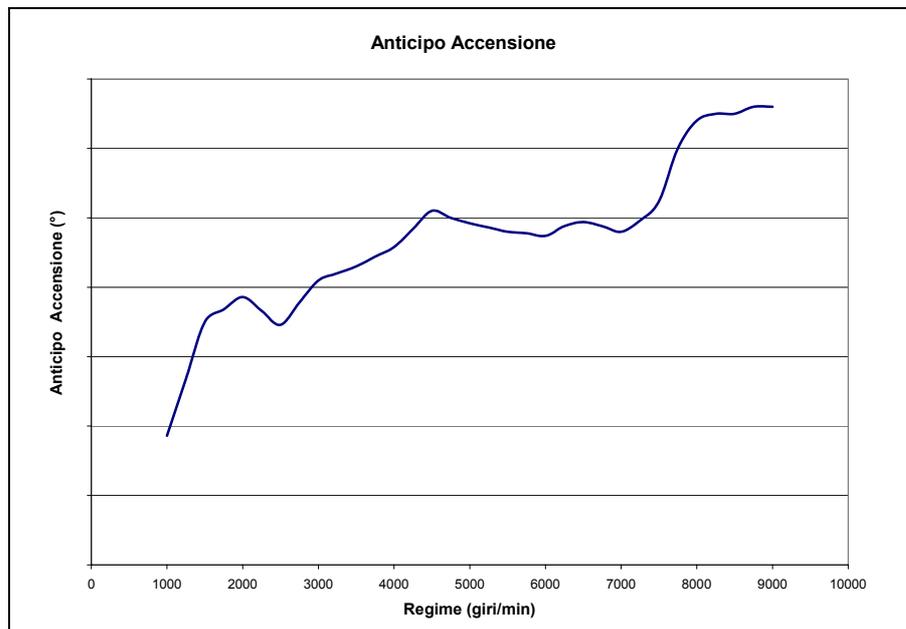


Figura 5.3 – Anticipo di accensione rispetto al punto morto superiore

Il modello di combustione utilizzato è il “modello bizona” (par. 1.6.2), tale modello utilizzando opportune approssimazioni tiene conto della propagazione del fronte di fiamma e necessita quindi di un ulteriore modello per tenere conto della turbolenza e approssimare il frastagliamento del fronte di fiamma. Il modello utilizzato è basato sulla geometria dei frattali (par. 1.6.4).

Per il processo di scambio termico nel cilindro è stato invece utilizzato il modello di Woschini, che permette di calcolare il coefficiente di scambio convettivo (par. 1.7.2).

Inoltre nel modello fluidodinamico del V12 Lamborghini è stato implementato un modello di emissioni (“Emission sub-model”), che consente di predire la formazione degli  $\text{NO}_x$  all’interno del cilindro. La concentrazione degli  $\text{NO}_x$  è calcolata utilizzando lo schema “super-extended six-reaction”, basato sul meccanismo “extended” di Zeldovich. Per una buona predizione delle emissioni inquinanti è richiesta un’accurata stima della distribuzione della temperatura nella camera di combustione. E’ stato quindi utilizzato un approccio multi-zona che prevede la suddivisione del volume dei gas combusti in  $N$  zone tutte di uguale massa. La temperatura di ciascuna zona è determinata utilizzando dei passi temporali; la temperatura di ciascuna zona è ottenuta dalle condizioni del passo precedente sulla base di compressioni e espansioni adiabatiche e correggendo tale valore in base al flusso di calore tra le varie zone.

Il modello fluidodinamico del V12 6500  $\text{cm}^3$  Lamborghini è stato modellato non solo per predire le onde di pressione nei condotti d’aspirazione e gli effetti che hanno sul processo di ricambio della carica, ma anche per avere una stima sufficientemente accurata della pressione all’interno del cilindro e delle emissioni inquinanti.

### 5.2.1 Schematizzazione dei condotti d’aspirazione.

In generale in un motore i condotti d’aspirazione non hanno sezione costante e circolare. In un codice monodimensionale essi possono essere schematizzati con sufficiente approssimazione come la somma di tanti condotti tronco conici con sezione circolare.

Per il calcolo delle sezioni da introdurre nel codice di calcolo è necessario calcolare il diametro equivalente oppure il diametro idraulico. Tale schematizzazione risulta anche utile per il calcolo delle frequenze proprie del condotto d’aspirazione che prevede l’utilizzo della formula del risonatore di Helmholtz, dove infatti è richiesta la sezione del condotto.

Di solito, quando si hanno condotti di sezione non circolare, si preferisce usare il diametro idraulico che, tenendo conto anche del perimetro bagnato, approssima meglio le perdite di carico (proporzionali alla velocità e alla superficie interna del condotto, oltre che alla densità del fluido e alla rugosità delle pareti). Infatti, una sezione ellittica, a parità di area, avendo un perimetro maggiore rispetto all’equivalente sezione circolare, presenta delle perdite di carico maggiori. Così, se si procede al calcolo del diametro idraulico ( $D_{idr}$ ) ed equivalente ( $D_{eq}$ ), si ottiene:

$$D_{idr} < D_{eq} \quad (5.1)$$

Si ricorda che:

$$D_{idr} = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (5.2)$$

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (5.3)$$

dove:

$A$ : area trasversale del condotto ( $\text{mm}^2$ );

$P$ : perimetro bagnato della sezione del condotto considerata (mm).

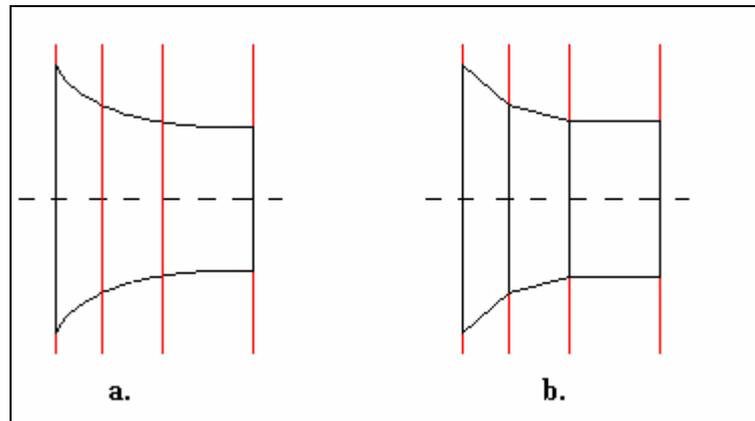


Figura 5.2 – Calcolo diametro idraulico.

Dato il condotto di figura 5.2a, per il calcolo del diametro idraulico medio, si suddivide il condotto in tante sezioni che devono essere tanto più vicine quanto più sono accentuate le variazioni di diametro. Per ogni sezione si calcola quindi il diametro idraulico, il condotto assume così la forma mostrata in fig.5.2b.

Infine per calcolare il diametro idraulico medio del condotto, si fa una media pesata dei diametri medi delle parti tronco coniche, sulla lunghezza:

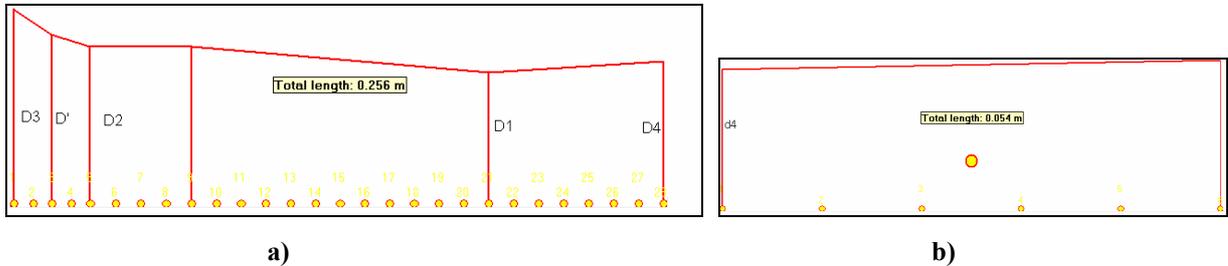
$$\overline{D}_{idr} = \frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{D_{idr,i} + D_{idr,i+1}}{2} \right) \cdot L_i}{L_{tot}} \quad (5.4)$$

dove  $D_{idr,i}$  è il diametro della  $i$ -esima sezione e  $L_i$  è la distanza tra la sezione  $i$ -esima e la successiva.

Inoltre il diametro idraulico complessivo di due condotti uguali in parallelo, di diametro  $d$ , è:

$$D_{idr,tot} = d\sqrt{2} \quad (5.5)$$

Come mostrato nella fig. 5.1, il runner d'aspirazione si biforca in due rami uguali, uno per ogni valvola. Nella fig. 5.3b è mostrata la geometria di uno dei due rami e nella fig. 5.3a quella del runner principale.

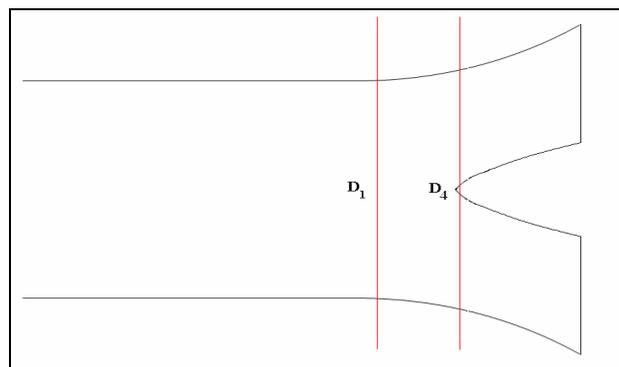


**Figura 5.3** – Geometria del condotto d'aspirazione (a) e del tratto all'interno della testata (b).

Schematizzare la parte di condotto in cui avviene questa biforcazione (fig. 5.4) non è semplice come per i condotti di fig. 5.3, ma si deve creare un modello di giunzione.

La giunzione viene approssimata come un singolo condotto (tratto D<sub>1</sub> e D<sub>4</sub> di fig. 5.3) che presenta alle due estremità i seguenti diametri:

- lo stesso diametro idraulico del condotto precedente (D<sub>1</sub>) all'interfaccia con il condotto d'aspirazione principale (fig. 5.3a);
- il diametro idraulico equivalente dei due condotti, per l'interfaccia con il punto di biforcazione; questo si ottiene dalla (5.5) ovvero moltiplicando il diametro idraulico di un condotto per  $\sqrt{2}$ .



**Figura 5.4** – Schema di massima della giunzione.

### 5.2.2 Modello del filtro aria.

Particolare attenzione è stata posta alla modellazione del filtro aria. Il codice GasDyn prevede un modello di filtro, schematizzato con una cartuccia toroidale inserita dentro la scatola filtro.

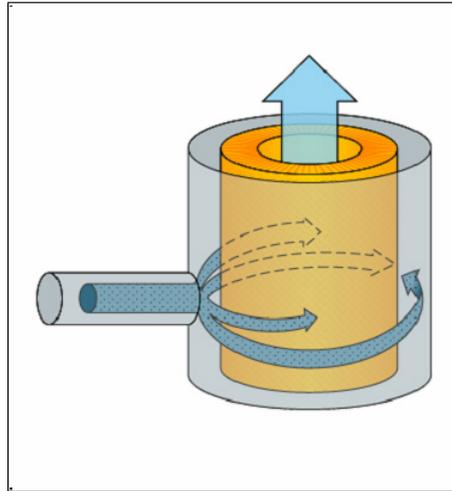


Figura 5.5 – Modello filtro aria.

La schematizzazione utilizzata per rappresentare questo elemento prevede che la cartuccia del filtro sia approssimata ad un elemento cilindrico caratterizzato da tanti fori paralleli di piccole dimensioni, che viene investito frontalmente dall'aria fresca.

E' stata effettuata una prima simulazione utilizzando tale modello di filtro, ma la caduta di pressione ottenuta si discostava notevolmente dai valori sperimentali. Infatti il modello fornisce una caduta di pressione lineare all'aumentare del regime di rotazione, mentre i dati sperimentali (fig. 5.6) mostrano delle perdite di carico che crescono in maniera quadratica con la velocità del flusso dell'aria; questo implica che, anche all'interno del filtro aria, il moto è turbolento.

Si è quindi pensato di schematizzare il filtro utilizzando un elemento "orifizio" in serie a un elemento volume (fig. 5.1). L'orifizio simula le perdite di carico dell'elemento filtrante in maniera quadratica, il volume invece schematizza la scatola filtro e quindi effettua uno smorzamento delle onde di pressione. L'elemento orifizio prevede un solo coefficiente per la taratura (Loss Coefficient Pressure); è stato quindi necessario effettuare delle simulazioni per individuare il valore di tale parametro che consentisse di ottenere una accettabile rappresentazione delle perdite di carico. Per l'elemento volume, invece, sono stati inseriti i valori reali delle dimensioni della scatola filtro.

Nella fig. 5.6 è mostrato l'andamento delle perdite di carico ottenute con questa schematizzazione. Si può notare come i valori stimati delle perdite di carico approssimino in modo soddisfacente quelli effettivi per il range di rotazione che va dai 5000 giri/min in poi. Il modello di filtro ottenuto può essere quindi considerato adeguato, dato che l'obiettivo delle analisi effettuate è la stima delle prestazioni del motore (coppia e potenza massima).

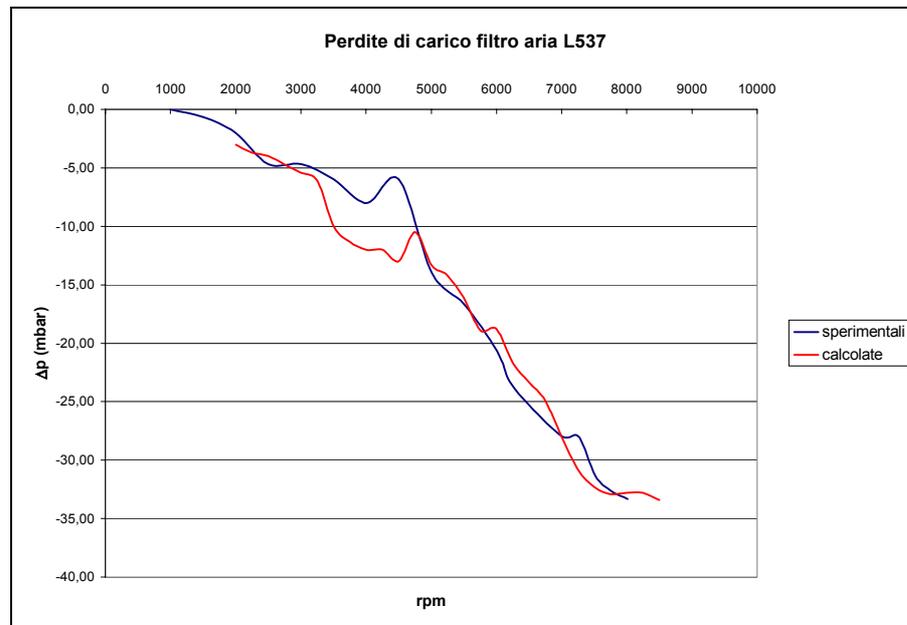


Figura 5.6 – Perdite di carico sperimentali e calcolate del filtro aria, motore 6500 cm<sup>3</sup>.

### 5.2.3 Friction.

Il codice di calcolo GasDyn, per tenere conto delle perdite meccaniche, prevede un'opportuna interfaccia grafica dove è possibile inserire manualmente i valori sperimentali della pressione media d'attrito (friction) per ogni regime di rotazione; in alternativa se non si dispone di dati sperimentali è possibile utilizzare dei modelli semi-empirici implementati nel software.

Naturalmente in fase di progettazione di un nuovo motore è necessario effettuare una stima delle pressioni d'attrito utilizzando un modello.

Per il V12 6500 cm<sup>3</sup>, in fase di progetto è stato adottato il modello Chenn-Flynn che calcola la pressione media d'attrito utilizzando la seguente relazione:

$$fmep = a + b \cdot p_{\max,cyl} + c \cdot V_{pist} + d \cdot V_{pist}^2 \quad (5.6)$$

dove:

$fmep$ : pressioni medie d'attrito (bar);

$p_{max,cyl}$ : pressione massima del cilindro (bar);

$V_{pist}$ : velocità media del pistone (m/s);

$a, b, c, d$ : coefficienti caratteristici del modello.

Il modello di Chenn-Flynn era stato precedentemente utilizzato e validato sul motore V12 6200cc Lamborghini che ha preceduto l'attuale V12 6500 cm<sup>3</sup> e, come mostrato nella fig. 5.7, si è dimostrato sufficientemente affidabile.

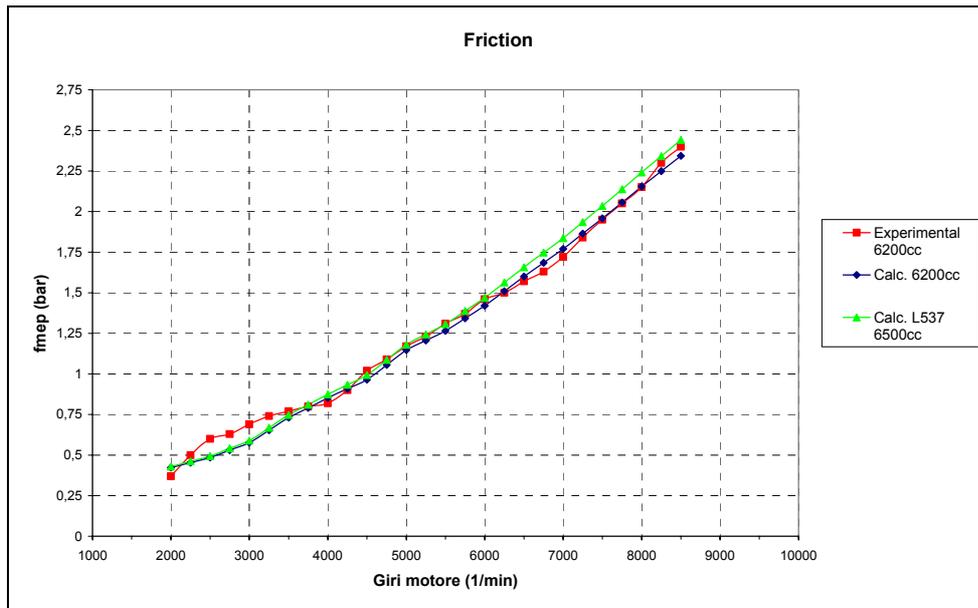


Figura 5.7 – Andamento delle pressioni medie d'attrito per i motori 6200 cm<sup>3</sup> e 6500 cm<sup>3</sup>.

### 5.3 Validazione del modello.

Per la validazione del modello sono stati confrontati i dati sperimentali con quelli calcolati con il codice di calcolo. Sono riportati di seguito, figure 5.8÷5.10 gli andamenti delle curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza calcolati e misurati sperimentalmente.

Si può notare una buona corrispondenza tra i dati calcolati e ottenuti sperimentalmente soprattutto agli alti regimi di rotazione (6000÷8000 giri/min). Ai regimi inferiori si nota una non perfetta corrispondenza in particolare nell'intorno di 4500 giri/min. Questa discrepanza è al momento in fase di studio in Lamborghini e si suppone sia da attribuirsi ad una non perfetta modellazione delle valvole a farfalla del sistema di aspirazione a geometria variabile. E' da notare che questa discrepanza influenza anche l'andamento delle perdite di carico nel filtro aria nell'intorno dello stesso regime (vedi figura 5.6).

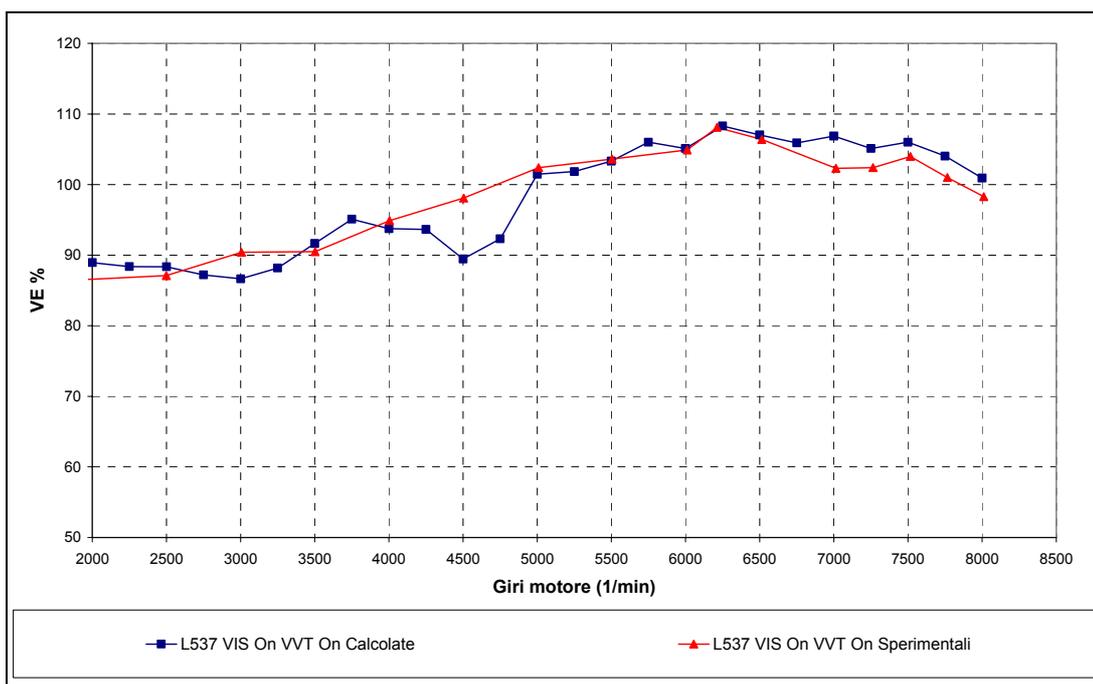


Figura 5.8 – Confronto curve del coefficiente di riempimento sperimentale e calcolato.

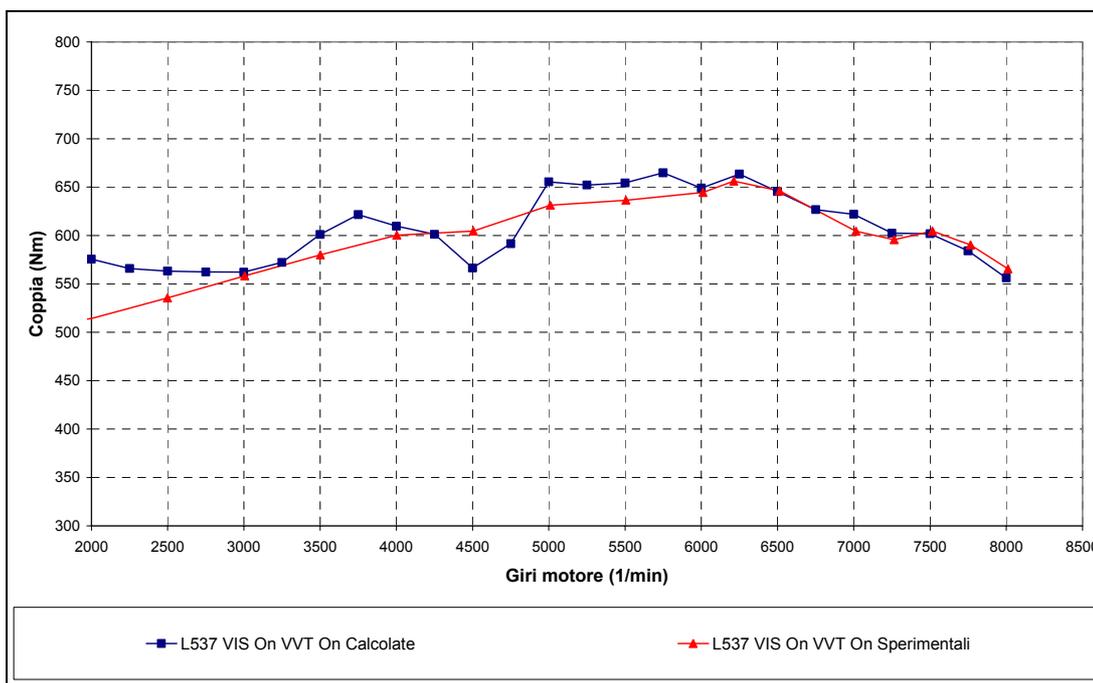


Figura 5.9 – Confronto curve di coppia sperimentale e calcolata.

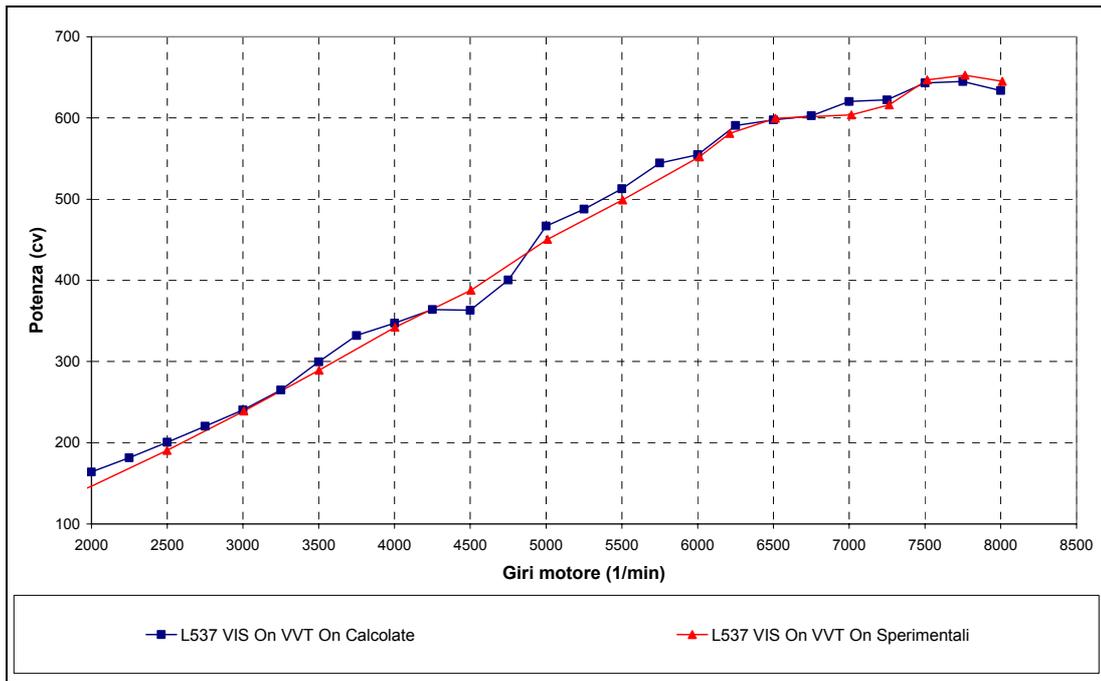


Figura 5.10 – Confronto curve di potenza sperimentale e calcolata.

I dati di potenza massima presentano un errore di circa 1,5% tra valori calcolati e quelli effettivi. Per quanto riguarda la coppia massima le variazioni sono di circa 1,8%.

Tali errori sono da considerarsi accettabili, poiché GasDyn si pone come strumento in grado di stimare, sia pure con una certa approssimazione, le prestazioni di un motore già nella fase iniziale di progettazione. Essendo i tempi di calcolo molto ridotti (nell'ordine di alcune decine di minuti con un normale PC) si possono effettuare un gran numero di comparazioni tra diverse soluzioni possibili permettendo di capire in fase progettuale i parametri di influenza che determinano le prestazioni del motore.

Per quanto riguarda la combustione Gasdyn utilizza un modello con geometria dei frattali, che può essere considerato predittivo in quanto i valori di pressione in camera di combustione, sperimentali e calcolati, sono molto simili come si può notare dai diagrammi di figure 5.11 e 5.12.

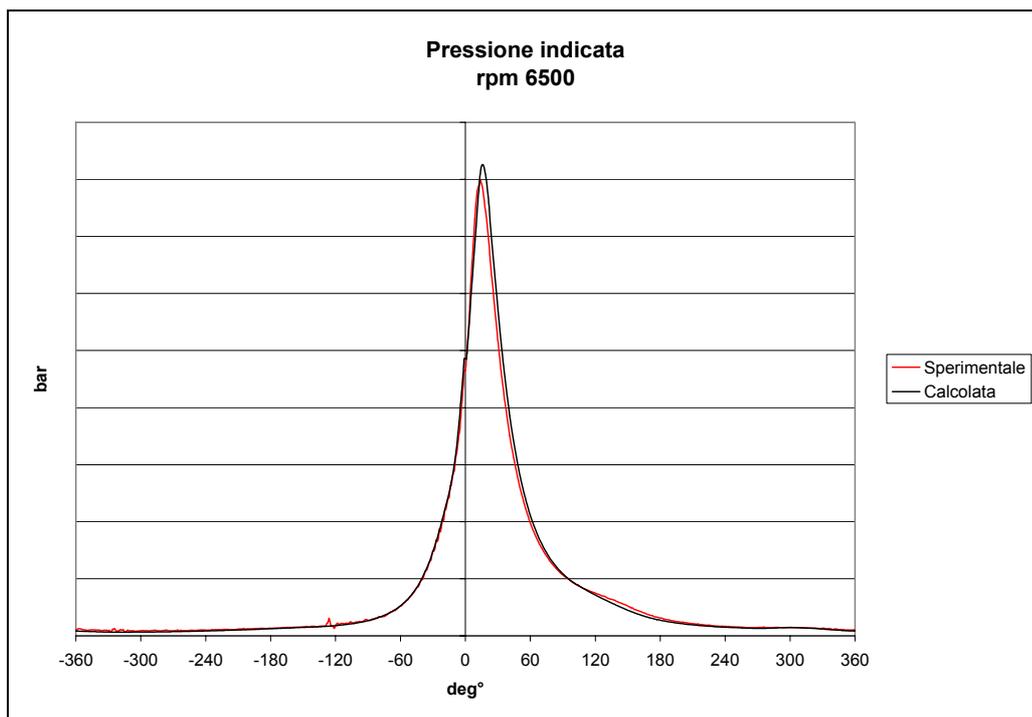


Figura 5.11 – Pressione in camera di combustione a 6500 giri/min.

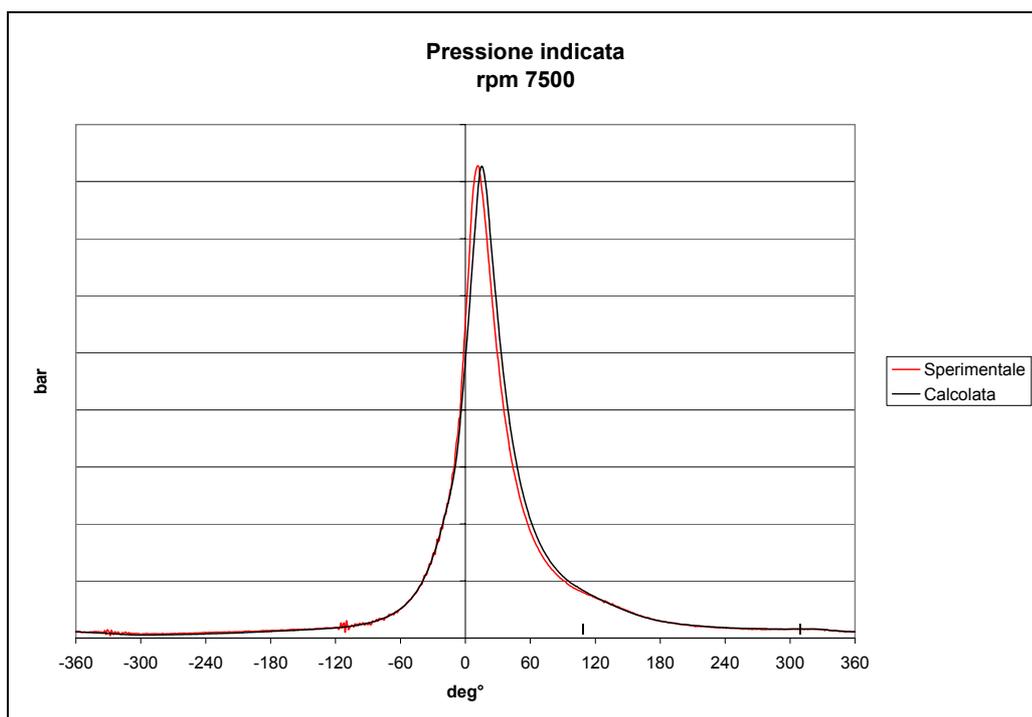


Figura 5.12 – Pressione in camera di combustione a 7500 giri/min.

## CAPITOLO 6

### *Analisi incremento corsa*

#### 6.1 Introduzione.

L'obiettivo della prima analisi condotta è la valutazione dell'incremento delle prestazioni a seguito di un aumento della corsa dell'attuale L537 V12 6500 cm<sup>3</sup> attraverso il codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale GasDyn.

Lo studio effettuato ha in particolare i seguenti scopi:

- Studiare l'influenza del parametro *corsa* sulle prestazioni del motore per migliorare la conoscenza dell'attuale motore V12 6500 cm<sup>3</sup>;
- Capire, preventivamente, se la strada intrapresa è "percorribile", ovvero se i rischi che comporta un incremento di tale parametro possano essere giustificati da un sostanziale aumento delle prestazioni;
- Effettuare un incremento della cilindrata che non comporti uno stravolgimento dell'attuale motore.

Per ottimizzare le prestazioni, sono stati presi in considerazione componenti facilmente modificabili lasciando inalterata la testata. Le modifiche sono state apportate in maniera graduale per valutare gli effetti di ogni singolo parametro sulle prestazioni del motore.

I parametri d'intervento sono:

- Corsa pistone;
- Lunghezza runner aspirazione;
- Camme aspirazione e scarico;
- Filtro aria.

La metodologia di prova è stata suddivisa in due fasi: in una prima fase è stato modellato l'attuale motore L537 6500 cm<sup>3</sup> con il codice Gasdyn, in seguito in questo modello è stata incrementata la corsa e sono state apportate le modifiche sopra elencate.

L'attuale motore, quindi, è stato preso come base di partenza per ottenere il nuovo modello, ma anche come base di confronto per i risultati ottenuti. Inoltre per ogni analisi effettuata sono stati ottimizzati i sistemi di geometria e di fasatura e di variabile (VIS e VVT).

## 6.2 Modellazione del motore L537 6500 cm<sup>3</sup> e del V12 6800 cm<sup>3</sup>.

Il modello del motore L537 6500 cm<sup>3</sup> è stato già descritto nel precedente capitolo ed è mostrato in figura 6.1.

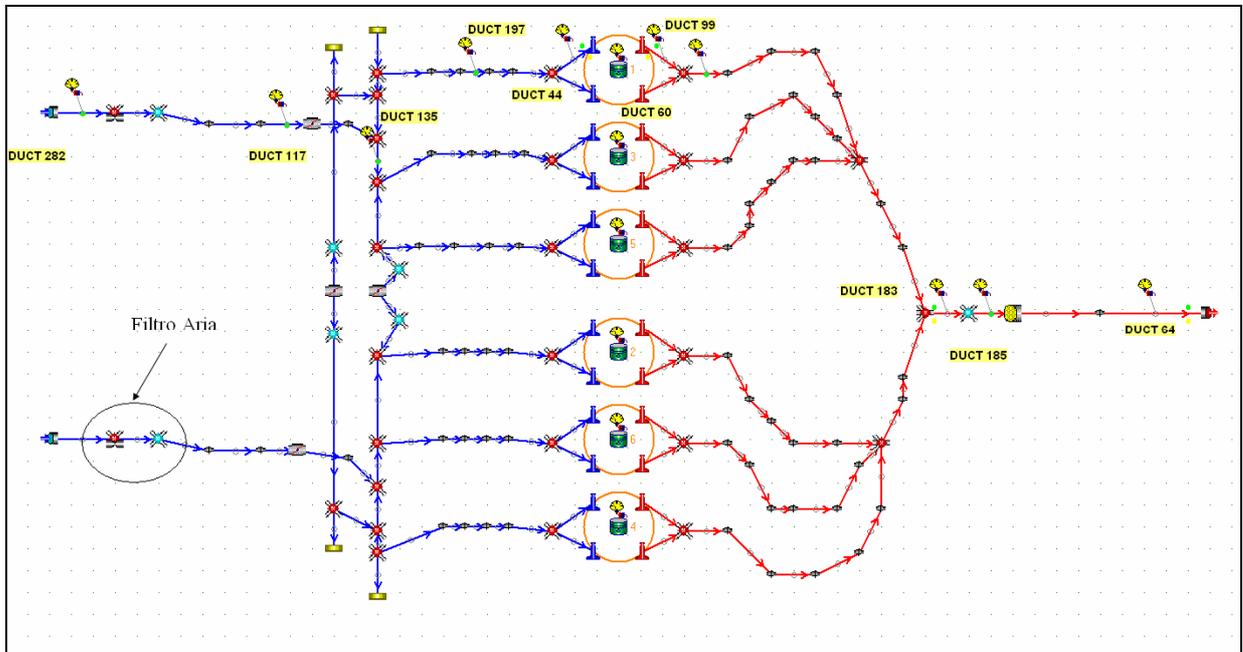


Figura 6.1 – Modello del motore L537.

Durante questa attività si è posta particolare attenzione alla modellazione del filtro aria (paragrafo 5.2.2), tale elemento infatti, influenzando direttamente il coefficiente di riempimento, ha una sensibile influenza sulle prestazioni.

Successivamente è stato effettuato l'aumento della corsa. Partendo dal modello del motore 6500 cm<sup>3</sup>, che presenta un rapporto alesaggio-corsa  $B/S=0,989$ , è stata incrementata la corsa di 4 mm, ottenendo una nuova cilindrata di 6800 cm<sup>3</sup> e un nuovo rapporto alesaggio-corsa  $B/S=0,946$ . La velocità media del pistone, per il regime di potenza massima, è di 24,8 m/s, mentre quella dell'attuale motore è di 23,7 m/s.

Per stimare le pressioni medie d'attrito, come per il motore 6500 cm<sup>3</sup>, è stato utilizzato il modello di Chenn-Flynn implementato in GasDyn (paragrafo 5.2.3).

L'incremento delle pressioni medie d'attrito, tra il motore 6500 cm<sup>3</sup> e il 6800 cm<sup>3</sup>, è di circa il 7% per il regime di potenza massima (figura 6.3) a causa dell'aumento della velocità media del pistone.

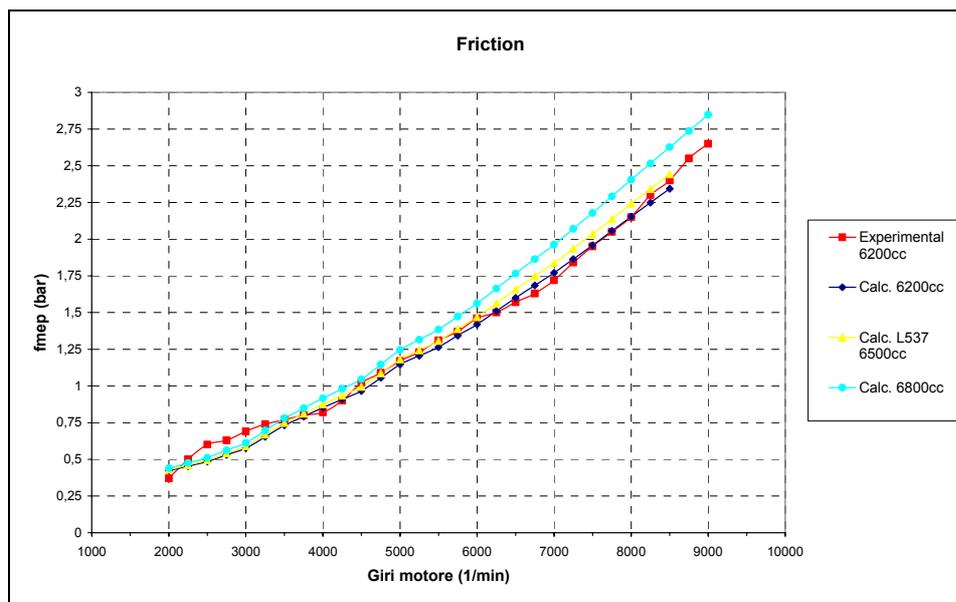


Figura 6.3 – Andamento delle pressioni medie d’attrito per i motori 6200 cm<sup>3</sup>, 6500 cm<sup>3</sup> e 6800 cm<sup>3</sup>.

Infine, per valutare le condizioni di moto nei condotti d’aspirazione, sono stati calcolati gli indici di Mach per le principali sezioni utilizzando la seguente formula:

$$IM = \frac{D^2 \cdot \bar{V}_{pist}}{d_{idr}^2 \cdot c_s} \quad (6.1)$$

nella quale:

$D$ : alesaggio (mm);

$\bar{V}_{pist}$ : velocità media del pistone (m/s);

$d_{idr}$ : diametro idraulico (eq. 5.2) della sezione del condotto (mm);

$c_s$ : velocità del suono (m/s).

I valori ottenuti sono riportati nella seguente tabella:

Sezioni	IM L537 8000 rpm	IM 6800 cm <sup>3</sup> 8000 rpm
Lato trombetta	0,161	0,168
	0,208	0,217
	0,242	0,252
	0,242	0,252
Interno testa	0,346	0,362
	0,296	0,310
Lato valvola asp.	0,216	0,225

Tabella 6.1 – Indice di Mach delle principali sezioni del runner.

L'utilizzo di condotti d'aspirazione stretti e lunghi consente di incrementare l'effetto della sovralimentazione dinamica perché l'energia cinetica della colonna fluida è maggiore. Naturalmente, l'utilizzo di condotti stretti comporta però un incremento degli attriti e in alcuni casi il raggiungimento di condizioni soniche locali.

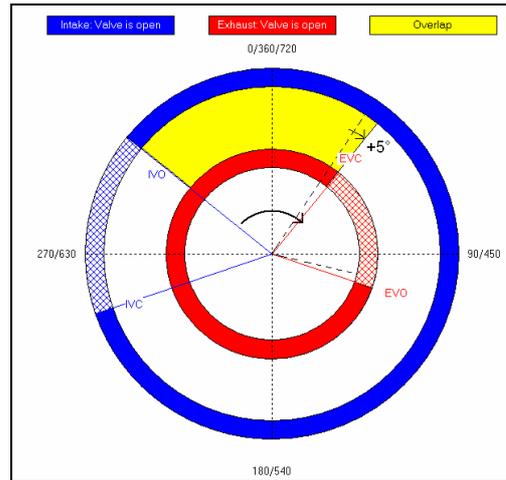
Il raggiungimento del cosiddetto “tappo sonico” in aspirazione risulta la condizione più sfavorevole per un motore, infatti la portata d'aria raggiunge il limite massimo oltre il quale non si hanno più incrementi. In alcuni casi, anche per velocità medie del fluido in aspirazione dell'ordine di 90 m/s, e quindi abbastanza lontane dalla velocità del suono, è possibile raggiungere le condizioni di sonicità. A causa, infatti, della presenza di onde di pressione e di depressione che si propagano e si riflettono in un condotto, è possibile ottenere una sovrapposizione di tali onde in ciascuna sezione del condotto. E dato che due onde di segno opposto che si propagano in direzioni opposte presentano lo stesso verso della velocità degli strati fluidi (dall'ambiente verso il cilindro), le velocità si sommano e il valore risultante può quasi raddoppiare. E' importante notare che la velocità massima del fluido (che è maggiore della velocità media) potrebbe assumere localmente valori maggiori in corrispondenza di variazioni di geometria dei condotti (curvature, ostacoli, variazioni di forma, giunzioni tra condotti). Tutti questi effetti possono portare quindi al raggiungimento (per velocità medie del fluido lontane dalle condizioni soniche) di velocità soniche locali.

Bisogna quindi individuare il miglior compromesso tra intensità delle onde di pressione e sezioni del condotto, dato che in definitiva in un motore ciò che conta è la massa d'aria che entra nel cilindro. L'esperienza pratica suggerisce l'adozione di indici di Mach nell'intorno di 0,25.

La stima di tale indice per il motore in questione (tabella 6.1) non si discosta molto da tale valore, tranne che per le sezioni in cui si ha la biforcazione del condotto primario nei due rami che alimentano le valvole d'aspirazione.

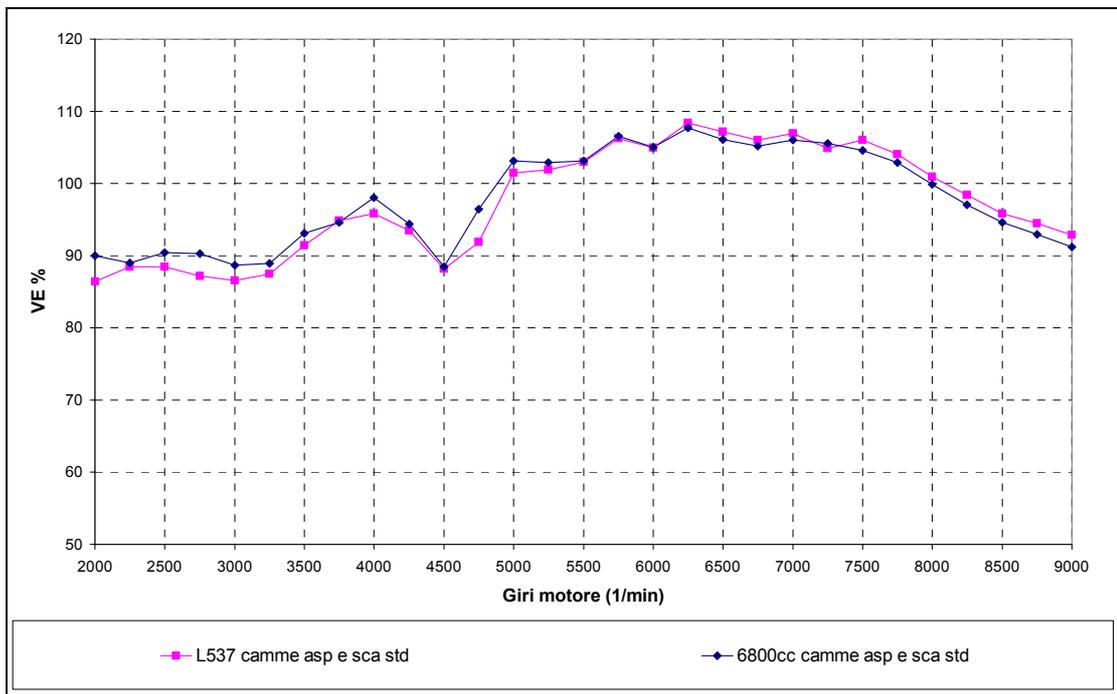
Il modello così ottenuto presenta le seguenti caratteristiche:

- Cilindrata: 6800 cm<sup>3</sup>;
- Camme aspirazione: rapporto alzata massima/diametro valvola  $h_{\max}/D_v=0,312$ ;
- Camme scarico: rapporto alzata massima/diametro valvola  $h_{\max}/D_v=0,364$ ;
- Fasatura con VVT “Off”: è stato incrementato di 5° l'EVC (fig. 6.4) rispetto al motore L537.



**Figura 6.4** – Fasatura con VVT Off (massimo incrocio) motore 6800 cm<sup>3</sup>.

Dopo aver ottimizzato i sistemi di geometria e di fasatura variabile sono state stimate le prestazioni del V12 6800 cm<sup>3</sup> e sono state confrontate con quelle del motore L537. Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza, per entrambi i motori, sono mostrate nelle seguenti figure:



**Figura 6.5** – Andamento del coefficiente di riempimento dei motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup>.

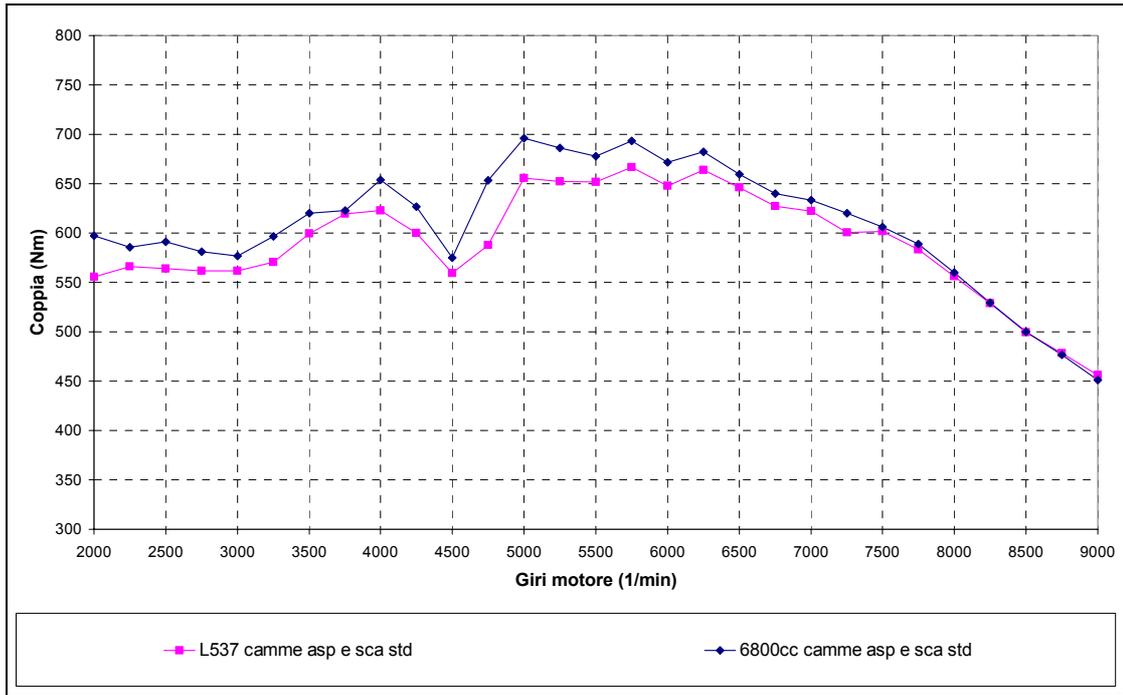


Figura 6.6 – Andamento della coppia dei motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup>.

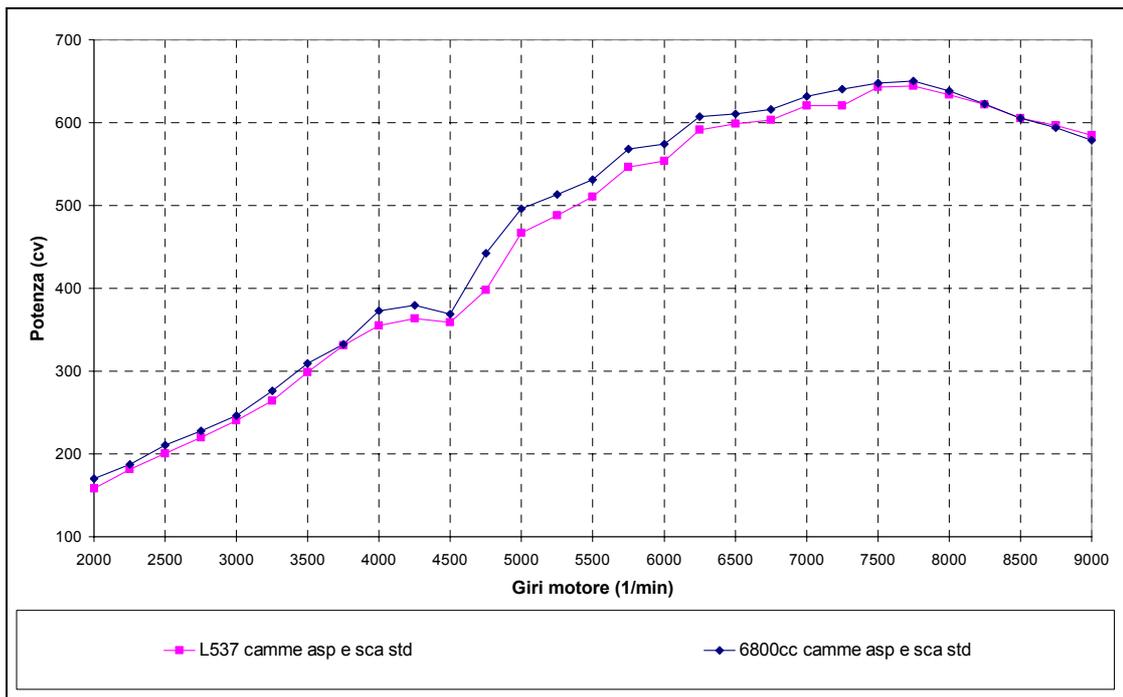


Figura 6.7 – Andamento della potenza dei motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup>.

Dai risultati ottenuti si può notare che l'aumento della cilindrata comporta un peggioramento del coefficiente di riempimento agli elevati regimi e un miglioramento ai bassi. L'aumento della cilindrata, infatti, comporta una migliore accordatura del motore per i

regimi più bassi. Dalla formula del risuonatore di Helmholtz (eq. 2.2) si può notare come tale parametro influenzi la frequenza propria del sistema d'aspirazione.

Il peggioramento del riempimento agli alti regimi è dovuto, in primo luogo, all'incremento della velocità del fluido nella sezione di passaggio offerta dalle valvole, ma anche all'aumento delle perdite di carico nel sistema d'aspirazione e di scarico che sono proporzionali al quadrato della velocità. L'aumento della cilindrata comporta, infatti, un incremento della velocità del flusso d'aria in aspirazione e dei gas combusti nel sistema di scarico.

La coppia ottenuta per il motore 6800 cm<sup>3</sup> presenta un andamento migliore rispetto a quella del motore L537. Come visto in precedenza, infatti, le curve di riempimento sono pressoché simili ai bassi e medi regimi e quindi sui valori di coppia e di potenza, si notano solo gli effetti dovuti all'incremento della cilindrata. Le differenze tra le curve si riducono all'aumentare del regime di rotazione, dove i vantaggi ottenuti dall'incremento della cilindrata sono attenuati dal peggioramento del coefficiente di riempimento.

L'incremento di potenza ottenuto è di 6 CV a parità di regime di rotazione, mentre si ha un più cospicuo aumento di coppia massima, 29 Nm, ottenuta ad un regime di rotazione inferiore.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup></b> camme Asp e Scar std	<b>+ 29 Nm</b> (5750 rpm)	<b>+ 6 CV</b> (7750 rpm)

Tabella 6.2 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

Per incrementare la potenza massima, deve essere quindi migliorato il riempimento agli alti regimi aumentando l'area efficace<sup>1</sup> media ( $\overline{AVE}$ ) delle valvole d'aspirazione, in modo da ridurre i valori dell'indice di Mach. A tal fine sono state modificate le leggi d'apertura delle valvole di aspirazione e scarico (fig. 6.8).

Naturalmente per agire in maniera più efficace si dovrebbero modificare anche i diametri delle valvole e dei condotti, ma, come premesso, in questa analisi si vuole agire solo su parametri facilmente modificabili.

<sup>1</sup> L'Area efficace è intesa come il prodotto tra l'area geometrica ed il coefficiente d'efflusso.

### 6.3 Sostituzione camme aspirazione e scarico.

La modificata della legge d'apertura delle valvole d'aspirazione è consistita nell'incremento di 1 mm dell'alzata massima e, per mantenere le accelerazioni delle valvole entro i limiti imposti dalla resistenza meccanica, si è dovuta aumentare anche l'ampiezza della fasatura di 11° di angolo motore, misurata a 1 mm di alzata.

Sia l'incremento dell'alzata massima, sia l'aumento dell'ampiezza della fasatura contribuiscono, entro certi limiti, all'aumento del coefficiente di riempimento agli alti regimi. Ma l'aumento dell'ampiezza, a differenza dell'alzata valvola, comporta un peggioramento di tale parametro ai bassi.

I valori di confronto tra le due leggi d'alzata sono riassunti nella tabella 6.3.

Legge d'alzata valvole asp.	Alzata max/Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	IM valvola@ 8000 rpm	IVO	EVC
Standard	0,312	-	705,65	-	213388,56	0,629	std	std
Ottimizzata	0,340	+10,9	763,20	7,54	230487,50	0,581	+6°	std

Tabella 6.3 – Caratteristiche delle camme d'aspirazione.

Si è ottenuto un incremento dell'area efficace media del 7,5% e una riduzione dell'indice di Mach del 7,6%.

Inoltre l'istante di apertura della valvola d'aspirazione (IVO) è stato posticipato di 6° per mantenere invariato l'istante in cui si ha un'alzata della valvola di 1 mm, come detto infatti la nuova legge d'alzata presenta un incremento della fasatura di 11° (fig. 6.8).

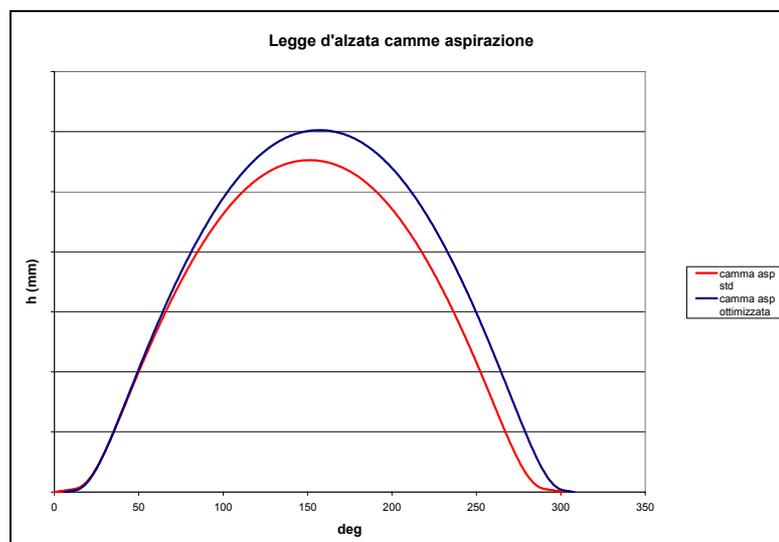


Figura 6.8 – Confronto leggi d'alzata valvole aspirazione.

Anche la legge d'apertura delle valvole di scarico è stata modificata incrementando l'alzata massima di 0,5 mm (fig. 6.9).

Legge d'alzata valvole scar	Alzata max/Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	EVO	EVC
Standard	0,364	-	559,13	-	162147,80	std	std
Ottimizzata	0,381	+10,3	574,27	2,64	172280,20	-10°	std

Tabella 6.4 – Caratteristiche delle camme di scarico.

L'ampiezza della fasatura, misurata a 1 mm di alzata della valvola, è cresciuta di circa 10° di angolo motore e l'incremento dell'area efficace media è del 2,6%. Per mantenere invariato l'istante di chiusura EVC, imposto da vincoli geometrici (contatto valvole-pistone), si è dovuto anticipare di 10° l'istante di apertura delle valvole (EVO).

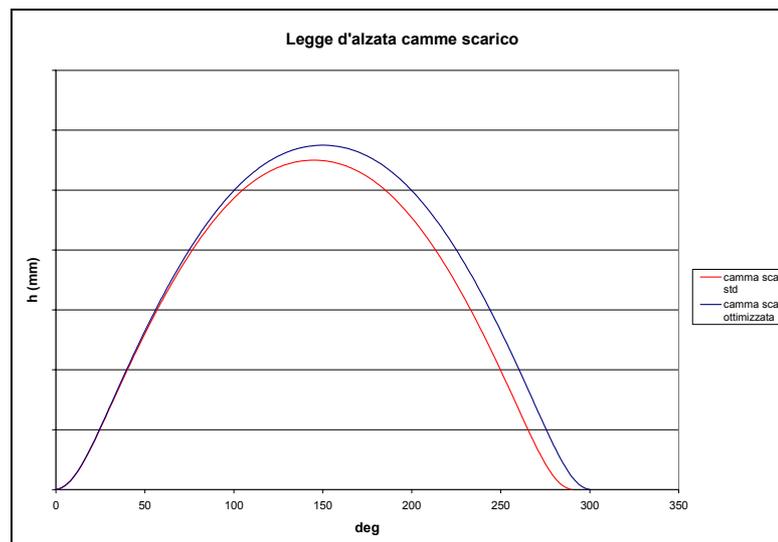


Figura 6.9 – Confronto leggi d'alzata valvole scarico.

Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza ottenute per il motore L537 e per il motore 6800 cm<sup>3</sup> con camme standard e con camme ottimizzate, sono riportate nelle figure 6.10÷6.12.

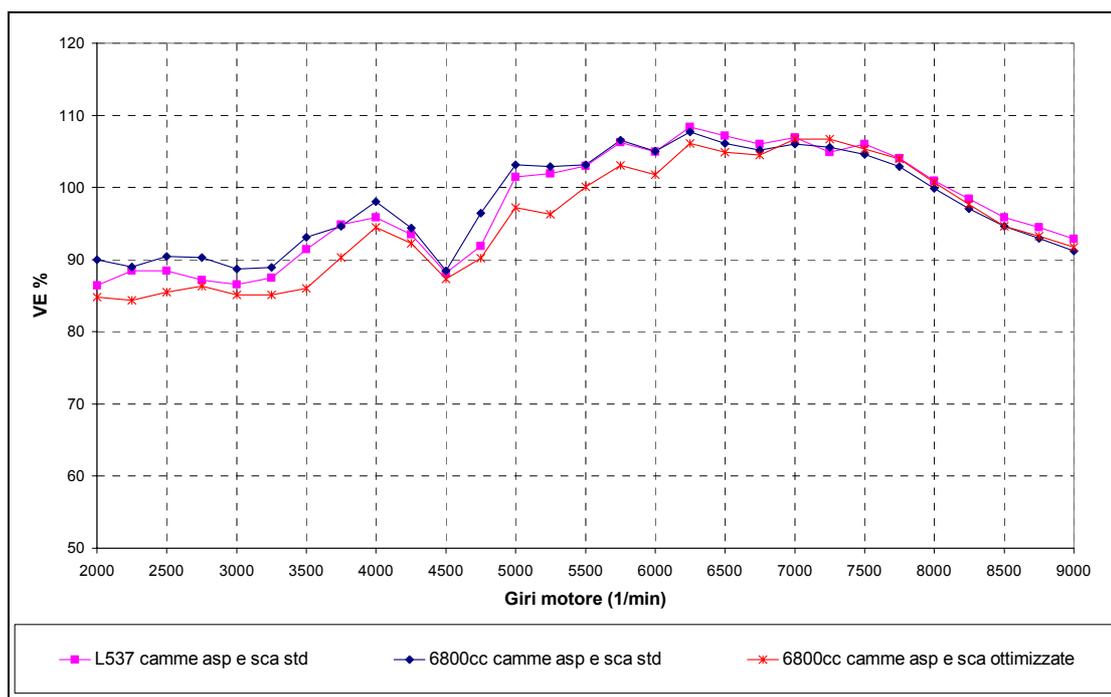


Figura 6.10 – Andamento del coefficiente di riempimento, motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme std e ottimizzate.

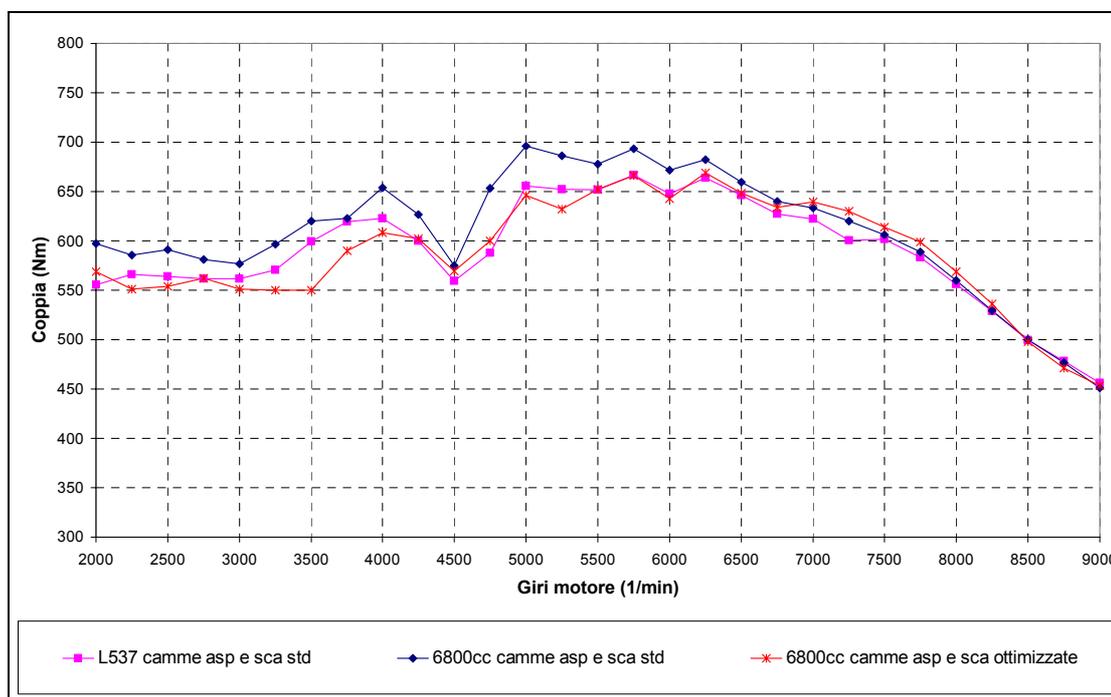


Figura 6.11 – Andamento della coppia, motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme std e ottimizzate.

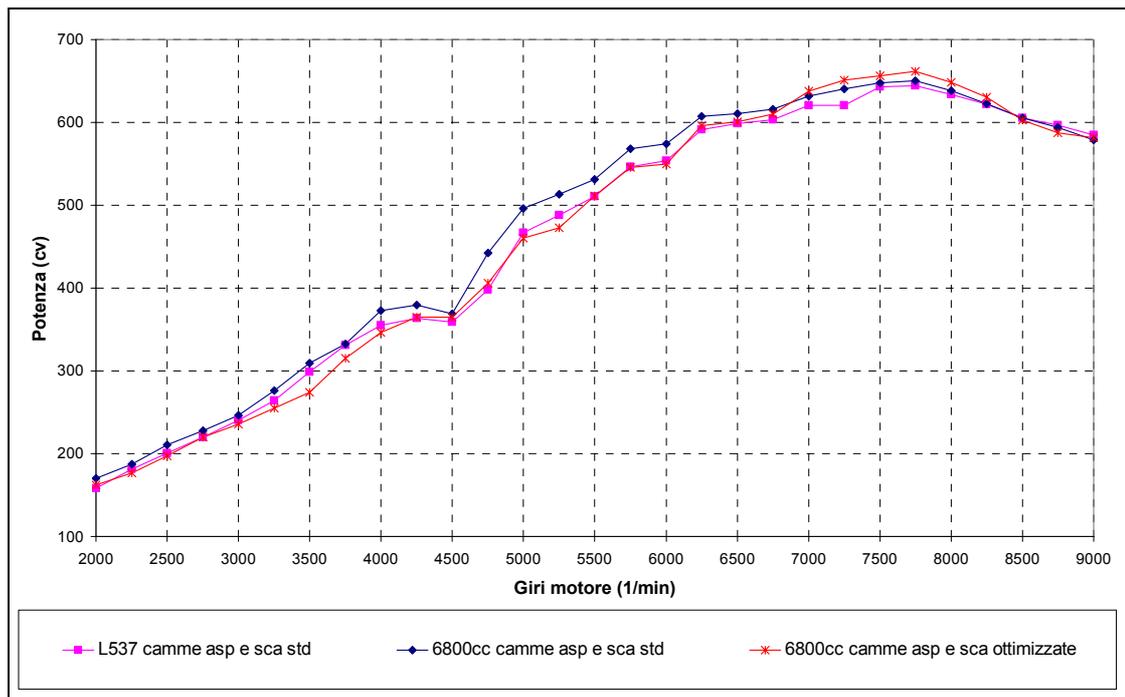


Figura 6.12 – Andamento della potenza, motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme std e ottimizzate.

L'incremento di prestazioni, ottenuto rispetto al motore L537, è riportato in tabella 6.5. Confrontando le prestazioni dei due motori 6800 cm<sup>3</sup>, è possibile quantificare le variazioni ottenute dall'utilizzo di leggi di apertura delle valvole con alzata massima e fasatura maggiori. Tale modifica, ha consentito di incrementare ulteriormente la potenza di 12 CV, ma ha causato una perdita di coppia massima di 24 Nm e un incremento del regime, che si sposta da 5750 giri/min a 6250 giri/min.

L'aumento dell'ampiezza della fasatura comporta, infatti, un incremento del coefficiente di riempimento agli alti regimi, ma una diminuzione ai bassi (fig. 6.9) dovuto al peggioramento dell'intrappolamento della carica fresca. L'incremento della sola alzata massima, invece, consentirebbe un miglioramento del coefficiente di riempimento agli alti mantenendolo invariato ai bassi regimi.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
L537 camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
6800 cm <sup>3</sup> camme Asp e Scar std	+ 29 Nm (5750 rpm)	+ 6 CV (7750 rpm)
6800 cm <sup>3</sup> camme Asp e Scar ottimizzate	+ 5 Nm (6250 rpm)	+ 18 CV (7750 rpm)

Tabella 6.5 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

#### 6.4 Ottimizzazione lunghezza runner aspirazione.

Per incrementare ulteriormente i valori del coefficiente di riempimento agli alti regimi, e quindi i valori di potenza massima, è stata ottimizzata la lunghezza dei runner d'aspirazione.

L'analisi condotta si pone l'obiettivo di trovare la lunghezza ideale che consenta di ottenere la massima potenza.

Il modello utilizzato è il 6800 cm<sup>3</sup> con camme aspirazione e scarico ottimizzate. La lunghezza iniziale del runner è stata variata, nel tratto cilindrico (fig. 6.13), con step di 5 mm. Per valutare i valori di potenza che ciascuna configurazione consente di ottenere, sono stati impostati i sistemi di fasatura e di geometria variabile nella configurazione che ottimizza la potenza massima, che per questo particolare allestimento motore-camme coincide con:

- VIS: CC;
- VVT: Off (massimo incrocio).

Si è agito sulla lunghezza del tratto cilindrico perché facilmente modificabile e perché la variazione di questo tratto non modifica eccessivamente il diametro idraulico medio totale del runner (equazione 5.4) che ha anch'esso un'influenza sul regime di accordatura del motore (equazione 2.2).

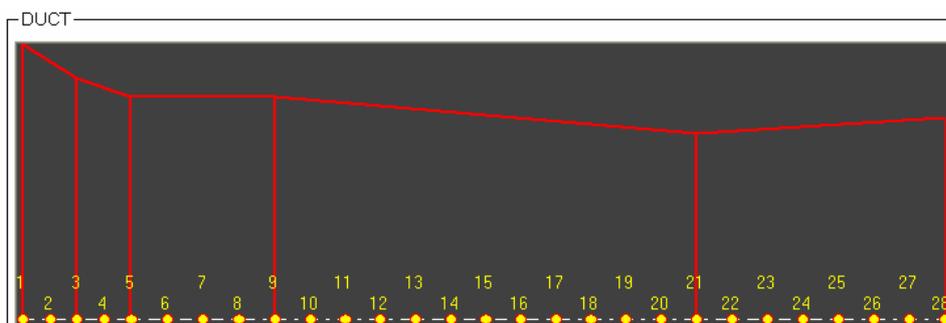


Figura 6.13 – Tratto del condotto d'aspirazione esterno alla testata.

La massima potenza si è ottenuta accorciando i runner originali di 10 mm. Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza ottenute sono state confrontate con le prestazioni dei motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme e runner standard (figure 6.14÷6.16).

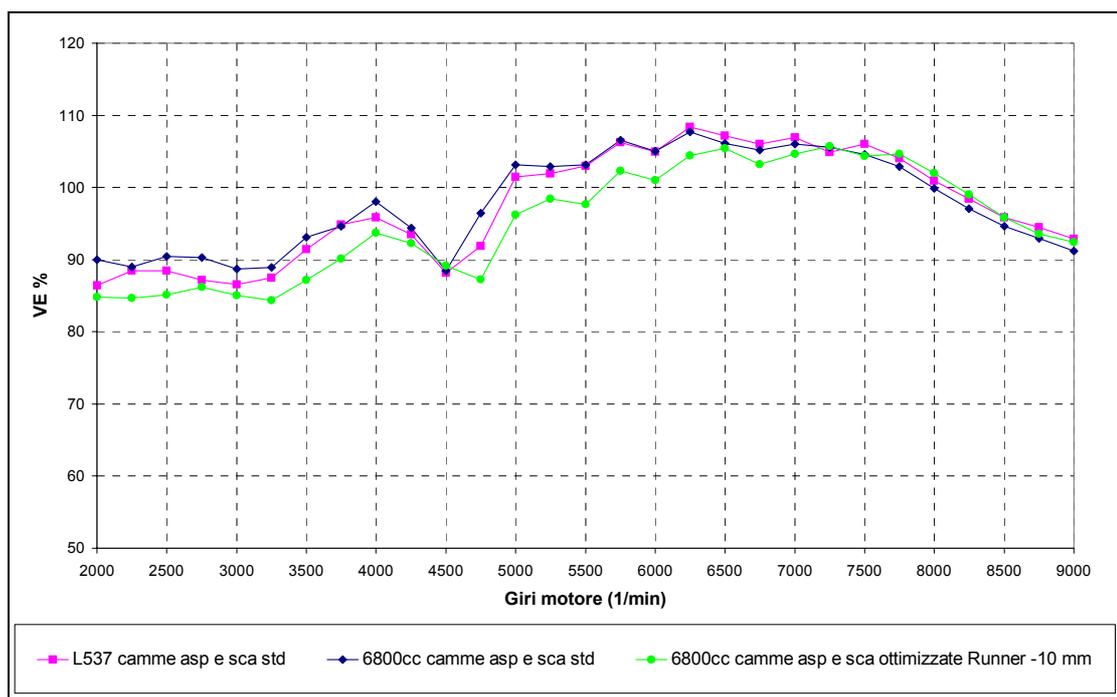


Figura 6.14 – Andamento del coefficiente di riempimento, motori L537, 6800 cm<sup>3</sup> e 6800 cm<sup>3</sup> camme e runner ottimizzati.

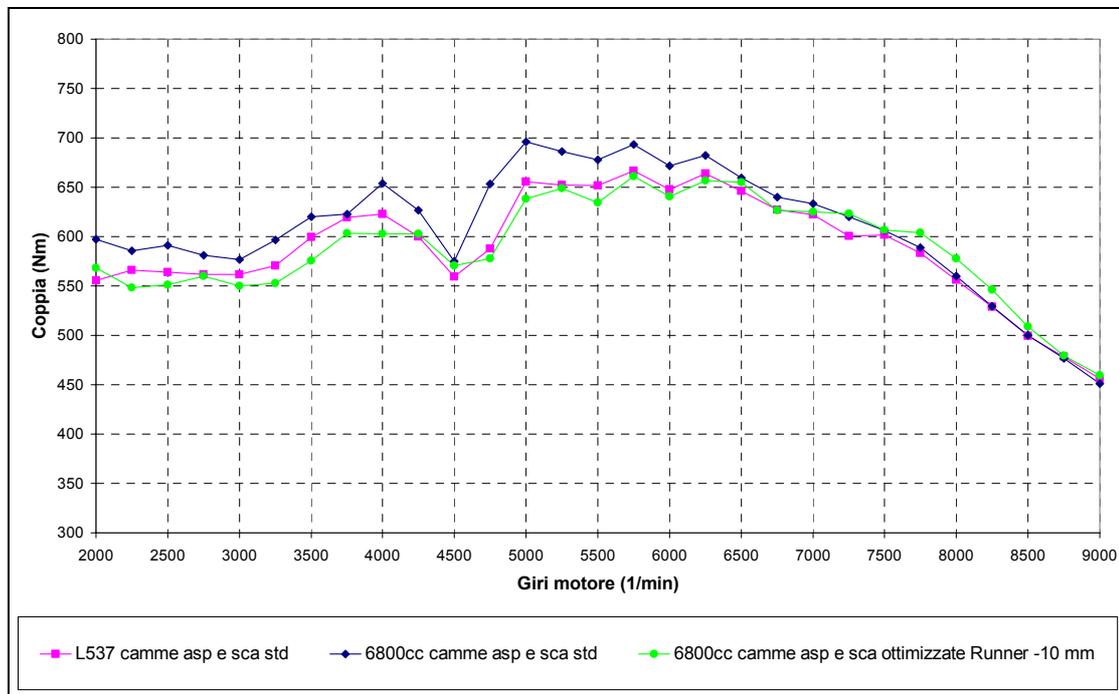


Figura 6.15 – Andamento della coppia, motori L537, 6800 cm<sup>3</sup> e 6800 cm<sup>3</sup> camme e runner ottimizzati.

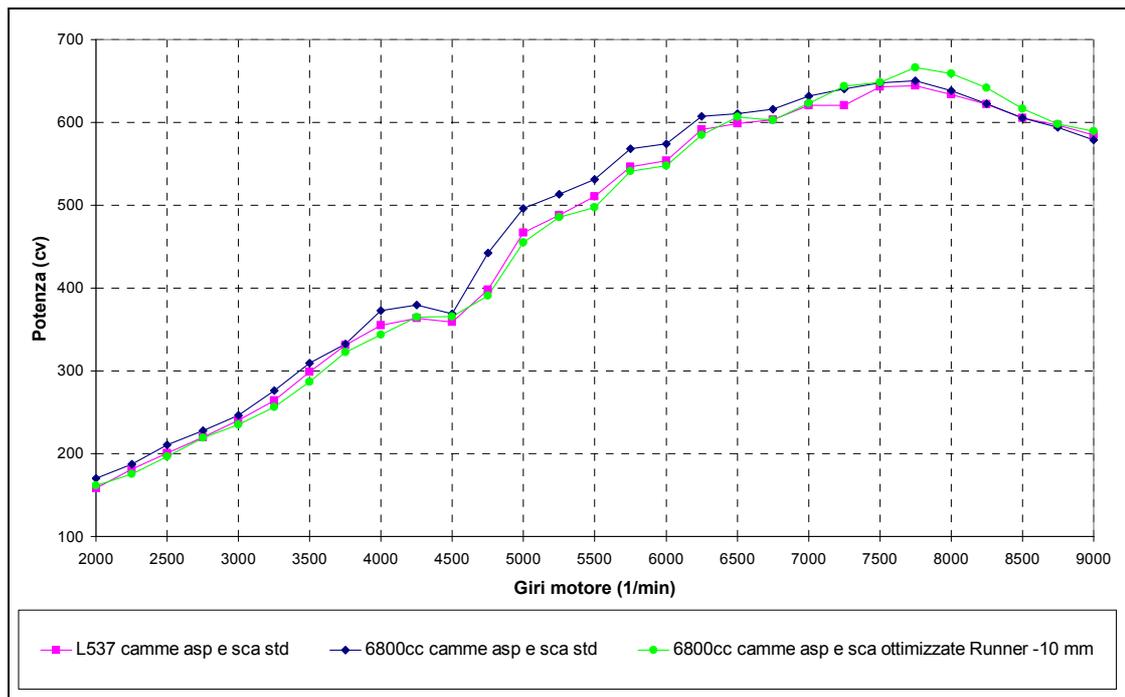


Figura 6.16 – Andamento della potenza, motori L537, 6800 cm<sup>3</sup> e 6800 cm<sup>3</sup> camme e runner ottimizzati.

Il coefficiente di riempimento ottenuto mostra un ulteriore peggioramento ai bassi regimi e un miglioramento agli alti rispetto alla precedente configurazione con camme ottimizzate (fig. 6.10). Anche dall'andamento delle curve di coppia delle due configurazioni del motore 6800 cm<sup>3</sup> si notano gli stessi effetti che sono da attribuire alle modifiche apportate: fasature più ampie e condotti d'aspirazione più corti.

Si è quindi corretto l'andamento del riempimento, ottenuto dal motore con il solo incremento della corsa (curva blu), che presentava un decremento agli alti regimi.

Nonostante il peggioramento del riempimento ai regimi medio-bassi rispetto al motore L537 (fig. 6.14), l'andamento della coppia rimane molto simile, mentre si ottiene un miglioramento agli alti regimi (fig. 6.15). Infatti, il peggioramento del riempimento (bassi regimi) è compensato dalla maggiore cilindrata.

L'incremento di prestazioni ottenuto, rispetto al motore L537, è riportato in tabella 6.6. Si ottiene però una riduzione della coppia massima di 7 Nm a regime invariato (6250 giri/min), mentre si ha una riduzione di 36 Nm rispetto al motore 6800 cm<sup>3</sup> con configurazione standard.

L'incremento di potenza è di 23 CV sempre rispetto all'attuale motore L537: 6 CV sono stati ottenuti con l'aumento della corsa, i rimanenti 17 CV sono dovuti alle modifiche alle leggi d'apertura delle valvole d'aspirazione e scarico e all'ottimizzazione della lunghezza dei condotti d'aspirazione.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
L537 camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
6800 cm <sup>3</sup> camme Asp e Scar std	+ 29 Nm (5750 rpm)	+ 6 CV (7750 rpm)
6800 cm <sup>3</sup> camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -10 mm	- 7 Nm (6250 rpm)	+ 23 CV (7750 rpm)

Tabella 6.6 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

### 6.5 Incremento permeabilità filtro aria.

L'ultima analisi effettuata consiste nell'aumento della permeabilità del filtro aria. L'elemento orifizio prevede un solo coefficiente per la taratura (Loss Coefficient Pressure); agendo su tale parametro sono state ridotte le perdite di carico del 22% a regime di potenza massima. Le perdite di carico sono state valutate misurando la variazione di pressione a monte e a valle del filtro aria grazie a due punti di misura (fig. 6.17).

Il modello utilizzato per questa analisi è il motore 6800 cm<sup>3</sup> con camme aspirazione e scarico ottimizzate e runner corti. Anche in questo caso sono stati ottimizzati i sistemi VIS e VVT.

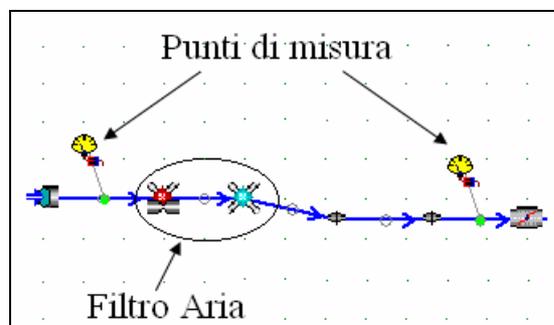


Figura 6.17 – Modello filtro aria.

Gli andamenti delle perdite di carico ottenute con filtro aria standard e con filtro aria più permeabile sono mostrati in figura 6.18.

Nella figura 6.19 si riportano gli andamenti del coefficiente di riempimento per il motore 6800 cm<sup>3</sup> ottimizzato con filtro aria standard e con filtro aria più permeabile.

Riducendo le perdite di carico (proporzionali al quadrato della velocità), si ottengono miglioramenti del riempimento agli alti regimi. L'aumento di potenza ottenuto con il solo incremento di permeabilità del filtro aria è di 7 CV, mentre l'incremento di coppia massima è di 5 Nm.

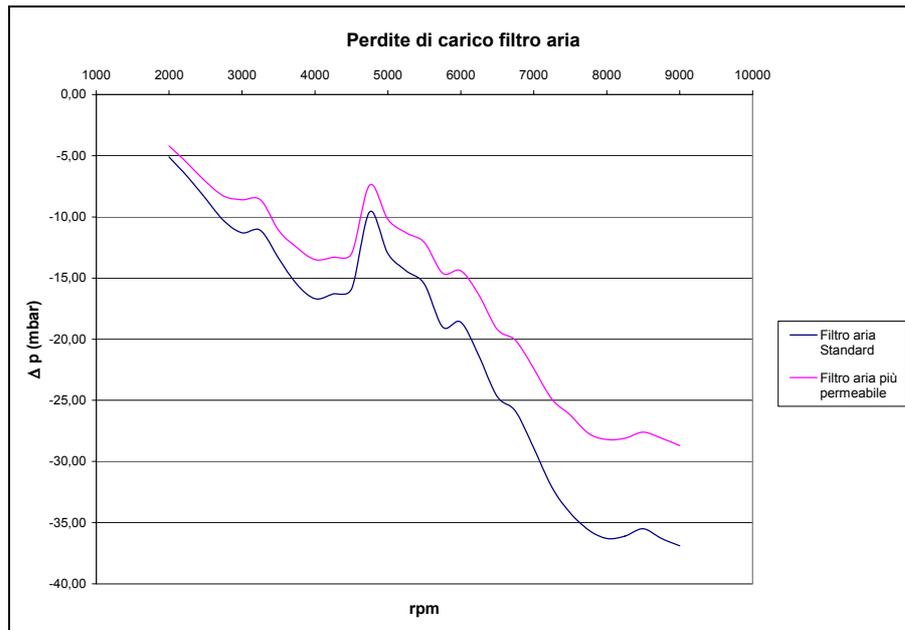


Figura 6.18 – Andamento delle perdite di carico: filtro aria standard e filtro aria con maggior permeabilità, motore 6800 cm<sup>3</sup> camme ottimizzate Runner -10mm.

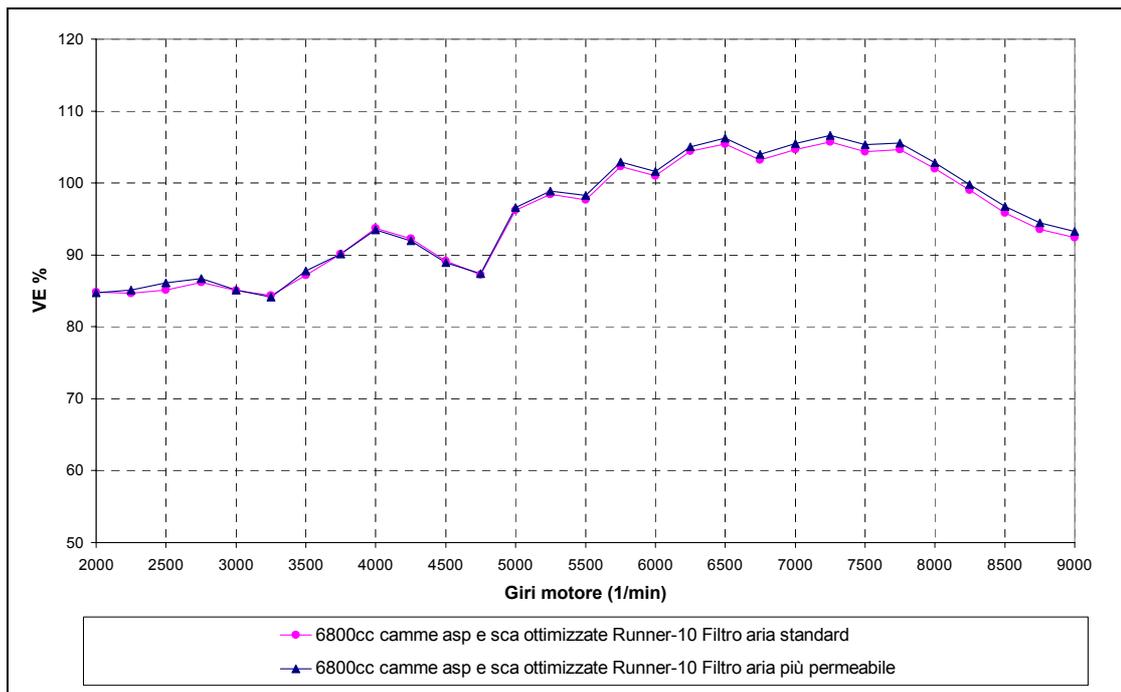


Figura 6.19 – Andamento del coefficiente di riempimento motore 6800 cm<sup>3</sup> ottimizzato con filtro aria standard e filtro più permeabile.

Si può quindi concludere che la configurazione del motore 6800 cm<sup>3</sup> con camme aspirazione e scarico ottimizzate, con runner corti e filtro aria più permeabile consente di incrementare la potenza massima dell'attuale motore L537 di 30 CV. La coppia massima invece rimane praticamente invariata, si ha infatti una riduzione di soli 2 Nm.

<b>Motore</b>	<b><math>\Delta</math> Coppia (regime)</b>	<b><math>\Delta</math> Potenza (regime)</b>
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup></b> camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -10 mm, Filtro più permeabile	<b>- 2 Nm</b> (6250 rpm)	<b>+ 30 CV</b> (7750 rpm)

**Tabella 6.7** – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

## 6.6 Conclusioni

Nell'analisi condotta sono state valutate le prestazioni ottenibili a seguito di un aumento della corsa dell'attuale motore V12 6500 cm<sup>3</sup>, inoltre si è agito su parametri facilmente modificabili per incrementare ulteriormente le prestazioni. Si può quindi concludere che, l'aumento della corsa accoppiata a nuove leggi d'alzata, sia all'aspirazione che allo scarico, a runner corti e ad un filtro aria più permeabile conduce ad un incremento di potenza massima di 30 CV a parità di regime di rotazione. Tali vantaggi sono stati ottenuti a parità di coppia per i bassi e medi regimi.

L'incremento della corsa comporta però delle velocità medie del pistone più elevate, con conseguente aumento delle pressioni d'attrito e soprattutto delle sollecitazioni meccaniche con possibili problemi di affidabilità.

Tali risultati hanno quindi suggerito di valutare un'ottimizzazione dell'attuale L537 agendo sugli stessi parametri (camme aspirazione e scarico, lunghezza runner e permeabilità filtro aria) senza intervenire sulla corsa.

Nell'ottica di una riprogettazione del motore un'altra strada da esplorare è l'aumento dell'alesaggio che consente un incremento della superficie a disposizione delle valvole. Inoltre, all'aumento dell'alesaggio, potrebbe essere associata anche una riduzione della corsa, in tal modo, a parità di velocità media del pistone è possibile incrementare il regime di rotazione del motore, ovvero a parità di regime di rotazione ridurre la velocità media del pistone e con essa le sollecitazioni meccaniche e le pressioni d'attrito.

## CAPITOLO 7

### Ottimizzazione motore L537 6500 cm<sup>3</sup>

#### 7.1 Introduzione.

L'obiettivo della presente analisi è l'ottimizzazione dell'attuale motore L537 6500 cm<sup>3</sup> al fine di incrementare la potenza massima erogata senza modificare corsa e alesaggio.

Per ottimizzare le prestazioni si è agito su componenti facilmente modificabili lasciando inalterata la testata, come effettuato nell'analisi precedente. Anche in questo caso le modifiche apportate sono state effettuate in maniera graduale per valutare gli effetti di ogni singolo parametro sulle prestazioni del motore.

I parametri d'intervento sono:

- Camme aspirazione e scarico;
- Lunghezza runner aspirazione;
- Filtro aria.

La metodologia di prova consiste nell'applicare tali modifiche al modello dell'attuale motore L537 6500 cm<sup>3</sup> e stimare le prestazioni ottenute.

#### 7.2 Sostituzione camme aspirazione e scarico.

La prima modifica apportata è stata la modifica delle leggi d'apertura delle valvole d'aspirazione e scarico per incrementare l'area efficace media. Sia per l'aspirazione che per lo scarico sono state adottate le stesse leggi d'alzata utilizzate per il motore 6800 cm<sup>3</sup> (par. 6.3); e, dato che non variano i diametri valvola e i coefficienti d'efflusso, anche i valori dell'area efficace media rimangono i medesimi.

I valori di confronto tra le due leggi d'alzata, per le valvole d'aspirazione, sono riportati nella successiva tabella; l'alzata massima è stata incrementata di 1 mm:

Legge d'alzata valvole asp.	Alzata max/Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	IM valvola@ 8000 rpm	IVO	EVC
Standard	0,312	-	705,65	-	213388,56	0,602	std	std
Ottimizzata	0,340	10,9	763,20	7,54	230487,50	0,556	+6°	std

Tabella 7.1 – Caratteristiche delle camme d'aspirazione.

Si ottiene una riduzione superiore al 7% dell'indice di Mach nella sezione di passaggio della valvola.

I valori di confronto tra le leggi d'alzata (standard e ottimizzata) per le valvole di scarico sono riportati in tabella 7.2; l'alzata massima è stata incrementata di 0,5 mm.

Legge d'alzata valvole scar.	Alzata max/Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	EVO	EVC
Standard	0,364	-	559,13	-	162147,8	std	std
Ottimizzata	0,381	10,3	574,27	2,64	172280,2	-10°	std

Tabella 7.2 – Caratteristiche delle camme di scarico.

Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza massima ottenute per il motore originale L537 e per quello con camme aspirazione e scarico ottimizzate, sono riportate nelle figure 7.1÷7.3.

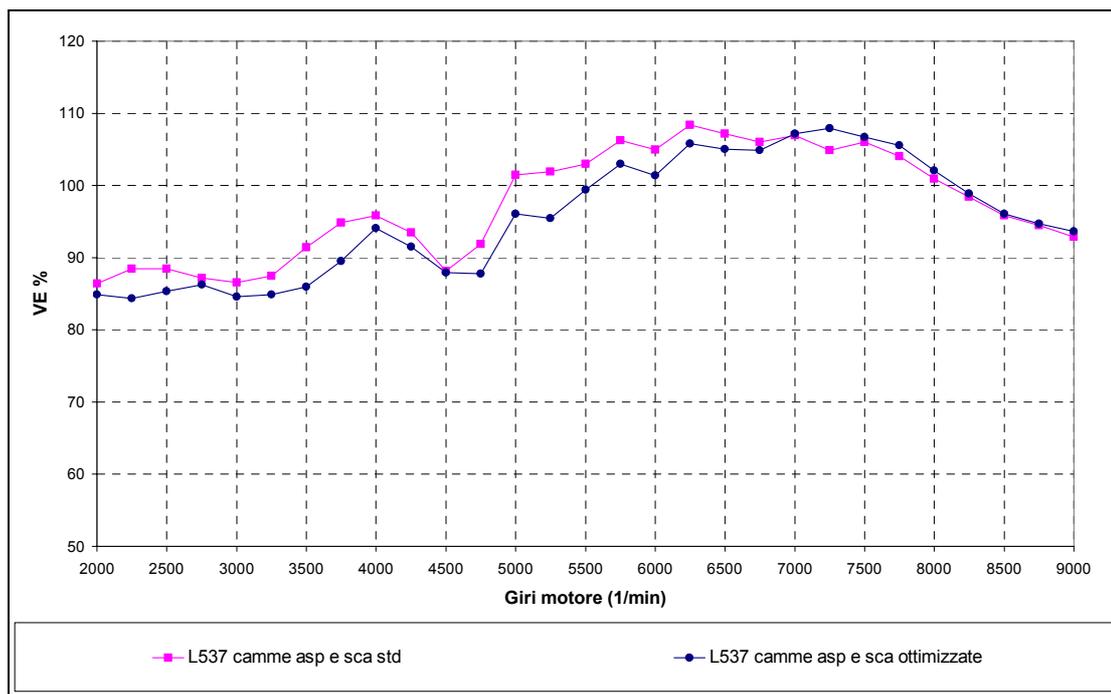


Figura 7.1 – Andamento del coefficiente di riempimento del motore L537 con camme std e ottimizzate.

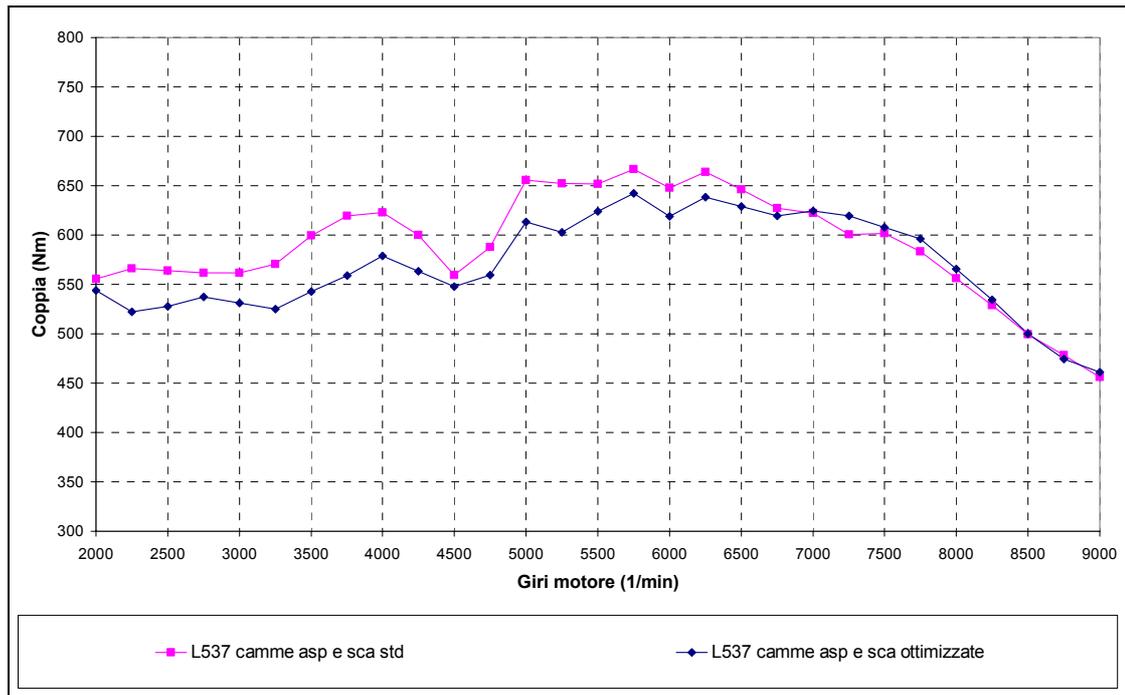


Figura 7.2 – Andamento della coppia del motore L537 con camme std e con camme ottimizzate.

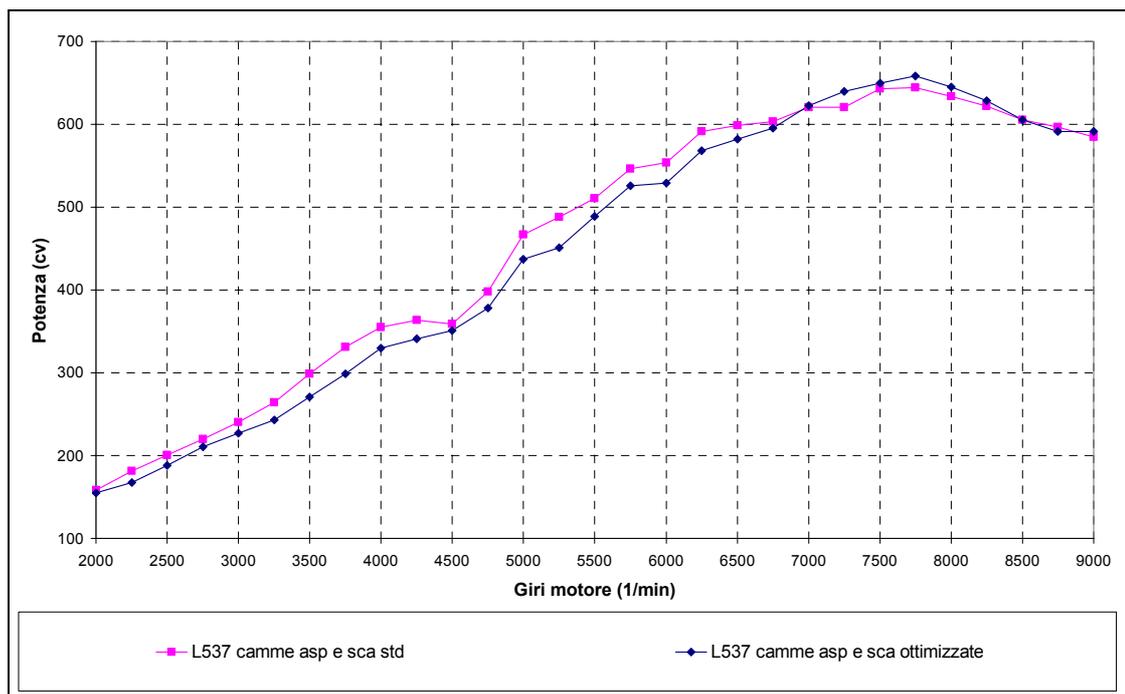


Figura 7.3 – Andamento della potenza del motore L537 con camme std e con camme ottimizzate.

Si ottiene un peggioramento del coefficiente di riempimento per i bassi e medi regimi, mentre si ha un incremento, seppur lieve, agli alti. Quest'effetto è dovuto all'utilizzo di fasature più ampie e comporta una perdita di coppia massima di 26 Nm (il regime rimane invariato: 6250 giri/min) e un incremento di potenza massima di 14 CV anch'essa a regime invariato di 7750 giri/min.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
L537 camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
L537 camme Asp e Scar ottimizzate	- 26 Nm (6250 rpm)	+ 14 CV (7750 rpm)

Tabella 7.3 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

### 7.3 Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.

Dopo aver ottimizzato le leggi d'alzata, si procede all'ottimizzazione della lunghezza dei runner al fine di incrementare ulteriormente il coefficiente di riempimento agli alti regimi e quindi aumentare la potenza massima erogata dal motore.

Il modello utilizzato è l'L537 con camme aspirazione e scarico ottimizzate. La lunghezza iniziale del runner è stata variata, nel tratto cilindrico (fig. 7.4), con step di 5 mm. Per valutare i valori di potenza a cui ciascuna configurazione dà luogo, sono stati impostati i sistemi di fasatura e di geometria variabile nella configurazione che consente di ottenere la potenza massima, che per questo particolare allestimento motore-camme coincide con:

- VIS: CC;
- VVT: Off (massimo incrocio).

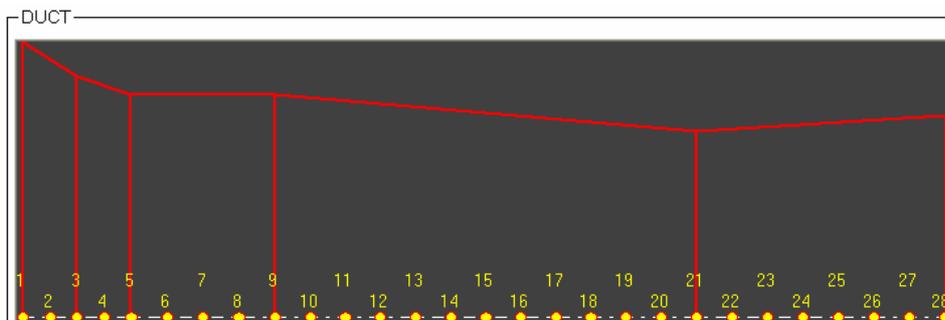


Figura 7.4 – Tratto del condotto d'aspirazione esterno all'intratesta.

La lunghezza del runner che consente di ottenere la maggior potenza è stata ottenuta accorciando i condotti d'aspirazione di 35 mm. Tale modifica comporta anche l'incremento del regime di rotazione a cui si ottiene la potenza massima.

Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza del motore L537 con camme ottimizzate e lunghezze dei condotti d'aspirazione corti, sono state confrontate con le prestazioni ottenute dal motore L537 con camme standard e con camme ottimizzate.

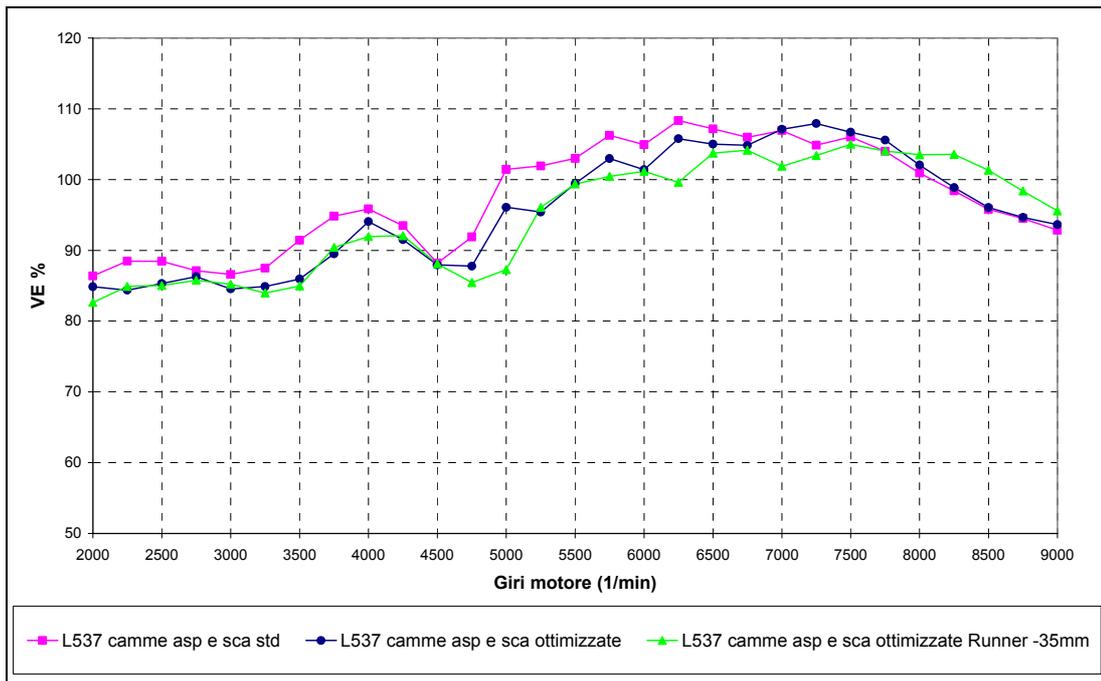


Figura 7.5 – Andamento del coefficiente di riempimento, motori: L537 con camme std, L537 camme ottimizzate e L537 con camme ottimizzate e runner corti.

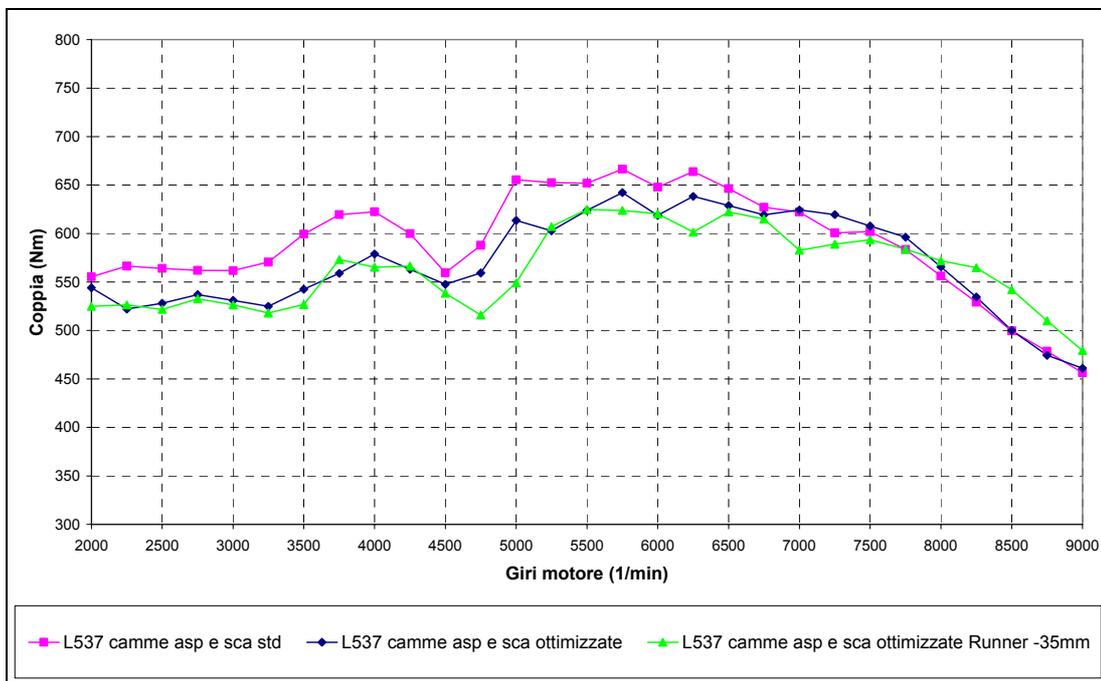


Figura 7.6 – Andamento della coppia, motori: L537 con camme std, L537 camme ottimizzate e L537 con camme ottimizzate e runner corti.

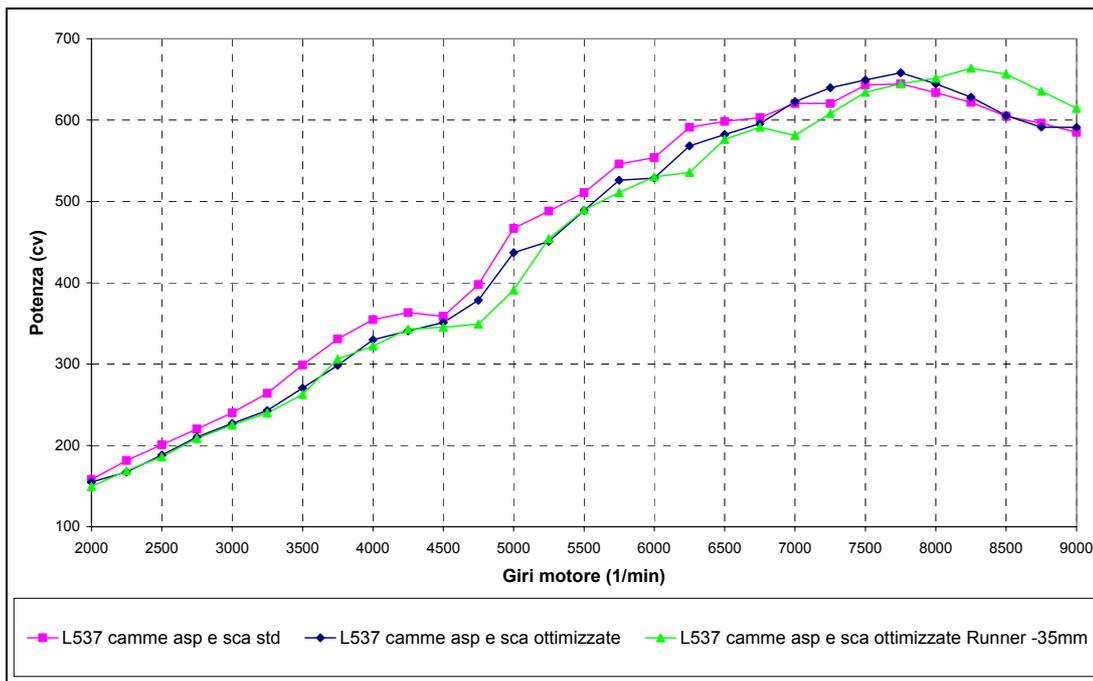


Figura 7.7 – Andamento della potenza, motori: L537 con camme std, L537 camme ottimizzate e L537 con camme ottimizzate e runner corti.

Dagli andamenti ottenuti è possibile valutare gli effetti della riduzione della lunghezza dei condotti d’aspirazione. Si ottiene, rispetto al motore L537 con camme ottimizzate un ulteriore peggioramento del coefficiente di riempimento e della coppia per i regimi medio alti e un incremento solo agli altissimi regimi. Naturalmente tali effetti sono ancora più accentuati rispetto al motore L537 con camme standard.

La coppia massima si riduce di ulteriori 16 Nm rispetto alla configurazione con camme ottimizzate e il regime si sposta da 6250 giri/min a 6500 giri/min. La perdita complessiva di coppia, rispetto alla configurazione di partenza, è quindi di 42 Nm.

Gli effetti dell’utilizzo dei runner corti si traducono anche in un ulteriore incremento di potenza di 6 CV. Il regime di potenza massima si sposta da 7750 giri/min a 8250 giri/min. La velocità media del pistone al regime di potenza massima subisce perciò un incremento di circa 1 m/s (da 23,7 m/s a 24,5 m/s).

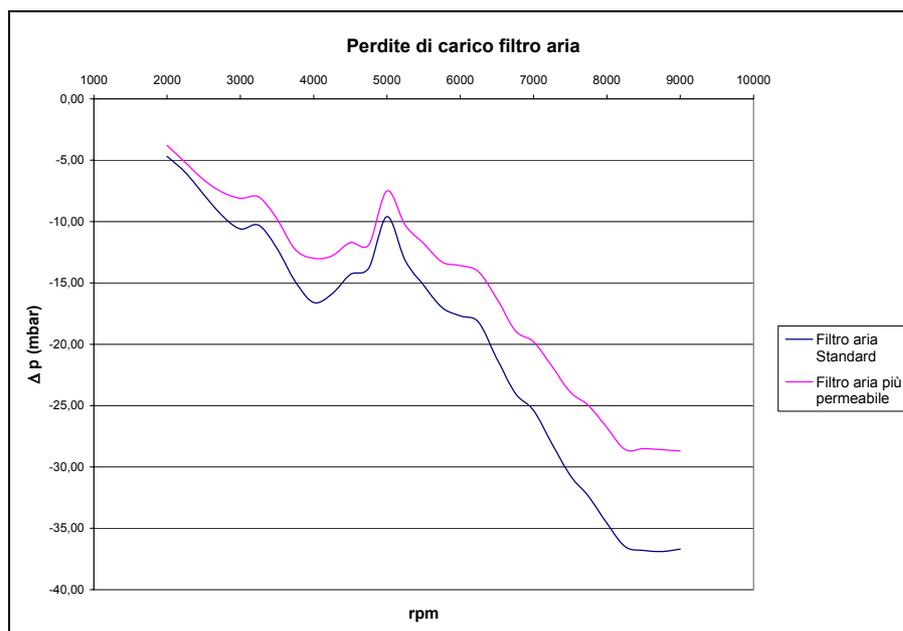
Motore	Δ Coppia (regime)	Δ Potenza (regime)
L537 camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
L537 camme Asp e Scar ottimizzate	- 26 Nm (6250 rpm)	+ 14 CV (7750 rpm)
L537 camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -35 mm	- 42 Nm (6500 rpm)	+ 20 CV (8250 rpm)

Tabella 7.4 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

#### 7.4 Incremento permeabilità filtro aria.

L'ultima analisi effettuata consiste nell'aumento della permeabilità del filtro aria. Come per l'analisi effettuata nel precedente capitolo, sono state ridotte le perdite di carico del 22% per il regime di potenza massima, l'andamento è mostrato in figura 7.8.

Il modello utilizzato per questa analisi è il motore L537 con camme aspirazione e scarico ottimizzate e runner corti.



**Figura 7.8** – Andamento delle perdite di carico: filtro aria standard e filtro aria con maggior permeabilità, motore L537 camme ottimizzate runner -35mm.

Nel diagramma di fig. 7.9 si riportano gli andamenti del coefficiente di riempimento per il motore L537 ottimizzato con filtro aria standard e con filtro aria più permeabile.

L'aumento di potenza ottenuto con il solo incremento di permeabilità del filtro aria è di 7 CV, mentre l'incremento di coppia massima è di 5 Nm.

Si può quindi concludere che la configurazione del motore L537 con camme aspirazione e scarico ottimizzate, con runner corti e filtro aria più permeabile consente di incrementare la potenza massima dell'attuale motore L537 di 27 CV, la coppia massima invece si riduce 37 Nm. E' opportuno inoltre notare che la coppia e la potenza massima, con questa configurazione, si ottengono a regimi di rotazione più elevati.

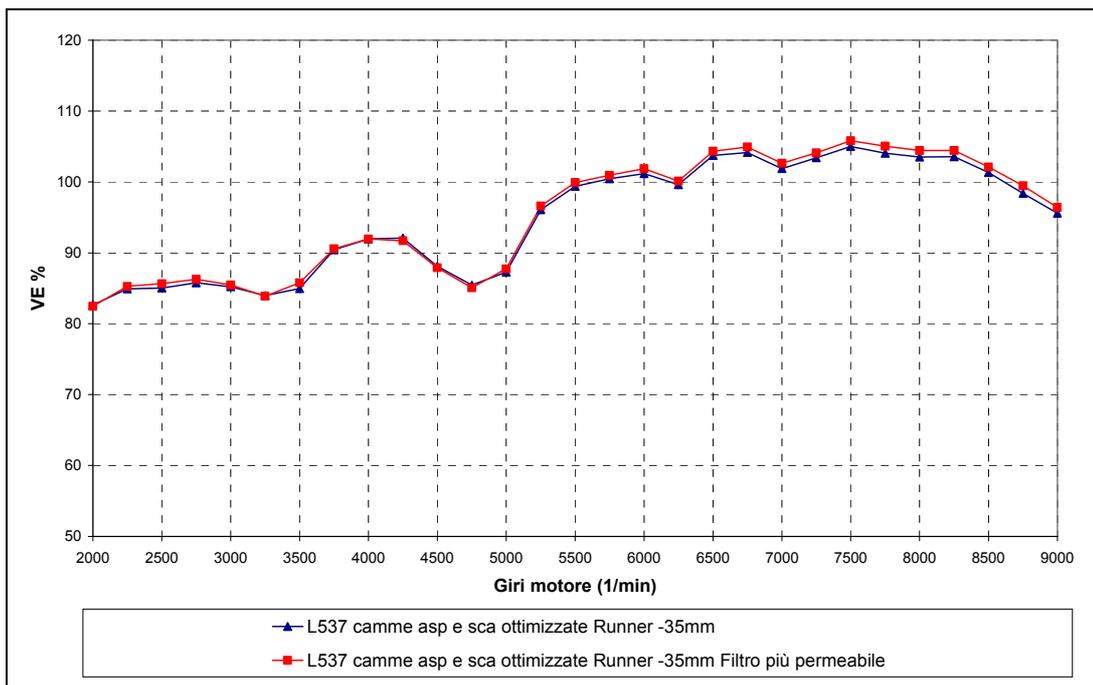


Figura 7.9 – Andamento del coefficiente di riempimento, motore: L537 ottimizzato con filtro aria standard e filtro più permeabile.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
L537 camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
L537 camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -35 mm, Filtro più permeabile	- 37 Nm (6500 rpm)	+ 27 CV (8250 rpm)

Tabella 7.5 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

## 7.5 Conclusioni

L'analisi condotta, riportata in questo capitolo, ha consentito di ottimizzare le prestazioni dell'attuale motore effettuando delle modifiche marginali. La potenza massima è stata incrementata di 27 CV, ma si è ottenuto un cospicuo peggioramento della coppia, che si è ridotta di 37 Nm. Inoltre, per il regime di potenza massima sono state ottenute delle velocità medie del pistone di circa 1 m/s maggiori.

In ultima analisi si confrontano le prestazioni ottenute dai motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> a parità di modifiche apportate (camme ottimizzate, condotti corti e filtro aria più permeabile), figure 7.10÷7.12.

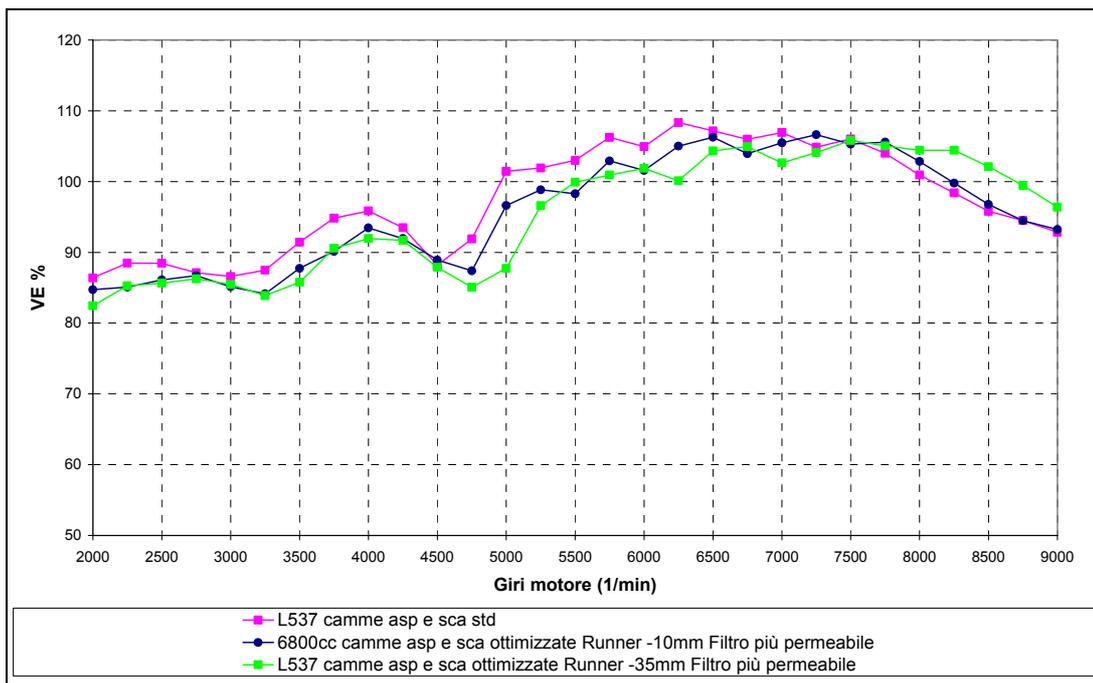


Figura 7.10 – Andamento del coefficiente di riempimento, motori: L537 con camme std, L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme ottimizzate e runner corti.

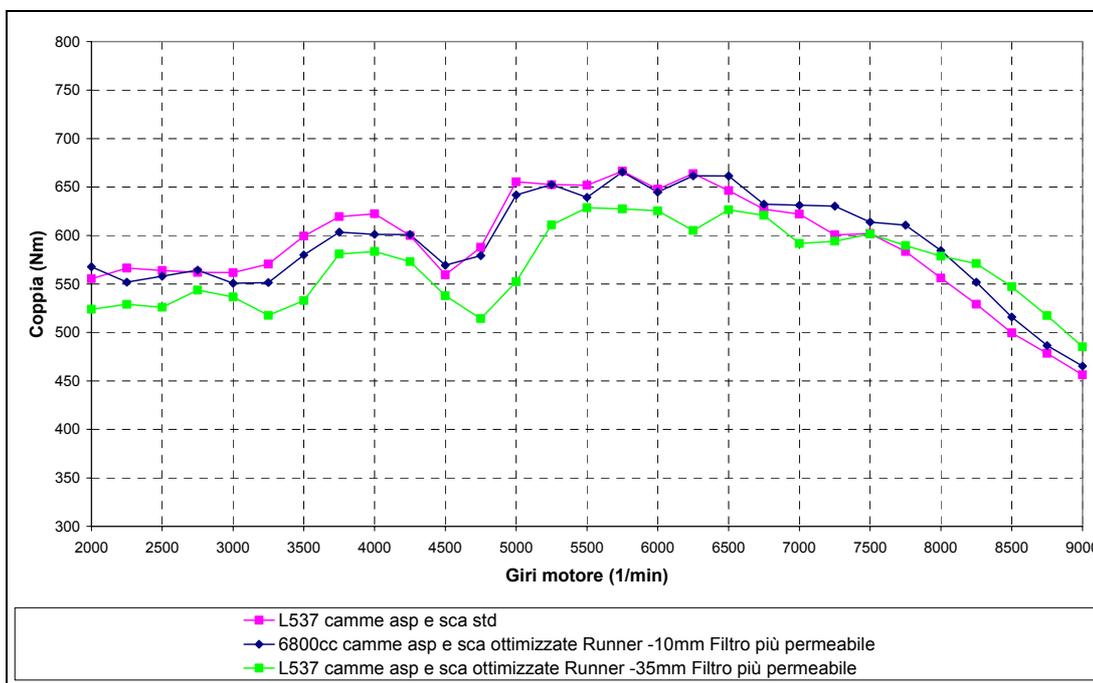


Figura 7.11 – Andamento della coppia, motori: L537 con camme std, L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme ottimizzate e runner corti.

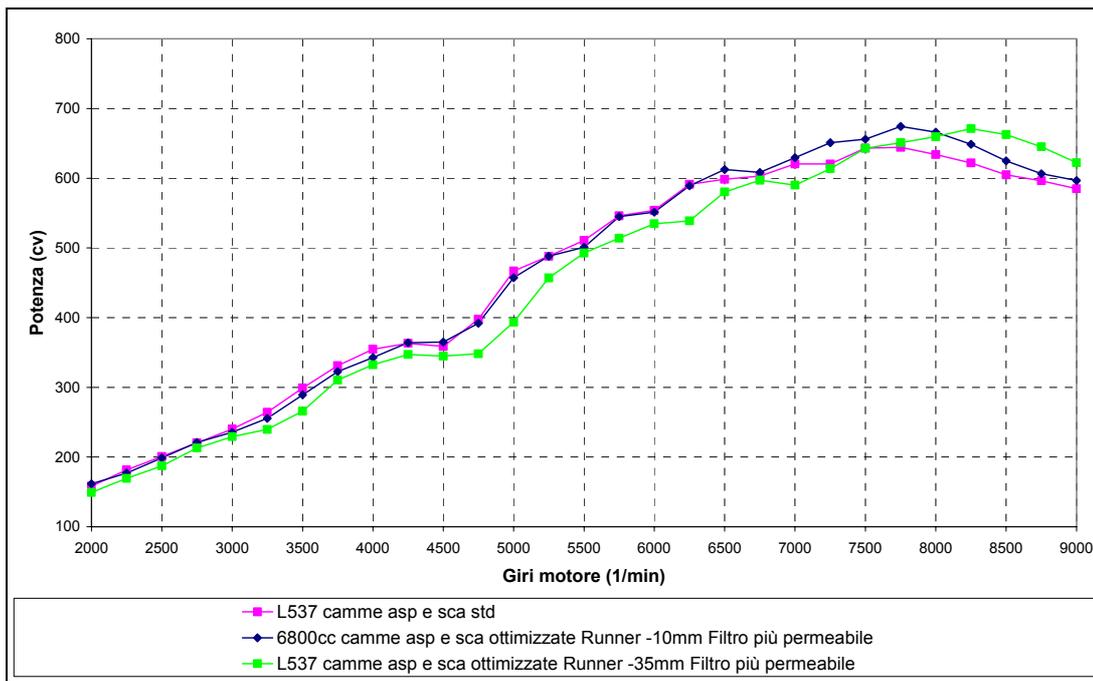


Figura 7.11 – Andamento della potenza, motori: L537 con camme std, L537 e 6800 cm<sup>3</sup> con camme ottimizzate e runner corti.

La potenza massima ottenuta dall’ottimizzazione del motore L537 è molto simile a quella ottenuta dal motore 6800 cm<sup>3</sup>, a parità di configurazioni. Si ha, infatti, una differenza di soli 3 CV. Molto più cospicua è la riduzione di coppia massima, 35 Nm. Infatti, nonostante si sia ottenuto un andamento del coefficiente di riempimento simile per i bassi e medi regimi, la curva di coppia è notevolmente inferiore per quasi tutto il range di funzionamento del motore. Tale effetto naturalmente è dovuto alla differenza di cilindrata tra i due motori.

Motore	Δ Coppia (regime)	Δ Potenza (regime)
L537 Camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
6800 cm <sup>3</sup> camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -10 mm, Filtro più permeabile	- 2 Nm (6250 rpm)	+ 30 CV (7750 rpm)
L537 camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -35 mm, Filtro più permeabile	- 37 Nm (6500 rpm)	+ 27 CV (8250 rpm)

Tabella 7.6 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

E’ opportuno aggiungere che questi motori hanno circa la stessa velocità media del pistone per il regime di potenza massima, 24,5 m/s per l’L537 ottimizzato e 24,7 m/s per il 6800 cm<sup>3</sup>.

Dai risultati ottenuti è quindi possibile concludere che l’ottimizzazione del motore L537 è da preferire al motore 6800 cm<sup>3</sup> con corsa lunga; tale configurazione consente infatti,

con piccole modifiche, di raggiungere quasi la stessa potenza massima ottenuta con un incremento di cilindrata. È da notare, inoltre, che una riduzione di coppia non pregiudica le prestazioni del veicolo, in quanto l'aumento di regime di rotazione del motore consente l'utilizzo di rapporti di trasmissione più corti che compensano la differenza di coppia massima (infatti quello che conta è la coppia alle ruote).

Dall'andamento del coefficiente di riempimento (figura 7.10) è possibile capire che il motore 6800 cm<sup>3</sup> presenta problemi di respirazione dopo i 7500 giri/min, inoltre l'incremento della corsa comporta delle velocità medie del pistone più elevate, con un conseguente aumento delle sollecitazioni meccaniche e delle pressioni di attrito. Tali risultati hanno quindi suggerito di analizzare gli effetti di un incremento dell'alesaggio.

## **CAPITOLO 8**

### **Analisi incremento alesaggio**

#### **8.1 Introduzione.**

L'obiettivo della seguente analisi, è la valutazione, attraverso il codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale GasDyn, dell'incremento di prestazioni a seguito di un aumento dell'alesaggio dell'attuale L537 V12 6500 cm<sup>3</sup>.

E' stato aumentato l'alesaggio mantenendo invariata la corsa del pistone, incrementando così anche la superficie a disposizione delle valvole.

I parametri d'intervento sono:

- Alesaggio;
- Diametro valvole aspirazione e scarico;
- Diametro condotti aspirazione e scarico;
- Camme aspirazione e scarico;
- Lunghezza runner;
- Filtro aria.

Il modello del nuovo motore è stato ottenuto utilizzando come base di partenza il modello L537. E' stato incrementato l'alesaggio di 2 mm ottenendo una cilindrata di 6800 cm<sup>3</sup>, inoltre sono stati aumentati i diametri delle valvole e dei condotti d'aspirazione e scarico. Successivamente sono state apportate le rimanenti modifiche sopra elencate.

L'attuale motore L537 e le precedenti configurazioni analizzate sono stati presi come base di confronto per i risultati ottenuti. Inoltre per ogni analisi effettuata sono stati ottimizzati i sistemi di geometria e di fasatura e di variabile (VIS e VVT).

#### **8.2 Dimensionamento valvole aspirazione e scarico.**

In generale, per il dimensionamento delle valvole si preferisce adottare valvole di scarico più piccole delle valvole d'aspirazione per i seguenti motivi:

1. Sul coefficiente di riempimento ha maggior influenza (circa un ordine di grandezza superiore) il diametro delle valvole d'aspirazione;

2. La valvola di scarico è la più sollecitata termicamente. Le dimensioni ridotte agevolano il raffreddamento perché viene facilitata la cessione di calore verso la guida e la sede;
3. Il problema della tenuta è più importante per la valvola di scarico, diminuendo il diametro si migliora la tenuta.

Per il dimensionamento delle valvole d'aspirazione, un parametro che assume un'importanza rilevante è l'indice di Mach, rapporto tra la velocità della miscela nella sezione di passaggio offerta dalle valvole e la velocità del suono nell'ambiente di aspirazione. Tale parametro ha un'influenza anche sul coefficiente di riempimento, come dimostrano i rilievi sperimentali:

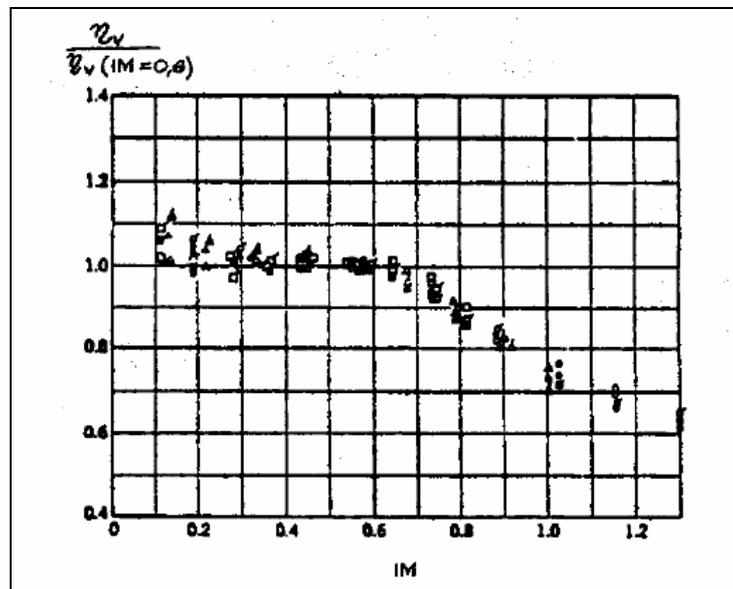


Figura 8.1 – Correlazione tra coefficiente di riempimento e indice di Mach.

Il legame sperimentale tra il coefficiente di riempimento e l'indice di Mach evidenzia come non sia conveniente superare il valore di 0,6 alle massime velocità angolari raggiunte dal motore. Per cui è necessario aumentare al massimo la sezione di passaggio delle valvole compatibilmente con l'alesaggio. Valori tipici dell'IM sono compresi tra 0,25 e 0,6 (valori maggiori comportano elevate perdite fluidodinamiche, valori più bassi impediscono un efficace sfruttamento dei fenomeni dinamici); valori attorno allo 0,4 sono da considerarsi accettabili.

La relazione che lega l'indice di Mach alla sezione di passaggio delle valvole è:

$$IM = \frac{\bar{V}_{pist} \cdot \pi \cdot D^2}{AVE \cdot c_s \cdot 4} \quad (8.1)$$

nella quale:

$D$ : Alesaggio (mm);

$\bar{V}_{pist}$ : velocità media del pistone (m/s);

$\overline{AVE}$ : Area efficace media (mm<sup>2</sup>);

$c_s$ : velocità del suono (m/s).

Si ricorda che l'Area efficace media è:

$$\overline{AVE} = A_{geom} \cdot C_{em} \quad (8.2)$$

dove:

$A_{geom}$ : Area geometrica o di riferimento della valvola (mm<sup>2</sup>);

$C_{em}$ : Coefficiente d'efflusso medio.

Per il dimensionamento delle valvole d'aspirazione quindi si procederà in questo senso, mentre per le valvole di scarico si utilizzeranno dei rapporti di proporzionalità.

### 8.2.1 Valvole d'aspirazione.

L'indice di Mach ottenuto per il nuovo motore a 8000 giri/min, lasciando invariato il diametro delle valvole d'aspirazione e considerando sia la legge d'alzata standard che quella ottimizzata utilizzate nelle precedenti analisi, è mostrato nella seguente tabella:

Camme aspirazione	$\overline{AVE}$	IM L537 8000 rpm	IM 6800 cm <sup>3</sup> 8000 rpm
<i>Alzata standard</i>	705,65	<b>0,602</b>	<b>0,629</b>
<i>Alzata maggiorata</i>	763,20	<b>0,556</b>	<b>0,582</b>

**Tabella 8.1** – Indice di Mach nella sezione di passaggio offerta dalla valvola.

L'obiettivo è individuare il diametro valvola che consente di ottenere, per entrambe le leggi d'alzata, gli stessi indici di Mach ottenuti per il motore L537 a 8000 giri/min. Utilizzando quindi la formula 8.1 con i valori di IM del motore L537, è possibile calcolare l' $\overline{AVE}$  necessaria per il nuovo motore. Ipotizzando poi che il coefficiente d'efflusso medio rimanga costante al variare del diametro valvola, è possibile calcolare l'area geometrica delle nuove valvole d'aspirazione (formula 8.2).

Il diametro calcolato per le valvole d'aspirazione è 1,1 mm maggiore di quello di partenza. Oltre ad aver analizzato un diametro valvola che consente di ottenere lo stesso indice di Mach del motore L537, è stato testato anche un diametro valvola più piccolo (+0,8

mm). Questo diametro corrisponde ad una configurazione delle valvole che permette di ottenere lo stesso rapporto Ingombro/Alesaggio del motore L537 (par. 8.2.2).

In tabella 8.2 sono mostrati gli indici di Mach ottenuti per il motore L537 e per il 6800 cm<sup>3</sup> con diametro valvola standard e diametro incrementato di 0,8 mm e di 1,1 mm.

Camme aspirazione	D <sub>v,asp</sub> std			D <sub>v,asp</sub> + 0,8 mm		D <sub>v,asp</sub> + 1,1 mm	
	$\overline{AVE}$	IM L537 8000 rpm	IM 6800 cm <sup>3</sup> 8000 rpm	$\overline{AVE}$	IM 6800 cm <sup>3</sup> 8000 rpm	$\overline{AVE}$	IM 6800 cm <sup>3</sup> 8000 rpm
<i>Alzata standard</i>	705,65	<b>0,602</b>	<b>0,629</b>	729,72	<b>0,609</b>	738,74	<b>0,601</b>
<i>Alzata maggiorata</i>	763,20	<b>0,556</b>	<b>0,582</b>	789,89	<b>0,562</b>	799,95	<b>0,555</b>

Tabella 8.2 – Indice di Mach al variare del diametro valvola.

### 8.2.2 Valvole di scarico.

Dopo aver dimensionato le valvole d'aspirazione, si procede al dimensionamento delle valvole di scarico. In letteratura sono presenti diversi rapporti di proporzionalità tra i diametri, o tra le aree geometriche complessive, d'aspirazione e scarico. Di seguito si riportano quelli utilizzati [1,2,3]:

- $D_{v,asp}/D_{v,scar} = 1,1 \div 1,14$ ;
- $A_{geom,scar}/A_{geom,asp} = 0,6 \div 0,7$ .

In questa analisi, le valvole di scarico sono state dimensionate cercando di mantenere invariati i rapporti di proporzionalità delle valvole del motore L537 (tab. 8.3), che naturalmente tengono conto dei rapporti elencati sopra. Con le valvole d'aspirazione incrementate di 0,8 mm sono state accoppiate delle valvole di scarico anch'esse più grandi di 0,8 mm. Mentre per le valvole d'aspirazione di 1,1 mm maggiori, sono state individuate delle valvole di scarico maggiorate di 1 mm.

	L537 D <sub>v,asp</sub> std D <sub>v,scar</sub> std	6800 cm <sup>3</sup> D <sub>v,asp</sub> + 0,8 mm D <sub>v,scar</sub> + 0,8 mm	6800 cm <sup>3</sup> D <sub>v,asp</sub> + 1,1 mm D <sub>v,scar</sub> + 1 mm
D <sub>v,asp</sub> /D <sub>v,scar</sub>	1,17	1,17	1,17
A <sub>geom,scar</sub> /A <sub>geom,asp</sub>	0,73	0,73	0,73
(D <sub>v,asp</sub> +D <sub>v,scar</sub> )/D	0,75	0,75	0,75
D <sub>v,asp</sub> /D	0,40	0,40	0,41
L (mm)	42,36	43,34	43,69
Ingombro valvole (mm)	75,16	76,94	77,54
Ingombro/Alesaggio	0,854	0,855	0,862

Tabella 8.3 – Rapporti di proporzionalità per il dimensionamento delle valvole di scarico.

dove:

$D$ : Alesaggio (mm);

$D_{v,asp}$ : diametro valvola aspirazione (mm);

$D_{v,scar}$ : diametro valvola scarico (mm);

$A_{geom,asp}$ : Area geometrica, o di riferimento, totale delle valvole d'aspirazione (mm<sup>2</sup>);

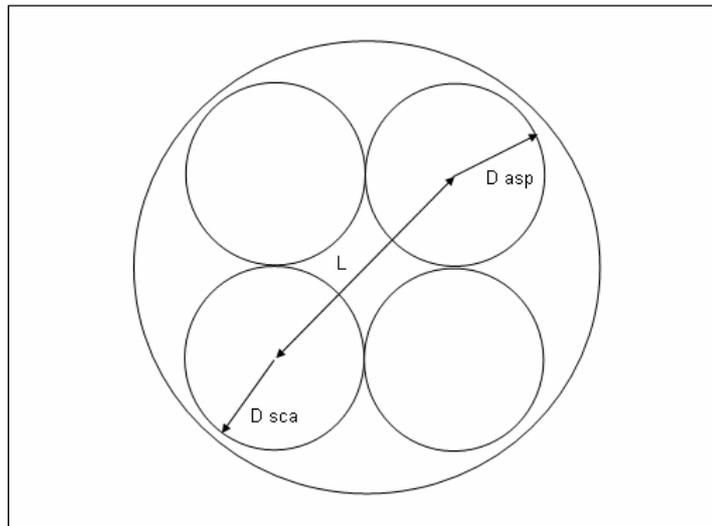
$A_{geom,scar}$ : Area geometrica, o di riferimento, totale delle valvole di scarico (mm<sup>2</sup>);

$L$ : equazione 8.3 e figura 8.2 (mm);

$Ingombro$ : equazione 8.4 e figura 8.2 (mm);

$$L = \sqrt{D_{v,asp}^2 + \frac{D_{v,asp}^2}{4} + \frac{D_{v,scar}^2}{4}} \quad (8.3)$$

$$Ingombro = L + \frac{D_{v,asp}}{2} + \frac{D_{v,scar}}{2} \quad (8.4)$$



**Figura 8.2** – Limiti geometrici per i diametri delle valvole nel caso di testa piana.

La camera di combustione del motore L537 presenta una testata “Pent-roof” (a tetto, fig. 8.4), mentre per il calcolo dell’ingombro delle valvole sono state usate le formule 8.2 e 8.3 che sono riferite al caso di camera di combustione con testa piana.

Tale modo di procedere, molto semplice, si ritiene in prima approssimazione corretto dato che il dimensionamento è stato effettuato cercando di mantenere gli stessi rapporti d’ingombro utilizzati per il motore L537 (tab. 8.3). Naturalmente per una verifica più accurata è necessario utilizzare un modello CAD 3D.

### 8.3 Dimensionamento condotti aspirazione e scarico.

Adottando delle valvole d’aspirazione e scarico di diametro maggiore è necessario incrementare anche il diametro dei condotti. Partendo quindi dai condotti d’aspirazione e scarico utilizzati nel motore L537, sono stati aumentati i diametri dello stesso valore percentuale di cui sono state incrementate le valvole d’aspirazione e scarico.

Alle valvole d’aspirazione e scarico maggiorate di 0,8 mm, corrispondono degli incrementi percentuali del 2,26% per le valvole d’aspirazione e del 2,65% per le valvole di scarico. In maniera analoga sono stati incrementati i diametri dei condotti.

Alle valvole d’aspirazione maggiorate di 1,1 mm, corrisponde un incremento percentuale del 3,11%, mentre l’incremento è del 3,31% per le valvole di scarico maggiorate di 1 mm.

Mentre i condotti d’aspirazione sono stati modificati soltanto sul tratto che collega le valvole al plenum (condotti primari), quelli di scarico lo sono stati dalle valvole all’ambiente esterno (tratti primari, secondari e terziari, fig. 8.3).

Infine, sono stati calcolati i valori dell’indice di Mach nelle principali sezioni del condotto d’aspirazione del 6800 cm<sup>3</sup> a corsa corta (B/S= 1,011) a 8000 giri/min, per i modelli con diametro valvola aspirazione +0,8 mm e + 1,1 mm.

Sezioni	IM L537 8000 rpm	IM 6800 cm <sup>3</sup> corsa corta D <sub>v.asp</sub> + 0,8 mm 8000 rpm	IM 6800 cm <sup>3</sup> corsa corta D <sub>v.asp</sub> + 1,1 mm 8000 rpm
Lato trombetta	0,161	0,161	0,158
	0,208	0,208	0,204
	0,242	0,241	0,237
	0,242	0,241	0,237
Interno testa	0,346	0,346	0,341
	0,296	0,296	0,292
Lato valvola asp.	0,216	0,216	0,212

**Tabella 8.4** – Indice di Mach delle principali sezioni del runner..

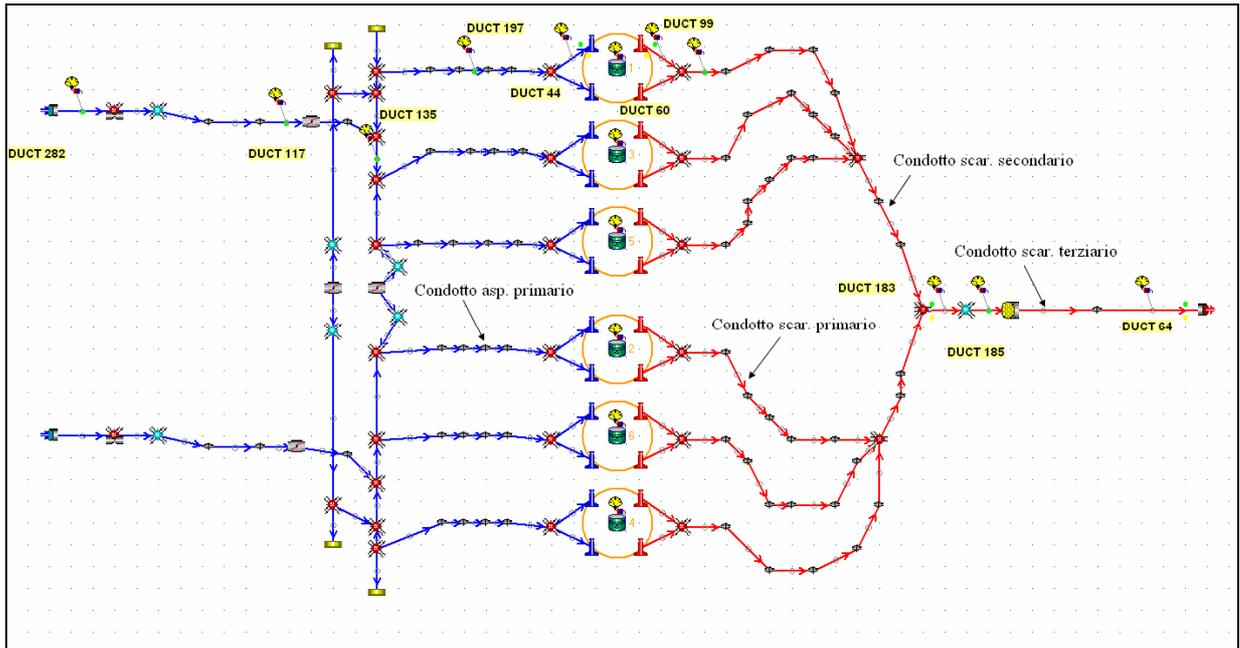


Figura 8.3 – Modello V12 6500 cm<sup>3</sup>.

#### 8.4 Modellazione del V12 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta.

Il nuovo modello è stato ottenuto, come nelle precedenti analisi, modificando quello del motore L537. Sono stati aggiornati i diametri delle valvole e dei condotti d'aspirazione e scarico ed è stato incrementato l'alesaggio di 2 mm. La corsa è rimasta invariata, così come la velocità media del pistone e i valori delle pressioni di attrito. La cilindrata ottenuta è di 6800 cm<sup>3</sup> e il rapporto alesaggio/corsa B/S è 1,011.

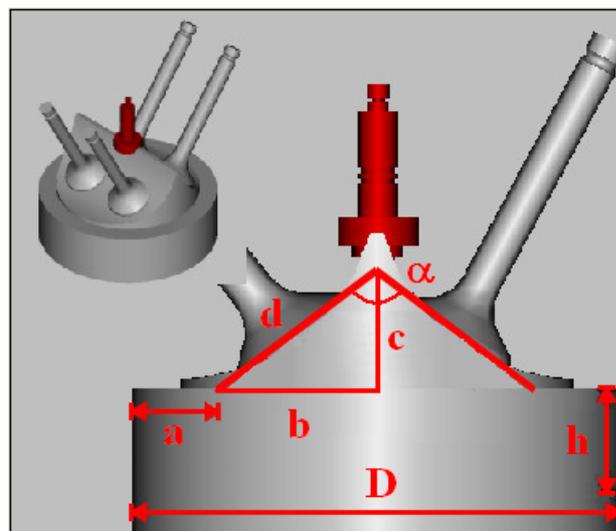


Figura 8.4 – Schema semplificato di camera di combustione Pent-roof a quattro valvole per cilindro.

L'aumento dell'alesaggio comporta un incremento del volume della camera di combustione: sia del volume sotteso al tetto (valori di  $a$  e  $\alpha$  invariati), sia del volume di altezza  $h$  (altezza di squish), fig. 8.4, con conseguente riduzione del rapporto di compressione. Per mantenere il rapporto di compressione invariato si può agire sull'altezza  $h$ , ma il valore di  $h$  è limitato da vincoli geometrici e quindi solo entro certi margini si può agire in questo senso.

Il codice di calcolo Gadsyn consente la modifica del parametro  $a$  (larghezza della superficie di squish) e dell'angolo  $\alpha$  (fig. 8.4), un eventuale problema di contatto tra pistone e testata (riduzione eccessiva di  $h$ ) viene segnalato con un errore e la simulazione non procede.

Si è deciso di non modificare eccessivamente il volume sotteso al tetto, lasciando invariata la larghezza delle superfici di squish  $a$  (quindi incremento di  $b$ ) e aumentando di  $1^\circ$  l'angolo  $\alpha$  (l'altezza  $c$  rimane circa costante). La simulazione si avvia senza nessun segnale di errore. Nel caso in cui entrambi i parametri si lascino invariati viene segnalato un possibile problema di contatto tra pistone e testa.

Naturalmente per un'analisi più accurata sarebbe necessario l'utilizzo di un modello CAD che consenta anche la simulazione delle parti in movimento per verificare eventuali interferenze.

Un'altra possibilità era compensare l'incremento dell'alesaggio incrementando di 1 mm la larghezza  $a$ , mantenendo invariato il volume sotteso al tetto, fig. 8.4. Questo però implica che la larghezza  $d$  della superficie a disposizione delle valvole rimanga invariata, e non è quindi possibile alloggiare delle valvole di diametro maggiore.

Sono stati creati due modelli del motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa corta che si differenziano per i diametri delle valvole e dei condotti. Le loro caratteristiche sono:

- Cilindrata: 6800 cm<sup>3</sup>;
- Alesaggio: +2 mm rispetto alesaggio L537;
- Corsa: invariata;
- Diametro valvole: Asp. +0,8 mm, Scar. +0,8 mm;  
Asp. +1,1 mm, Scar. +1 mm.
- Diametro condotti: Asp. +2,26 %, Scar. +2,65%;  
Asp. +3,11 %, Scar. +3,31%;
- Camme aspirazione e scarico: alzata standard.
- Fasatura con VVT "Off": invariata rispetto a motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga (fig. 6.4).

8.5 Prestazioni motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta.

Dopo aver ottimizzato i sistemi di geometria e di fasatura variabile per entrambi i modelli del V12 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, sono state stimate le prestazioni e sono state confrontate con quelle del motore L537 e del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga. Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza sono mostrate nelle seguenti figure:

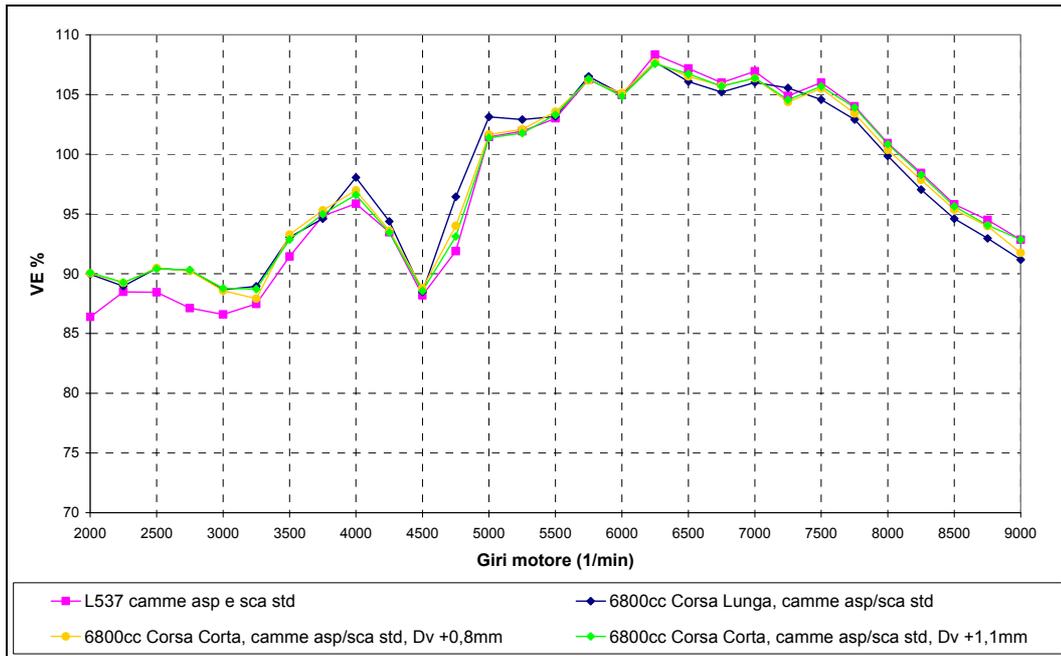


Figura 8.5 – Andamento del coefficiente di riempimento del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.

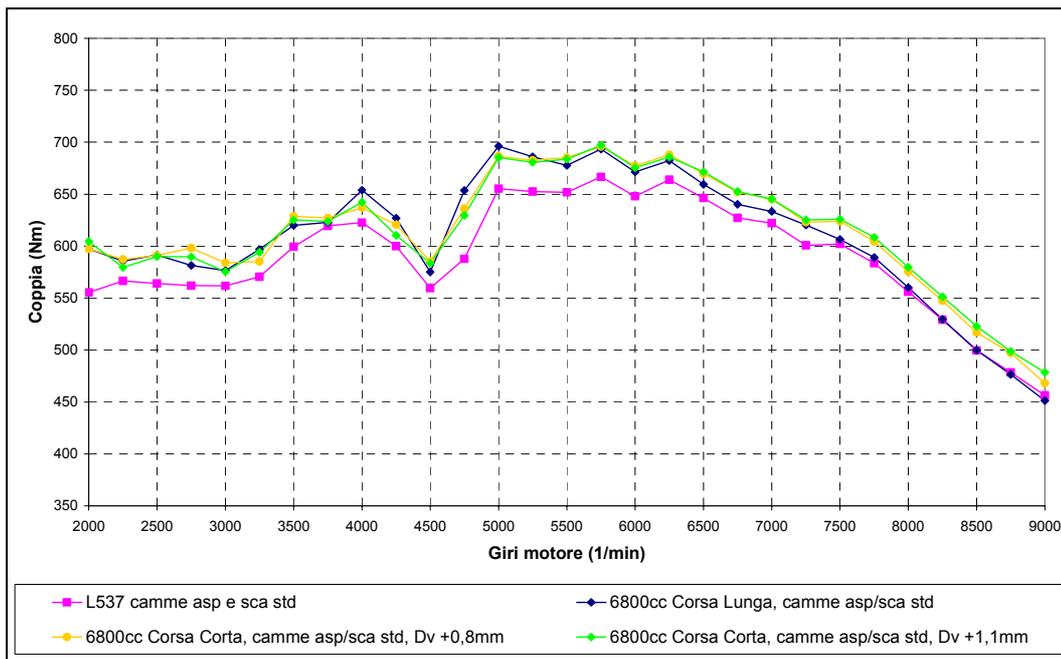
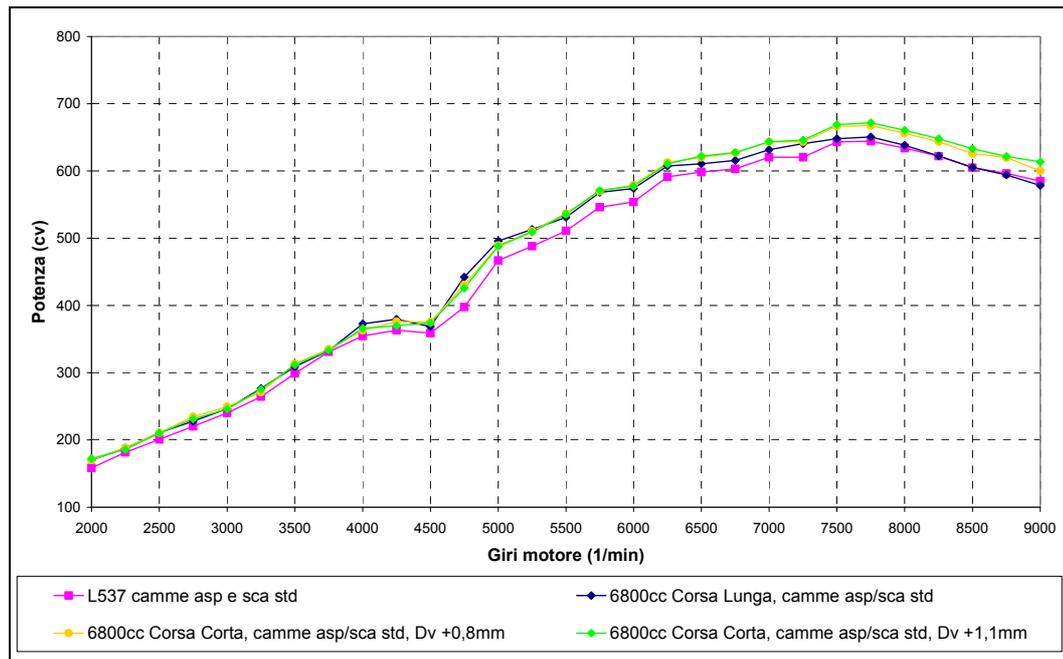


Figura 8.6 – Andamento della coppia del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.



**Figura 8.7** – Andamento della potenza del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.

Le prestazioni ottenute per entrambi i modelli del motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta sono molto simili, si notano solo delle piccole variazioni agli alti regimi. Ciò naturalmente è dovuto alle diverse dimensioni delle valvole e dei condotti che, anche se minime, generano delle diverse perdite fluidodinamiche (proporzionali al quadrato della velocità). Naturalmente il modello con valvole e condotti di dimensioni maggiori presenta le prestazioni migliori.

Nonostante l'incremento della cilindrata, il riempimento agli alti regimi presenta gli stessi valori di quello ottenuto per il motore L537, infatti incrementando il diametro delle valvole si ottengono dei valori dell'indice di Mach simili a quelli del motore L537. Mentre per il motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga si notava un peggioramento agli alti dovuto a una migliore accordatura del motore ai bassi ma soprattutto a un maggior IM nella sezione di passaggio offerta dalle valvole.

I valori di coppia per i motori 6800 cm<sup>3</sup> a corsa corta e a corsa lunga sono molto simili per i medi e bassi regimi, mentre si notano delle variazioni per gli alti regimi dovute sia a un maggior coefficiente di riempimento sia alle minori pressioni di attrito del motore a corsa corta.

Le differenze di prestazioni ottenute rispetto al motore L537 sono, invece, dovute alla diversa cilindrata, dato che gli andamenti del riempimento sono molto simili.

L'incremento di potenza ottenuto per il motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta è di 23/28 CV a seconda del diametro valvola utilizzato. L'incremento di coppia è invece paragonabile a quello del motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga</b> camme Asp e Scar std	+ 29 Nm (5750 rpm)	+ 6 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp e Scar std	+ 32 Nm (5750 rpm)	+ 23 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar std	+ 33 Nm (5750 rpm)	+ 28 CV (7750 rpm)

Tabella 8.5 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

Per incrementare ulteriormente la potenza massima, si può migliorare il coefficiente di riempimento agli alti regimi aumentando l'area efficace media ( $\overline{AVE}$ ) e riducendo quindi ulteriormente l'IM. Nel paragrafo successivo saranno mostrati i risultati ottenuti modificando la legge d'apertura delle valvole d'aspirazione e scarico.

### 8.6 Sostituzione camme aspirazione e scarico.

Per poter incrementare l'area efficace media delle valvole d'aspirazione e scarico, è stata modificata la legge d'apertura. Sono state utilizzate le stesse leggi d'alzata (fig. 6.8 e fig. 6.9) adottate per il motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e per il motore L537 ottimizzato. Tali leggi presentano un incremento di 1 mm dell'alzata massima delle valvole d'aspirazione e di 0,5 mm per le valvole di scarico. Inoltre si ha un aumento della fasatura di 11° di angolo motore, misurata a 1 mm di alzata, per le valvole d'aspirazione e di 10° per le valvole di scarico.

I valori di confronto tra le due leggi d'alzata, per le valvole d'aspirazione incrementate di 0,8 mm e di 1,1 mm, sono riportati nella successiva tabella:

	Legge d'alzata valvole asp.	Alzata max/ Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ $\Delta$ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	IM valvola@ 8000 rpm	IVO	EVC
<b>D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b>	Standard	0,304	-	729,72	-	220665,84	0,609	std	std
	Ottimizzata	0,331	10,9	789,89	7,62	238545,49	0,562	+6°	std
<b>D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b>	Standard	0,301	-	738,74	-	223396,16	0,601	std	std
	Ottimizzata	0,329	10,9	799,95	7,65	241583,88	0,555	+6°	std

Tabella 8.6 – Caratteristiche delle camme d'aspirazione. Diametro valvole aspirazione +0,8 mm e +1,1 mm.

Si ottiene una riduzione superiore al 7% dell'indice di Mach nella sezione di passaggio della valvola.

I valori di confronto tra le leggi d'alzata (standard e ottimizzata) per le valvole di scarico sono riportati in tabella 8.7.

	Legge d'alzata valvole scar.	Alzata max/ Diametro valvola	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	EV0	EVC
$D_{v,scar} +0,8$ mm	Standard	0,355	-	582,25	-	168851,88	std	std
	Ottimizzata	0,371	10,3	598,22	2,67	179467,12	-10°	std
$D_{v,scar} +1$ mm	Standard	0,353	-	588,06	-	170537,32	std	std
	Ottimizzata	0,369	10,3	604,26	2,68	181276,99	-10°	std

Tabella 8.7 – Caratteristiche delle camme di scarico. Diametro valvole scarico +0,8 mm e +1 mm.

Le curve di riempimento, di coppia e di potenza ottenute per il motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme ottimizzate e con diametro valvole aspirazione +1,1 mm (scarico +1 mm) sono state confrontate con le prestazioni ottenute con le camme standard e con le prestazioni dei motori L537 standard e 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga con camme ottimizzate. Per maggior chiarezza non si riportano le curve ottenute con i diametri valvola minori ( $D_{v,asp}$  e  $D_{v,scar} +0,8$  mm).

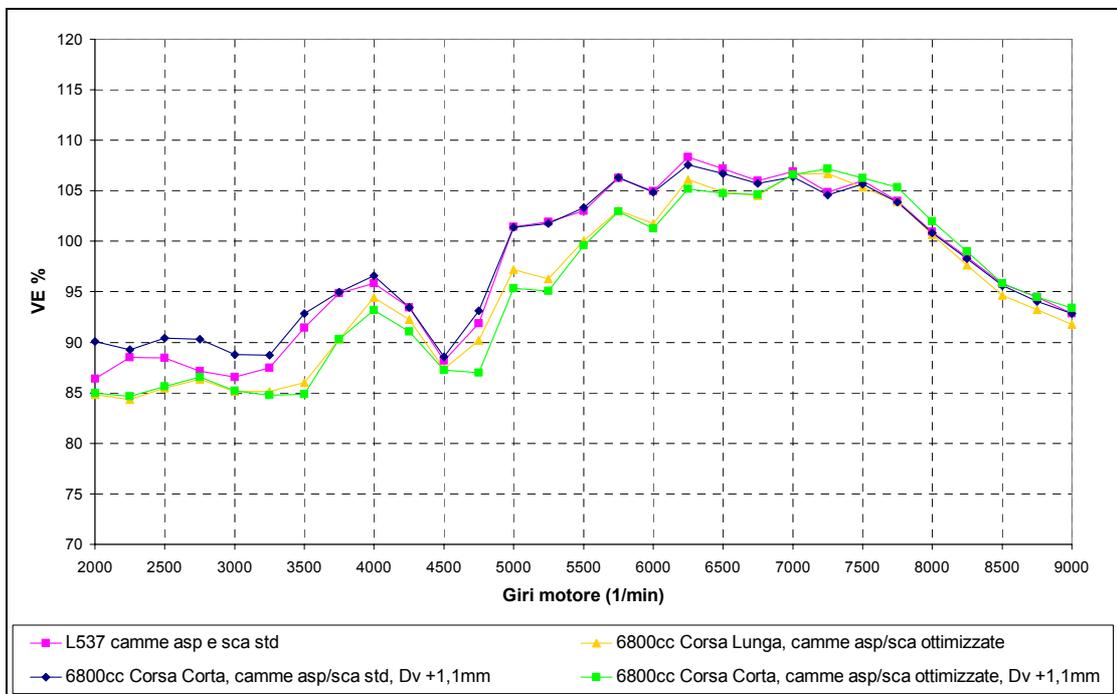


Figura 8.8 – Andamento del coefficiente di riempimento del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta,  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme std e ottimizzate.

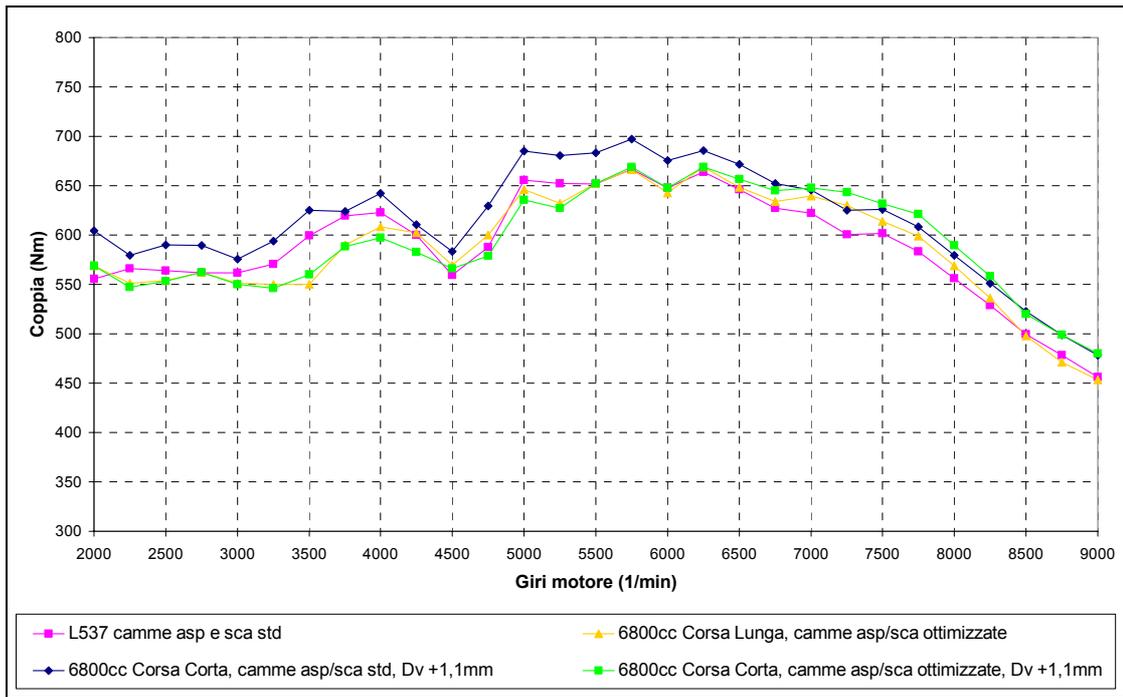


Figura 8.9 – Andamento della coppia del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta,  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme std e ottimizzate.

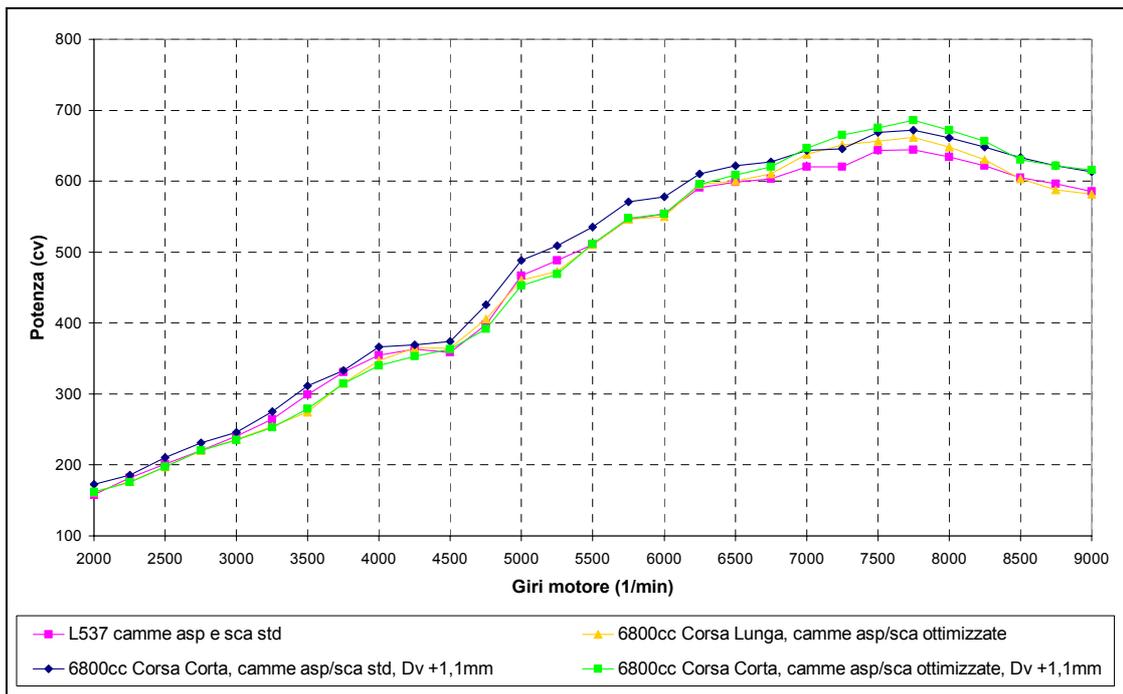


Figura 8.10 – Andamento della potenza del motore L537, del 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga camme std e dei motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta,  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme std e ottimizzate.

L'incremento di prestazioni ottenuto rispetto al motore L537 è riassunto in tabella 8.8. Confrontando le prestazioni dei due motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme standard e ottimizzate, è possibile quantificare le variazioni ottenute dall'utilizzo di leggi di apertura con alzata massima e fasatura maggiori. Tale modifica, ha consentito di incrementare

ulteriormente la potenza di 14 CV, mentre ha causato una riduzione della coppia massima di 28 Nm, il cui regime si sposta da 5750 giri/min a 6250 giri/min. L'andamento della coppia, infatti, peggiora ai medi e bassi regimi, in cui si ottiene un andamento molto simile a quello dell'equivalente motore a corsa lunga, e migliora agli alti.

L'utilizzo delle camme ottimizzate, su questo motore, consente di ottenere agli alti regimi un coefficiente di riempimento migliore rispetto a quello del motore L537. Ciò comporta naturalmente un aumento della potenza massima. Tale miglioramento non era stato ottenuto con il corrispondente motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa lunga.

L'incremento dei diametri delle valvole ha consentito di ridurre l'indice di Mach (IM=0,555 a 8000 giri/min mentre per il motore a corsa lunga IM=0,581) migliorando quindi il riempimento agli alti regimi. Questo effetto, associato a dei valori di pressioni d'attrito inferiori, ha consentito di ottenere una potenza massima di 24 CV superiore al motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa lunga. La coppia massima invece rimane pressoché quella del motore L537.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga</b> camme Asp e Scar ottimizzate	+ 5 Nm (6250 rpm)	+ 18 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar std	+ 33 Nm (5750 rpm)	+ 28 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate	+ 5 Nm (6250 rpm)	+ 42 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate	+ 1 Nm (6250 rpm)	+ 38 CV (7750 rpm)

Tabella 8.8 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

Sono state riportate solo le curve ottenute con i diametri: D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm e D<sub>v,scar</sub> +1 mm, dato che le differenze con le corrispondenti curve con i diametri inferiori sono minime e si notano solo agli alti regimi (variazione delle perdite di carico).

### 8.7 Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.

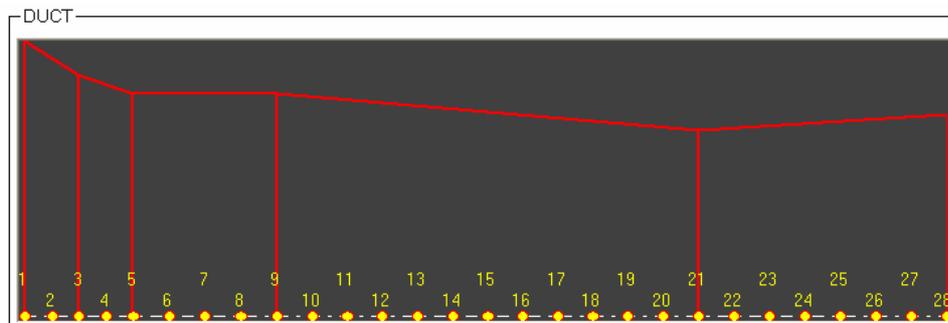
Per sfruttare al meglio gli effetti dinamici agli alti regimi e quindi incrementare ulteriormente i valori del coefficiente di riempimento, è stata ridotta la lunghezza dei condotti d'aspirazione.

L'analisi condotta ha l'obiettivo di trovare la lunghezza che consente di ottenere la massima potenza.

Il modello utilizzato è il 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme aspirazione e scarico ottimizzate. Come per le corrispondenti analisi effettuate nei precedenti capitoli, è stata variata la lunghezza iniziale del runner nel tratto cilindrico (fig. 8.11), con step di 5 mm.

Per valutare i valori di potenza che ciascuna configurazione riesce a sviluppare, per ogni modello, sono stati impostati i sistemi di fasatura e di geometria variabile nella configurazione che consente di ottenere la potenza massima, che per questo particolare allestimento motore-camme coincide con:

- VIS: CC;
- VVT: Off (massimo incrocio).



**Figura 8.11** – Tratto del condotto d'aspirazione esterno alla testata.

La lunghezza ottimale da cui si ricava la maggior potenza è stata ottenuta accorciando i condotti d'aspirazione di 25 mm.

Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza ottenute con il motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme ottimizzate e runner corti (-25 mm), sono state confrontate con le prestazioni dei motori L537 e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme e runner standard e 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga con camme e runner ottimizzati (fig. 8.12÷8.14).

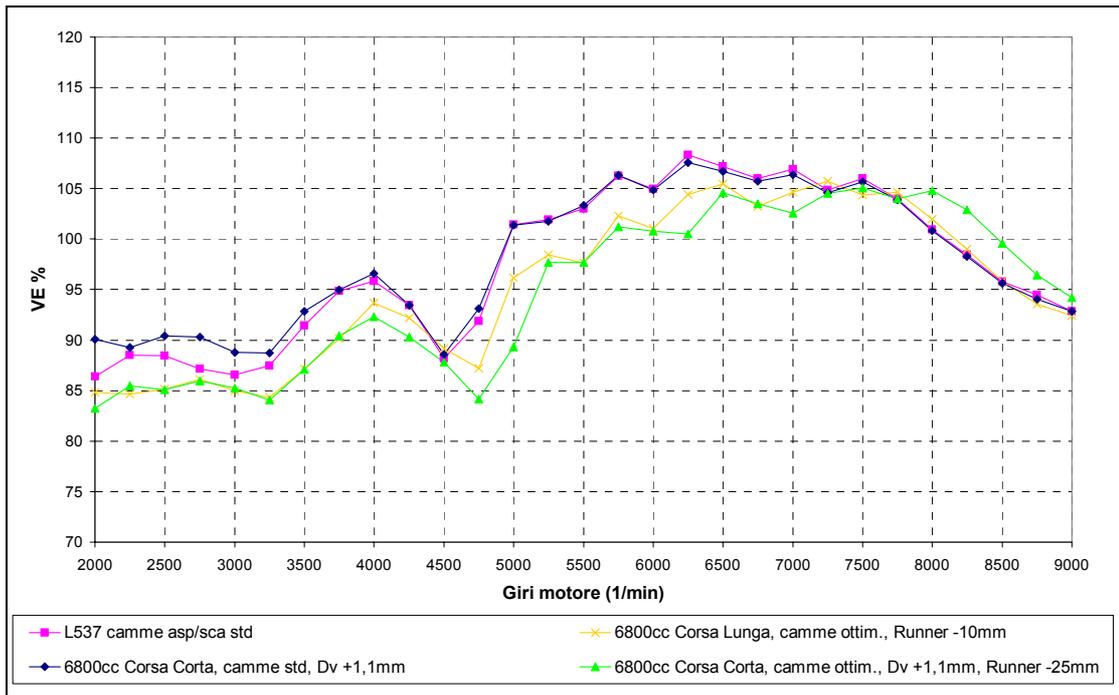


Figura 8.12 – Andamento del coefficiente di riempimento motori: L537 e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme e runner std, e motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme ottim. runner corti.

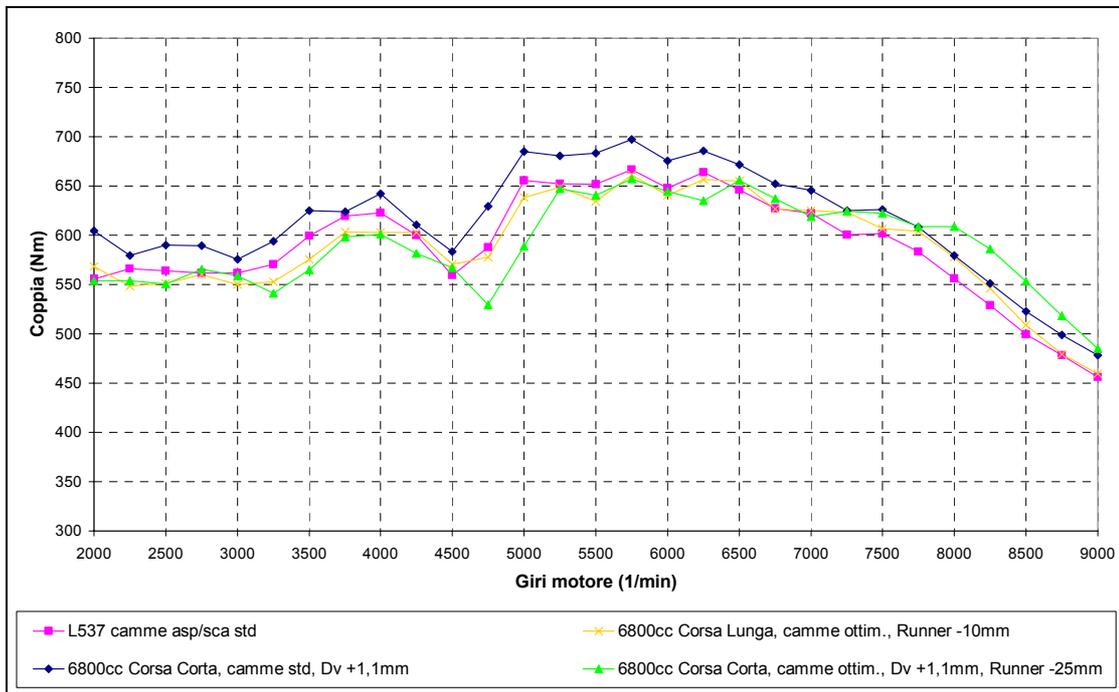
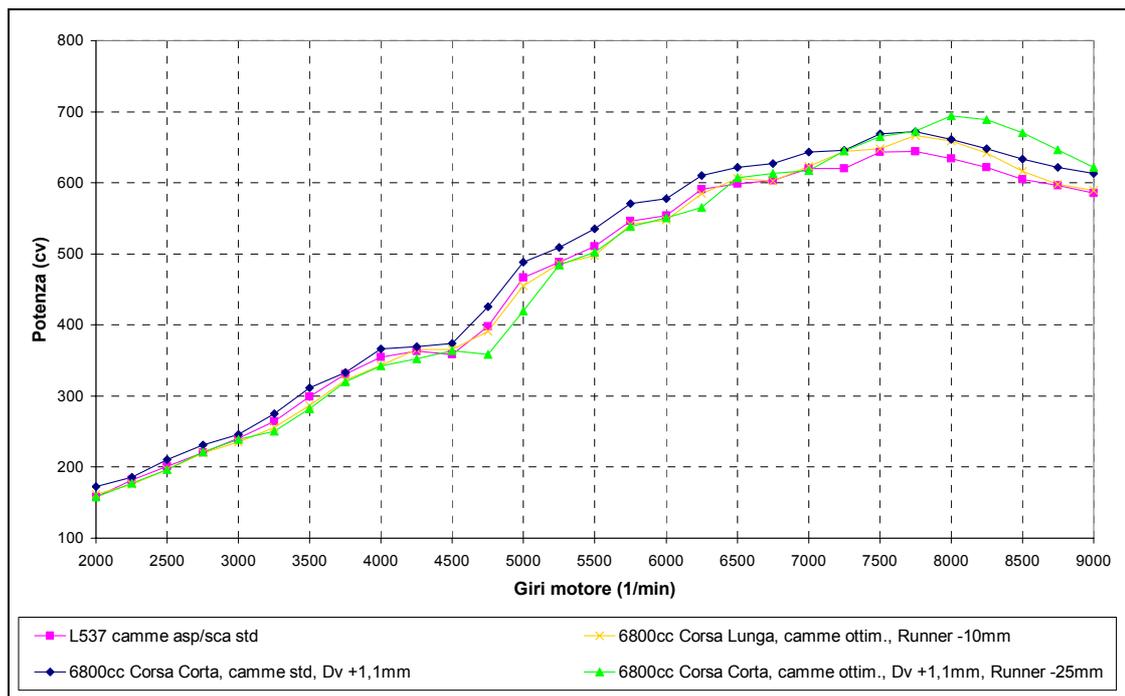


Figura 8.13 – Andamento della coppia motori: L537 e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme e runner std, e motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme ottim. runner corti.



**Figura 8.14** – Andamento della potenza motori: L537 e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta camme e runner std, e motori 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta  $D_{v,asp} +1,1$  mm, camme ottim. runner corti.

L'incremento di prestazioni ottenuto è riportato in tabella 8.9. L'utilizzo dei condotti d'aspirazione corti consente di migliorare notevolmente il riempimento agli alti regimi, mentre si ottiene un peggioramento ai bassi e medi regimi. Tale peggioramento è però da attribuire soprattutto all'utilizzo di fasature più ampie (fig. 8.9 e fig. 8.13).

Nonostante ciò, l'andamento della coppia rimane molto simile rispetto a quello ottenuto con il motore L537 per i regimi intermedi (effetto dovuto all'aumento della cilindrata, fig. 8.14), mentre si ottiene un più cospicuo miglioramento agli alti. Per entrambi i modelli ( $D_{v,asp} +1,1$  mm e  $D_{v,asp} +0,8$  mm) si ottiene, infatti, una riduzione di coppia di 8 Nm e il regime cresce ulteriormente (6500 giri/min).

L'incremento di potenza è di 45 CV con l'utilizzo delle valvole più piccole e di 50 CV con le valvole di dimensioni maggiori.

Le variazioni di coppia rispetto all'equivalente motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa lunga si notano solo agli alti regimi, la coppia massima rimane infatti invariata. L'incremento di potenza ottenuto è 22/27 CV, a seconda del diametro valvola utilizzato. Questo effetto naturalmente è dovuto alle minori pressioni d'attrito e al miglior coefficiente di riempimento del motore a corsa corta.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga</b> camme Asp e Scar ottimizzate Runner -10 mm	- 7 Nm (6250 rpm)	+ 23 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar std	+ 33 Nm (5750 rpm)	+ 28 CV (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate Runner -25 mm	- 8 Nm (6500 rpm)	+ 50 CV (8000 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate Runner -25 mm	- 8 Nm (6500 rpm)	+ 45 CV (8000 rpm)

Tabella 8.9 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

### 8.8 Incremento permeabilità filtro aria.

L'ultima analisi effettuata consiste nell'aumento della permeabilità del filtro aria. Utilizzando entrambi i modelli del motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme ottimizzate e runner corti, sono state ridotte le perdite di carico del filtro aria del 22% per il regime di potenza massima.

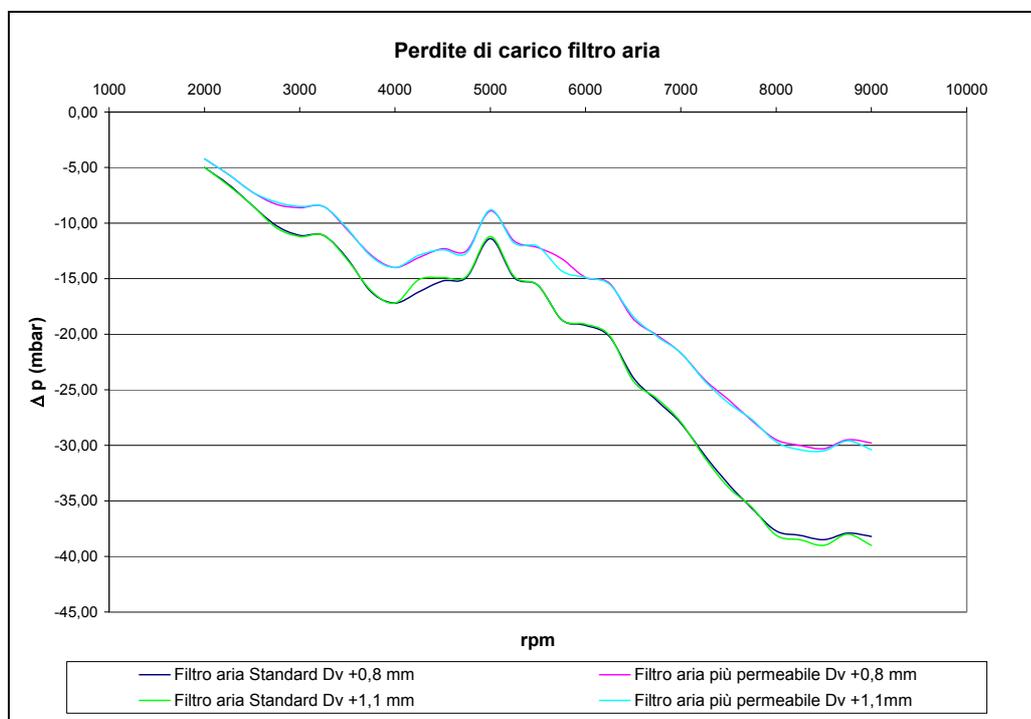


Figura 8.15 – Andamento delle perdite di carico: filtro aria standard e filtro aria con maggior permeabilità, motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, camme ottimizzate, runner -25mm, D<sub>v,asp</sub> +0,8 e +1,1 mm.

Nella successiva figura si riportano gli andamenti del coefficiente di riempimento per il motore con  $D_{v,asp} +1,1$  mm, con filtro aria standard e con filtro più permeabile.

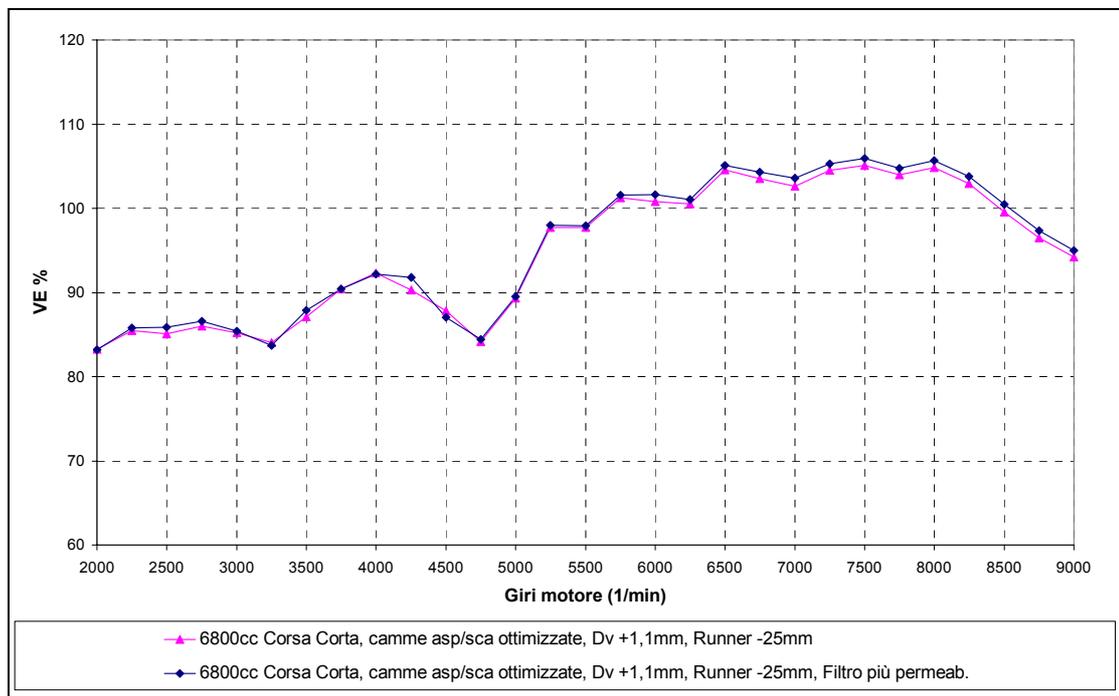


Figura 8.16 – Andamento del coefficiente di riempimento motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta ottimizzato  $D_{v,asp} +1,1$  mm filtro aria standard e filtro più permeabile.

Riducendo le perdite di carico del filtro aria, si ottengono dei miglioramenti del riempimento agli alti regimi. L'aumento di potenza ottenuto con il solo incremento di permeabilità del filtro aria è di 7 CV, mentre il miglioramento della coppia massima è di 4 Nm.

La configurazione del motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme aspirazione e scarico ottimizzate, con runner corti e filtro aria più permeabile consente quindi di incrementare la potenza massima dell'attuale motore L537 di 52/57 CV, a seconda delle valvole utilizzate. La coppia massima invece rimane quasi invariata: si ha una riduzione di soli 4 Nm.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, <math>D_{v,asp} +0,8</math> mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -25 mm, Filtro più permeabile	- 4 Nm (6500 rpm)	+ 52 CV (8000 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta, <math>D_{v,asp} +1,1</math> mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate, Runner -25 mm, Filtro più permeabile	- 4 Nm (6500 rpm)	+ 57 CV (8000 rpm)

Tabella 8.10 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

## 8.9 Conclusioni.

Con l'analisi condotta sono state valutate le prestazioni ottenute a seguito di un aumento dell'alesaggio (corsa invariata) dell'attuale motore L537 V12 6500 cm<sup>3</sup>, ottenendo un incremento di cilindrata di 300 cm<sup>3</sup>. Sono anche stati variati i diametri delle valvole d'aspirazione e scarico considerando due diverse configurazioni, conseguentemente sono stati incrementati i diametri dei condotti.

Infine sono state modificate le leggi d'alzata delle valvole d'aspirazione e scarico, la lunghezza dei runner e la permeabilità del filtro aria.

L'aumento dell'alesaggio, accoppiato alle modifiche sopra citate, comporta un incremento di potenza massima di 57 CV a 8000 giri/min. Tali vantaggi sono stati ottenuti quasi a parità di coppia per i bassi regimi.

Inoltre l'incremento dell'alesaggio non comporta un aumento delle velocità medie del pistone, e quindi delle pressioni d'attrito, rispetto al motore L537. Si ottengono anche delle sollecitazioni meccaniche inferiori rispetto a quelle ottenute per il motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa lunga.

Un'altra strada da poter intraprendere è di accoppiare all'incremento dell'alesaggio la riduzione della corsa, in modo da incrementare la superficie a disposizione per l'alloggiamento delle valvole e ridurre la velocità media del pistone; i risultati di tale studio saranno mostrati nel capitolo successivo.

## CAPITOLO 9

### ***Analisi incremento alesaggio e riduzione corsa***

#### **9.1 Introduzione.**

L'ultima analisi effettuata attraverso il codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale GasDyn ha come obiettivo la valutazione delle prestazioni a seguito di un aumento dell'alesaggio e di una riduzione della corsa del motore L537 V12 6500 cm<sup>3</sup>.

E' stato aumentato l'alesaggio incrementando così anche la superficie a disposizione delle valvole; inoltre è stata ridotta la corsa, in tal modo, a parità di velocità media del pistone è possibile incrementare il regime di rotazione del motore, ovvero a parità di regime di rotazione ridurre la velocità media del pistone e con essa le sollecitazioni meccaniche e le pressioni d'attrito.

I parametri d'intervento sono:

- Alesaggio;
- Corsa pistone;
- Diametro valvole aspirazione e scarico;
- Diametro condotti aspirazione e scarico;
- Camme aspirazione e scarico;
- Lunghezza runner;
- Filtro aria.

Il modello del nuovo motore è stato ottenuto utilizzando come base di partenza il modello del motore L537. E' stato incrementato l'alesaggio di 2 mm e ridotta la corsa di 4 mm con lo scopo di mantenere invariata la cilindrata (6500 cm<sup>3</sup>), inoltre sono stati aumentati i diametri delle valvole e dei condotti d'aspirazione e scarico. In seguito sono state apportate le rimanenti modifiche sopra elencate.

L'attuale motore L537 e le precedenti configurazioni analizzate sono stati presi come base di confronto per i risultati ottenuti. Inoltre per ogni analisi effettuata sono stati ottimizzati i sistemi di geometria e di fasatura variabile (VIS e VVT).

## 9.2 Dimensionamento valvole aspirazione e scarico.

Come descritto nel precedente capitolo (par. 8.2), per il dimensionamento delle valvole d'aspirazione si fa riferimento ai valori dell'indice di Mach nella sezione di passaggio offerta dalle valvole. Facendo riferimento alla possibilità di incrementare la velocità di rotazione del motore, a parità di sollecitazioni, l'indice di Mach viene confrontato a parità di velocità media del pistone. I valori dell'indice di Mach, ottenuti per una velocità media del pistone di 23,7 m/s, corrispondente a 8000 giri/min per il motore L537 e a 8400 giri/min per il motore 6500 cm<sup>3</sup> a corsa corta, sono riportati nella tabella 9.1.

Camme aspirazione	$\overline{AVE}$	IM L537 u=23,7 m/s (8000 rpm)	IM 6500 cm <sup>3</sup> u=23,8 m/s (8400 rpm)	IM 6800 cm <sup>3</sup> u=23,7 m/s (8000 rpm)
<i>Alzata standard</i>	705,65	<b>0,602</b>	<b>0,631</b>	<b>0,629</b>
<i>Alzata maggiorata</i>	763,20	<b>0,556</b>	<b>0,583</b>	<b>0,582</b>

**Tabella 9.1** – Indice di Mach nella sezione di passaggio offerta dalla valvola.

I valori ottenuti corrispondono a quelli calcolati per il motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa corta (par. 8.2.1). I due motori, infatti, presentano lo stesso alesaggio ma valori di corsa diversi, gli indici di Mach corrispondono perché sono stati calcolati a parità di velocità media del pistone.

Si può quindi dedurre che i diametri valvola che consentono di ottenere gli stessi indici di Mach del motore L537 corrispondono a quelli individuati nella precedente analisi.

Dai calcoli effettuati si ottiene infatti:

Camme aspirazione	$D_{v,asp}$ std			$D_{v,asp} + 0,8$ mm		$D_{v,asp} + 1,1$ mm	
	$\overline{AVE}$	IM L537 8000 rpm	IM 6500 cm <sup>3</sup> 8400 rpm	$\overline{AVE}$	IM 6500 cm <sup>3</sup> 8400 rpm	$\overline{AVE}$	IM 6500 cm <sup>3</sup> 8400 rpm
<i>Alzata standard</i>	705,65	<b>0,602</b>	<b>0,631</b>	729,72	<b>0,610</b>	738,74	<b>0,603</b>
<i>Alzata maggiorata</i>	763,20	<b>0,556</b>	<b>0,583</b>	789,89	<b>0,564</b>	799,95	<b>0,557</b>

**Tabella 9.2** – Indice di Mach al variare del diametro valvola.

Anche le dimensioni delle valvole di scarico coincidono con quelle della precedente analisi. Per i valori dei rapporti di proporzionalità si fa riferimento alla tabella 8.3.

Come per l'analisi precedente (cap. 8) sono stati realizzati due modelli del presente motore:

- 6500 cm<sup>3</sup> con  $D_{v,asp} + 0,8$  mm,  $D_{v,scar} + 0,8$  mm;
- 6500 cm<sup>3</sup> con  $D_{v,asp} + 1,1$  mm,  $D_{v,scar} + 1$  mm.

### 9.3 Dimensionamento condotti aspirazione e scarico.

Il dimensionamento dei condotti è stato effettuato come nella precedente analisi (par. 8.3). Partendo quindi dai condotti d'aspirazione e scarico utilizzati nel motore L537, sono stati aumentati i diametri dello stesso valore percentuale di cui sono state incrementate le valvole d'aspirazione e scarico. Naturalmente avendo adottato le stesse valvole utilizzate per il motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa corta sono stati ottenuti gli stessi incrementi percentuali:

Motore	Incremento % Condotti Asp.	Incremento % Condotti Scar.
6500 cm <sup>3</sup> D <sub>v,asp</sub> +0,8 mm, D <sub>v,scar</sub> +0,8 mm	+2,26 %	+2,65 %
6500 cm <sup>3</sup> D <sub>v,asp</sub> +1,1 mm, D <sub>v,scar</sub> +1 mm	+3,11 %	+3,31 %

Tabella 9.3 – Incrementi percentuali dei diametri dei condotti d'aspirazione e scarico.

I condotti d'aspirazione sono stati modificati soltanto sul tratto che collega le valvole al plenum (condotti primari), mentre i condotti di scarico lo sono stati dalle valvole all'ambiente esterno (tratti primari, secondari e terziari). Successivamente sono stati calcolati i valori dell'indice di Mach nelle principali sezioni del condotto d'aspirazione, per entrambi i modelli con diametro valvola aspirazione +0,8 mm e + 1,1 mm. Tali valori sono calcolati a parità di velocità media del pistone del motore L537.

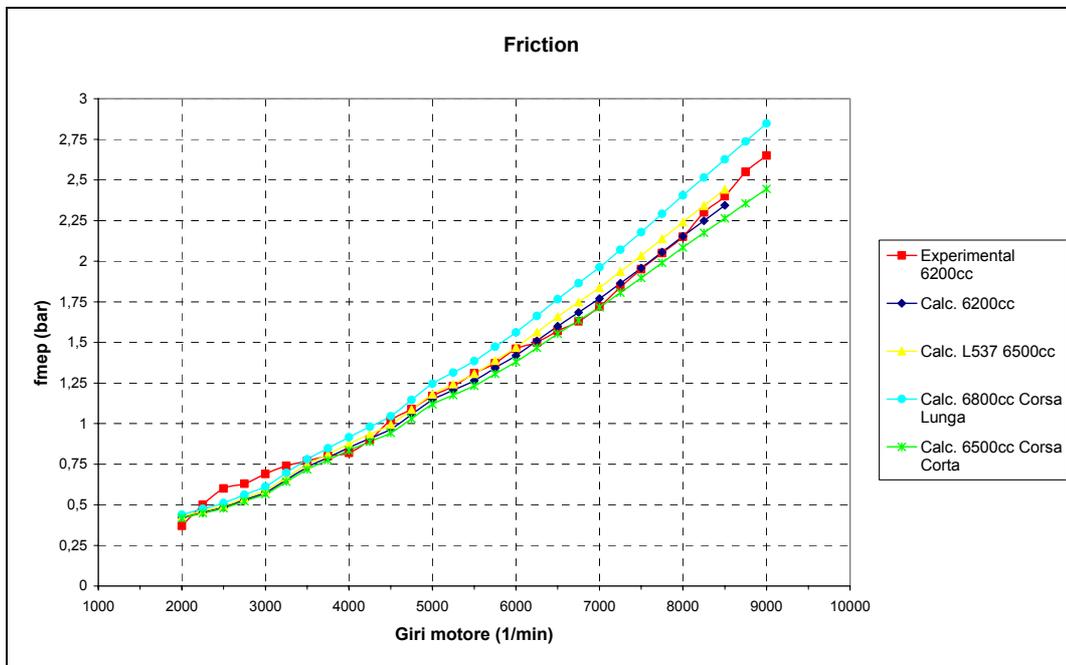
Sezioni	IM L537 8000 rpm u=23,7 m/s	IM 6500 cm <sup>3</sup> corsa corta D <sub>v,asp</sub> + 0,8 mm 8400 rpm u=23,8 m/s	IM 6500 cm <sup>3</sup> corsa corta D <sub>v,asp</sub> + 1,1 mm 8400 rpm u=23,8 m/s
Lato trombetta	0,161	0,161	0,159
	0,208	0,208	0,205
	0,242	0,242	0,238
	0,242	0,242	0,238
Interno testa	0,346	0,347	0,342
	0,296	0,297	0,293
Lato valvola asp.	0,216	0,216	0,213

Tabella 9.4 – Indice di Mach delle principali sezioni del runner.

#### 9.4 Modellazione del V12 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta.

Il nuovo modello è stato ottenuto modificando quello del motore L537. Sono stati aggiornati i diametri delle valvole e dei condotti d'aspirazione e scarico ed è stato incrementato l'alesaggio di 2 mm e ridotta la corsa di 4 mm. La cilindrata è rimasta invariata (6500 cm<sup>3</sup>), mentre il nuovo rapporto alesaggio/corsa è 1,059.

La velocità media del pistone a 8000 giri/min passa da 23,7 m/s a 22,7 m/s. Sono state, quindi, aggiornate le pressioni d'attrito (friction) utilizzando, come per il motore L537 6500 cm<sup>3</sup>, il modello di Chenn-Flynn implementato in GasDyn (paragrafo 5.2.3) ed ottenendo una riduzione del 7% per il regime di 8000 giri/min come si nota dal grafico mostrato in figura 9.1.



**Figura 9.1** – Andamento delle pressioni medie d'attrito per i motori 6200 cm<sup>3</sup>, L537, 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta.

Come descritto nel precedente capitolo (par. 8.4), l'aumento dell'alesaggio comporta un incremento del volume della camera di combustione, sia per il volume sotteso al tetto (valori di  $a$  e  $\alpha$  invariati) sia per il volume di altezza  $h$  (altezza di squish, fig. 9.2). In questo caso, però, è stata ridotta anche la corsa al fine di mantenere invariata la cilindrata, per cui il volume della camera di combustione deve rimanere invariato per non modificare il rapporto di compressione. Ovviamente, a parità di rapporto di compressione, un incremento del volume

sotteso al tetto obbliga alla riduzione dell'altezza  $h$ . Questo problema risulta amplificato in questa analisi dato che, a differenza della precedente, si ha una riduzione della corsa.

Lasciando i valori della larghezza di squish ( $a$ ) e dell'angolo  $\alpha$  invariati rispetto al motore L537 si ottiene un incremento del volume sotteso al tetto che costringe ad una eccessiva riduzione di  $h$ , e il codice di calcolo segnala un errore dovuto a un possibile contatto tra pistone e testa. Lo stesso avviene incrementando di 1 mm la larghezza  $a$ , mantenendo invariato il volume sotteso al tetto (fig. 9.2).

Si è deciso di lasciare invariata la larghezza della superficie di squish e di incrementare l'angolo  $\alpha$ , in modo da ridurre l'altezza  $c$ . L'angolo  $\alpha$  è stato aumentato gradualmente con step di  $1^\circ$ ; il valore che consente di risolvere il problema è stato ottenuto incrementando  $\alpha$  di  $3^\circ$ .

I valori del parametro  $d$  (fig. 9.2) sono maggiori rispetto a quello del motore L537, solo per piccoli incrementi dell'angolo  $\alpha$ . Aumentando  $\alpha$ , infatti, il parametro  $d$  si riduce e, superata una certa soglia, assume valori inferiori rispetto a quello di partenza (motore con alesaggio iniziale).

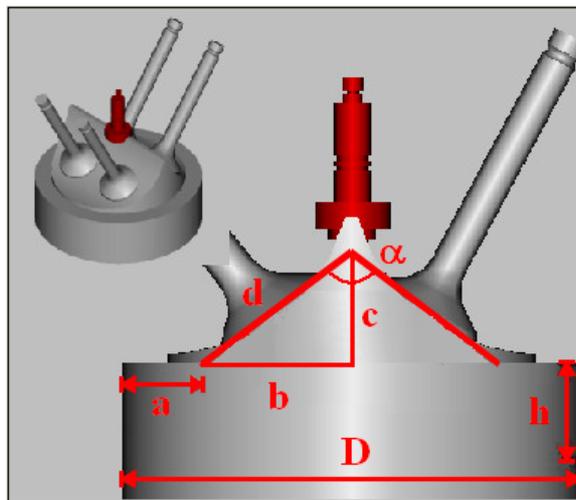


Figura 9.2 – Parametri caratteristici della camera di combustione.

Naturalmente per un'analisi più accurata sarebbe necessario l'utilizzo di un modello CAD che consenta anche la simulazione delle parti in movimento per verificare eventuali interferenze.

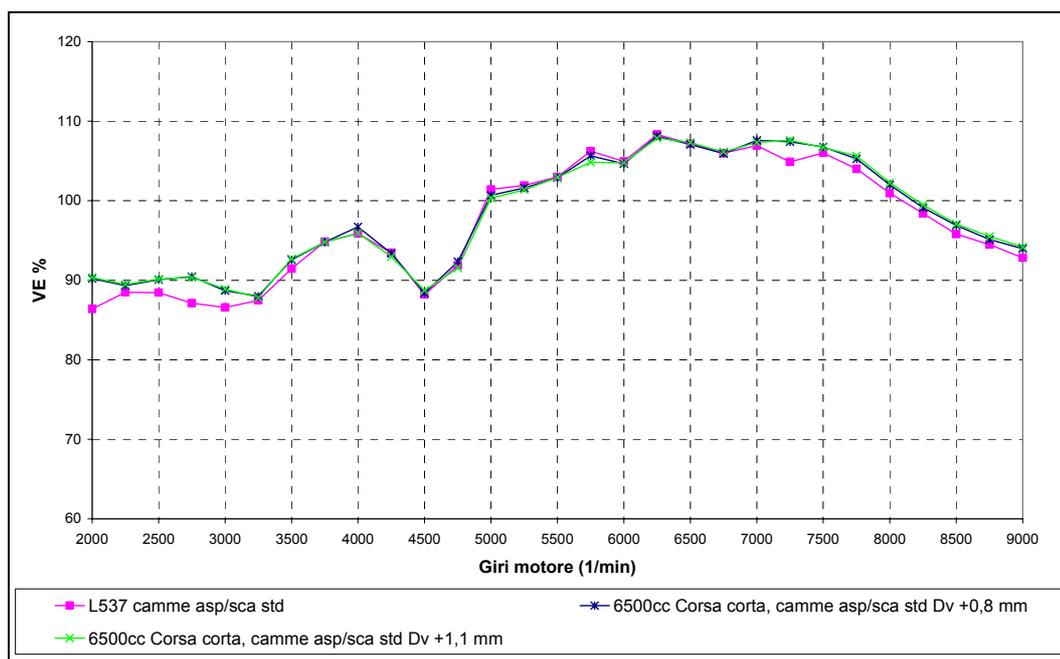
Sono stati creati due modelli che si differenziano per i diametri delle valvole e dei condotti. Le caratteristiche di essi sono:

- Cilindrata:  $6500 \text{ cm}^3$ ;
- Alesaggio: +2 mm rispetto alesaggio L537;
- Corsa: -4 mm rispetto a motore L537;

- Diametro valvole: Asp. +0,8 mm, Scar. +0,8 mm;  
Asp. +1,1 mm, Scar. +1 mm.
- Diametro condotti: Asp. +2,26 %, Scar. +2,65%;  
Asp. +3,11 %, Scar. +3,31%;
- Camme aspirazione e scarico: alzata standard;
- Fasatura con VVT “Off”: invariata rispetto a motore 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga (fig. 6.4).

### 9.5 Prestazioni motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta.

Dopo aver ottimizzato i sistemi di geometria e di fasatura variabile per entrambi i modelli del V12 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, sono state stimate le prestazioni e sono state confrontate con quelle del motore L537. Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza sono mostrate nelle seguenti figure.



**Figura 9.3** – Andamento del coefficiente di riempimento, motore L537 e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.

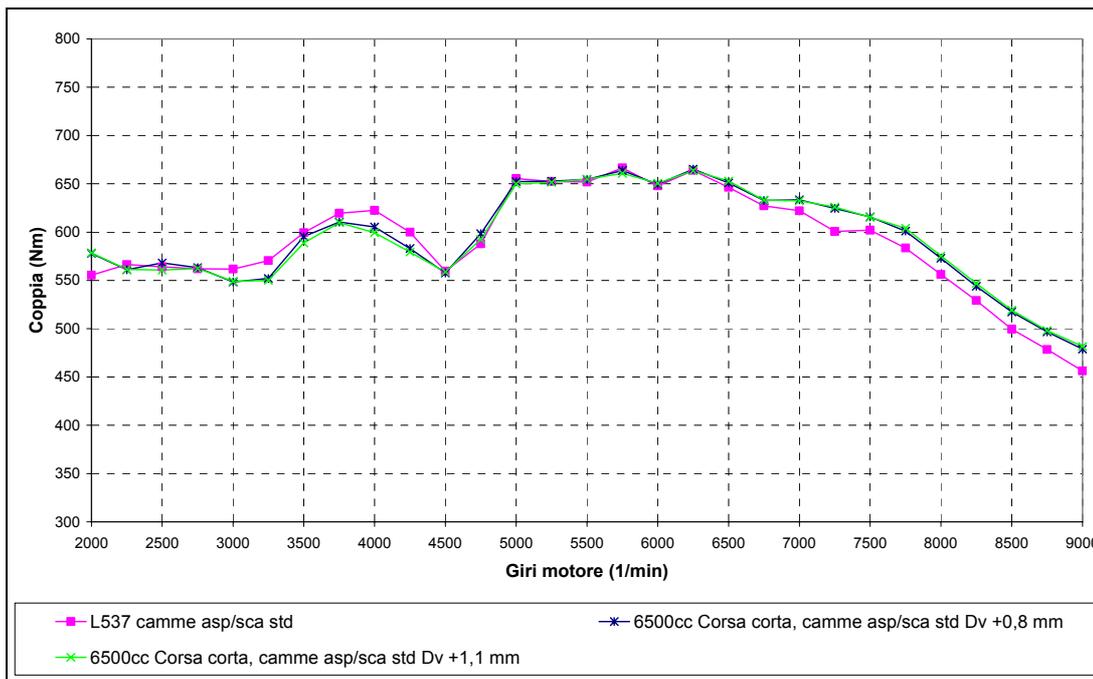


Figura 9.4 – Andamento della coppia, motore L537 e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.

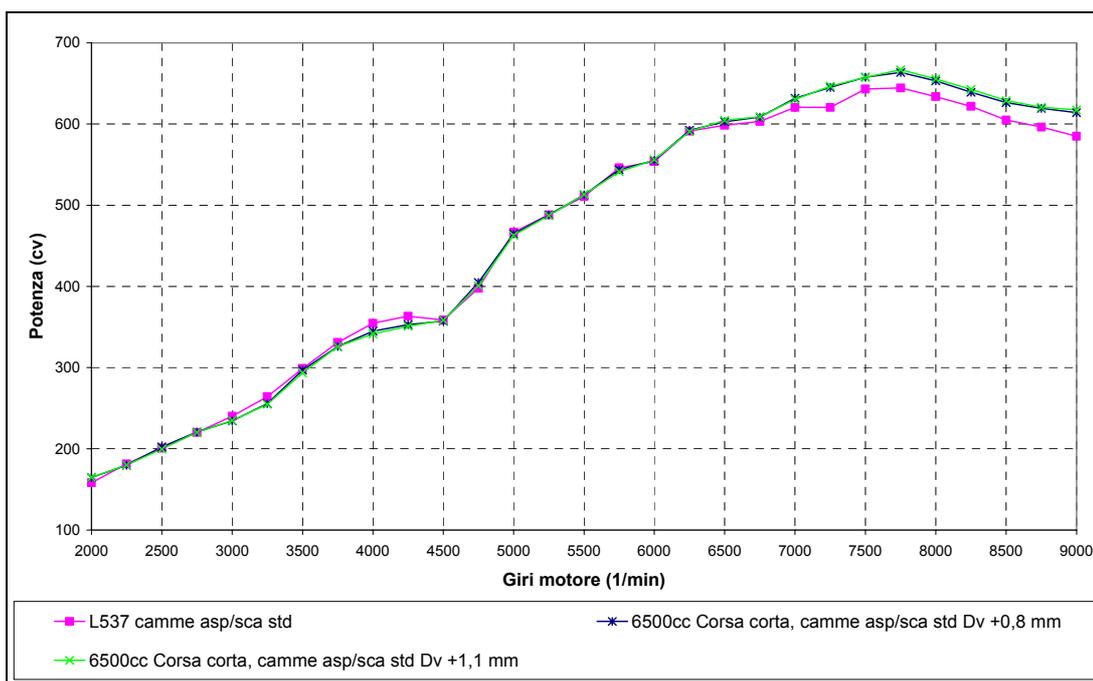


Figura 9.5 – Andamento della potenza, motore L537 e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme std e diametri valvola +0,8 mm e +1,1 mm.

Le prestazioni ottenute per entrambi i modelli del motore 6500 cm<sup>3</sup> a corsa corta sono molto simili, si notano solo delle piccole variazioni agli alti regimi.

Il coefficiente di riempimento presenta un andamento molto simile a quello del motore L537 ai regimi medio-bassi, mentre si ottengono dei miglioramenti superati i 7000 rpm grazie

all'utilizzo di valvole e condotti di dimensioni maggiori. L'aumento del riempimento agli alti regimi e la diminuzione delle pressioni di attrito si ripercuotono favorevolmente anche sulle curve di coppia e di potenza. Si ottengono, infatti, gli stessi valori di coppia massima, mentre l'incremento di potenza è di 20/23 CV a seconda delle dimensioni delle valvole. Rimangono invariati i regimi di rotazione di coppia e di potenza massima.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp e Scar std	+ 1 Nm (6250 rpm)	+ 20 CV (7750 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar std	0 Nm (6250 rpm)	+ 23 CV (7750 rpm)

Tabella 9.5 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

### 9.6 Sostituzione camme aspirazione e scarico.

Per poter incrementare l'area efficace media ( $\overline{AVE}$ ) delle valvole d'aspirazione e scarico, sono state modificate le leggi d'apertura utilizzando le stesse (fig. 6.8 e fig. 6.9) adottate per le precedenti configurazioni motore analizzate. Tali leggi presentano un incremento di 1 mm dell'alzata massima per le valvole d'aspirazione e di 0,5 mm per le valvole di scarico. Inoltre si ha un aumento della fasatura di 11° di angolo motore, misurata a 1 mm di alzata, per le valvole d'aspirazione e di 10° per le valvole di scarico.

I valori di confronto tra le due leggi d'alzata, per le valvole d'aspirazione incrementate di 0,8 mm e di 1,1 mm, sono riportati nella successiva tabella.

	Legge d'alzata valvole asp.	Alzata max/ Diametro valvola asp.	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ $\Delta$ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	IM valvola@ 8400 rpm	IVO	EVC
<b>D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b>	Standard	0,304	-	729,72	-	220665,84	0,610	std	std
	Ottimizzata	0,331	10,9	789,89	7,62	238545,49	0,564	+6°	std
<b>D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b>	Standard	0,301	-	738,74	-	223396,16	0,603	std	std
	Ottimizzata	0,329	10,9	799,95	7,65	241583,88	0,557	+6°	std

Tabella 9.6 – Caratteristiche delle camme d'aspirazione. Diametro valvole aspirazione +0,8 mm e +1,1 mm.

Si ottiene una riduzione superiore al 7% dell'indice di Mach nella sezione di passaggio della valvola.

I valori di confronto tra le leggi d'alzata, standard e ottimizzata, per le valvole di scarico sono riportati in tabella 9.7.

	Legge d'alzata valvole scar.	Alzata max/Diametro valvola scar.	Incremento ampiezza (° motore a 1mm)	$\overline{AVE}$ (mm <sup>2</sup> )	$\overline{AVE}$ Δ %	$AVE_{tot}$ (mm <sup>2</sup> )	EV0	EVC
$D_{v,scar} +0,8$ mm	Standard	0,355	-	582,25	-	168851,88	std	std
	Ottimizzata	0,371	10,3	598,22	2,67	179467,12	-10°	std
$D_{v,scar} +1$ mm	Standard	0,353	-	588,06	-	170537,32	std	std
	Ottimizzata	0,369	10,3	604,26	2,68	181276,99	-10°	std

Tabella 9.7 – Caratteristiche delle camme di scarico. Diametro valvole scarico +0,8 mm e +1 mm.

Le curve di riempimento, di coppia e di potenza ottenute per il motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme ottimizzate e con diametro valvole aspirazione +1,1 mm (scarico +1 mm) sono state confrontate con le prestazioni del motore L537. Per maggior chiarezza non si riportano le curve ottenute con i diametri valvola minori ( $D_{v,asp}$  e  $D_{v,scar} +0,8$  mm).

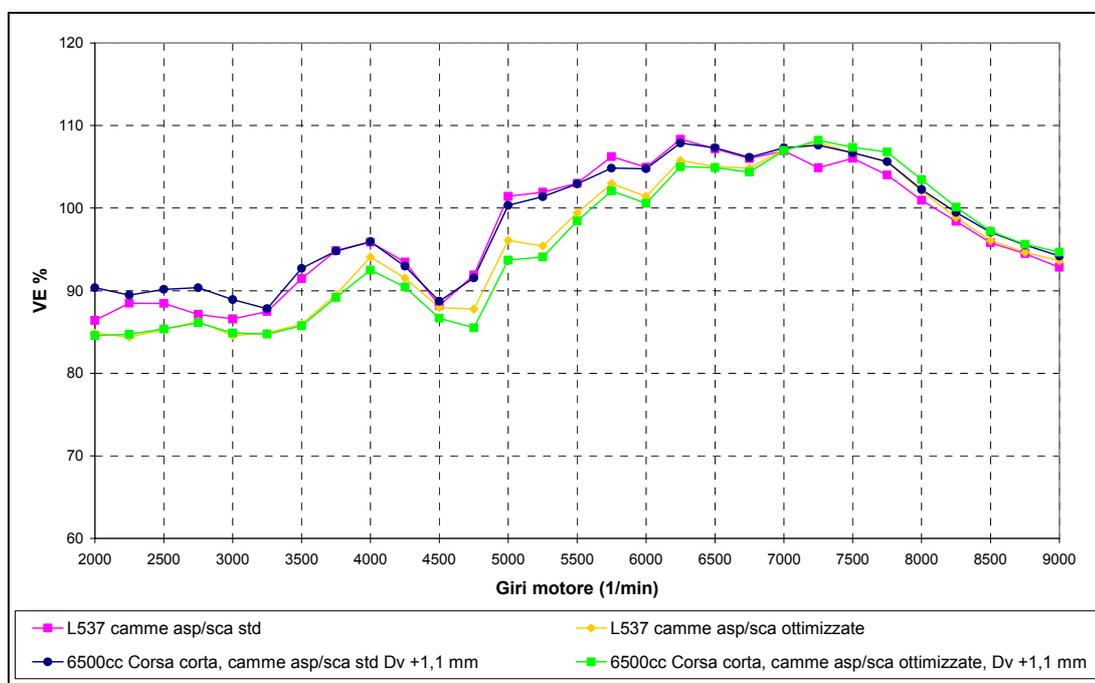


Figura 9.6 – Andamento del coefficiente di riempimento, motore L537 camme standard e ottimizzate e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, camme std e ottimizzate, diametri valvola aspirazione +1,1 mm, scarico +1 mm.

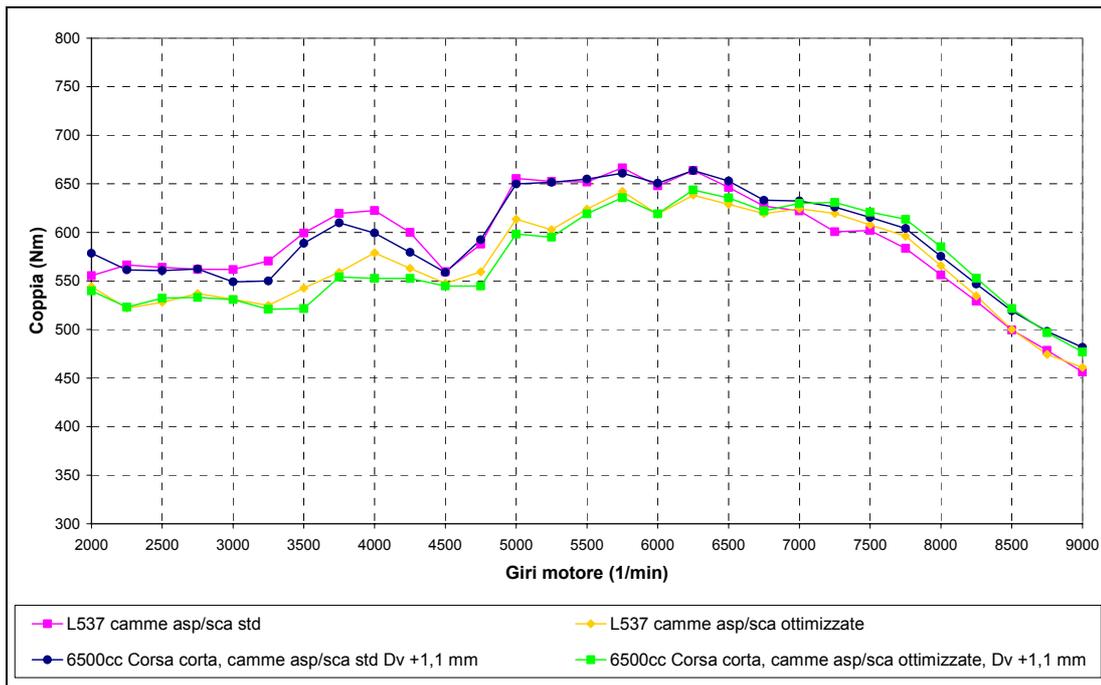


Figura 9.7 – Andamento della coppia, motore L537 camme standard e ottimizzate e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, camme std e ottimizzate, diametri valvola aspirazione +1,1 mm, scarico +1 mm.

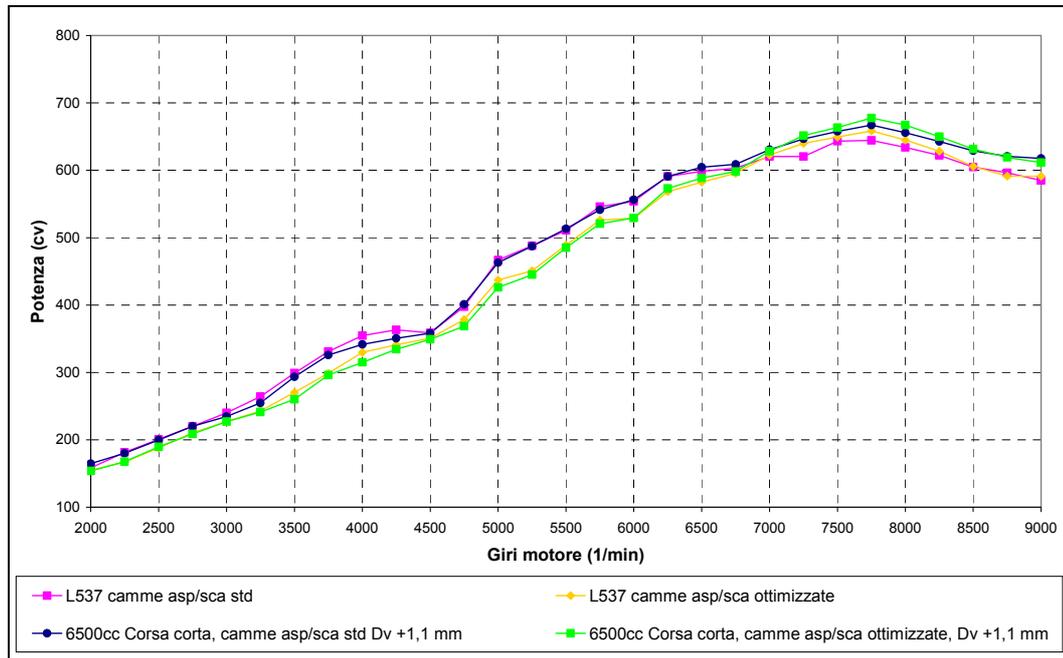


Figura 9.8 – Andamento della potenza, motore L537 camme standard e ottimizzate e 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, camme std e ottimizzate, diametri valvola aspirazione +1,1 mm, scarico +1 mm.

Le prestazioni ottenute sono riportate in tabella 9.8. Gli andamenti del coefficiente di riempimento e della coppia presentano un peggioramento ai bassi e medi regimi e un miglioramento agli alti. Il riempimento ha un andamento simile per quasi tutto il range di

funzionamento rispetto a quello ottenuto con il motore L537 a parità di camme, mentre agli alti regimi si ottiene un miglioramento grazie all'utilizzo di valvole e condotti con diametro maggiore.

Gli andamenti di coppia e potenza presentano degli importanti miglioramenti rispetto al motore L537 a parità di configurazione; l'incremento di potenza massima è di 19 CV, mentre l'aumento di coppia è di 6 Nm.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>L537</b> camme Asp e Scar Ottimizzate	<b>-26 Nm</b> (6250 rpm)	<b>+14 CV</b> (7750 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp e Scar Ottimizzate	<b>-20 Nm</b> (6250 rpm)	<b>+33 CV</b> (7750 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp e Scar Ottimizzate	<b>-23 Nm</b> (6250 rpm)	<b>+30 CV</b> (7750 rpm)

Tabella 9.8 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

### 9.7 Ottimizzazione lunghezza Runner aspirazione.

Dopo aver ottimizzato le leggi d'alzata, è stata ottimizzata la lunghezza dei runner al fine di incrementare ulteriormente il coefficiente di riempimento agli alti regimi e quindi aumentare la potenza massima erogata dal motore.

Il modello utilizzato è il 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme aspirazione e scarico ottimizzate. La lunghezza iniziale del runner è stata variata, nel tratto cilindrico (fig. 8.11), con step di 5 mm. Per valutare i valori di potenza che ciascuna configurazione riesce a sviluppare, per ogni modello, sono stati impostati i sistemi di fasatura e di geometria variabile nella configurazione che consente di ottenere la potenza massima, che per questo allestimento motore-camme coincide con il sistema VIS in modalità “Chiuso-Chiuso” e il sistema VVT “Off” (massimo incrocio).

Sono state individuate due lunghezze, una per ogni configurazione del motore:

- Motore 6500 cm<sup>3</sup> D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm D<sub>v,scar</sub> +0,8 mm: Lunghezza runner -30 mm;
- Motore 6500 cm<sup>3</sup> D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm D<sub>v,scar</sub> +1 mm: Lunghezza runner -35 mm;

Le curve del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza ottenute per entrambe le configurazioni del motore 6500 cm<sup>3</sup> sono state confrontate con le prestazioni del motore

L537 con camme e runner standard e ottimizzati. I risultati ottenuti, con i sistemi VIS e VVT ottimizzati, sono mostrati nelle figure 9.9÷9.11.

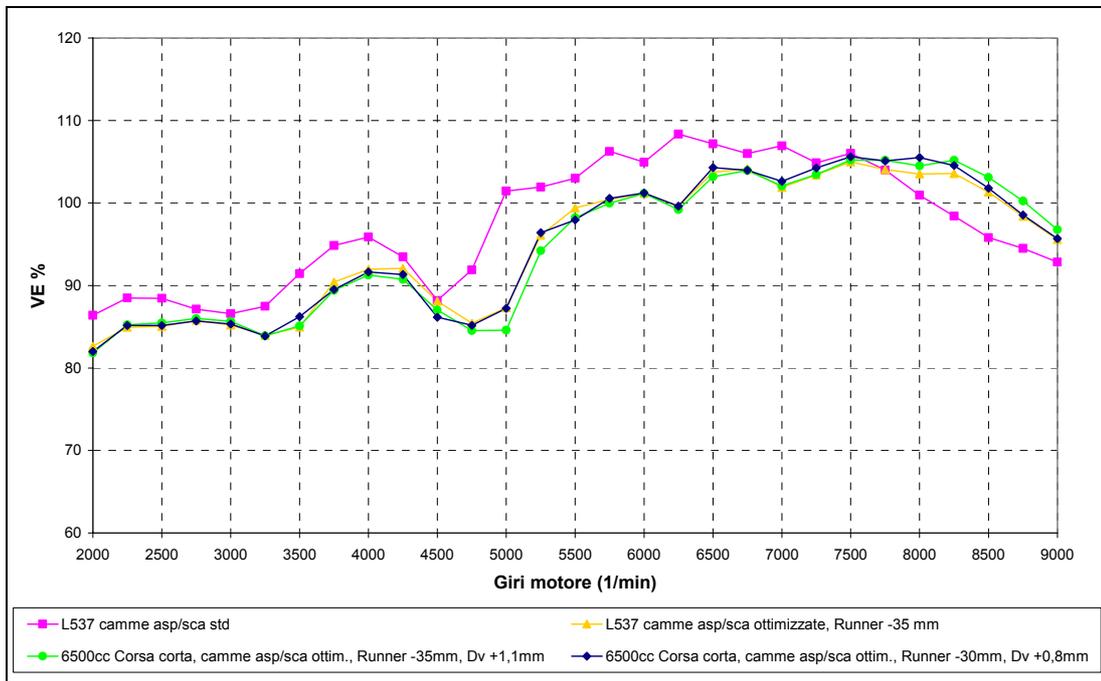


Figura 9.9 – Andamento del coefficiente di riempimento motori: 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme ottim., runner corti,  $D_{v,asp} +0,8$  mm e  $D_{v,asp} +1,1$  mm e motore L537 std e con camme ottim. runner corti.

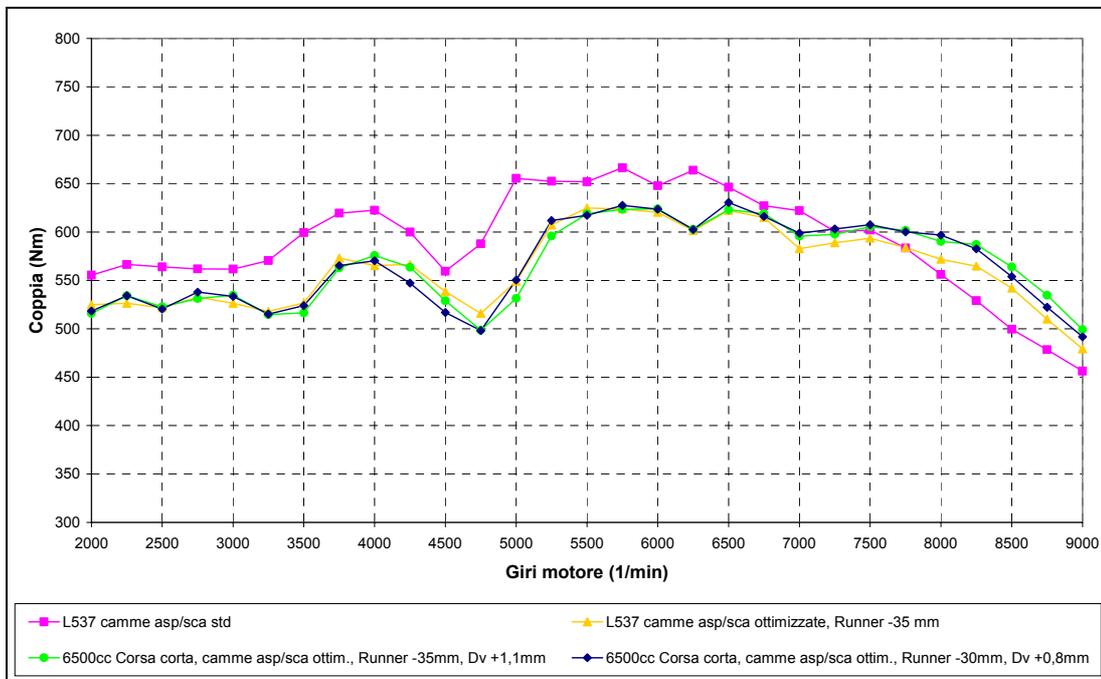
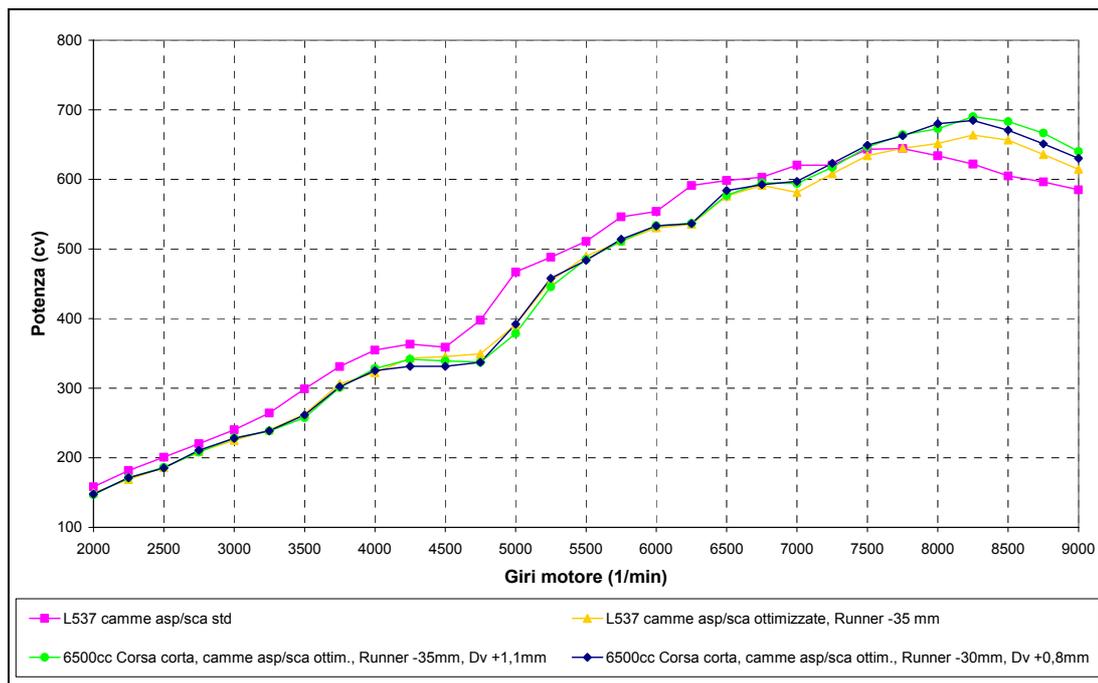


Figura 9.10 – Andamento della coppia motori: 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme ottim., runner corti,  $D_{v,asp} +0,8$  mm e  $D_{v,asp} +1,1$  mm e motore L537 std e con camme ottim. runner corti.



**Figura 9.11** – Andamento della potenza motori: 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta camme ottim., runner corti, D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm e D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm e motore L537 std e con camme ottim. runner corti.

Sono state riportate le curve delle prestazioni di entrambe le configurazioni del motore 6500 cm<sup>3</sup> per valutarne le differenze, dato che presentano le lunghezze dei runner d'aspirazione diverse.

L'andamento del riempimento (curva verde e blu, fig. 9.10) ottenuto per le due configurazioni del motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta è molto simile, agli altissimi regimi (8000÷8500 giri/min) le due curve si intersecano a causa della diversa lunghezza dei runner.

Dalle curve delle prestazioni si nota come l'utilizzo di runner corti e di camme con alzata e fasatura maggiorata comporti un peggioramento in quasi tutto il range di funzionamento e un miglioramento agli alti; le perdite ai bassi regimi sono dovute in misura maggiore alle fasature più ampie.

Confrontando le prestazioni ottenute con quelle del motore L537 a parità di configurazione, si notano delle differenze solo agli alti regimi (da 7000 giri/min in poi) dovute ai diversi diametri delle valvole e alle minori pressioni di attrito del motore 6500 cm<sup>3</sup>.

L'incremento di potenza massima è di 41/46 CV, mentre la riduzione di coppia massima è di 34/41 Nm a seconda del diametro valvola utilizzato. Anche i regimi di potenza e di coppia massima sono stati incrementati rispetto all'attuale motore L537 standard.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>L537</b> camme Asp/Scar Ottim., Runner -35mm	<b>-42 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+20 CV</b> (8250 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b> camme Asp/Scar Ottim., Runner -35mm	<b>-41 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+46 CV</b> (8250 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b> camme Asp/Scar Ottim., Runner -30mm	<b>-34 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+41 CV</b> (8250 rpm)

Tabella 9.8 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

Essendo stato ottenuto lo stesso regime di potenza massima per i motori L537 ottimizzato e 6500 cm<sup>3</sup>, in quest'ultimo, grazie alla riduzione della corsa, si hanno delle velocità medie del pistone più basse: 24,5 m/s per il motore L537 e 23,4 m/s per il motore 6500 cm<sup>3</sup>.

### 9.8 Incremento permeabilità filtro aria.

Infine, come per le precedenti analisi, è stata incrementata la permeabilità del filtro aria. Utilizzando i modelli del motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme ottimizzate e runner corti, sono state ridotte le perdite di carico del filtro aria del 22% per il regime di potenza massima.

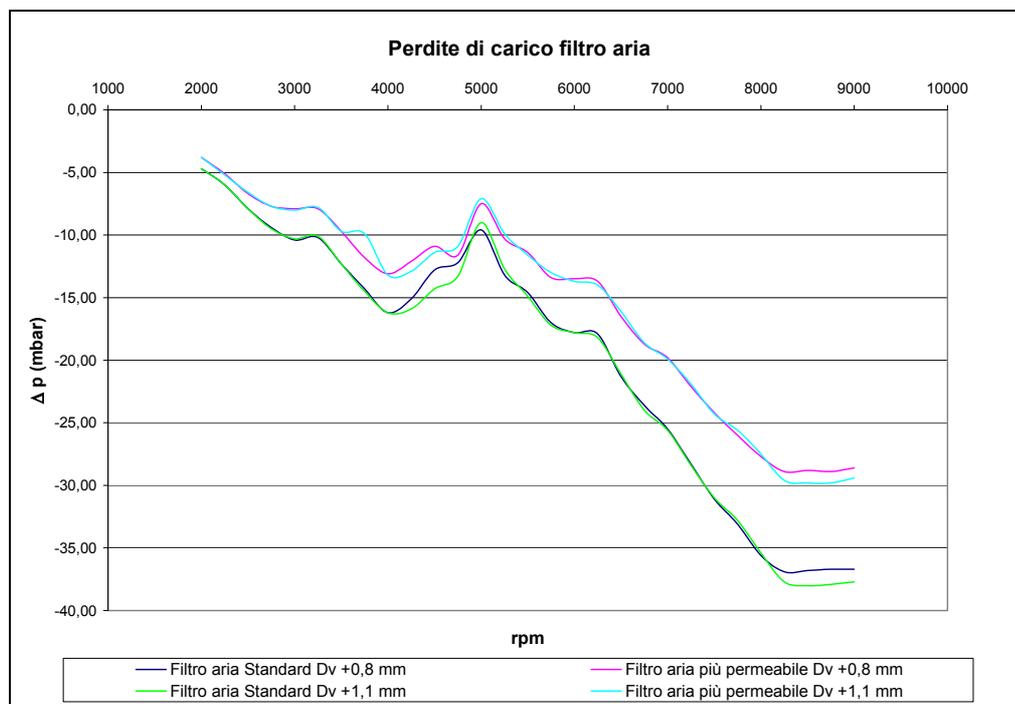


Figura 9.12 – Andamento delle perdite di carico: filtro aria standard e filtro aria con maggior permeabilità, motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, camme ottimizzate, runner corti, D<sub>v,asp</sub> +0,8 e +1,1 mm.

Nella successiva figura si riportano gli andamenti del coefficiente di riempimento per il motore con  $D_{v,asp} +1,1$  mm, con filtro aria standard e con filtro più permeabile.

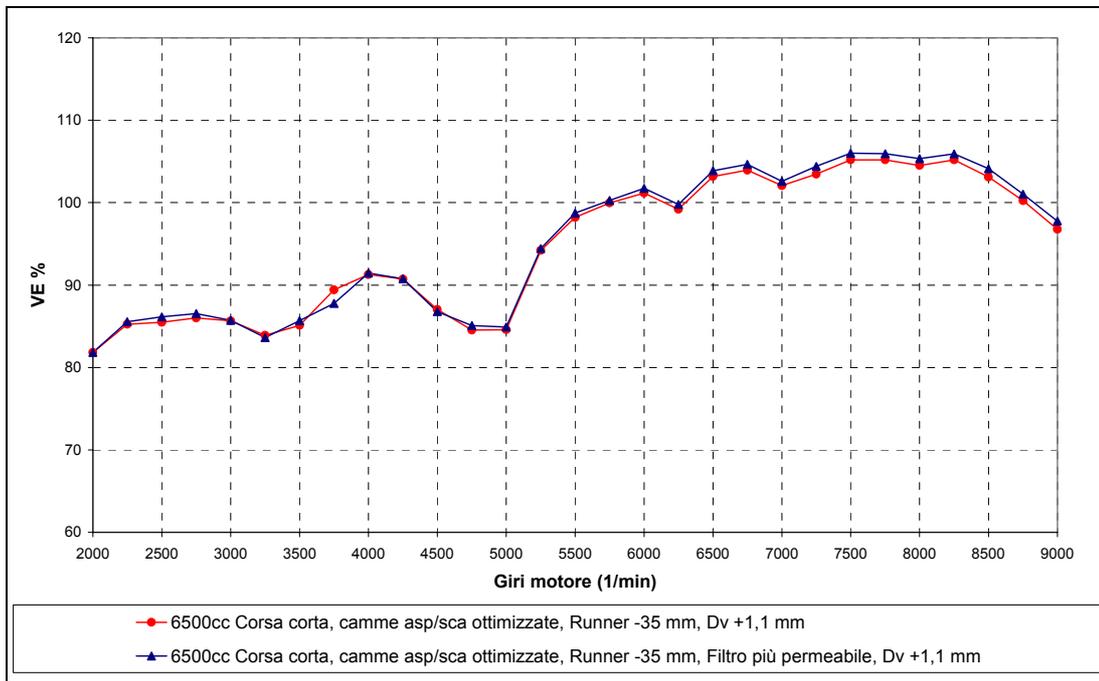


Figura 9.13 – Andamento del coefficiente di riempimento motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta ottimizzato  $D_{v,asp} +1,1$  mm filtro aria standard e filtro più permeabile.

Riducendo le perdite di carico del filtro aria, si ottengono dei miglioramenti del riempimento agli alti regimi. L'aumento di potenza ottenuto con il solo incremento della permeabilità del filtro aria è di 7 CV, mentre il miglioramento della coppia massima è di 5 Nm.

La configurazione del motore 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta con camme aspirazione e scarico ottimizzate, con runner corti e filtro aria più permeabile consente di incrementare la potenza massima dell'attuale motore L537 di 48/53 CV, a seconda delle valvole utilizzate. La coppia massima invece si riduce di 29/36 Nm.

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537</b> camme Asp e Scar std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, <math>D_{v,asp} +0,8</math> mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate Runner -30 mm, Filtro più permeabile	- 29 Nm (6500 rpm)	+ 48 CV (8250 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta, <math>D_{v,asp} +1,1</math> mm</b> camme Asp e Scar ottimizzate Runner -35 mm, Filtro più permeabile	- 36 Nm (6500 rpm)	+ 53 CV (8250 rpm)

Tabella 9.9 – Incremento di prestazioni rispetto motore L537.

## 9.9 Conclusioni.

Nell'analisi condotta, mostrata in questo capitolo, sono state valutate le prestazioni ottenute a seguito di un aumento dell'alesaggio e una riduzione della corsa dell'attuale motore L537 V12 6500 cm<sup>3</sup>, la cilindrata è rimasta invariata. Inoltre, sono stati aumentati i diametri delle valvole d'aspirazione e scarico, considerandone due diverse configurazioni, conseguentemente sono stati incrementati i diametri dei condotti. Infine sono state modificate le leggi d'alzata delle valvole d'aspirazione e scarico, la lunghezza dei runner e la permeabilità del filtro aria.

Le modifiche apportate hanno consentito di incrementare la potenza massima di 53 CV a 8250 giri/min. Tali vantaggi sono stati ottenuti però con una riduzione di coppia massima di 36 Nm a 6500 giri/min.

L'incremento dell'alesaggio ha consentito di aumentare la superficie a disposizione delle valvole, mentre la riduzione della corsa ha permesso di ridurre la velocità media del pistone, e quindi anche delle pressioni d'attrito, rispetto al motore L537. Infatti nonostante la potenza massima sia stata ottenuta a 8250 giri/min, si hanno delle velocità medie del pistone molto simili a quelle del motore L537 standard che eroga la potenza massima a 7750 giri/min (23,4 m/s per il 6500 cm<sup>3</sup> e 23 m/s per il motore L537).

## CAPITOLO 10

### **Conclusioni e possibili sviluppi futuri**

Il presente lavoro di tesi, basato sul codice di simulazione termofluidodinamica monodimensionale Gasdyn, ha avuto come obiettivo il miglioramento delle prestazioni dell'attuale motore L537 V12 6500 cm<sup>3</sup> Lamborghini.

Per ottimizzare le prestazioni si è agito sui seguenti parametri:

- Corsa pistone;
- Alesaggio;
- Lunghezza runner;
- Camme aspirazione e scarico;
- Diametri valvole e condotti aspirazione e scarico;
- Filtro aria.

Utilizzando il modello dell'attuale motore come base di partenza e di confronto, sono state ottenute diverse configurazioni e ne sono state valutate le prestazioni:

- L537 ottimizzato (B/S=0,989): ottimizzazione dell'attuale motore 6500 cm<sup>3</sup>;
- 6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga (B/S=0,946): incremento corsa motore L537;
- 6800 cm<sup>3</sup> corsa corta (B/S=1,011): incremento alesaggio, corsa invariata;
- 6500 cm<sup>3</sup> corsa corta (B/S=1,059): incremento alesaggio, riduzione corsa.

Per ogni configurazione sono stati ottimizzati i sistemi di fasatura (VVT) e di geometria (VIS) variabile. Gli andamenti del coefficiente di riempimento, di coppia e di potenza ottenuti rispetto all'attuale motore sono riportati nelle figure 10.1÷10.3. Sono stati considerati due incrementi dei diametri valvola, ma sono riportate solo le prestazioni ottenute con le valvole di dimensioni maggiori, dato che le differenze sono minime e si notano solo agli alti regimi (perdite fluidodinamiche proporzionali al quadrato della velocità).

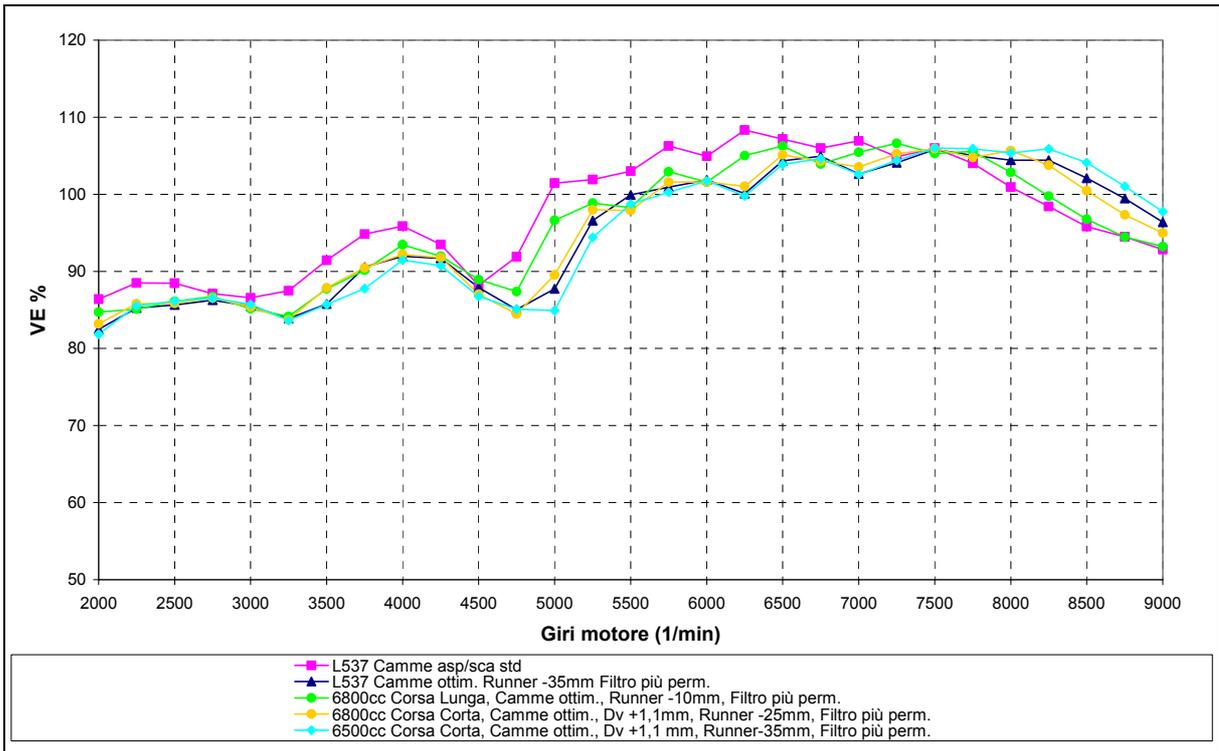


Figura 10.1 – Andamento del coefficiente di riempimento.

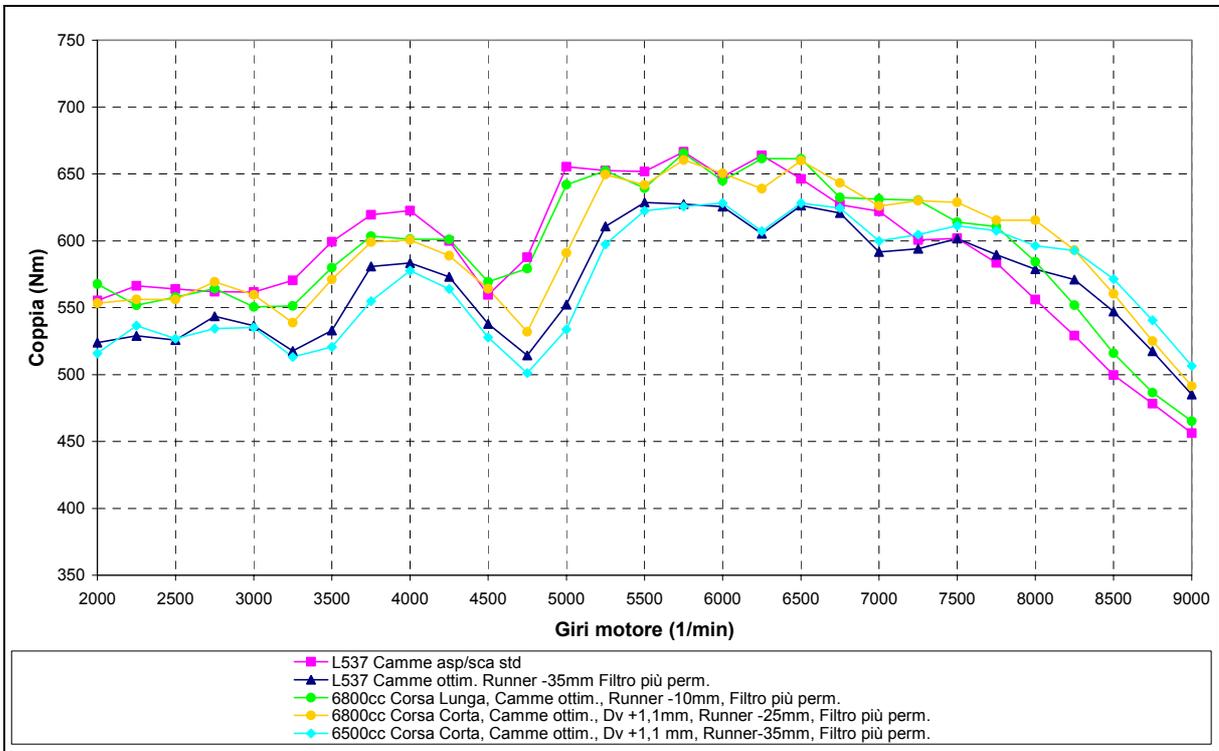


Figura 10.2 – Andamento della coppia.

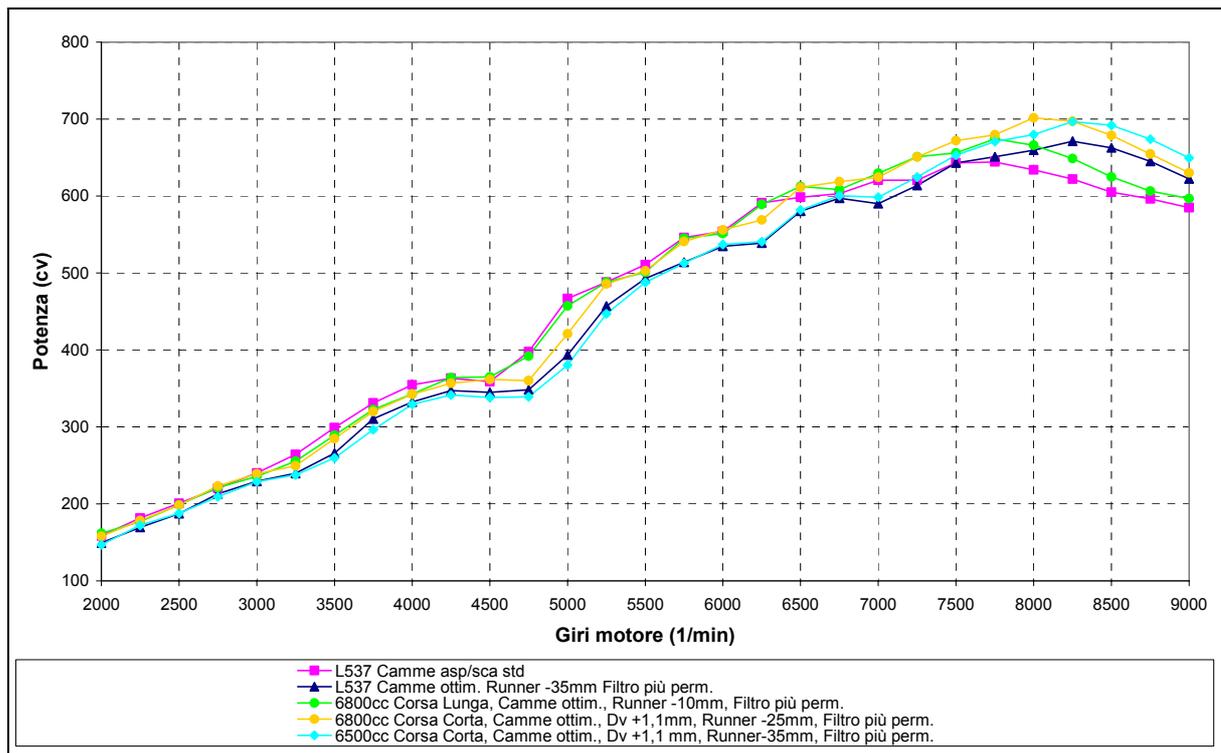


Figura 10.3 – Andamento della potenza.

Gli incrementi di coppia e di potenza ottenuti rispetto all'attuale motore L537 sono riassunti nella seguente tabella:

Motore	$\Delta$ Coppia (regime)	$\Delta$ Potenza (regime)
<b>L537 (B/S=0,989)</b> Camme Asp/Sca std	- (6250 rpm)	- (7750 rpm)
<b>L537 (B/S=0,989)</b> Camme Asp/Scar ottim., Runner -35mm, filtro più permeabile	<b>-37 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+27 CV</b> (8250 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> (B/S=0,946) corsa lunga</b> Runner -10mm, filtro più permeabile, Camme Asp/Scar ottimizzate	<b>-2 Nm</b> (6250 rpm)	<b>+30 CV</b> (7750 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> (B/S=1,011) corsa corta</b> $D_{v,asp} +0,8$ mm, $D_{v,scar} +0,8$ mm, Runner-25mm, Camme Asp/Scar ottim., filtro più permeabile.	<b>-4 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+52 CV</b> (8000 rpm)
<b>6800 cm<sup>3</sup> (B/S=1,011) corsa corta</b> $D_{v,asp} +1,1$ mm, $D_{v,scar} +1$ mm, Runner -25mm, Camme Asp/Scar ottim., filtro più permeabile.	<b>-4 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+57 CV</b> (8000 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> (B/S=1,059) corsa corta</b> $D_{v,asp} +0,8$ mm, $D_{v,scar} +0,8$ mm, Runner-30mm, Camme Asp/Scar ottim., filtro più permeabile.	<b>-29 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+48 CV</b> (8250 rpm)
<b>6500 cm<sup>3</sup> (B/S=1,059) corsa corta</b> $D_{v,asp} +1,1$ mm, $D_{v,scar} +1$ mm, Runner -35mm, Camme Asp/Scar ottim., filtro più permeabile.	<b>-36 Nm</b> (6500 rpm)	<b>+53 CV</b> (8250 rpm)

Tabella 10.1 – Prestazioni ottenute dalle varie configurazioni analizzate.

L'incremento della corsa dell'attuale motore L537 consente di ottenere un incremento della cilindrata agendo solo su componenti facilmente modificabili, lasciando inalterata la testata. Accoppiandovi la modifica delle leggi d'alzata valvola, della lunghezza dei runner e della permeabilità del filtro aria è stato possibile incrementare la potenza massima dell'attuale motore di 30 CV a parità di regime di rotazione. Tali vantaggi sono stati ottenuti a parità di coppia per i bassi e medi regimi. L'incremento della corsa comporta però delle velocità medie del pistone più elevate, con conseguente aumento delle sollecitazioni meccaniche e delle pressioni di attrito.

Si è ritenuto quindi interessante valutare le prestazioni ottenute da un'ottimizzazione dell'attuale motore L537 agendo sugli stessi parametri senza intervenire sulla corsa (leggi d'alzata valvola, lunghezza dei runner e permeabilità del filtro aria) con lo scopo di incrementare il regime di potenza massima. Effettuando solo delle modifiche marginali si è ottenuto un incremento di potenza di 27 CV a 8250 giri/min, mentre la coppia massima si è ridotta di 37 Nm.

I problemi di respirazione del motore 6800 cm<sup>3</sup> a corsa lunga e l'elevata velocità media del pistone hanno poi suggerito di analizzare gli effetti di un incremento dell'alesaggio. L'incremento dell'alesaggio consente di aumentare la superficie a disposizione delle valvole e la riduzione della corsa permette di ridurre la velocità media del pistone e quindi delle pressioni di attrito.

E' stata quindi realizzata una nuova configurazione di motore in cui è stato incrementato l'alesaggio del motore L537, mantenendo invariata la corsa. La cilindrata ottenuta è 6800 cm<sup>3</sup>. La potenza massima è aumentata di 57 CV a 8000 giri/min (27 CV in più dell'equivalente motore a corsa lunga), mentre la coppia è rimasta circa invariata rispetto a quella del motore di partenza. Tali vantaggi sono stati ottenuti mantenendo invariate le velocità medie del pistone del motore L537.

Nell'ultima analisi effettuata è stata mantenuta la stessa cilindrata del motore L537 aumentando l'alesaggio e riducendo la corsa. Ciò ha consentito di incrementare la superficie a disposizione delle valvole e ridurre la velocità media del pistone, ottenendo un aumento di potenza e quindi una riduzione delle sollecitazioni meccaniche. L'incremento di potenza massima è di 53 CV a 8250 giri/min, mentre la riduzione di coppia è di 36 Nm, paragonabile a quella ottenuta per il motore L537 ottimizzato.

Infine nella successiva tabella si riportano le potenze specifiche per i vari motori analizzati.

<b>Motore</b>	<b>Bore/Stroke</b>	<b>CV/litro</b>
<b>L537</b>	0,989	99,1
<b>L537 ottimizzato</b>	0,989	103,3
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa lunga</b>	0,946	99,3
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b>	1,011	102,4
<b>6800 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b>	1,011	103,2
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +0,8 mm</b>	1,059	106,6
<b>6500 cm<sup>3</sup> corsa corta D<sub>v,asp</sub> +1,1 mm</b>	1,059	107,4

Tabella 10.2 – Potenza specifica dei motori analizzati.

In ottica di un aumento delle prestazioni si potrebbe pensare a una riprogettazione del motore, ciò consentirebbe una maggiore libertà nell'ottimizzazione dei parametri fondamentali. In particolare potrebbero essere adottati dei valori maggiori del rapporto alesaggio/corsa.

## **Bibliografia**

- [1] Roberto Gentili.  
**Dispensa del corso di motori termici per trazione.**  
Università di Pisa, Anno Accademico 2005-2006.
- [2] Giacomo Augusto Pignone, Ugo Romolo Vercelli.  
**Motori ad alta potenza specifica.**  
Giorgio Nada editore, 1995.
- [3] Giancarlo Ferrari.  
**Motori a combustione interna.**  
Edizioni il Capitello, 1996.
- [4] J.B. Heywood.  
**Internal Combustion Engine Fundamentals.**  
McGraw-Hill International Editions, 1998.
- [5] DE. Winterbone and RJ. Pearson.  
**Design Techniques for Engine Manifolds.**  
SAE, 1999.
- [6] M. Ceccarani, A. Fusco, D. Cacciatore.  
**Development Trends for High Performance Engines of GT Cars.**
- [7] A. Onorati, G. D'errico, T. Cerri, M. Ceccarani, S. Mazzetti, D. Cacciatore. **Thermo-Fluid Dynamic Modeling and Experimental Investigation of a V12 Lamborghini S.I. Engine.**  
HTCES 2003 International Congress "High-Performance Cars",  
Modena (Italy), 29-30 May 2003.

- [8] Federico Piscaglia.  
**Metodi numerici per la risoluzione delle equazioni di conservazione 1D per flussi instazionari e comprimibili.**  
Dispensa del Corso di Motori a Combustione Interna, Politecnico di Milano.
- [9] Federico Piscaglia.  
**Modelli di combustione nei motori ad accensione comandata.**  
Politecnico di Milano.
- [10] **Brief description of the GASDYN model.**  
[www.engines.polimi.it/GASDYN.html](http://www.engines.polimi.it/GASDYN.html)
- [11] **Summary of the equations used in the GASDYN model for unsteady flows calculations, catalyst reactions, cylinder emission predictions.**  
[www.engines.polimi.it/GASDYN.html](http://www.engines.polimi.it/GASDYN.html)
- [12] **GASDYNPRE (Graphical user interface of the model GASDYN).**  
[www.engines.polimi.it/GASDYN.html](http://www.engines.polimi.it/GASDYN.html)
- [13] AVL Boost Version 4.1.  
**User's Guide**
- [14] Tesi di Laurea di Stefano Ravazzini.  
**Applicazione e validazione di un codice di ricerca per la simulazione del ciclo di motori endotermici alternativi.**  
Università di Modena e Reggio Emilia, Anno Accademico 2001-2002.
- [15] [www.lamborghini.com.au](http://www.lamborghini.com.au)

---

## ***Ringraziamenti***

Un sentito ringraziamento va al Prof. Ing. Roberto Gentili dell'Università degli studi di Pisa e all'Ing. Nunzia Fusco dell'Automobili Lamborghini che, con la loro pazienza e disponibilità, mi hanno permesso realizzare questa indimenticabile esperienza in Lamborghini che si è dimostrata davvero molto importante e stimolante.

Ringrazio anche l'Ing. Luigi Taraborrelli e l'Ing. Daniele Apparuti per la disponibilità, il supporto e soprattutto per la fiducia dimostratami. Inoltre, ringrazio gli altri ragazzi dell'Ufficio Calcoli e dell'Ufficio Motori Lamborghini per avermi accolto con estrema simpatia.

Un grazie, anzi 1000 grazie, vanno poi, all' Ing. Ettore Musu per il supporto a distanza, per i consigli, per gli spunti, per la disponibilità, per la pazienza dimostrata nella correzione della tesi.

Infine, ma sicuramente non per ordine d'importanza, un ringraziamento molto speciale va alla mia famiglia per aver sempre creduto in me, e per avermi permesso di raggiungere questo importantissimo traguardo della mia vita, e a Caterina, mio tesoro, che col suo affetto mi ha sempre sostenuto e sopportato nei momenti difficili.