

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN

Meccanica e Scienze Avanzate dell' Ingegneria
Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi Energetici

Ciclo XXIV

Settore Concorsuale di afferenza: 09/C1

Settore Scientifico disciplinare: ING-IND/08

**Sviluppo di Metodologie per la Stima in Tempo Reale
delle Grandezze Indicate in Motori a Combustione
Interna.**

Presentata da: Ing. Vittorio Ravaglioli

Coordinatore Dottorato

Relatore

Prof. Ing. Vincenzo Parenti Castelli

Prof. Ing. Fabrizio Ponti

Esame finale anno 2012

Alla Mia Famiglia.

*A chi lo é sempre stato...
...e a chi lo é diventato*

Grazie

Ringraziamenti

I ringraziamenti sono il reale momento conclusivo della tesi, e sono anche una delle poche occasioni per fermarsi, con calma, a riflettere sull'importanza delle persone che ci circondano.

Il primo pensiero va ai miei genitori, ovvero alle persone che mi hanno messo nelle condizioni, spesso con sacrifici, di fare tutto quello ho fatto fino ad ora. Non che io finora abbia fatto granché, eppure so con certezza che senza il loro costante supporto tutto sarebbe stato enormemente più difficile. Grazie infinite, perché tutte le pagine che seguono sono anche il frutto del Vostro sforzo ... e scusatemi solo se a volte si commette l'errore di dare alcune cose per scontate.

Un enorme ringraziamento anche alle persone che, dal momento della laurea fino ad ora, mi hanno dato la possibilità di lavorare insieme a loro. Grazie quindi al Prof. Ponti, al Prof. Moro, all'Ing. Corti e al Prof. Cavina. Lavorare con Voi mi ha insegnato tanto, sia dal punto di vista professionale che umano, perché oltre alla mia conoscenza avete dato un grosso contributo anche alla mia personalità, alla passione per quello che faccio, al mio spirito di sacrificio e al mio modo di vedere lo stesso mondo del lavoro ... e tutto questo grazie ad un esempio quotidiano di competenza professionale e umanità.

E come non ringraziare tutte i colleghi dottorandi, attuali o ex, con cui ho condiviso le giornate, le conoscenze, l'impegno sul lavoro, le arrabbiate, ma anche le cene, qualche birra e moltissimi caffè. Grazie a Matteo, Manuel, Roberto, Gabriele ... e anche a qualche altro pazzo che ha percorso un po' di strada insieme a noi come Luca e ... Luca!

Grazie agli amici di una vita. Non posso elencarVi tutti, ma senza di voi io, semplicemente ... non sarei io.

Grazie, infine, alla persona che in questi anni ha cambiato la mia vita, e insieme alla mia la sua. Grazie Fernanda, grazie per la pazienza, per lo spirito di sacrificio e per l'impaginazione di questa tesi! Non ti ringrazio, invece, per avermi reso felice, perché spero solo che tu lo abbia fatto semplicemente per essere altrettanto felice.

Indice

<u>Indice</u>	7
<u>Abstract</u>	9
<u>Introduzione</u>	11
<u>1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità</u>	17
<u>1.1 La misura di Velocità</u>	17
<u>1.2 Il Modello Torsionale del Sistema Motore-Driveline</u>	24
<u>1.3 Stima della Fluttuazione di Coppia Indicata a Bordo Veicolo</u>	38
<u>2. Stima della Coppia Indicata</u>	47
<u>2.1 Stima della Coppia Media erogata sul ciclo</u>	48
<u>2.2 Stima degli Squilibri di Coppia fra i Cilindri</u>	51
<u>3. Stima MFB50</u>	69
<u>3.1 Il Calcolo del baricentro della combustione</u>	71
<u>3.2 Stima MFB50</u>	77
<u>3.3 Dipendenza della stima di MFB50 dalla frequenza di clock della ECU</u>	86
<u>4. Impatto della Configurazione Torsionale sull' Applicazione della Metodologia</u>	89
<u>Conclusioni</u>	105
<u>Appendice A - Sensori Utilizzati</u>	106
<u>A.1 I trasduttori di Pressione</u>	107
<u>A.2 Misura di Velocità con Tachimetro a Riluttanza variabile</u>	113
<u>Lista di Simboli e Acronimi</u>	117
<u>Riferimenti bibliografici</u>	119

Abstract

Modern Internal Combustion Engines are becoming increasingly complex in terms of their control systems and strategies. The growth of the algorithms' complexity results in a rise of the number of on-board quantities for control purposes. In order to improve combustion efficiency and, simultaneously, limit the amount of pollutant emissions, the on-board evaluation of two quantities in particular has become essential; namely indicated torque produced by the engine and the angular position where 50% of fuel mass injected over an engine cycle is burned (MFB50).

The above mentioned quantities can be evaluated through the measurement of in-cylinder pressure. Nonetheless, at the time being, the installation of in-cylinder pressure sensors on vehicles is extremely uncommon mainly because of measurement reliability and costs.

This work illustrates a methodological approach for the estimation of indicated torque and MFB50 that is based on the engine speed fluctuation measurement. This methodology is compatible with the typical on-board application restraints. Moreover, it requires no additional costs since speed can be measured using the system already mounted on the vehicle, which is made of a magnetic pick-up faced to a toothed wheel.

The estimation algorithm consists of two main parts: first, the evaluation of indicated torque fluctuation based on speed measurement and secondly, the evaluation of the mean value of the indicated torque (over an engine cycle) and MFB50 by using the relationship with the indicated torque harmonic and other engine quantities. The procedure has been successfully applied to an L4 turbocharged Diesel engine mounted on-board a vehicle.

Introduzione

Lo sviluppo dei moderni sistemi di controllo per Motori a Combustione Interna (MCI) é fortemente influenzato dalle normative anti-inquinamento sempre più stringenti che, nell' arco dei prossimi anni, richiederanno una significativa riduzione sia delle emissioni inquinanti allo scarico sia dei consumi. Come riportato in Tabella 1, l'introduzione della normativa EURO VI richiederà una significativa riduzione degli inquinanti allo scarico sia per i motori benzina che per i Diesel. In particolare, la principale criticità é rappresentata dalla riduzione di NOx richiesta per i motori Diesel (che si aggiunge alla limitazione sul particolato precedentemente introdotta con la normativa EURO V), oltre alla introduzione di un limite sul numero di particelle emesso. Tabella 1 riporta i limiti imposti dalle normative anti-inquinamento Euro I - Euro VI per motori Diesel e benzina.

Stage	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		g/km					
Compression Ignition (Diesel)							
Euro 1	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)	-
Euro 2, IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01	1.0	-	0.9	-	0.10	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09b	0.50	-	0.23	0.18	0.005	-
Euro 5b	2011.09c	0.50	-	0.23	0.18	0.005	6.0×10^{11}
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005	6.0×10^{11}
Positive Ignition (Gasoline)							
Euro 1	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-	-
Euro 2	1996.01	2.2	-	0.5	-	-	-
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-	-
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	-	0.08	-	-
Euro 5	2009.09	1.0	0.10	-	0.06	0.005	-
Euro 6	2014.09	1.0	0.10	-	0.06	0.005	6.0×10^{12}

Tabella 1: Limiti imposti dalle normative anti-inquinamento EURO I-VI.

In numerose applicazioni, ed in particolare nei motori Diesel, l'abbattimento delle emissioni inquinanti può essere ottenuto attraverso una complessa strategia di controllo della combustione in catena chiusa, basata sul controllo di alcune grandezze rappresentative del processo di combustione. Pertanto, la crescente complessità degli algoritmi di controllo comporta la necessità di valutare, a bordo veicolo, numerose grandezze motoristiche; una parte di queste può essere misurata utilizzando sensori direttamente applicati al propulsore, una parte deve essere stimata.

Nell'ottica di ottimizzare l'efficienza e ridurre le emissioni inquinanti, assume particolare importanza la valutazione di due grandezze (comunemente dette "grandezze indicate") strettamente dipendenti dal valore della pressione in camera di combustione: la coppia indicata e la posizione angolare in cui risulta bruciato il 50% della massa di combustibile complessivamente iniettata in un ciclo (MFB50).

Introduzione

Entrambe le grandezze possono essere direttamente calcolate a partire dalla misura di pressione in camera di combustione. Tuttavia, la misura di pressione a bordo veicolo risulta particolarmente critica sia per problemi di costo che per limiti sull'affidabilità della misura nel tempo. Anche se recentemente parte dei problemi relativi all'affidabilità della misura sono stati superati grazie allo sviluppo di sensori di pressione piezo-resistivi per applicazioni on-board, l'elevato costo dei sensori costituisce ancora un grosso ostacolo alla diffusione di serie.

I sistemi di controllo, per moderne automobili, spesso contengono già algoritmi per stimare a bordo veicolo la coppia erogata dal motore. Tuttavia questi algoritmi presentano ancora grossi limiti, essendo prevalentemente basati su mappe che, in funzione di alcuni parametri di funzionamento del motore, quali il carico e il regime, forniscono una indicazione approssimativa della coppia erogata. Un sistema di questo tipo si dimostra piuttosto inaffidabile sul lungo periodo per la deriva caratteristica dei sensori e per il cambiamento in termini prestazionali del motore. Altri sistemi di stima di coppia si basano sulla misura di grandezze motoristiche provenienti da sensori applicati appositamente sul propulsore (quali accelerometri, sensori di pressione, bobine a correnti di ionizzazione...), e pur essendo un po' più affidabili nel tempo rispetto ai precedenti richiedono un aumento del costo di produzione, dovuto sostanzialmente al costo dei sensori aggiuntivi.

Per quanto riguarda la valutazione del baricentro della combustione (MFB50), i sistemi di controllo presenti sulle vetture di serie normalmente non dispongono di strategie per la sua valutazione a bordo veicolo. Tuttavia, questa grandezza risulta di fondamentale importanza nei moderni sistemi di controllo della combustione in catena chiusa, dato che fornisce informazioni sia sul posizionamento della combustione all'interno del ciclo, sia sul tipo di combustione che ha luogo in camera di combustione (permette, ad esempio, di distinguere una combustione tradizionale da una di tipo HCCI).

Il lavoro presentato in questa tesi consiste nello sviluppo di strategie che consentano di stimare, a bordo veicolo ed in tempo reale, sia il valore di coppia erogata per ciascun ciclo di funzionamento, sia il valore del baricentro della

combustione. Come detto, entrambe le grandezze indicate potrebbero essere direttamente calcolate a partire dalla misura di pressione in camera di combustione, ma l'utilizzo dei sensori di pressione comporterebbe un notevole aumento del costo complessivo del sistema di controllo, oltre a problemi sulla affidabilità della misura nel tempo. Pertanto, si é scelto di sviluppare una metodologia di stima basata solo sulle informazioni provenienti da sensori già presenti a bordo veicolo per altri scopi controllistici, ovvero senza alcun costo aggiuntivo. In particolare, ai fini della stima, risulta di fondamentale importanza la misura della velocità istantanea di rotazione del motore, che può essere effettuata con la stessa ruota fonica già presente a bordo veicolo.

L'algoritmo di stima, schematizzato in Figura 1, può essere suddiviso in due passi successivi. In primo luogo si valuta una determinata componente armonica della coppia indicata (caratteristica del motore in esame) a partire dalla misura della corrispondente armonica di velocità motore. La correlazione che lega le corrispondenti armoniche di velocità motore e coppia indicata è espressa mediante una funzione di trasferimento rappresentativa del comportamento torsionale del sistema motore-driveline. Questa parte della metodologia si colloca all'interno di un filone di ricerca il cui scopo è quello di valutare e analizzare le correlazioni esistenti fra armoniche di coppia e armoniche di velocità in un motore a combustione interna. Alcune delle metodologie di stima della coppia indicata presenti in letteratura, utilizzano informazioni provenienti da sensori aggiuntivi appositamente applicati al propulsore, mentre altre sfruttano le correlazioni esistenti fra numerose grandezze motoristiche. Tuttavia, altri autori cercano di determinare il valore della coppia indicata a partire da una analisi delle correlazioni esistenti fra le sue fluttuazioni armoniche e le corrispondenti fluttuazioni di velocità motore, che possono essere misurate utilizzando la ruota fonica già presente a bordo della vettura. A differenza delle precedenti, la metodologia presentata in questa tesi è basata sullo sviluppo di un modello torsionale, che consente di dimostrare l'esistenza di una correlazione fra le corrispondenti armoniche di coppia e velocità.

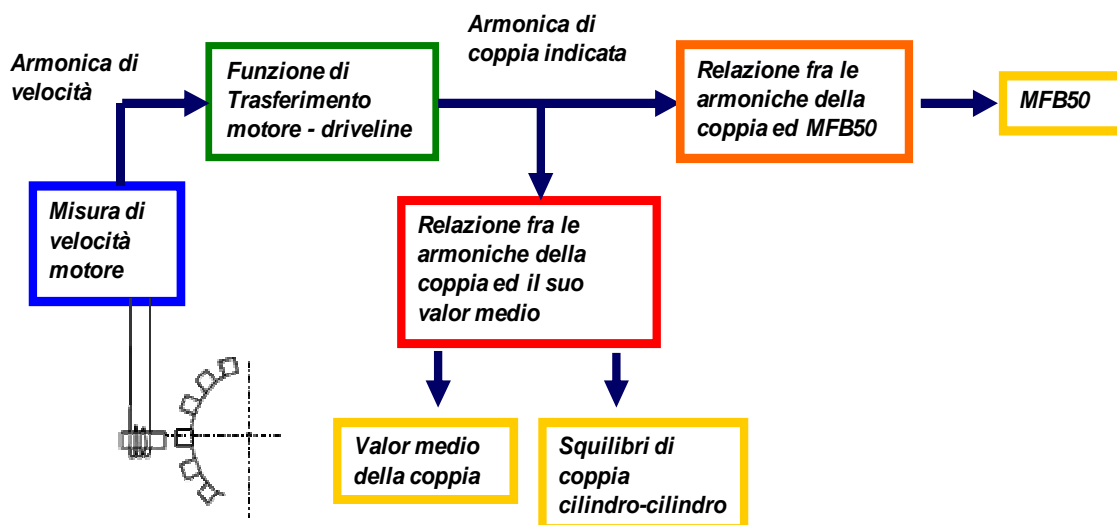


Figura 1: Schema della Metodologia di Stima Coppia ed MFB50.

Il primo capitolo é incentrato sull'analisi della natura delle suddette correlazioni fra coppia e velocità, investigata attraverso un modello torsionale del sistema motore-driveline. Nel dominio della frequenza, la correlazione fra le armoniche di coppia indicata e velocità é stata espressa attraverso una funzione di trasferimento ($TF, F(j\omega)$) che dipende solo dalle caratteristiche torsionali del sistema in esame. Una volta determinata la funzione di trasferimento rappresentativa del comportamento torsionale del sistema, è possibile utilizzarla per stimare, a bordo veicolo, una determinata armonica di coppia indicata. La metodologia non comporta grossi costi computazionali, dato che richiede di considerare solo una specifica componente armonica di velocità e coppia, pertanto è compatibile con le capacità di calcolo di una moderna unità di controllo motore (ECU).

Una volta stimata la fluttuazione di coppia indicata, la seconda parte della procedura di stima consiste nella valutazione di coppia indicata (media sul ciclo) ed MFB50, che vengono determinate sfruttando le correlazioni esistenti, rispettivamente, con il modulo e la fase dell'armonica di coppia indicata stimata a partire dal segnale di velocità. Il secondo capitolo descrive la natura delle correlazioni che possono essere utilizzate a bordo veicolo sia per stimare il valore medio di coppia indicata sul ciclo motore, sia per valutare lo squilibrio

di coppia esistente, ciclo per ciclo, fra un cilindro e l'altro. La procedura per la stima del baricentro della combustione viene invece descritta nel terzo capitolo.

L'intero algoritmo di stima é stato sviluppato per un motore Diesel 1.3, equipaggiato con un centralina Euro 5 Magneti Marelli, montato a bordo veicolo. Tuttavia la procedura é di carattere assolutamente generale e può essere applicata, con opportuni accorgimenti, a differenti motorizzazioni (anche nel caso di combustioni non equi-spaziate) e differenti driveline. L'ultimo capitolo descrive l'applicazione della metodologia a differenti configurazioni motore-driveline. In particolare, vengono considerati motori con diverso numero di cilindri, tenendo in considerazione anche il caso in cui le combustioni non siano equi-spaziate. In Tabella 2 sono riportate tutte le configurazioni motore-driveline prese in considerazione, ovvero quelle su cui sono stati effettuati i set di prove sperimentali su vettura o al banco motore.

Engine	Combustion	Driveline
Gasoline L2	Evenly spaced	Test bench
Gasoline L2	Not evenly	Test bench
Diesel L4	Evenly spaced	Vehicle/ Test
Gasoline L4	Evenly spaced	Vehicle
Gasoline V6	Evenly spaced	Test bench
Gasoline V10	Evenly spaced	Vehicle/ Test

Tabella 2: Sintesi delle Configurazioni Motore - Driveline analizzate.

L'intero lavoro è stato possibile grazie alla attiva collaborazione con Magneti Marelli, che ha messo a disposizione vetture e sala con cui è stato possibile effettuare numerosi set di prove.

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

1.1 La misura di Velocità

A bordo veicolo, la misura di velocità viene tipicamente eseguita misurando il tempo necessario a percorrere la distanza angolare fra due denti successivi della ruota fonica, questo tempo è detto ‘tempo dente’.

Il sensore impiegato è solitamente un pick-up magnetico, ossia un sensore a riluttanza variabile che restituisce un segnale in tensione del tipo seguente:

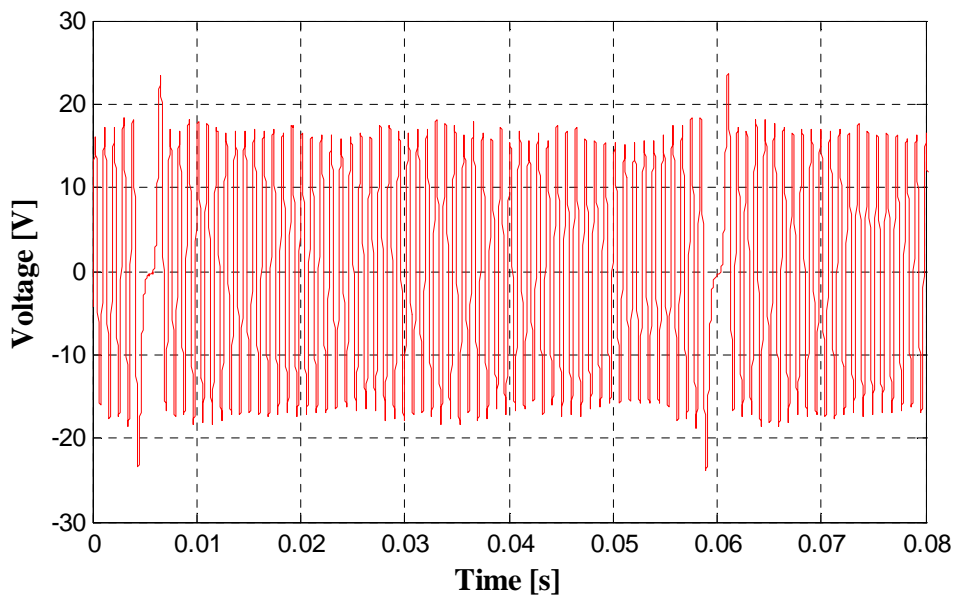


Figura 1.1: Tensione in uscita da un sensore induttivo affacciato ad una ruota fonica a 60-2 denti.

L'ampiezza di questo segnale con andamento pressoché sinusoidale varia al variare della velocità di rotazione motore. Il passaggio di un dente viene identificato con lo 'zero-crossing' in discesa del segnale, in questo modo è quindi possibile calcolare i 'tempi dente'. Il valore dei tempi denti così calcolati è direttamente utilizzabile per la valutazione della velocità istantanea di rotazione dell'albero motore.

Condizione necessaria affinché l'algoritmo possa essere utilizzato per applicazioni "on-board" è che questo, oltre a permettere una stima della coppia sufficientemente precisa, non comporti grossi costi computazionali alla centralina (*ECU*), ed effettivamente questa condizione non costituisce un problema, infatti il metodo in questione richiede l'utilizzo di una sola e precisa componente del segnale di velocità, la cui armonica di interesse dipende dall'architettura del motore. Per convenzione, l'ordine è associato ad una rotazione completa dell'albero motore, mentre l'armonica è associata ad un ciclo motore. La metodologia di stima è stata sviluppata per un motore con 4 cilindri in linea, pertanto la maggiore ampiezza della fluttuazione della velocità di rotazione si avrà in corrispondenza dell'ordine motore 2 (armonica 4). In generale, se le combustioni sono equi-spaziate, la scelta dell'ordine motore da considerare dipende dal numero di cilindri: ad esempio, per un motore 6 cilindri, l'ordine da considerare è il numero 3, mentre per un motore 5 cilindri si deve considerare il 2.5, e così via. Nel caso di combustioni non equi-spaziate, l'ordine caratteristico deve essere scelto attraverso ulteriori considerazioni che verranno ampiamente discusse in seguito.

Per mantenere il carattere generale della trattazione, supponiamo che la componente armonica di interesse sia quella relativa all'ordine motore *ORD* e chiamiamo poi *n* il numero di denti della ruota fonica. Si può quindi definire il numero di campioni di velocità *Z* che sono analizzati all'interno del periodo di una oscillazione motore:

$$Z = \frac{n}{ORD} \quad (1.1)$$

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

Questo valore, per il teorema di Nyquist, deve essere maggiore di 2. Una volta valutata la velocità in almeno un periodo di osservazione (indicando con $\hat{\Omega}_c$ il campione acquisito, dove $c = 0,1,\dots,Z-1$), la fluttuazione di interesse può essere valutata semplicemente calcolando i coefficienti dello sviluppo in serie di Fourier per l'ordine considerato:

$$\begin{aligned} a_{ORD} &= \frac{1}{2} \cdot \sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \sin\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \\ b_{ORD} &= \frac{1}{2} \cdot \sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \cos\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \end{aligned} \quad (1.2)$$

Una volta determinati i coefficienti a_{ORD} , b_{ORD} , ampiezza e fase dell'oscillazione corrispondente all'ordine motore ORD (indicati rispettivamente come $\hat{\Omega}_{ORD}$, $\hat{\phi}_{ORD}$) possono essere calcolate attraverso l'Eq. (1.3).

$$\begin{aligned} \hat{\Omega}_{ORD} &= \frac{1}{2} \cdot \sqrt{a_{ORD}^2 + b_{ORD}^2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \sin\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \right)^2 + \left(\sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \cos\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \right)^2} \\ \hat{\phi}_{ORD} &= \arctan\left(-\frac{b_{ORD}}{a_{ORD}}\right) = \arctan\left(-\frac{\sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \cos\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right]}{\sum_{c=0}^{Z-1} \left[\hat{\Omega}_c \cdot \sin\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right]} \right) \end{aligned} \quad (1.3)$$

Tuttavia, l'oscillazione così calcolata è solo una stima della reale Ω_{ORD} , in quanto il rilevamento della velocità del motore a partire dai tempi dente non permette di ottenere una descrizione completa del reale comportamento del segnale di velocità motore. Infatti, anche se si rispetta il teorema del campionamento, il valore di velocità ottenibile dai tempi dente è sempre una media dei reali valori di velocità intercorsi fra due successivi 'zero-crossing'. Pertanto è lecito attendersi che il segnale di velocità stimato a partire dai tempi dente sia inferiore a quello reale Ω_{ORD} .

Al fine di chiarire quanto detto e di determinare analiticamente il fattore di riduzione fra l'ampiezza dell'oscillazione reale e quella misurata, consideriamo un'oscillazione di ordine ORD e ampiezza Ω_{ORD} in un punto motore a velocità di rotazione media Ω_{mean} con una ruota ad n denti. La velocità di rotazione reale può essere espressa come:

$$\Omega = \Omega_{mean} + \Omega_{ORD} \cdot \cos(\theta - \varphi) \quad (1.4)$$

Definito $\Delta\theta = 360/n$, il calcolo del tempo dente necessario a percorrere un dente centrato intorno alla posizione angolare φ fornisce il risultato seguente.

$$\Delta t = \int_{\varphi - \Delta\theta/2}^{\varphi + \Delta\theta/2} \frac{d\theta}{\Omega_{mean} + \Omega_{ORD} \cdot \cos(\theta - \varphi)} \quad (1.5)$$

La velocità può quindi essere calcolata, dal tempo dente determinato, attraverso l'Eq. (1.6).

$$\hat{\Omega} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (1.6)$$

Una stima dell'ampiezza di oscillazione può quindi essere ottenuta attraverso la seguente espressione:

$$\hat{\Omega}_{ORD} = \hat{\Omega} - \Omega_{mean} \quad (1.7)$$

E' dunque possibile definire un fattore di riduzione dell'ampiezza rilevata rispetto all'ampiezza di oscillazione reale del segnale, che risulta pari a:

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

$$k = \frac{\hat{\Omega}_{ORD}}{\Omega_{ORD}} = \frac{ORD \cdot \pi \cdot \sqrt{\Omega_{mean}^2 - \Omega_{ORD}^2}}{2 \cdot n \cdot \arctan\left(\frac{\Omega_{mean} - \Omega_{ORD}}{\sqrt{\Omega_{mean}^2 - \Omega_{ORD}^2}} \cdot \tan\left(\frac{ORD \cdot \pi}{2 \cdot n}\right)\right)} = (1.8)$$

$$= k(ORD, n, \Omega_{mean}, \Omega_{ORD})$$

Quindi, fissata la ruota fonica, per valutare correttamente l'ampiezza dell'oscillazione di interesse i passi da seguire sono sostanzialmente 2:

- a) Misura di Ω_{ORD} dalle rilevazioni effettuate con la ruota dentata;
- b) Valutazione del coefficiente di riduzione $k(ORD, n, \Omega_{mean}, \Omega_{ORD})$ come nell'Eq. (1.8).

E' ora possibile calcolare l'ampiezza reale della oscillazione tramite l'Eq. (1.9).

$$\Omega_{ORD} = \frac{\hat{\Omega}_{ORD}}{k} \quad (1.9)$$

Dato che il fattore di riduzione k , come visto, è anche funzione dell'ampiezza reale Ω_{ORD} , sembra impossibile determinare il risultato dell'Eq. (1.9) senza ricorrere ad un processo iterativo. Tuttavia, se k risultasse poco sensibile alle variazioni di Ω_{ORD} e Ω_{mean} , non sarebbe più necessario il ricorso ad un processo iterativo per la sua valutazione. Nella pratica, noto che effettivamente k può essere considerato soltanto funzione di ORD ed n , il processo iterativo di stima può essere evitato.

Le Figure 1.2 e 1.3 mostrano il valore del coefficiente di riduzione per l'ordine 2, $n=8$, Ω_{mean} compreso tra 500 e 6000 rpm e Ω_{ORD} tra 50 e 400 rpm.

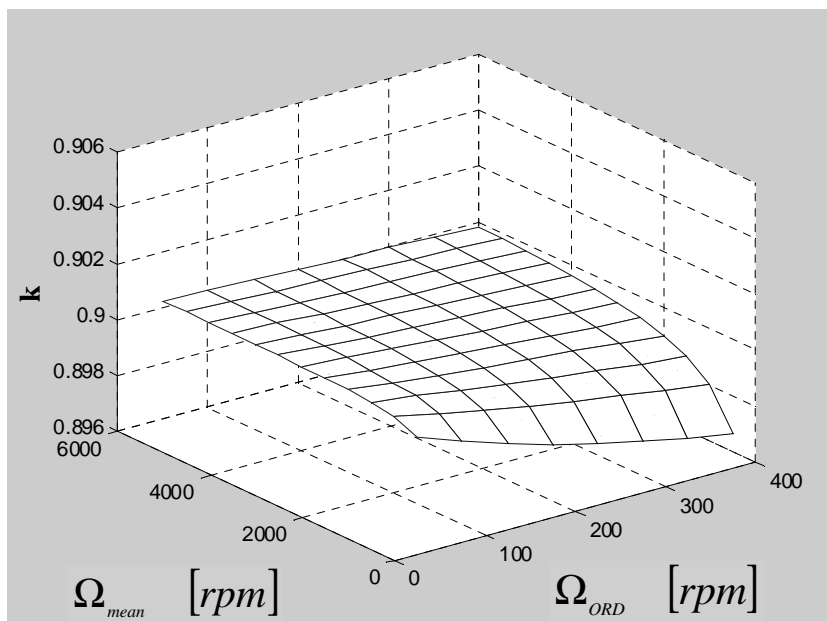


Figura 1.2: Andamento del fattore di riduzione in funzione di Ω_{mean} ed Ω_{ORD} .

Nel caso in studio è possibile considerare $k = 0.9$ costante, introducendo un errore massimo dello 0.4%.

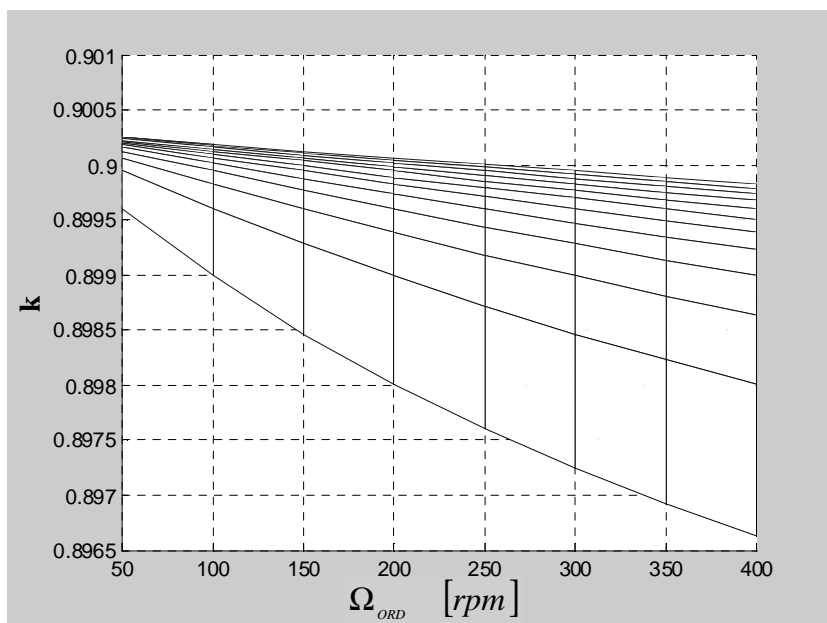


Figura 1.3: Andamento del fattore di riduzione in funzione di Ω_{ORD} .

Il fattore k può essere perciò considerato indipendente da Ω_{mean} e da Ω_{ORD} per i valori considerati, che normalmente sono proprio quelli di interesse per un motore a combustione interna. Pertanto k può essere considerato funzione

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

unicamente dell'ordine dell'oscillazione di interesse e del numero di denti della ruota utilizzata per la rilevazione della velocità di rotazione.

Figura 1.4 riporta proprio la dipendenza di k dal numero di denti della ruota per diversi ordini motore; è facile osservare che il fattore di riduzione tende ad essere sempre più vicino all'unità quanto più il numero di denti è grande (ad esempio 60), mentre diventa sempre più piccolo man mano che ci si avvicina al limite di Nyquist.

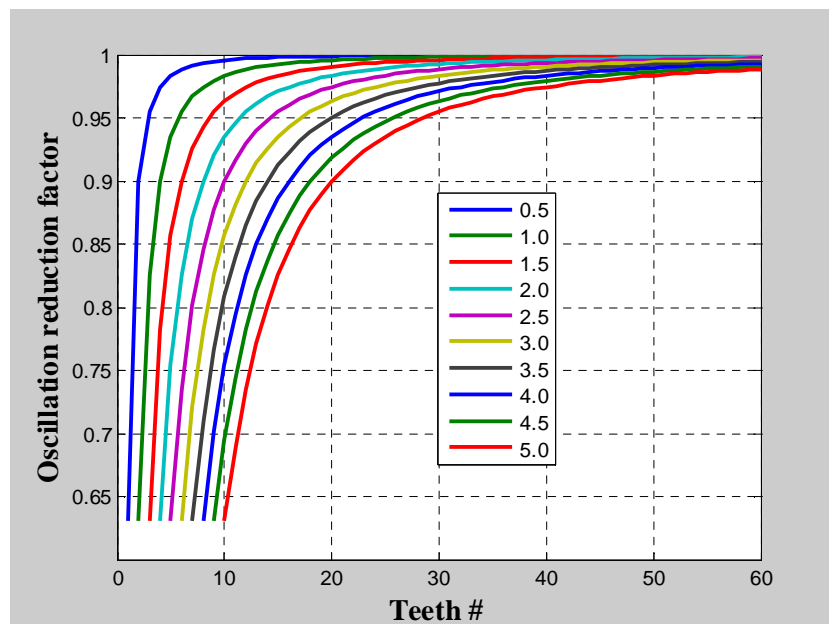


Figura 1.4: Andamento del fattore di riduzione in funzione di ORD, n .

D'altro canto un elevato numero di denti richiede alla centralina un elevato sforzo computazionale; questo aspetto va tenuto particolarmente in considerazione nell'ambito di applicazioni 'on-board' per le quali si è talvolta costretti a scegliere ruote foniche con un numero di denti poco superiore a quello imposto dal limite di Nyquist.

1.2 Il Modello Torsionale del Sistema Motore-Driveline

Lo sviluppo di un modello torsionale del sistema motore-driveline consente di valutare la correlazione esistente fra le armoniche di velocità e le corrispondenti armoniche di coppia.

Nell'ambito di questo lavoro, la procedura è stata inizialmente sviluppata per un motore Diesel L4 Common Rail Multijet sovralimentato. Tuttavia, la procedura ha carattere assolutamente generale, e può essere applicata anche a motori con architetture diverse, sia ad accensione comandata che ad accensione per compressione. Per questa ragione, anche la trattazione riportata di seguito ha carattere generale. In Figura 1.5 è mostrato lo schema di un modello a parametri concentrati, che può essere utilizzato per descrivere il comportamento torsionale di un generico sistema motore-driveline (con N inerzie ed M cilindri).

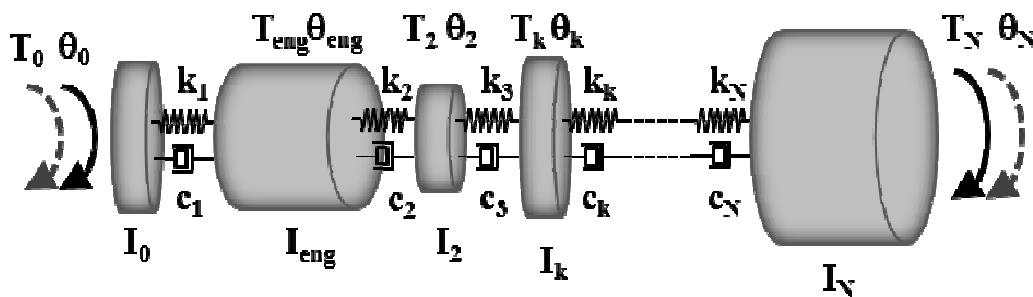


Figura 1.5: modello a parametri concentrati utilizzato per descrivere il comportamento torsionale di un generico sistema motore-driveline.

Al fine di garantire che l'input dell'analisi abbia un elevato rapporto segnale/rumore, occorre scegliere l'armonica di velocità con la massima ampiezza. In particolare, fissata la configurazione motore-driveline, l'armonica da scegliere è quella in corrispondenza della quale anche la coppia indicata mostra la massima ampiezza di oscillazione. Per convenzione, come detto, si parla di Ordine Motore (*ORD*) con riferimento al giro motore, mentre si parla di Armonica (*i*) riferendosi al ciclo motore. Pertanto, nel caso di un motore con combustioni equi-spaziate, l'armonica di interesse coincide con il numero di combustioni per ciclo ($i = M$), mentre l'ordine motore caratteristico è uguale al

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

numero di combustioni per giro. Ciò può essere dimostrato considerando che, se la produzione di coppia fosse identica per tutti gli M cilindri, le armoniche di coppia motrice, analizzate cilindro per cilindro, differirebbero fra loro solo per un offset di fase. L' offset di fase ϕ_m per l'armonica 1 del m -esimo cilindro vale:

$$\phi_m = \frac{4\pi}{Z} \theta_m \quad (1.10)$$

dove θ_m é la posizione angolare del TDC, nota a partire dall'ordine di combustione. Considerando, per esempio, un motore con architettura L4 ed ordine di combustione 1-3-4-2, é semplice capire che vale:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= 0^\circ \\ \theta_2 &= 540^\circ \\ \theta_3 &= 180^\circ \\ \theta_4 &= 360^\circ \end{aligned} \quad (1.11)$$

La i -esima componente armonica di coppia applicata al motore può essere espressa, per l' m -esimo cilindro, nel modo seguente:

$$T_{engmi} = T_{engli} e^{ji\phi_m} \quad (1.12)$$

L'effetto complessivo agente sul sistema motore-driveline é dato dalla risultante di tutti i cilindri:

$$T_{eng i} = \sum_{m=1}^M T_{eng m i} = T_{eng l i} \sum_{m=1}^M e^{ji\phi_m} \quad (1.13)$$

E' semplice dimostrare che il termine $\sum_{m=1}^M e^{ji\phi_m}$ é diverso da 0 solo se $i=M, 2M, 3M, \dots$

In conclusione, per un motore con combustioni equi-spaziate, la componente armonica di interesse sarà $i_{sel} = M$ e il corrispondente ordine sarà $ORD_{sel} = M/2$, ossia l'ordine 2 dovrà essere scelto per una configurazione L4, l'ordine 3 per una configurazione V6, l'ordine 5 per un V10, e così via.

Per un motore con combustioni non equi-spaziate, la scelta dell'armonica di interesse si basa su criteri simili, ma il risultato può essere molto diverso. In questo caso infatti, anche le armoniche $i < M$ possono essere diverse da 0, con ampiezza anche maggiore rispetto ad $i = M$. La scelta dovrà quindi essere effettuata scegliendo l'ampiezza maggiore fra i termini $\sum_{m=1}^M e^{j i \theta_m}$, con i che varia fra 1 e $2M$.

Una volta scelta l'armonica di interesse ($i_{sel} = 2 \text{ } ORD_{sel}$), è possibile determinare il range di frequenze in cui il modello torsionale deve replicare correttamente il comportamento del sistema fisico. Detta RPM_{max} la massima velocità motore, la massima frequenza di interesse vale:

$$f_{max} = \frac{RPM_{max}}{60} ORD_{sel} \quad (1.14)$$

Se le combustioni sono equi-spaziate, l'Equazione (1.14) diventa:

$$f_{max} = \frac{RPM_{max}}{60} \frac{Z}{2} \quad (1.15)$$

f_{max} cresce al crescere della velocità di rotazione e del numero di cilindri. Normalmente f_{max} è inferiore a 400 Hz, corrispondente ad un motore 8 cilindri con velocità di rotazione massima pari a 6000 rpm o ad un 6 cilindri con velocità di rotazione massima pari a 8000 rpm. Tale frequenza è sufficientemente contenuta da poter presumere che la prima frequenza naturale dell'albero motore sia superiore ad f_{max} , pertanto il modello torsionale del sistema motore-driveline può essere significativamente semplificato, considerando l'albero motore come un corpo rigido.

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

Se il numero di cilindri o la velocità massima di rotazione crescono molto, ed f_{max} non é più inferiore alla prima frequenza naturale dell'albero motore, quest'ultimo non può più essere considerato un corpo rigido, e la coppia erogata dai cilindri non può più essere considerata applicata ad una singola inerzia. In questo caso é ancora possibile definire un modello torsionale del sistema, ma la procedura di stima coppia deve essere modificata e resa più complessa, come verrà meglio spiegato in seguito.

Una volta scelto il modello torsionale, è possibile scrivere le equazioni dinamiche del sistema nel modo seguente:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_0 \ddot{\theta}_0 + c_1 (\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_{eng}) + k_1 (\theta_0 - \theta_{eng}) = T_0 \\ I_{eng} \ddot{\theta}_{eng} + c_1 (\dot{\theta}_{eng} - \dot{\theta}_0) + c_2 (\dot{\theta}_{eng} - \dot{\theta}_2) + k_1 (\theta_{eng} - \theta_0) + k_2 (\theta_{eng} - \theta_2) = T_{eng} \\ \vdots \\ I_k \ddot{\theta}_k + c_k (\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_{k-1}) + c_{k+1} (\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_{k+1}) + k_k (\theta_k - \theta_{k-1}) + k_{k+1} (\theta_k - \theta_{k+1}) = T_k \\ \vdots \\ I_{N-1} \ddot{\theta}_{N-1} + c_{N-1} (\dot{\theta}_{N-1} - \dot{\theta}_{N-2}) + c_N (\dot{\theta}_{N-1} - \dot{\theta}_N) + k_{N-1} (\theta_{N-1} - \theta_{N-2}) + k_N (\theta_{N-1} - \theta_N) = T_{N-1} \\ I_N \ddot{\theta}_N + c_N (\dot{\theta}_N - \dot{\theta}_{N-1}) + k_N (\theta_N - \theta_{N-1}) = T_N \end{array} \right. \quad (1.16)$$

Sviluppando in serie di Fourier il sistema di Eq. (1.16), è possibile ottenere il seguente sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\omega^2 I_0 \theta_0 + j\omega c_1 (\theta_0 - \theta_1) + k_1 (\theta_0 - \theta_1) = T_0 \\ -\omega^2 I_1 \theta_1 + j\omega c_1 (\theta_1 - \theta_0) + j\omega c_2 (\theta_1 - \theta_2) + k_1 (\theta_1 - \theta_0) + k_2 (\theta_1 - \theta_2) = T_1 \\ \vdots \\ -\omega^2 I_k \theta_k + j\omega c_k (\theta_k - \theta_{k-1}) + j\omega c_{k+1} (\theta_k - \theta_{k+1}) + k_k (\theta_k - \theta_{k-1}) + k_{k+1} (\theta_k - \theta_{k+1}) = T_k \\ \vdots \\ -\omega^2 I_{N-1} \theta_{N-1} + j\omega c_{N-1} (\theta_{N-1} - \theta_{N-2}) + j\omega c_N (\theta_{N-1} - \theta_N) + k_{N-1} (\theta_{N-1} - \theta_{N-2}) + k_N (\theta_{N-1} - \theta_N) = T_{N-1} \\ -\omega^2 I_N \theta_N + j\omega c_N (\theta_N - \theta_{N-1}) + k_N (\theta_N - \theta_{N-1}) = T_N \end{array} \right. \quad (1.17)$$

Come discusso in precedenza, questa metodologia richiede solo la valutazione di una specifica componente armonica. Riscrivendo l'Equazione (1.17) in termini di coppia e velocità é possibile esprimere la fluttuazione di velocità nel modo riportato in Eq. (1.18).

$$\dot{\theta}_{eng\ i} = \sum_{k=1}^N \left[\frac{1}{\omega F_{eng\ k}(j\omega)} T_{k\ i} \right] \quad (1.18)$$

dove $F_{eng,k}(j\omega)$ é la Funzione di Trasferimento rappresentativa della correlazione esistente fra la i -esima componente armonica della velocità motore e la corrispondente componente armonica di coppia applicata alla k -esima inerzia del modello. Ma poiché tutte le componenti armoniche delle coppie applicate alle inerzie del modello (inclusa la coppia resistente), sono trascurabili (per via delle loro variazioni lente nel tempo) eccetto la coppia applicata all'inerzia motore, e l' Eq. (1.18) può essere quindi semplificata come segue:

$$\dot{\theta}_{eng\ i} = \frac{1}{\omega F(j\omega)} T_{eng\ i} \quad (1.19)$$

Come precedentemente discusso, questa semplificazione non é accettabile per motori con velocità di rotazione e numero di cilindri molto elevato, per i quali la prima frequenza naturale dell'albero motore può essere inferiore ad f_{max} . Infatti l'albero motore non può essere schematizzato come un'unica inerzia, e pertanto la coppia applicata dai cilindri deve essere applicata ad inerzie differenti. Pertanto, l' Eq. (1.18) non può essere semplificata.

Per potere applicare la stessa metodologia anche a queste particolari motorizzazioni, occorre fare alcune considerazioni aggiuntive. Ipotizzando che la coppia erogata da tutti i cilindri sia la stessa, é possibile applicare l'Eq.(1.13) nell'Eq. (1.18), e dopo alcuni calcoli risulta:

$$\dot{\theta}_{eng\ i} = \left(\sum_{m=1}^M \left[\frac{1}{\omega F_{eng\ m}(j\omega)} e^{j i \phi_m} \right] \right) T_{eng\ 1\ i} \quad (1.20)$$

L' Eq. (1.20) può quindi essere espressa in modo simile all'Eq. (1.19) ponendo:

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

$$\frac{1}{\omega F(j\omega)} = \sum_{m=1}^M \left[\frac{1}{\omega F_{eng\ m}(j\omega)} e^{j i \phi_m} \right] \quad (1.21)$$

L' espressione matematica della $F(j\omega)$ dipende dalla complessità del modello a parametri concentrati usato per riprodurre il comportamento torsionale del sistema motore-driveline, ossia dal numero di frequenze naturali collocato all'interno del range di frequenze di interesse (corrispondente alla i -esima componente armonica). Sia nel caso in cui il motore sia montato a bordo veicolo, sia nel caso in cui sia montato in un banco prova, le più basse frequenze naturali della driveline sono solitamente all' interno del range di frequenze di interesse: la maggior parte delle driveline richiede 2 o 3 inerzie. Nel caso in cui la complessità della driveline aumenti, dovrebbe aumentare anche la complessità dell'espressione matematica. In ogni caso, sarà sempre possibile descrivere una relazione fra le corrispondenti componenti armoniche della coppia e della velocità, attraverso una Funzione di Trasferimento ($F(j\omega)$), che dipende solo dalla configurazione motore-driveline in esame.

$F(j\omega)$ può essere determinata a partire da una rappresentazione CAD del sistema, ma questo modo di procedere richiede una conoscenza estremamente precisa dei valori di inerzie, rigidzze e smorzamenti del sistema. Per questa ragione si è preferito valutare $F(j\omega)$ in modo sperimentale, attraverso dei test eseguiti ad hoc. Riscrivendo l'Eq. (1.19) in modo da esplicitare la funzione di trasferimento, $F(j\omega)$ può essere determinata nel modo seguente:

$$F(j\omega) = \frac{T_{eng\ i}}{\omega \dot{\theta}_{eng\ i}} \quad (1.22)$$

Durante i test sperimentali sono stati acquisiti il segnale in uscita dal sensore induttivo affacciato alla ruota fonica, con cui è equipaggiata la vettura in esame, e i segnali provenienti dai trasduttori di pressione in camera di combustione. Queste sole misure sono sufficienti per determinare il valore di tutte le grandezze presenti nell'Eq. (1.22). Dal segnale proveniente dal sensore induttivo è possibile calcolare la velocità istantanea di rotazione del motore, da

cui poi si può valutare direttamente la componente armonica di interesse. Per quanto riguarda invece la coppia applicata al motore, questa non può essere misurata direttamente, tuttavia può essere valutata come differenza fra la coppia indicata e la coppia di inerzia alterna.

L'Eq. (1.23) consente di calcolare la coppia indicata erogata dal generico m -esimo cilindro a partire dalla misura di pressione in camera effettuata sul cilindro stesso.

$$T_{ind,m}(\theta_m) = A_p r p_m(\theta_m) f(\theta_m) \quad (1.23)$$

dove:

- $m =$ indice cilindro;
- $A_p =$ area del pistone;
- $r =$ raggio di manovella;
- $\theta_m =$ posizione angolare del cilindro m ;
- $p_m(\theta_m) =$ pressione relativa all'interno del cilindro m ;
- $f(\theta_m) = \sin(\theta - \theta_{TDCm}) + \frac{\lambda \sin(2(\theta - \theta_{TDCm}))}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta - \theta_{TDCm})}}$

Per quanto riguarda le coppie di inerzia alterna, esse dipendono solamente dalle masse in moto alterno (M_{eq} , pari alla somma delle masse del pistone, degli anelli di tenuta, dello spinotto e di 1/3 della biella) e dalla geometria del manovellismo attraverso l'Equazione (1.24).

$$\begin{aligned} T_m &= M_{eq} r^2 f(\theta_m) \left[f(\theta_m) \ddot{\theta}_m + \frac{df(\theta_m)}{d\theta_m} \dot{\theta}_m^2 \right] \cong \\ &\cong M_{eq} r^2 f(\theta_m) \frac{df(\theta_m)}{d\theta_m} \dot{\theta}_m^2 \end{aligned} \quad (1.24)$$

Le considerazioni fatte per le coppie valgono anche nel caso delle armoniche, pertanto l'armonica di coppia applicata a ciascun cilindro può

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

essere valutata come differenza fra l'armonica di coppia indicata e l'armonica di coppia di inerzia alterna relative al cilindro stesso.

Introducendo quindi la coppia applicata al motore nell' Equazione (1.22), é possibile ottenere:

$$F(j\omega) = \frac{T_{ind\ i} - T_{r\ i}}{\omega \dot{\theta}_{eng\ i}} = \frac{T_{ind\ i} - M_{eq} \cdot \hat{T}_{r\ i}}{\omega \dot{\theta}_{eng\ i}} \quad (1.25)$$

Dove $\hat{T}_{r\ i}$ è l'armonica di coppia di inerzia alterna normalizzata rispetto alle masse in moto alterno. Le considerazioni fin qui esposte dimostrano dunque che é possibile, attraverso l'Eq.(1.25), effettuare una determinazione sperimentale della Funzione di Trasferimento rappresentativa della correlazione fra le corrispondenti armoniche di coppia e velocità.

Occorre però tenere in considerazione anche due ulteriori aspetti che possono mettere in crisi questo approccio. In primo luogo, è difficile conoscere con precisione il valore delle masse in moto alterno. Osservazioni sperimentali hanno dimostrato che anche piccoli errori nella loro valutazione (dell' ordine dell' 1%) comportano errori inaccettabili sulla stima dell'armonica di coppia. Un secondo aspetto da tenere in considerazione é il fatto che nell'intorno di un certo valore di frequenza, ovvero di regime di rotazione, la coppia indicata tende ad uguagliare la coppia di inerzia alterna, dando luogo ad una forma indeterminata del tipo 0/0, che non permette di avere informazioni significative sulla $F(j\omega)$ in quella regione. Infatti, mentre la fluttuazione di coppia di inerzia dipende direttamente dalla velocità motore, la coppia indicata dipende prevalentemente dal carico. Per chiarire questa considerazione, Figura 1.6 riporta un confronto, per $ORD = 2$, fra le fluttuazioni di coppia indicata e coppia di inerzia alterna in un test effettuato in rampa (accelerazione/decelerazione) sul motore Diesel 1.3 per cui é stata sviluppata la metodologia di stima. La figura mette in evidenza chiaramente due condizioni operative in cui i moduli delle armoniche di coppia si compensano: in fase di accelerazione a 3500 rpm ed in decelerazione a circa 2300 rpm.

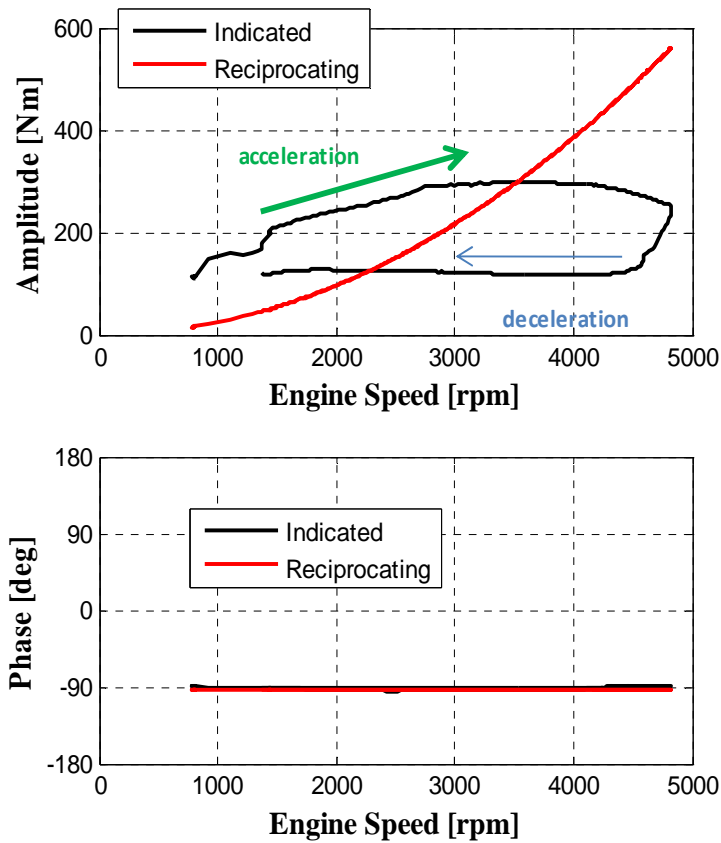


Figura 1.6: Ampiezza e fase della armonica 4 di coppia indicata e coppia di inerzia valutate per un test in rampa (accelerazione/decelerazione).

Anche se queste problematiche sembrano costituire un limite della procedura di identificazione della funzione di trasferimento, entrambe le criticità possono essere superate considerando una condizione di funzionamento in cui il motore viene trascinato senza iniezione di combustibile (detta "cutoff"). In particolare, applicando l'Eq. (1.25) ad un test effettuato in trascinato, si può scrivere:

$$F(j\omega) = \frac{T_{ind\ cutoff\ i} - T_{ri}}{\omega \dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}} \quad (1.26)$$

Quindi, combinando fra loro le Eq. (1.25) e (1.26), si ottiene:

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

$$F(j\omega) = \frac{T_{ind\ i} - T_{ind\ cutoff\ i}}{\omega (\dot{\theta}_{eng\ i} - \dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i})} \quad (1.27)$$

Attraverso l'Equazione (1.27) è stato quindi possibile valutare la Funzione di Trasferimento semplicemente misurando le fluttuazioni di velocità ($\dot{\theta}_{eng}$) e la pressione in camera (T_{ind}) sia durante test con combustione che durante test in trascinato effettuati alla stessa velocità di rotazione. La procedura di identificazione è stata effettuata sia attraverso test in stazionario che attraverso dei test in rampa.

Come detto, la procedura di determinazione sperimentale della TF è stata inizialmente sviluppata per un motore Diesel Common-Rail Multijet sovralimentato, con architettura L4, montato sulla vettura Fiat Punto 1.3 E5 95 cv. Le principali caratteristiche di tale motore sono riportate in Tabella 1.1.

Cilindrata	1248 cm ³
Architettura	L4 CI Sovralimentato
Sistema di Iniezione	Common Rail Multijet
Alesaggio	69.6 mm
Corsa	82 mm
Lunghezza Biella	131.33 mm
Rapporto di Compressione	16.8
N. Valvole	4 per cilindro
Potenza Massima	95 cv @ 4000 rpm
Coppia Massima	200 Nm @ 1750 rpm
Ordine di Combustione	1-3-4-2
N. Denti Ruota Fonica	60-2

Tabella 1.1: specifiche tecniche del motore in analisi.

I test sono stati eseguiti in una cella con banco a rulli ad alta velocità, sul quale possono essere raggiunte velocità dell'ordine di 180 km/h, decisamente superiori alle velocità massime della vetture in esame.

In ogni campagna sperimentale sono stati acquisiti i segnali di pressione in camera di combustione ed il segnale proveniente dal sensore induttivo affacciato sulla ruota fonica, mediante oscilloscopio, con un campionamento alla frequenza di 100 kHz su ogni canale (Simultaneous Sampling). Parallelamente a queste sono state acquisite, a bassa frequenza (200 Hz), altre grandezze motoristiche di interesse tramite un opportuno hardware ed il software INCA, in grado di interfacciarsi con la centralina. Figura 1.7 mostra l'allestimento per le prove sperimentali effettuate sulla vettura al banco a rulli.



Figura 1.7: Allestimento per prove sperimentali su vettura al banco a rulli.

Durante l'esecuzione delle prove si è cercato di esplorare varie tipologie di condizioni di funzionamento motore (stazionari, accelerazioni e decelerazioni lente e veloci, prove con squilibri nella massa di combustibile iniettata cilindro per cilindro...), in modo da considerare una casistica di situazioni più vasta possibile. Allo stesso tempo però, si è cercato di conferire una certa ripetitività alle prove, per rendere i set confrontabili fra loro. Per la determinazione

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

sperimentale della Funzione di Trasferimento assumono particolare importanza le rampe (accelerazioni/decelerazioni), che permettono di esplorare tutto il campo di funzionamento del motore in un tempo relativamente breve.

I segnali di pressione e velocità sono acquisiti con una frequenza di campionamento pari a 100 kHz, pertanto in base tempo. Tuttavia, ai fini di questa analisi, è necessario conoscere gli andamenti di pressione e velocità in base angolo (specialmente per le rampe, per le quali un ciclo motore è composto da un numero di campioni sempre variabile anche all'interno di un singolo test, essendo variabile la velocità di rotazione motore) pertanto è stato necessario eseguire un processo di sincronizzazione dei dati.

Prima di eseguire l'operazione di ricampionamento in base angolo, occorre però stimare in qualche modo l'influenza di due parametri non noti:

- Incertezza angolare nel calettamento della ruota fonica (***dang*** - errore *angolare* costante)
- Ritardo proprio del sensore VRS (***ritardo*** - errore *temporale* costante)

Per fare questo, si è pensato di considerare solo i test effettuati in cutoff, in modo da scegliere valori di *dang* e *ritardo* che permettessero di ottenere un valore plausibile di “*loss angle*”. Si definisce *loss angle* il valore angolare di cui il picco di pressione, in un ciclo senza combustione, si presenta in anticipo rispetto al PMS. La ragione per cui il picco si presenta in anticipo è sostanzialmente la fuoriuscita di gas dalle tenute, che dipende dalla temperatura di parete e dalla velocità di rotazione, perché al crescere della velocità di rotazione del motore diminuisce il tempo che il gas ha a disposizione per fuoriuscire dalle tenute. Per motori come quello in esame, il *loss angle* assume tipicamente valori compresi fra 0.8 °CA (a basso regime) e 0.6 °CA (ad alto regime), pertanto si sono scelti due valori di *dang* e *ritardo* che permettessero di ottenere un andamento delle posizioni dei picchi di pressione rispetto al PMS simile a quello rappresentato in Figura 1.8.

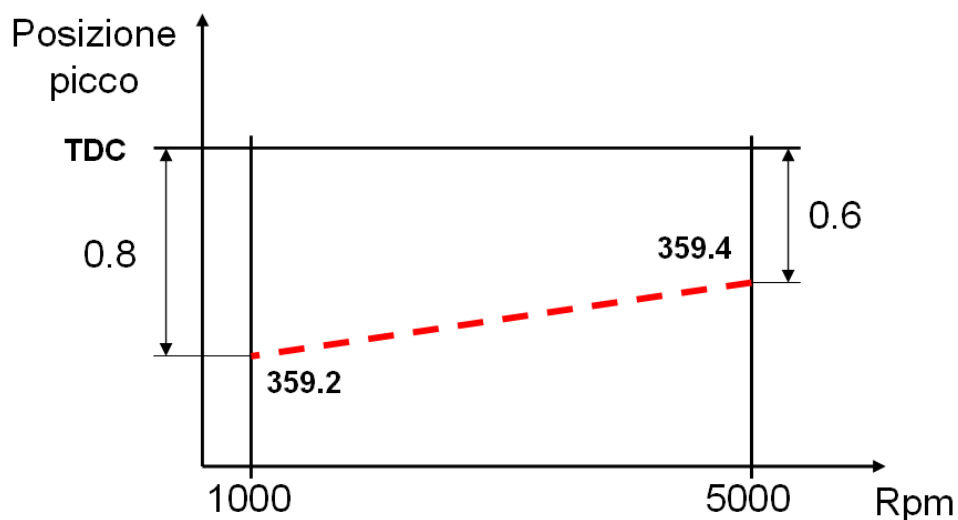


Figura 1.8: *posizione teorica dei picchi di pressione rispetto a cui vengono determinati i valori di dang e ritardo.*

In figura 1.9 è riportato l'andamento delle posizioni dei picchi di pressione ottenute, nei cicli senza combustione, analizzando i dati sperimentali, da cui è subito possibile notare una leggera dispersione dei valori (sia fra un cilindro e l'altro che per ciascun cilindro) rispetto all'andamento teorico lineare.

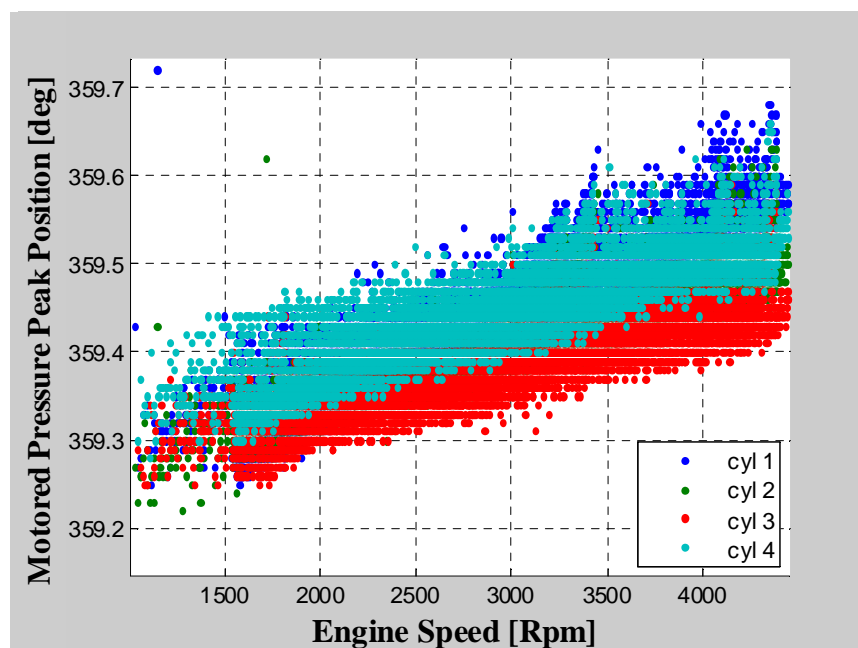


Figura 1.9: *posizione teorica dei picchi di pressione nei cicli senza combustione.*

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

Per la vettura in esame, i valori di *dang* e *ritardo* così identificati valgono rispettivamente -0.65 [deg] e 25 [μ s].

Una volta identificati i suddetti valori, é stato possibile sincronizzare i segnali di pressione e velocità su base angolare (un campione a grado) ed utilizzare il segnale di pressione per valutare la coppia indicata tramite l'Eq. (1.23).

Una volta determinate coppia indicata e velocità per cicli di funzionamento alla stessa velocità di rotazione (uno con combustione ed uno in *cutoff*), é possibile estrarre le componenti armoniche di interesse e calcolare la Funzione di Trasferimento rappresentativa del comportamento torsionale del sistema all'interno del range di frequenze di interesse. Trattandosi di un motore con 4 cilindri in linea e combustioni equispaziate, $ORD = 2$ sarà l'ordine motore da tenere in considerazione per questa analisi. Infatti la quarta componente armonica dello sviluppo in serie di Fourier (su un ciclo di funzionamento) è quella in corrispondenza della quale sia la coppia indicata che la velocità motore presentano la massima ampiezza di oscillazione. La scelta dell'ordine motore caratteristico permette di determinare l'intervallo di frequenze in cui la TF deve essere rappresentativa del comportamento torsionale del sistema. Per il motore considerato, la cui velocità di rotazione è compresa circa fra 900 e 4500 rpm, l'intervallo di frequenze di interesse va da 30 a 150 Hz. Modulo e fase della TF identificata sperimentalmente sono riportati in Figura 1.10.

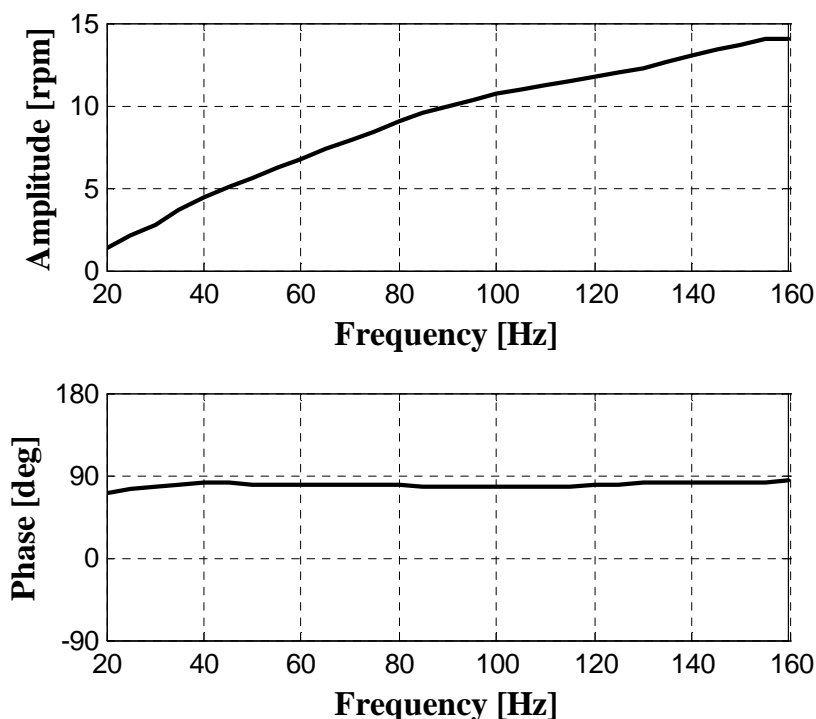


Figura 1.10: Modulo e Fase della TF valutata nel range di frequenze corrispondente all'ordine motore 2.

1.3 Stima della Fluttuazione di Coppia Indicata a Bordo Veicolo

Una volta dimostrato che lo sviluppo di un modello torsionale del sistema motore-driveline di una vettura consente di esprimere le relazioni esistenti fra coppia e velocità motore, il passo successivo é stato quello di verificare la possibilità di utilizzare la Funzione di Trasferimento determinata sperimentalmente per effettuare una stima "real-time" della fluttuazione di coppia indicata di interesse. L'idea alla base della procedura di stima real-time é semplicemente quella di esplicitare, a partire dall' Eq. (1.27), il termine relativo alla i -esima componente armonica di coppia indicata in una generica condizione operativa, ottenendo:

$$T_{ind\ i} = T_{ind\ cutoff\ i} + F(j\omega)\omega(\dot{\theta}_{eng\ i} - \dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}) \quad (1.28)$$

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

L'Eq. (1.28) mostra che l'armonica di coppia indicata, in una generica condizione operativa, può essere determinata come funzione del modello torsionale ($F(j\omega)$, valutata offline), delle armoniche di coppia indicata e velocità in rilascio, e dall'armonica di velocità misurata nella condizione operativa in cui si vuole stimare l'armonica di coppia. Occorre però sottolineare che la presente metodologia richiede una misura molto accurata delle fluttuazioni di velocità, dato che qualunque tipo di errore presente nella valutazione delle armoniche di velocità si rifletterà necessariamente sulla stima delle corrispondenti armoniche di coppia. Sfortunatamente, l'accuratezza delle misure di velocità effettuate a bordo veicolo viene molto ridotta dalla scarsa accuratezza di lavorazione delle ruote foniche utilizzate per normali applicazioni automotive. Gli errori di spaziature dei denti causano degli evidenti errori nella valutazione della velocità istantanea, come è possibile vedere in Figura 1.11, che rappresenta la velocità istantanea per un test effettuato, sul motore Diesel L4 in analisi, a 2650 rpm e 5 bar di pmi.

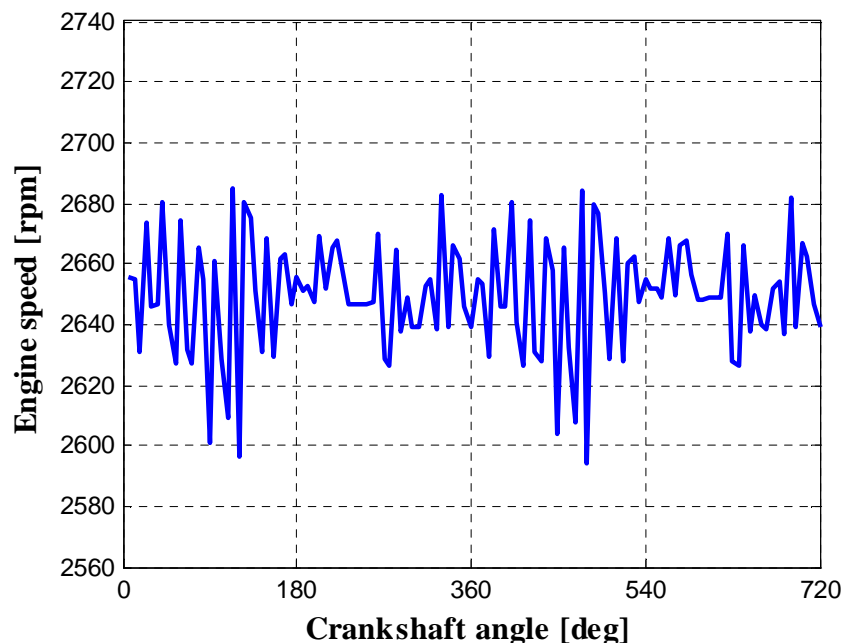


Figura 1.11: Segnale di Velocità istantanea per un ciclo motore effettuato, con il motore Diesel L4 in analisi, a 2650 rpm e 5 bar di pmi.

In Figura 1.11 é possibile vedere la presenza di una oscillazione ad alta frequenza causata dai difetti di fabbricazione della ruota fonica, che nasconde completamente l'oscillazione corrispondente all'ordine 2, caratteristica del motore in esame. Figura 1.12 riporta un confronto fra cicli motore effettuati alla stessa velocità di rotazione ma a carichi differenti. Anche in questo caso risulta molto difficile riconoscere la presenza della oscillazione di ordine 2, dal momento che a tutti i segnali é sovrapposto un rumore ad alta frequenza.

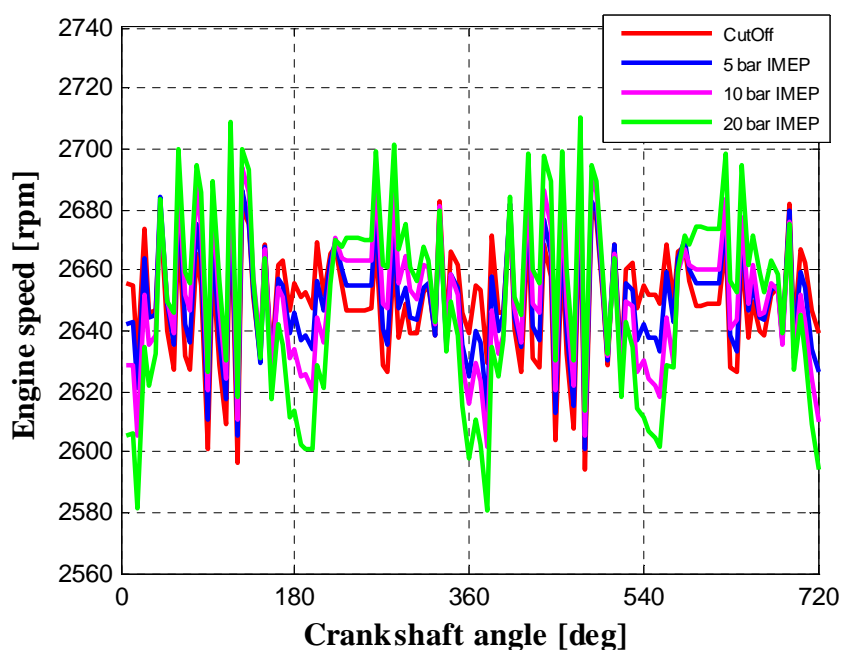


Figura 1.12: Segnale di Velocità istantanea per cicli motore effettuati a 2650 rpm e carichi diversi.

A questo punto però, é importante notare che la fluttuazione di velocità entra all'interno della procedura di stima attraverso l'Equazione (1.28), in cui viene confrontata con la corrispondente fluttuazione per un ciclo in cutoff. Dato che entrambi i segnali sono affetti dagli stessi errori di spaziatura, questi vengono automaticamente compensati attraverso la differenza. Figura 1.13 mostra le differenze fra i cicli riportati in Figura 1.12 ed il ciclo effettuato in trascinato: é possibile notare che la differenza di velocità permette di compensare bene la fluttuazione ad alta frequenza, rendendo ben visibile quella associata all'ordine 2.

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

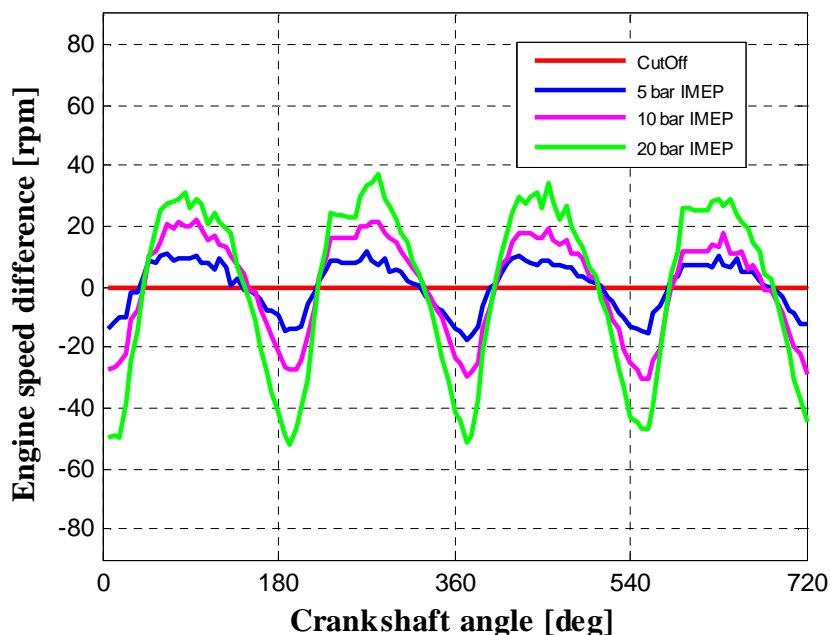


Figura 1.13: Differenze di Velocità istantanea per cicli motore effettuati a 2650 rpm e carichi diversi.

Pertanto questo tipo di metodologia "alle differenze", implementabile attraverso l'Eq. (1.28), permette di essere robusti anche rispetto ad errori sistematici nella catena di misura della velocità.

Tuttavia, affinché la procedura sia applicabile, occorre conoscere anche i valori della i -esima armonica di coppia indicata ($T_{ind\ cutoff\ i}$) e velocità ($\dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}$). Per quanto riguarda l'armonica di velocità ($\dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}$), questa è nota, perché può essere direttamente misurata utilizzando il sensore di velocità con cui la vettura è equipaggiata. Durante una fase di rilascio, è possibile infatti calcolare modulo e fase dell'armonica di velocità di interesse, salvando i valori calcolati in una mappa in funzione del regime. La suddetta mappa potrà poi essere utilizzata per ottenere il valore di $\dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}$, da inserire nell' Eq. (1.28) per stimare l'armonica di coppia $T_{ind\ i}$, per cui è noto il valore medio della velocità di rotazione. Con riferimento al motore Diesel 4 cilindri per cui è stata inizialmente sviluppata la procedura di stima coppia ed MFB50, si è quindi effettuato un "cutoff di riferimento", che consentisse di esplorare tutto il campo di funzionamento del motore in esame, compreso all'incirca fra 1000 e 4500

rpm. Figura 1.14 riporta l'andamento della velocità motore durante questo test di riferimento.

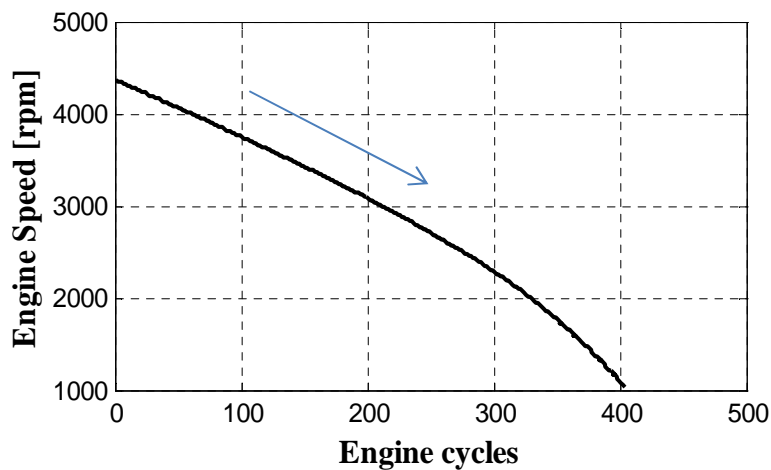


Figura 1.14: *Variazione della velocità motore durante il test di riferimento (cut-off).*

Come precedentemente spiegato, durante il test di Figura 1.14 é stato possibile calcolare, ciclo per ciclo, l'armonica di velocità corrispondente all'ordine motore caratteristico ($ORD = 2$). Attraverso questa procedura, implementabile anche a bordo veicolo e in tempo reale, é stato possibile ottenere gli andamenti di modulo e fase rappresentati in Figura 1.15.

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

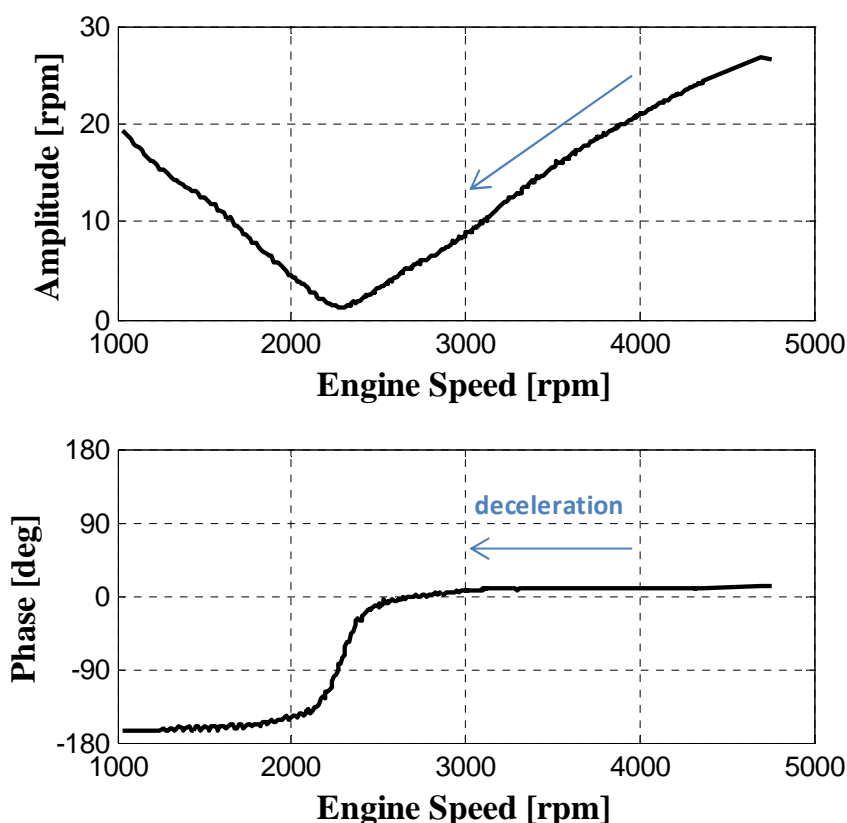


Figura 1.15: Armonica 4 della velocità per un rilascio effettuato senza iniezione di combustibile.

E' interessante notare che sia il modulo che la fase dell'armonica di velocità mostrano una discontinuità in corrispondenza dei 2300 rpm circa. In particolare, in corrispondenza di tale velocità, il modulo tende ad annullarsi mentre la fase si sposta da un valore prossimo a 0 fino a circa -180 gradi. Questo risultato é dovuto alla modalità in cui si combinano gli effetti delle fluttuazioni di coppia indicata e di inerzia alterna: ad alti giri infatti, la fluttuazione di velocità misurata é prevalentemente influenzata dalle coppie di inerzia alterna, che tendono a crescere all'aumentare del regime secondo l'andamento riportato in Figura 1.5. A bassi giri, al contrario, prevale l'effetto della coppia indicata, il cui modulo uguaglia quello della coppia di inerzia, in condizioni di rilascio, proprio in corrispondenza di 2300 rpm, dove si assiste anche all'inversione della fase dell'armonica di velocità.

Per quanto riguarda invece l'armonica di coppia indicata, questa può essere valutata dalle sole misure di pressione di sovralimentazione e regime motore. Nel caso in cui non venga iniettato combustibile infatti, la pressione in camera (e di conseguenza la coppia indicata) dipende solo dal riempimento del cilindro, che è determinato prevalentemente dai valori di regime e pressione di sovralimentazione.

Una volta determinati i coefficienti di correlazione che legano l'armonica di coppia indicata ai valori di regime e pressione di sovralimentazione, la suddetta correlazione può essere utilizzata a bordo veicolo per stimare l'armonica di coppia indicata, per il ciclo effettuato in cutoff ($T_{ind\ cutoff\ i}$) da inserire in Eq. (1.28). Riguardo al motore Diesel in esame, la correlazione identificata per la stima è riportata in Eq. (1.29).

$$\begin{aligned} abs(T_{ind\ cutoff\ i}) [Nm] &= -19.8 + 118 \cdot P_{Boost} [bar] + 4.09 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{\theta}_{eng} [rpm] \\ angle(T_{ind\ cutoff\ i}) [deg] &= -90 \end{aligned} \quad (1.29)$$

Figura 1.16 riporta invece i risultati ottenuti, in termini di stima dell'armonica 4 di coppia indicata, durante il cutoff di riferimento.

1. Analisi delle Correlazioni fra Coppia e Velocità

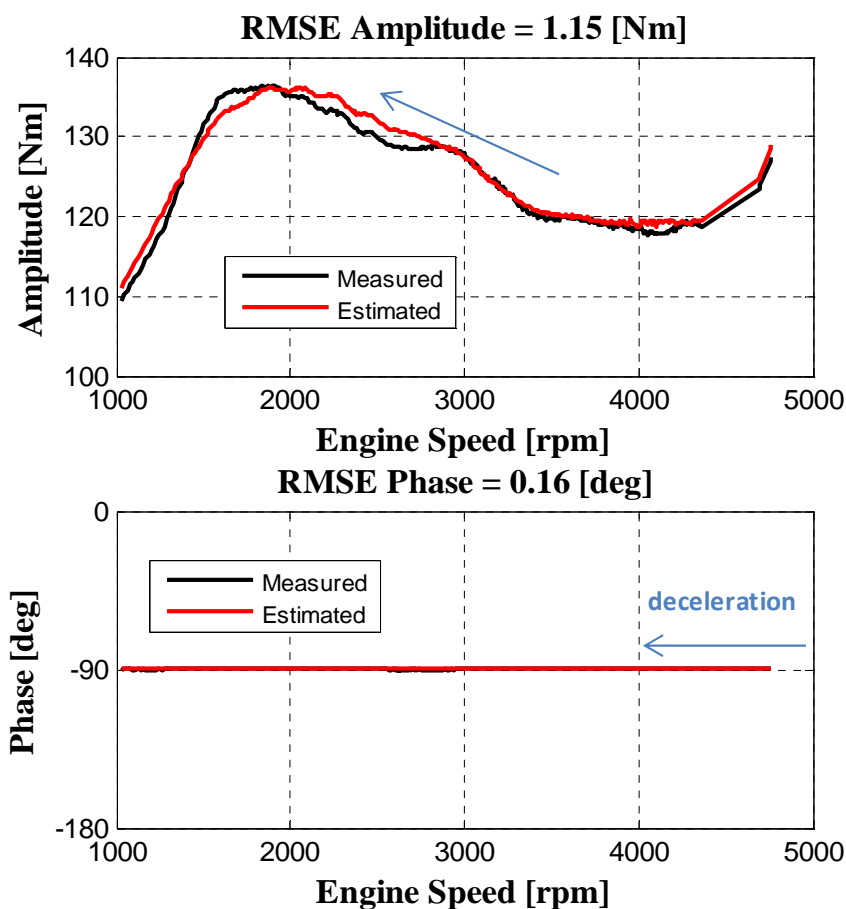


Figura 1.16: Ampiezza e fase della armonica 4 di coppia indicata durante il cutoff di riferimento.

In conclusione, tutti i termini che compaiono nell' Eq. (1.28) possono essere misurati o stimati a bordo veicolo, ad eccezione della Funzione di Trasferimento, che può essere determinata offline. Inoltre, il "cutoff di riferimento" utilizzato all'interno della procedura di stima della fluttuazione di coppia indicata può essere aggiornato durante la vita del sistema, aggiornando le valutazioni di $T_{ind\ cutoff\ i}$ e $\dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}$ in modo da tenere conto di eventuali fenomeni di "invecchiamento" del sistema motore-driveline.

L' intera metodologia di stima dell'armonica di coppia indicata, riassunta nell'Eq. (1.28), é stata applicata ad alcuni test effettuati sul motore Diesel in esame, ottenendo i risultati riportati in Tabella 1.2.

RMSE Ampiezza [Nm]	RMSE Fase [deg]
3.42	0.92

Tabella 1.2: *Stima dell'Armonica 4 di coppia indicata - Risultati.*

In Figura 1.17 sono riportati i risultati ottenuti applicando la metodologia di stima al test in rampa precedentemente rappresentato in Figura 1.5.

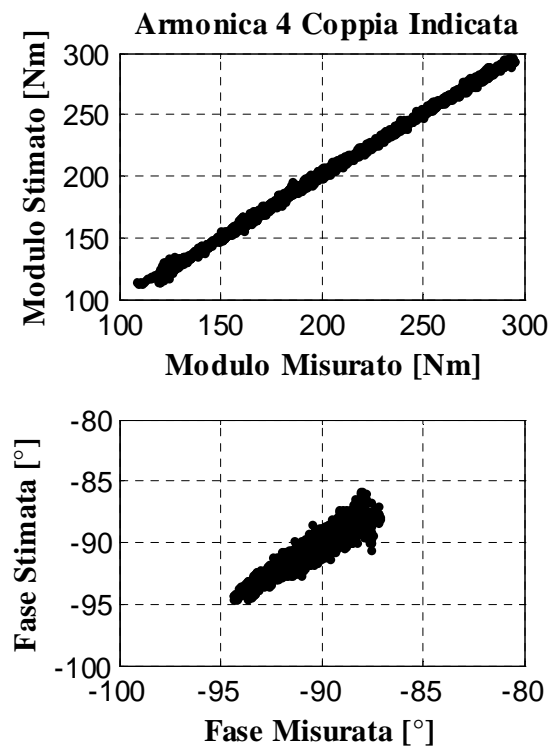


Figura 1.17: *Stima di modulo e fase della armonica 4 di coppia indicata e coppia di inerzia valutate per un test in rampa (accelerazione/decelerazione)..*

2. Stima della Coppia Indicata

Una volta valutata l'armonica di coppia indicata caratteristica del motore in esame, il passo successivo della procedura di stima consiste nella determinazione del valore medio della coppia indicata per ciascun ciclo di funzionamento e dello squilibrio fra la stessa coppia media e quella erogata da ciascun cilindro. Questa sezione della tesi descrive quindi la parte dell'algorithm di stima evidenziata in Figura 2.1.

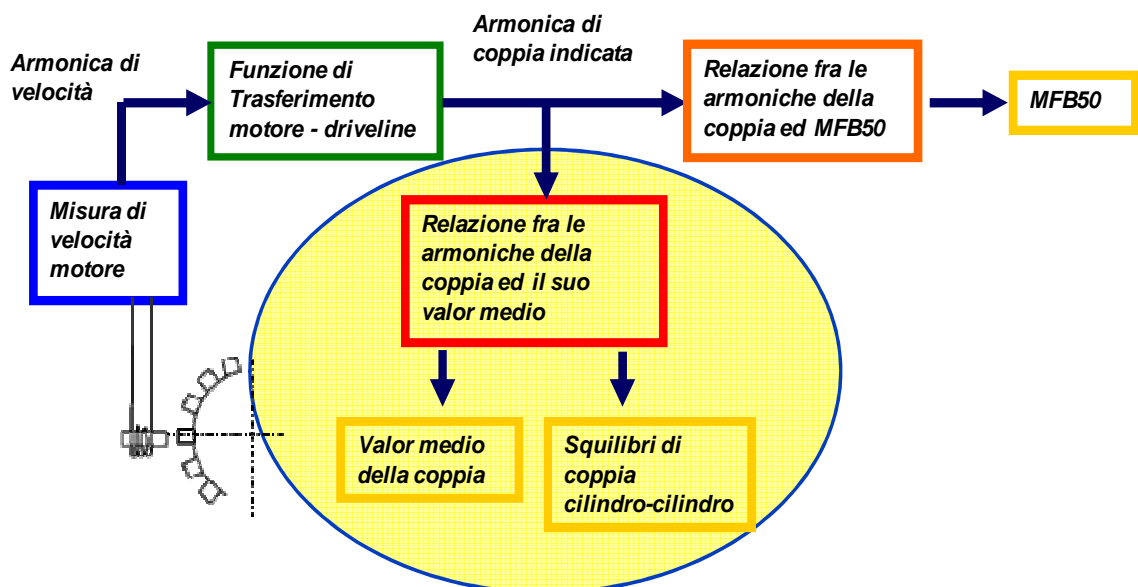


Figura 2.1: Schema della Metodologia di Stima Coppia ed MFB50, in evidenza la parte relativa alle correlazioni utilizzate per la Stima della Coppia media.

2.1 Stima della Coppia Media erogata sul ciclo

La valutazione del valore medio della coppia indicata viene eseguita cercando di determinare una relazione che leghi la coppia stessa con il valore della sua fluttuazione (che può essere stimata a partire dalla misura della velocità istantanea). Come noto, il valore della coppia indicata dipende dal valore della pressione in camera, ed in particolare dall'ampiezza della sua fluttuazione, pertanto è lecito pensare che il valore medio della coppia indicata possa dipendere in modo pressoché lineare dal modulo della fluttuazione di coppia indicata corrispondente all'ordine motore caratteristico del motore in esame. Questa considerazione è normalmente valida per i motori aspirati, ovvero per tutti quei motori che aspirano aria da un ambiente a pressione atmosferica.

La situazione è invece significativamente diversa per i motori sovralimentati. In questo caso infatti, la coppia indicata mostrerà una dipendenza dal riempimento del cilindro, ovvero da tutte quelle grandezze che lo determinano, quali ad esempio la pressione di sovralimentazione ed il regime. Figura 2.2 riporta la correlazione esistente fra la quarta armonica della coppia indicata, il modulo della sua fluttuazione e la pressione di sovralimentazione nel caso del motore Diesel in esame.

2. Stima della Coppia Indicata

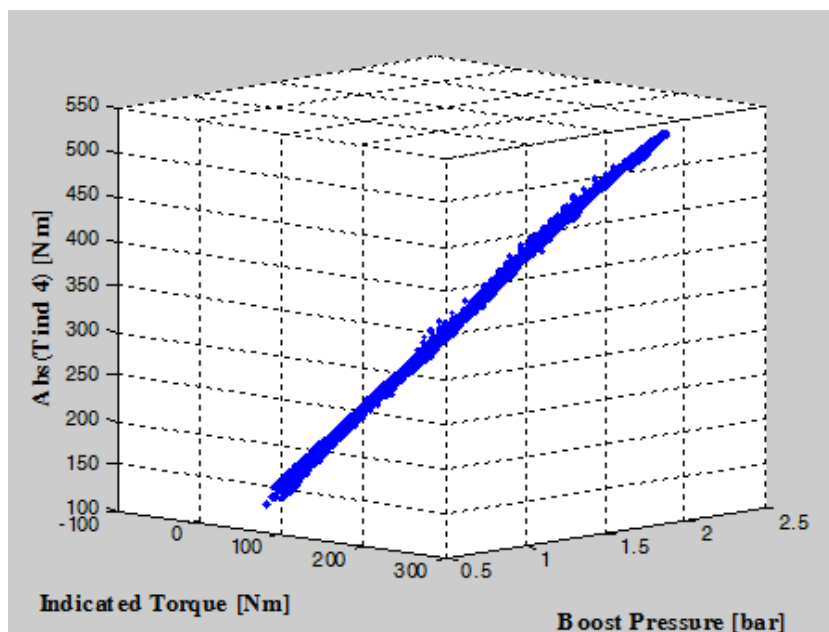


Figura 2.2: correlazione fra la quarta armonica della Coppia Indicata, il suo valore medio e la pressione di sovralimentazione.

L'analisi delle correlazione fra il valor medio della coppia indicata, la sua armonica caratteristica (armonica 4 per il motore considerato) e le grandezze che influiscono sul riempimento del cilindro (pressione di sovralimentazione e regime), ha consentito di identificare dei coefficienti di correlazione utilizzabili a bordo veicolo per stimare, ciclo per ciclo, il valore medio della coppia indicata. I coefficienti di correlazione identificati per il motore in esame sono riportati in Eq. (2.1).

$$T_{indicata}[Nm] = 14.30 +$$

$$-12271 \cdot P_{boost}[bar] - 0.0033 \cdot \bar{\theta}[rpm] - 0.96 \cdot \left(\sum_{m=1}^M T_{indmi} \right) [Nm] \quad (2.1)$$

E' importante notare che tutte le grandezze che compaiono in Eq. (2.1) possono essere valutate a bordo veicolo: l'armonica di coppia indicata può essere stimata, utilizzando la metodologia descritta nel paragrafo precedente, a partire dalla misura del segnale di velocità, mentre il regime e la pressione di sovralimentazione possono essere direttamente misurati da sensori applicati al propulsore.

La relazione identificata è stata quindi utilizzata, in numerose prove sperimentali, per stimare la coppia indicata media sul ciclo, ottenendo un errore medio, valutato in termini di scarto quadratico medio, pari a 4.18 Nm. Figura 2.3 mostra, ad esempio, il risultato ottenuto per un test effettuato accelerando e decelerando il motore in seconda marcia.

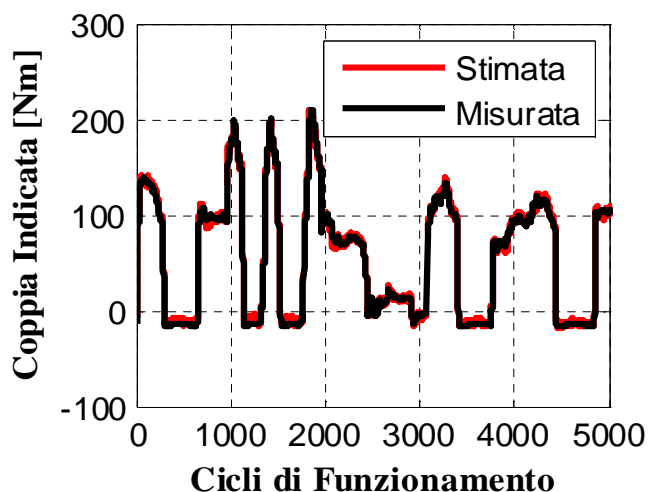


Figura 2.3: Risultato ottenuto applicando la metodologia di stima della coppia indicata ad un test effettuato accelerando e decelerando il motore in seconda marcia.

Figura 2.4 riporta infine la distribuzione probabilistica dell'errore, inteso come differenza fra coppia misurata e coppia stimata.

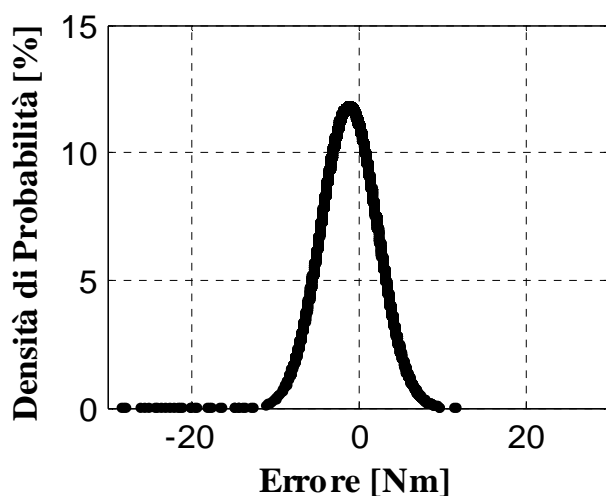


Figura 2.4: Densità di probabilità dell'errore ottenuto per il test effettuato in seconda marcia.

2.2 Stima degli Squilibri di Coppia fra i Cilindri

Nel paragrafo precedente è stata discussa la procedura che consente di determinare la coppia indicata media sul ciclo a partire dalla misura della velocità istantanea di rotazione dell' albero motore e di altre grandezze motoristiche quali regime e pressione di sovralimentazione. Tuttavia, le richieste sempre più esigenti sul controllo della combustione e sul miglioramento della guidabilità, richiedono anche la valutazione della coppia indicata erogata da ciascun cilindro.

L'idea iniziale, per stimare la coppia erogata da ciascun cilindro, è stata quella di sfruttare la correlazione esistente fra la fluttuazione della coppia indicata e la fluttuazione della velocità motore, entrambe valutate sulla finestra angolare corrispondente alla combustione di ciascun cilindro (ovvero valutando l'armonica 1 su 180 gradi al posto dell'armonica 4 su 120 gradi). Una volta misurata l'armonica 1 di velocità (valutata su 180 gradi), analogamente a quanto fatto per l'armonica corrispondente all'ordine caratteristico attraverso l'Eq. (1.28), dovrebbe essere possibile stimare la corrispondente armonica di coppia indicata nel modo seguente:

$$T_{ind\ m1} = T_{ind\ cutoff\ i} + F(j\omega)\omega(\dot{\theta}_{eng\ m1} - \dot{\theta}_{eng\ cutoff\ i}) \quad (2.2)$$

determinando successivamente il valore della coppia media erogata da ciascun cilindro attraverso l'Eq. (2.1) (dividendo per il numero di cilindri).

Tuttavia questa idea non è risultata praticamente applicabile, principalmente per via degli errori di calettamento e di lavorazione che le normali ruote foniche in commercio presentano (come discusso nel capitolo precedente).

Il problema fondamentale riscontrato in questa attività è il fatto che, considerando il segnale di velocità nell'arco angolare corrispondente alla fase di combustione di ciascun cilindro, l'armonica 1 calcolata su quel tratto risulta distorta rispetto all'armonica 4 calcolata sul ciclo motore. Queste distorsioni sono spiegabili solo in minima parte con reali squilibri nella massa di

combustibile iniettata da cilindro a cilindro, pertanto l'applicazione della procedura porta a commettere errori di entità inaccettabile sulla stima della coppia. Per chiarire questo aspetto, Figura 2.5 mostra un confronto fra il valore della coppia media stimata sul ciclo motore (in nero), e quella stimata cilindro per cilindro (in rosso), moltiplicata per 4 in modo da essere resa confrontabile con la precedente.

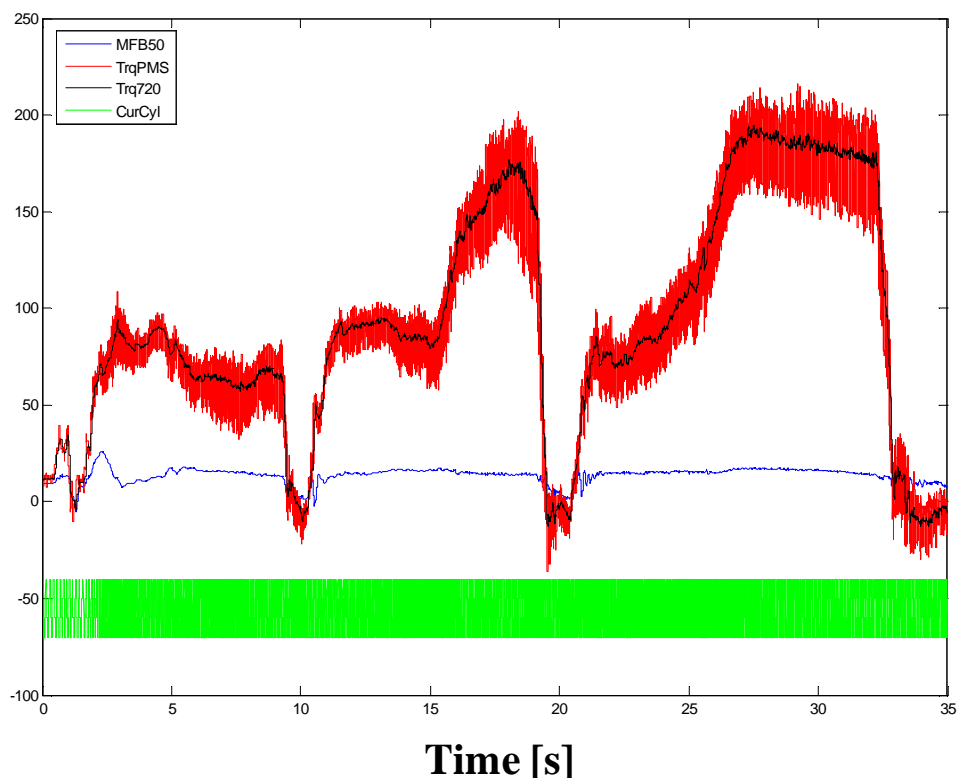


Figura 2.5: Confronto fra la coppia stimata sul ciclo (in nero) e cilindro per cilindro (in rosso).

Risulta evidente che l'andamento in rosso è del tutto inaccettabile, dato che si notano oscillazioni intorno al valore medio fino a 50 Nm su un fondo scala di circa 200 Nm. Le oscillazioni riscontrate sono appunto dovute ad errori nella misura di velocità, che in questo caso non possono essere adeguatamente compensati con una metodologia "alle differenze", dato che gli errori indotti nel calcolo della armonica 1 nella finestra angolare corrispondente ad una sola combustione non sono necessariamente uguali a quelli indotti sulla estrazione

2. Stima della Coppia Indicata

della componente armonica caratteristica del motore in esame nella finestra angolare corrispondente al ciclo motore.

Come detto quindi, gli errori nella stima di coppia cilindro per cilindro sono principalmente dovuti a distorsioni sulla misura di velocità nell'arco angolare corrispondente alla combustione di ciascun cilindro. Per risolvere il problema, l'idea è stata quindi quella di calcolare sempre lo spettro di coppia e velocità rispetto al ciclo, ma prendendo in considerazioni armoniche diverse da quella caratteristica del motore in esame. In particolare, nel caso di un motore con 4 cilindri e combustioni equi-spaziate, se i cilindri fossero perfettamente equilibrati il contenuto armonico della coppia indicata sarebbe sempre nullo su tutte le armoniche eccetto quella caratteristica del motore e le sue multiple. Il motore infatti effettua 4 combustioni per ciclo, con ordine di combustione 1-3-4-2 e distanza angolare pari a π [rad]. Se tutti i cilindri producessero la medesima coppia, le armoniche di coppia indicata sarebbero fra loro identiche e differirebbero solo per uno sfasamento angolare, che dipende dall'armonica considerata. L'Eq. (2.3) riporta una modalità in cui la i -esima componente armonica della coppia indicata di ciascun cilindro potrebbe essere espressa semplicemente applicando uno sfasamento φ_m alla i -esima componente armonica della coppia indicata del cilindro 1.

$$T_{ind\ m\ i} = T_{ind\ 1\ i} \cdot e^{j\varphi_m} \quad (2.3)$$

dove φ_m è uguale a 0 , $\pi/2$, π , $3/2\pi$, rispettivamente per i cilindri 1, 3, 4, 2. È importante notare che, se la coppia erogata da tutti i cilindri fosse identica, la risultante delle armoniche di coppia minori rispetto alla 4 sarebbe pari a 0. Al contrario, la risultante delle armoniche di coppia è massima (in ampiezza) per $i = 4$, che è la componente armonica caratteristica del motore per cui l'intera metodologia è stata inizialmente sviluppata. Figura 2.6 chiarisce la ragione per cui le armoniche di coppia si compensano per le componenti minori rispetto alla 4.

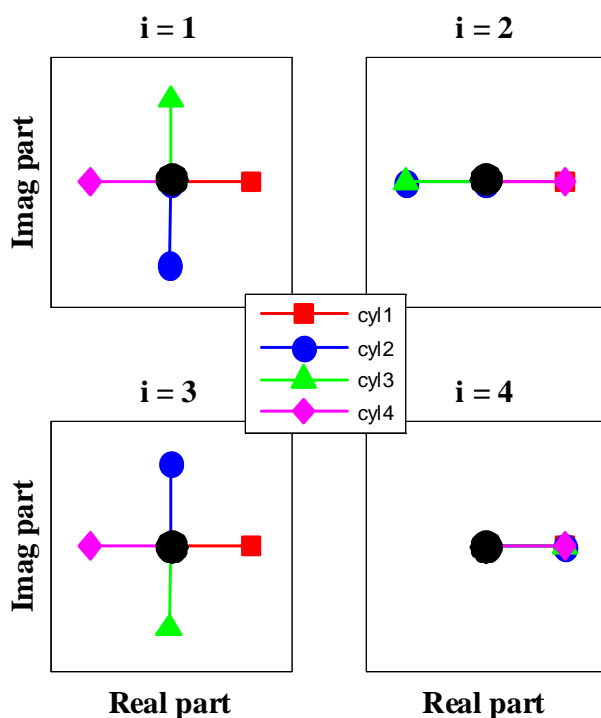


Figura 2.6: Effetto compensatorio delle armoniche di coppia per le componenti inferiori a $i = 4$.

Pertanto, se gli squilibri fra i cilindri sono di entità ridotta, le ampiezze delle componenti armoniche inferiori alla 4 saranno anch'esse molto piccole. Inoltre, data la correlazione esistente fra le armoniche di coppia indicata e le corrispondenti armoniche di velocità motore (dimostrata nel capitolo 1), lo stesso varrà per le armoniche di velocità. Per investigare la correlazione esistente fra le corrispondenti armoniche di coppia e velocità, nel caso in cui queste siano diverse da quella caratteristica, numerosi test sono stati effettuati forzando uno squilibrio fra i cilindri, ovvero introducendo volontariamente la differenza di coppia da identificare. In particolare, dato che il sistema di iniezione può effettuare fino a 5 iniezioni a ciclo (2 Pilot, 1 Main e 2 Post iniezioni) lo squilibrio di coppia è stato introdotto andando ad incrementare o ridurre il valore del tempo di iniezione della Main (ETmain), per uno o più cilindri, di un valore costante pari a 25 o 75 μs . Gli altri parametri di iniezione sono invece stati mantenuti costanti e pari ai loro valori nominali. Figura 2.7, in cui viene riportato un confronto fra le armoniche 1 di coppia indicata e velocità

2. *Stima della Coppia Indicata*

in due differenti test, offre un riscontro sperimentale alle considerazioni effettuate fino a questo punto. In particolare, il test rappresentato in blu é stato effettuato con cilindri pressoché equilibrati, mentre quello rappresentato in rosso é stato effettuato forzando una diminuzione di $75 \mu\text{s}$ della durata della iniezione Main per il cilindro 2.

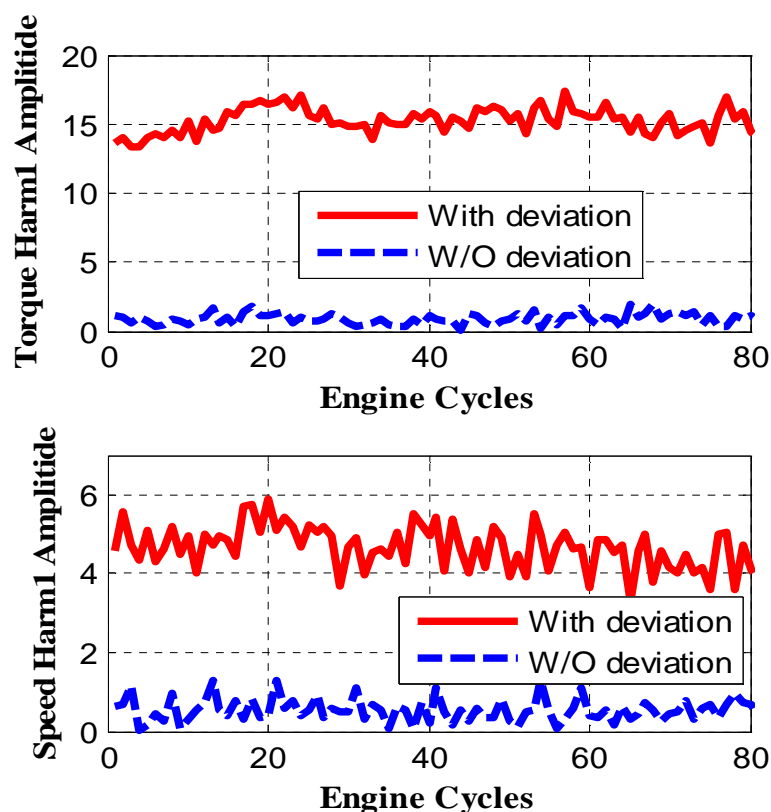


Figura 2.7: Confronto fra le armoniche 1 di coppia e velocità sia nel caso di cilindri bilanciati che nel caso in cui venga forzato uno squilibrio sul cilindro 2.

Entrambi i test sono stati effettuati circa nello stesso punto di funzionamento (2000 rpm, 10 bar di PMI). E' possibile notare che il contenuto in frequenza presente sull'armonica 1 cresce significativamente quando la coppia erogata da un cilindro varia rispetto agli altri.

I test effettuati forzando una variazione del tempo di iniezione fra i cilindri sono stati utilizzati innanzi tutto per determinare la correlazione esistente fra le componenti di coppia e velocità nel caso di armoniche inferiori rispetto a $i=4$. E' interessante notare che, nonostante venga forzato uno squilibrio fra i cilindri,

le componenti armoniche delle coppie di inerzia alterna (che dipendono solo dal regime e dalle masse in moto alterno) sono nulle fino all'armonica 3. Figura 2.8 mostra l'andamento del valore delle masse in moto alterno e delle relative componenti armoniche (fino alla 8) per un test effettuato in terza marcia sul motore Diesel L4 in analisi.

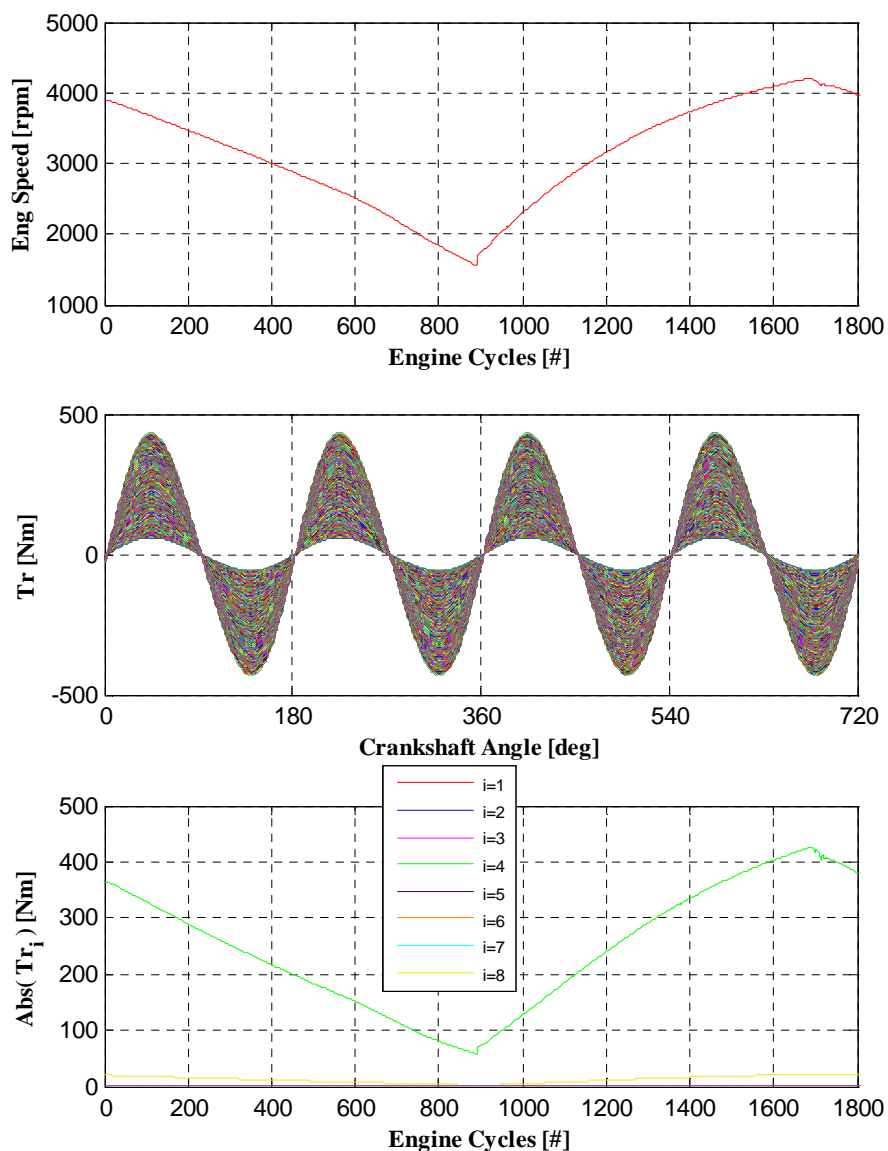


Figura 2.8: Coppie di inerzia alterna per un test effettuato in terza marcia sul motore Diesel L4 con combustioni equispaziate.

2. Stima della Coppia Indicata

Pertanto, per quanto riguarda le armoniche inferiori rispetto a quella caratteristica, l'Eq.(1.25) può essere semplificata nel modo seguente:

$$F_i(j\omega) = \frac{\sum_{m=1}^M T_{ind\ mi}}{\dot{\theta}_{eng\ i}} \quad (2.4)$$

Attraverso l'Eq. (2.4) é possibile determinare la Funzione di Trasferimento rappresentativa della correlazione esistente fra armoniche di coppia e velocità, nel caso in cui esse siano diverse da quella caratteristica del motore considerato, all'interno dell'intervallo di frequenze di interesse. In questo caso, dato che il regime motore varia da 900 a 4500 rpm, il campo di frequenze di interesse varia da 7.5 a 37.5 Hz nel caso di $i = 1$, mentre varia fra 15 e 75 Hz per $i = 2$, e così via. Analogamente a quanto ottenuto nel caso dell'armonica caratteristica, Figura 2.9 riporta modulo e fase della Funzione di Trasferimento rappresentativa delle caratteristiche torsionali del sistema motore-driveline, nel range di frequenze corrispondente all'armonica 1 ($F_1(j\omega)$) e all'armonica 2 ($F_2(j\omega)$).

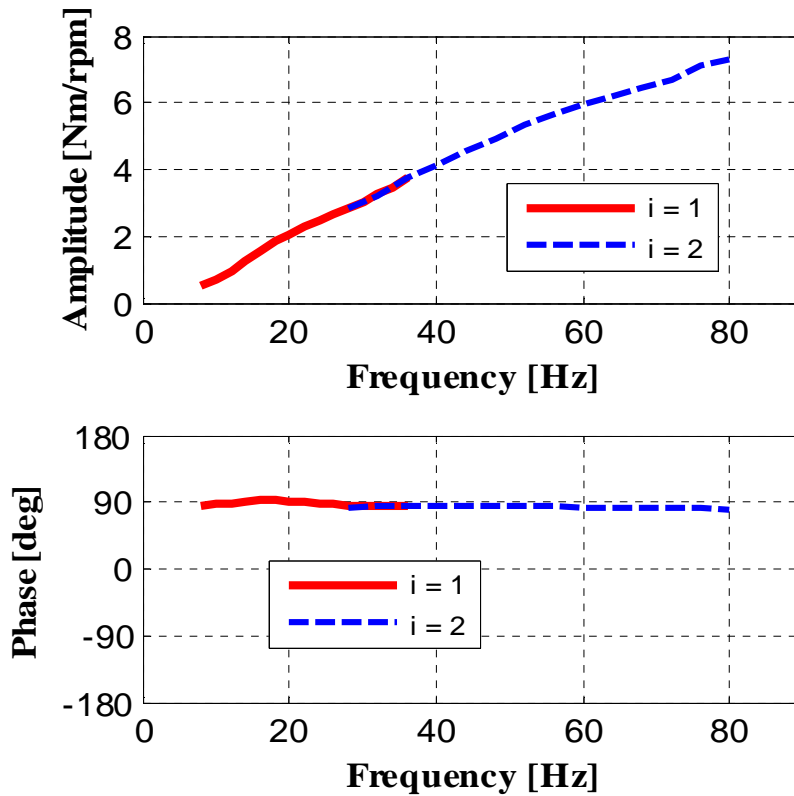


Figura 2.9: Funzione di Trasferimento del sistema motore-driveline valutata nel range di frequenze corrispondente alle armoniche 1, 2.

Una volta identificata la correlazione fra armoniche di coppia e velocità (nel campo di frequenze di interesse), il passo successivo consiste nella valutazione degli squilibri di coppia a partire dalla sola misura di velocità motore sul ciclo.

Le prime grandezze determinabili sono, in analogia con quanto fatto per l'armonica caratteristica, le fluttuazioni di coppia per $i = 1$ ed $i = 2$, utilizzando le Funzioni di Trasferimento riportate in Figura 2.9. In particolare, esse possono essere determinate semplicemente attraverso l'Eq. (2.5).

$$\begin{aligned} T_{ind 1} &= \dot{\theta}_{eng 1} \cdot F_1(j\omega) \\ T_{ind 2} &= \dot{\theta}_{eng 2} \cdot F_2(j\omega) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Un risultato ottenuto stimando le fluttuazioni di coppia é riportato in Figura 2.10. In questo caso, il test é stato effettuato forzando un aumento del

2. Stima della Coppia Indicata

tempo di iniezione della Main pari a 25 μs rispetto al valore nominale. La variazione é stata imposta prima al cilindro 3, poi al 4 ed infine al 3 e al 4 contemporaneamente.

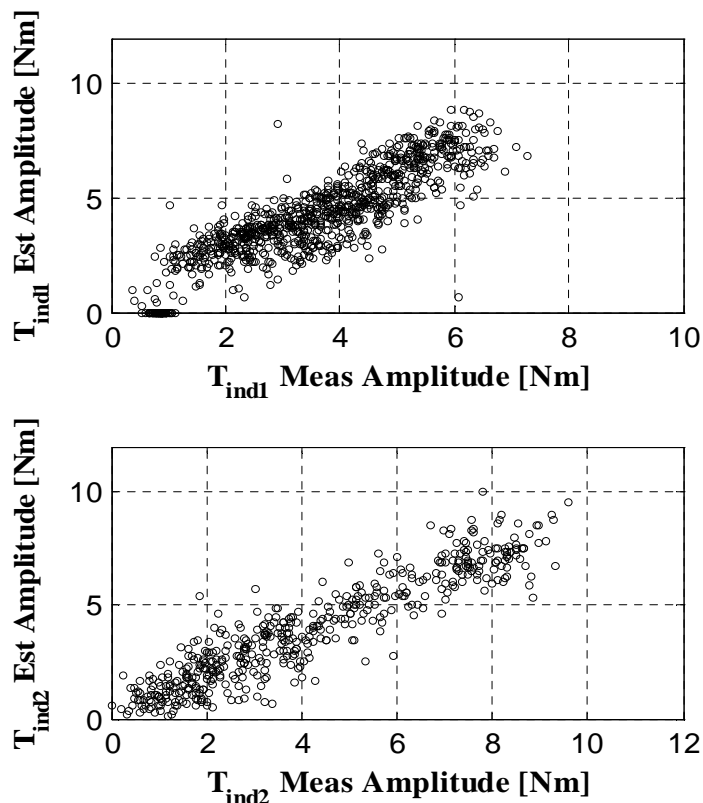


Figura 2.10: *Stima delle armoniche 1 e 2 di coppia indicata - risultati.*

La stima delle fluttuazioni di coppia indicata sembra dunque possibile anche per armoniche diverse da quella caratteristica del motore. Tuttavia, lo scopo di questa parte della metodologia é quello di valutare il valore degli squilibri di coppia di ciascun cilindro, ciclo per ciclo. L'idea che permette di effettuare questo ulteriore passaggio si basa sulla correlazione esistente fra un generico segnale discreto (acquisito su un certo periodo di oscillazione) ed i suoi coefficienti di Fourier, ovvero ampiezza e fase delle sue componenti armoniche. Come noto, la trasformata di Fourier discreta (Discrete Fourier Transform, DFT) di un generico segnale discreto con N elementi $s(t)$ acquisito durante un periodo T , calcolata con l'algoritmo FFT (Fast Fourier Transform),

restituisce lo spettro del segnale, ovvero il vettore di N elementi riportato nell'Eq.(2.6).

$$S(j\omega) = \left\{ \begin{array}{c} S_0 \\ S_1 \\ S_2 \\ \vdots \\ S_{N/2} \\ \text{conj}(S_{N/2-1}) \\ \vdots \\ \text{conj}(S_2) \\ \text{conj}(S_1) \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

dove S_0 rappresenta il valore medio del segnale sul periodo analizzato e $S_1, S_2 \dots S_{N/2}$, rappresentano le componenti armoniche fino a $i = N/2$, e $\text{conj}(S_1), \text{conj}(S_2) \dots \text{conj}(S_{N/2-1})$ sono i complessi coniugati di tutte le componenti armoniche fino alla $i = N/2 - 1$.

Le precedenti considerazioni possono essere applicate ai segnali di velocità motore e coppia indicata osservati in un periodo corrispondente al ciclo motore. In particolare, per chiarire la procedura, si fa riferimento al ciclo motore rappresentato in Figura 2.11, in cui è stato forzato uno squilibrio di coppia positivo sul cilindro 3.

2. Stima della Coppia Indicata

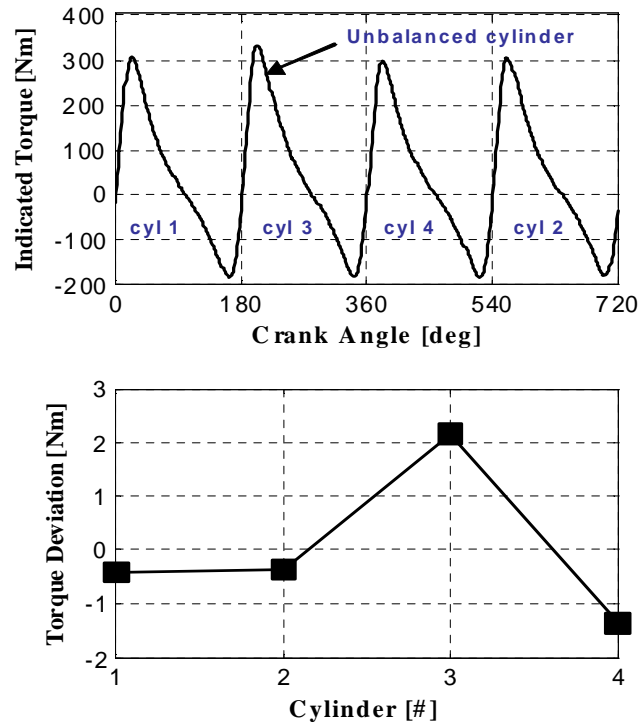


Figura 2.11: Squilibrio (rispetto al valore medio) di coppia indicata cilindro per cilindro. Test effettuato a 1500 rpm, PMI = 3.6 bar.

Come precedentemente spiegato, le fluttuazioni di coppia indicata possono essere determinate a partire dalla sola misura di velocità attraverso l'Eq. (2.5). Pertanto, le armoniche di coppia indicata stimate possono essere utilizzate per ottenere uno spettro di coppia ridotto. Inoltre, dato che in questo approccio interessa calcolare solo il valore degli scostamenti rispetto al valore medio della coppia (e non il valore medio stesso, che può essere stimato nel modo descritto nel capitolo precedente), il termine corrispondente al valore medio può essere posto uguale a zero.

$$T_{red}(j\omega) = \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ T_{ind1} \\ T_{ind2} \\ conj(T_{ind2}) \\ conj(T_{ind1}) \end{array} \right\} \quad (2.7)$$

L' Eq.(2.7) può essere ulteriormente semplificata andando a considerare i segnali di coppia e velocità su un periodo che abbia sempre la durata di un ciclo motore ma una fase differente. In particolare, la variazione di fase da imporre é quella in corrispondenza della quale la parte immaginaria della T_{ind2} é circa uguale a zero. Una volta fissato il motore, questo shift di fase é lo stesso in tutte le condizioni operative. Infatti, come messo in evidenza in Figura 2.12, la T_{ind2} risultante può muoversi in due sole direzioni, dipendenti dalle differenze di coppia fra i cilindri. Pertanto, attraverso una opportuna rotazione angolare sul piano di Gauss, é possibile porre a zero la parte immaginaria dell'armonica 2 di coppia indicata.

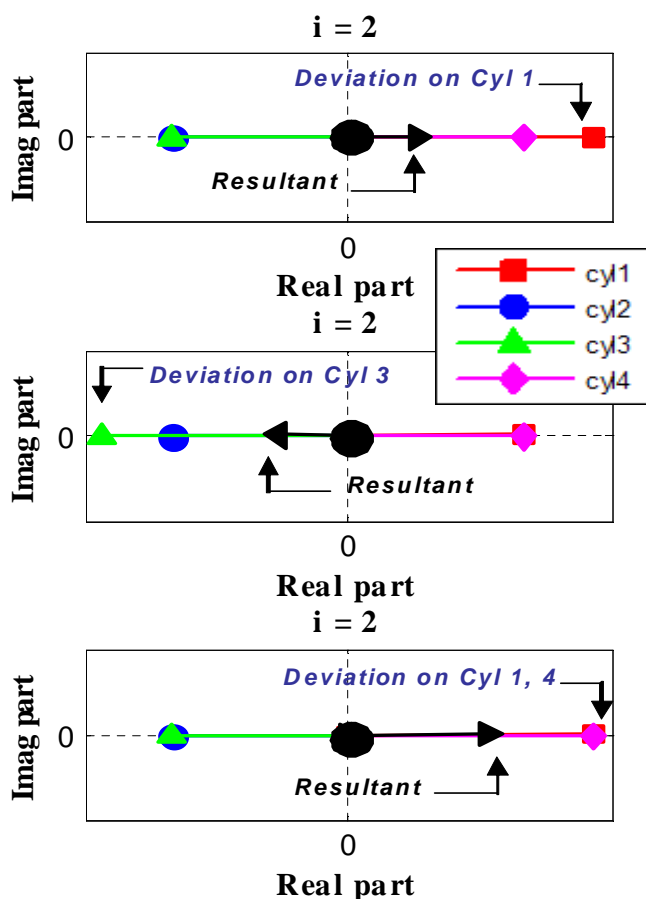


Figura 2.12: direzione delle risultante delle armoniche 2 di coppia indicata in corrispondenza di differenti tipologie di squilibrio.

2. Stima della Coppia Indicata

Per il motore utilizzato in questo lavoro, la rotazione angolare da applicare per ottenere l'annullamento della parte immaginaria di T_{ind2} é pari circa a 60 gradi di angolo di manovella. I segnali di velocità e coppia indicata, per lo stesso ciclo motore con squilibrio rappresentato in Figura 2.11, sono rappresentato in Figura 2.13 nella finestra di osservazione "ruotata".

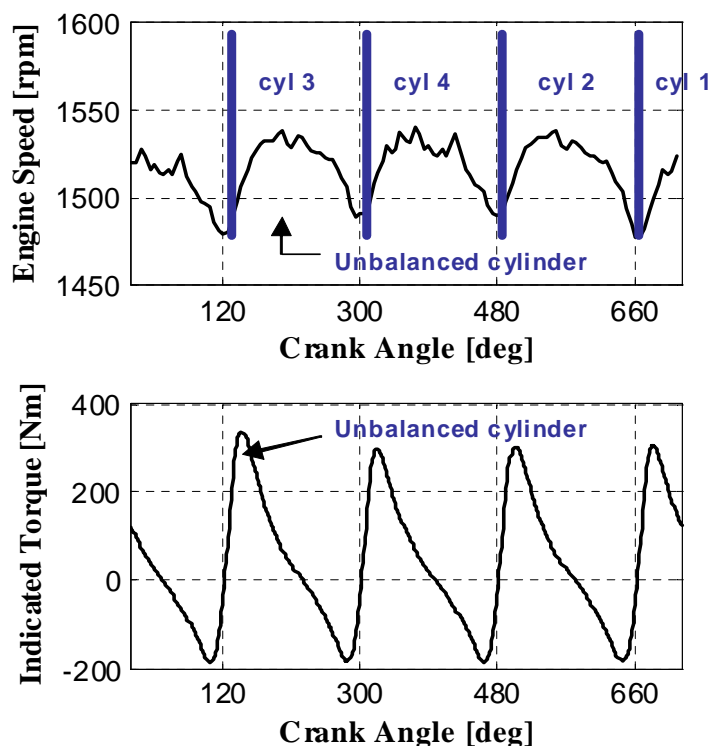


Figura 2.13: Velocità motore e coppia indicata nella finestra di osservazione "ruotata".

Test effettuato a 1500 rpm, 3.6 bar di PMI.

La parte immaginaria dell'armonica 2 di coppia indicata, stimata (attraverso Eq (2.5)) a partire dalla misura di velocità osservata sulla opportuna finestra rappresentata in Figura 2.13, é pressoché nulla. L'effetto del cambiamento della finestra di osservazione può essere osservato in Figura 2.14, nella quale vengono messe a confronto sia l'armonica 2 di coppia indicata calcolata nella finestra angolare corrispondente ad un ciclo motore convenzionale (Figura 2.11), sia l'armonica 2 determinata nella finestra di osservazione "ruotata" di 60 gradi.

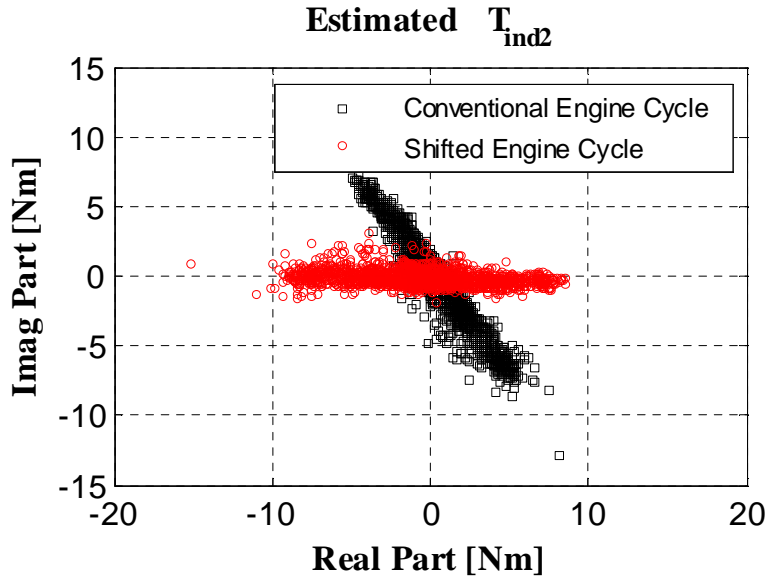


Figura 2.14: Confronto fra le armoniche di coppia stimate a partire dal segnale di velocità stimato su 2 diverse finestre di osservazione.

E' dunque possibile determinare una rotazione angolare che consenta, per il motore in esame, di annullare la parte immaginaria della armonica 2 di coppia indicata. Pertanto in questa condizione, essendo nulla la parte immaginaria, tenderanno ad uguagliarsi la fluttuazione T_{ind2} e la complessa coniugata $conj(T_{ind2})$. Questo risultato consente di semplificare ulteriormente l'Eq.(2.7) nel modo seguente:

$$T_{red}(j\omega) = \left. \begin{array}{l} 0 \\ T_{ind1} \\ T_{ind2} \\ conj(T_{ind1}) \end{array} \right\} \quad (2.8)$$

Tutti i termini presenti in Eq. (2.8) possono essere determinati, attraverso l' Eq. (2.5), dalla sola misura di velocità motore osservata nella finestra angolare in cui si annulla la parte immaginaria di T_{ind2} (fissata per ciascun motore).

Una volta determinato lo spettro ridotto riportato in Eq. (2.8), l'ultimo passaggio della procedura consiste nel calcolo degli squilibri effettivi fra i cilindri (valutati rispetto al valore medio di coppia erogato sul ciclo). Il

2. Stima della Coppia Indicata

risultato può essere semplicemente ottenuto applicando la Trasformata di Fourier Inversa (Inverse Fast Fourier Transform, IFFT) allo spettro ridotto. La deviazione di ciascun cilindro può quindi essere ottenuta attraverso l'Eq. (2.9).

$$\begin{Bmatrix} \Delta T_{cyl3} \\ \Delta T_{cyl4} \\ \Delta T_{cyl2} \\ \Delta T_{cyl1} \end{Bmatrix} = IFFT(T_{red}(j\omega)) = IFFT \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_{eng1} \cdot F_1(j\omega) \\ \dot{\theta}_{eng2} \cdot F_2(j\omega) \\ conj(\dot{\theta}_{eng1} \cdot F_1(j\omega)) \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

Per il ciclo di funzionamento a cui si è fatto precedentemente riferimento (Figura 2.13), la procedura di stima degli squilibri restituisce il risultato riportato in Figura 2.15. E' importante sottolineare che le misura di velocità a cui si fa riferimento è stata effettuata con la stessa ruota fonica presente a bordo veicolo per altri scopi controllistici. Pertanto, la procedura descritta non richiede alcun costo aggiuntivo.

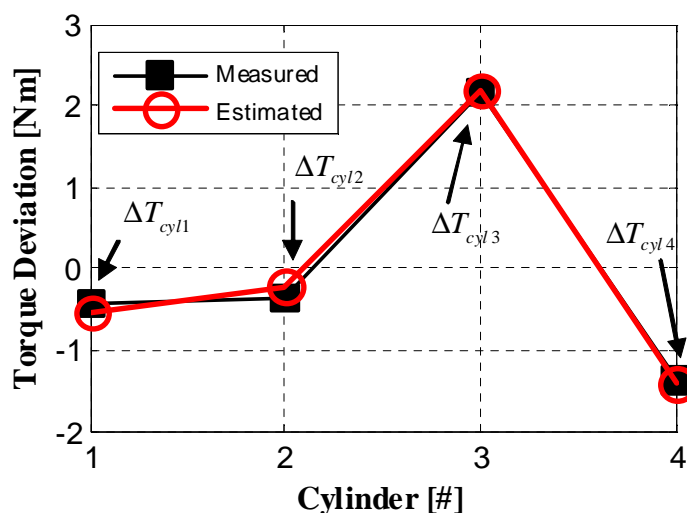


Figura 2.15: Squilibri di coppia cilindro-cilindro. Ciclo di funzionamento effettuato a 1500 rpm, 3.6 bar di PMI.

Una volta sviluppata la procedura di stima, la fase di test è avvenuta attraverso l'implementazione della procedura in una centralina di controllo prototipale. In questo modo, è stato possibile effettuare la stima degli squilibri

direttamente a bordo veicolo e in tempo reale. Contemporaneamente, per verificare l'accuratezza della metodologia, si é effettuata anche la misura di pressione all'interno, che ha consentito di calcolare gli squilibri di coppia di riferimento. Come si può notare in Figura 2.16, il valore di squilibrio stimato rispecchia in modo accurato il valore di squilibrio misurato per un test effettuato, in vettura su banco a rulli, accelerando e decelerando per due volte il motore in seconda marcia. Per quanto riguarda il test in esame, per il cilindro 1 il tempo di iniezione della Main é stato ridotto di 75 μ s rispetto al suo valore nominale. Numerosi test sperimentali sono stati effettuati, sul motore in esame, variando i tempi di iniezione ed il cilindro su cui lo squilibrio era applicato. L'errore, in termini di scarto quadratico medio, ottenuto fra il valore di deviazione stimata e misurata vale:

- ✚ RMSE cilindro 1 = 1.02 [Nm]
- ✚ RMSE cilindro 2 = 1.03 [Nm]
- ✚ RMSE cilindro 3 = 1.01 [Nm]
- ✚ RMSE cilindro 4 = 1.32 [Nm]

2. *Stima della Coppia Indicata*

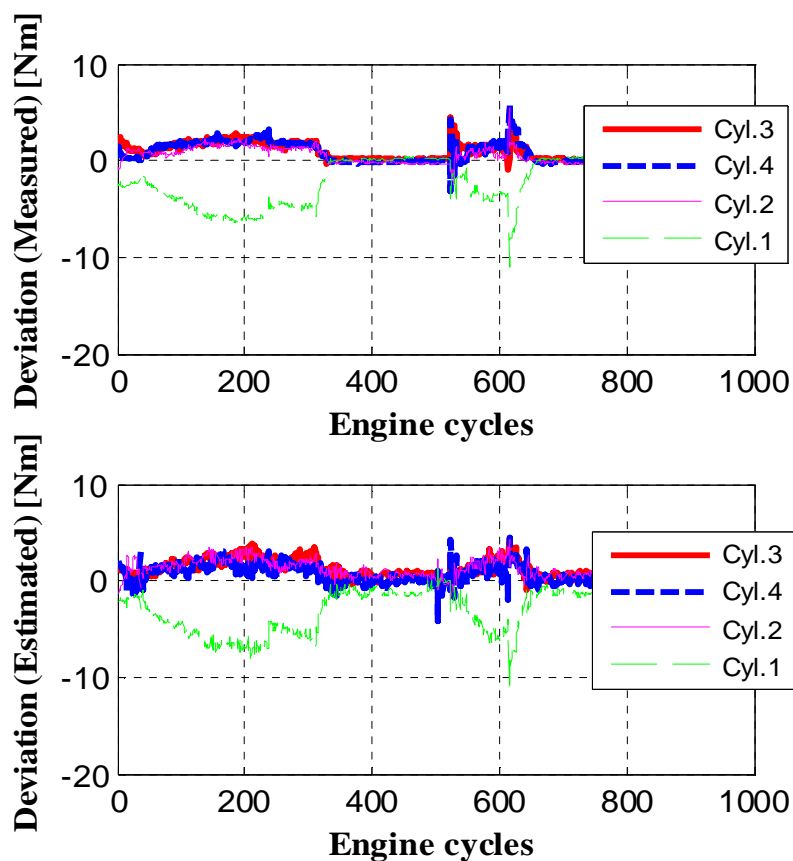


Figura 2.16: *Confronto fra deviazioni stimate e misurate per un test in transitorio.*

Per valutare l'accuratezza della metodologia, può essere utile anche analizzare l'effetto ottenuto compensando gli squilibri di coppia misurati con i valori stimati. Come é facile verificare in Figura 2.17, partendo da una condizione nella quale i cilindri sono fortemente squilibrati, la compensazione degli squilibri effettuata con le deviazioni stimate permette di riallineare tutti i cilindri ad un medesimo valore di coppia erogata.

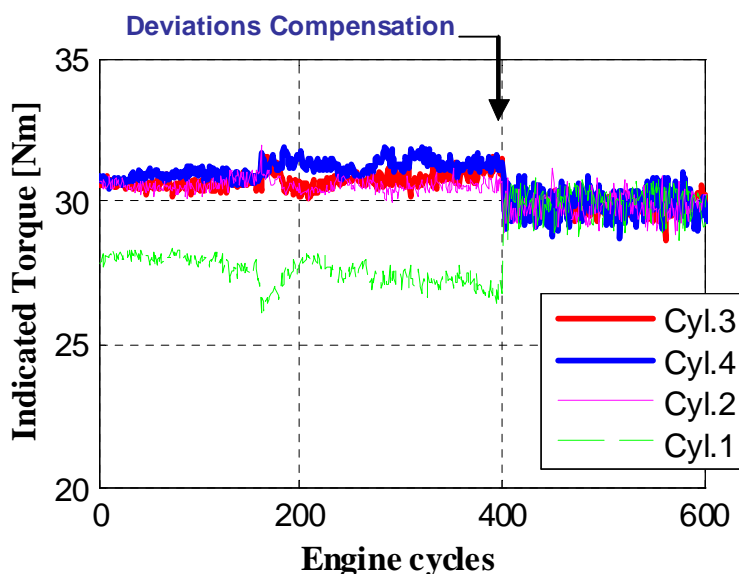


Figura 2.17: *Compensazione degli squilibri cilindro-cilindro per un test effettuato a 2000 rpm, 12 bar di PMI.*

I risultati ottenuti dimostrano quindi la possibilità di effettuare una accurata stima degli squilibri nella coppia indicata erogata dai cilindri a partire dalla sola misura di velocità motore. Per un motore 4 cilindri con combustioni equispaziate, la metodologia di stima degli squilibri richiede la determinazione di due sole componenti armoniche di interesse ($i = 1, i = 2$).

Le considerazioni fin qui esposte portano quindi a concludere che, a partire dalla sola misura di velocità motore, è possibile determinare la coppia erogata da ciascun cilindro del motore utilizzato per l'analisi. Il paragrafo precedente infatti descrive la natura delle correlazioni che permettono di stimare il valore medio della coppia indicata prodotta dal motore in ciascun ciclo di funzionamento. Successivamente, sommando a questo valore gli squilibri fra i singoli cilindri, è possibile determinare il valore di coppia erogato, ciclo per ciclo, da ciascun cilindro.

Per quanto riguarda il costo computazionale complessivo, l'intera procedura di stima di coppia richiede la valutazione di 3 componenti armoniche della velocità motore: una per la stima del valore medio (quella caratteristica) e due per la stima degli squilibri fra i cilindri ($i = 1, i = 2$). Tale costo computazione è compatibile con la capacità di calcolo di una moderna unità di controllo motore (ECU).

3. Stima MFB50

I moderni sistemi di controllo richiedono la valutazione di numerose grandezze rappresentative del processo di combustione. Come precedentemente spiegato, il livello di emissioni inquinanti allo scarico dipende fortemente dal posizionamento angolare della combustione nel ciclo. Pertanto, i moderni sistemi di controllo (soprattutto nel caso dei motori Diesel), sono basati sul controllo in catena chiusa del baricentro della combustione, ovvero della posizione angolare in cui risulta bruciato il 50% della massa di combustibile complessivamente iniettata sul ciclo (MFB50).

Il baricentro della combustione, come la coppia indicata, è una grandezza fortemente dipendente dalla modalità in cui la combustione si sviluppa all'interno del cilindro. Anche MFB50 può essere calcolato direttamente dalla misura di pressione all'interno del cilindro, ma l'obiettivo del lavoro è quello di sviluppare una metodologia che permetta di stimare il baricentro della combustione senza costi aggiuntivi. In analogia con quanto fatto per la coppia indicata, l'idea è sempre quella di identificare una correlazione che permetta di stimare MFB50 dalla componente armonica di coppia caratteristica del motore in esame. In particolare, in questo capitolo si analizza la parte di metodologia evidenziata in Figura 3.1, ovvero si analizzano le correlazioni che permettono,

una volta stimata la fluttuazione di coppia indicata caratteristica del motore in esame, di determinare MFB50 come funzione della fase della armonica di coppia indicata.

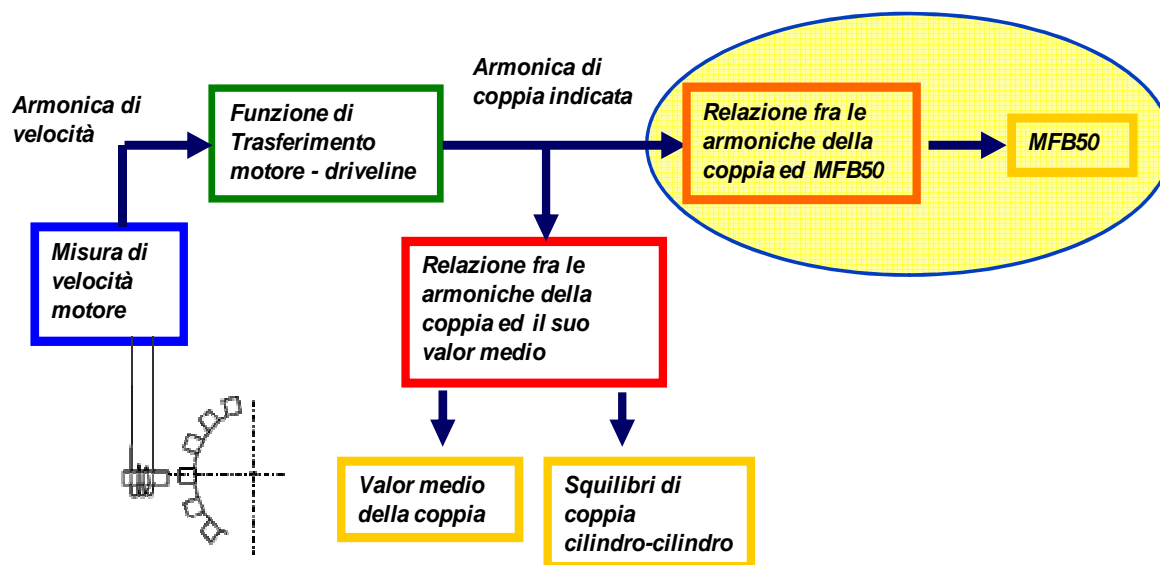


Figura 3.1: Schema della Metodologia di Stima Coppia ed MFB50, in evidenza la parte relativa alle correlazioni utilizzate per la Stima del baricentro della combustione.

Per identificare le suddette correlazioni, occorre innanzi tutto determinare il valore di MFB50 di riferimento. Come detto, questa grandezza può essere determinata direttamente dalla misura di pressione nel cilindro. Tuttavia questa grandezza non è di immediata valutazione, ed il suo valore dipende anche da alcune ipotesi semplificative da fare durante il calcolo. Pertanto, il paragrafo seguente spiega in modo dettagliato le ipotesi semplificative imposte per il calcolo di MFB50.

3.1 Il Calcolo del baricentro della combustione

La posizione in corrispondenza della quale viene bruciata la metà della massa di combustibile è individuata a partire dal calcolo della funzione di rilascio del calore su un ciclo di funzionamento motore, cilindro per cilindro.

La soluzione di questo problema termodinamico è possibile a patto di effettuare alcune semplificazioni riconducibili direttamente alle caratteristiche del processo di combustione del motore Diesel:

- durante la combustione si sviluppano complesse reazioni di natura chimico-fisica che possono essere determinate solo in modo approssimato.
- La combustione mette in gioco alcune grandezze che si sviluppano in tempi assai brevi e in condizioni ambientali molto difficoltose (pressione e temperatura assai elevate).

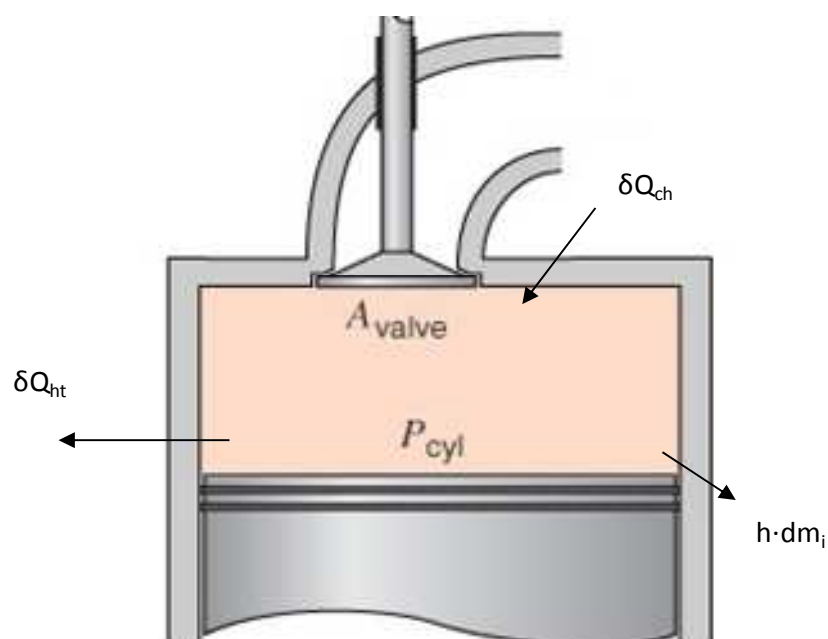


Figura 3.2: Modello di sistema aperto della camera di combustione utilizzato nell'analisi del rilascio del calore.

Un semplice metodo per il calcolo del rilascio del calore, quello utilizzato nell'ambito di questo lavoro, si fonda sull'applicazione del primo principio della termodinamica applicato ad un volume di controllo delimitato dalla parete interna della camera di combustione. Introducendo una ipotesi semplificativa secondo cui il contenuto gassoso della camera di combustione può considerarsi omogeneo (di composizione media opportuna) e trascurando il fatto che la combustione è effettivamente in atto, il primo principio della termodinamica applicato al volume di controllo precedentemente definito, considerato come sistema aperto, può essere espresso come:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta L + \sum_i h_i \cdot dm \quad (3.1)$$

in cui:

- δQ_{ch} rappresenta il calore liberato dal processo di combustione;
- δQ_{ht} è il calore scambiato con le pareti del cilindro;
- dU_s è la variazione di energia interna del sistema;
- δL è il lavoro compiuto dal gas sul pistone;
- $h_i \cdot dm_i$ è la variazione di entalpia relativa alla massa dm_i che attraversa la superficie delimitante il volume di controllo (perdite attraverso le tenute, iniezione di gasolio, ...)

L'accuratezza con la quale possono essere determinate le grandezze che compaiono all'interno dell'equazione di bilancio energetico influisce direttamente sulla precisione del calcolo.

Nell'ipotesi di assimilare la miscela gassosa contenuta nel cilindro ad un gas perfetto che si trova alla temperatura uniforme T (che sarà circa un valore medio fra quelli delle temperature reali locali), si può porre:

$$U_s = m \cdot c_v \cdot T \quad (3.2)$$

da cui, differenziando si ottiene:

3. Stima MFB50

$$dU_s = m \cdot c_v(T) \cdot dT + u(T) \cdot dm \quad (3.3)$$

con il secondo termine che si annulla nel caso di flusso di massa nullo attraverso la superficie di contorno ($dm = 0$).

Il lavoro raccolto dal pistone nella fase di espansione può essere espresso dalla nota relazione:

$$\delta L = p \cdot dV \quad (3.4)$$

A questo punto, sostituendo le Eq. (3.3) e (3.4) all'interno dell'equazione di bilancio si ottiene:

$$\delta Q_{ch} = m \cdot c_v \cdot dT + u \cdot dm + \delta Q_{ht} + p \cdot dV + \sum_i h_i \cdot dm_i \quad (3.5)$$

Ipotizzando di trascurare il contributo di entalpia sensibile dovuto al combustibile iniettato ed indicando con dm_{cr} ($= dm_i = -dm$) le perdite di massa dovute agli effetti interstiziali e con h' la relativa entalpia si ottiene:

$$\delta Q_{ch} = m \cdot c_v \cdot dT + \delta Q_{ht} + p \cdot dV + (h' - u) \cdot dm_{cr} \quad (3.6)$$

dove dm_{cr} è positivo se la massa è uscente dal cilindro e negativo se invece la massa è entrante, mentre h' sarà valutato nelle condizioni interne al cilindro se il flusso di massa è uscente, viceversa nelle condizioni agli interstizi. Quest'ultima relazione esprime il calore rilasciato durante il processo di combustione e può essere utilizzata in molteplici applicazioni. In particolare, combinando in modo opportuno tale calore con le perdite alle pareti e gli effetti interstiziali, si ottiene l'espressione del calore netto rilasciato dal processo di combustione:

$$\delta Q_n = \delta Q_{ch} - \delta Q_{ht} - (h' - u) \cdot dm_{cr} = m \cdot c_v \cdot dT + p \cdot dV \quad (3.7)$$

Esprimendo la temperatura in funzione di pressione e volume e ricordando che ci troviamo nell'ipotesi semplificativa di gas perfetto:

$$T = \frac{P \cdot V}{m \cdot R} \quad (3.8)$$

da cui, differenziando, si ottiene:

$$dT = \frac{1}{m \cdot R} \cdot (p \cdot dV + V \cdot dp) \quad (3.9)$$

Sostituendo la formula appena ottenuta all'interno dell'espressione del calore netto:

$$\delta Q_n = \left(\frac{c_v}{R} + 1 \right) \cdot p \cdot dV + \left(\frac{c_v}{R} \right) \cdot V \cdot dp \quad (3.10)$$

da cui, ricordando che:

$$R = c_p - c_v \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.11)$$

Si ricava:

$$\delta Q_n = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot p \cdot dV + \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) \cdot V \cdot dp \quad (3.12)$$

Il calore netto rappresenta quindi la somma della variazione di energia interna e del lavoro trasferito dai gas al pistone.

Riferendosi ora all'angolo di manovella (ossia dividendo entrambi i membri per un incremento angolare infinitesimo) é possibile trovare la legge di rilascio del calore:

3. Stima MFB50

$$\frac{dQ_n}{d\vartheta} = \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\vartheta} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\vartheta} \quad (3.13)$$

e infine, da questa legge, é possibile ricavare l'andamento della frazione di massa bruciata:

$$\frac{dX_b}{d\vartheta} = \frac{1}{m_c \cdot k_i} \cdot \frac{dQ_n}{d\vartheta} \quad (3.14)$$

dove k_i è il potere calorifico inferiore del combustibile e m_c è la massa di combustibile iniettata. Ovviamente, il valore massimo della frazione di massa combusta, ottenuto integrando la suddetta espressione, non sarà uguale ad uno in quanto, come visto, nel calcolo del calore netto rilasciato vengono trascurate le perdite di calore alle pareti ed i flussi di trafileamento.

Tuttavia, l'utilizzo della legge di rilascio del calore presenta il grande vantaggio di essere utilizzabile una volta noti gli andamenti della pressione e del volume rispetto all'angolo di manovella ed una volta assunto un valore plausibile di γ . Per quanto riguarda il valore di γ infatti, occorre fare una ulteriore semplificazione, dato che questa grandezza, durante un ciclo di funzionamento, varia sia in funzione della temperatura che della concentrazione dei gas (che varia durante il processo di combustione). Ovviamente queste dinamiche non possono essere tenute in considerazione in modo accurato, a meno che non si accetti un notevole incremento del costo computazionale. Pertanto, in questa trattazione, si é scelto di utilizzare un modello semplificato che tiene in considerazione la variazione di c_p in funzione della temperatura. Posto $R = 287 [J / Kg \cdot K]$, il rapporto $\gamma = c_p / c_v$ é stato determinato utilizzando il modello di Eq.(3.15), dove T é la temperatura nel cilindro, stimata a partire dalla misura di pressione.

$$c_p = 1403.06 - 360.72 \left(\frac{10^3}{T} \right) + 182.24 \left(\frac{10^3}{T} \right)^2 - 10.72 \left(\frac{10^3}{T} \right)^3 \quad (3.15)$$

$$c_v = c_p - R$$

Una volta determinato il valore di γ sul ciclo, é possibile quindi procedere al calcolo del rilascio di calore netto (Rate of Heat Release, ROHR), attraverso l'Eq. (3.13). Figura 3.3 mostra il risultato ottenuto per un test effettuato a 1250 rpm e 1.2 bar di PMI. In questo ciclo di funzionamento, in cui vengono effettuate 3 iniezioni (Pilot, Pre e Main), é possibile notare chiaramente la presenza di 3 combustioni premiscelate associate alle iniettate, sovrapposte ad una coda diffusiva.

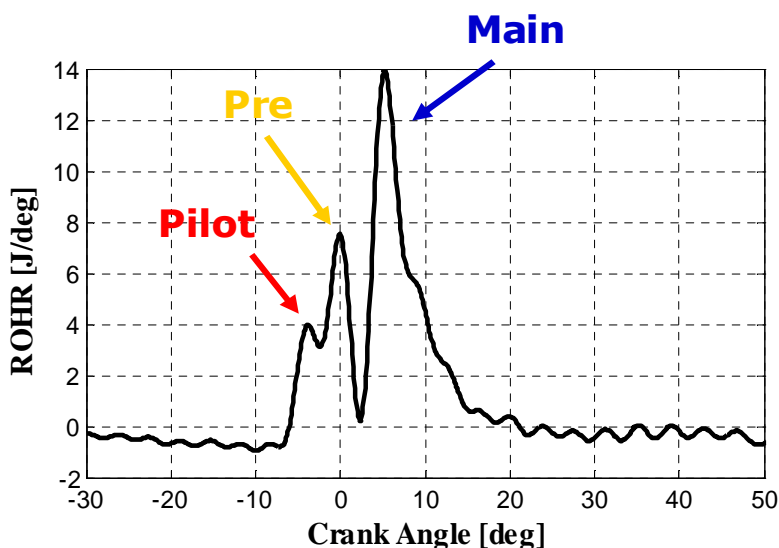


Figura 3.3: Rilascio di calore netto calcolato per un ciclo motore effettuato a 1250 rpm e 1.2 bar di PMI.

Una volta determinato il rilascio di calore netto (ROHR), che permette di capire la modalità nella quale il calore viene rilasciato, é possibile calcolare il calore complessivamente rilasciato durante la combustione semplicemente integrando l'Eq. (3.13) sul dominio angolare. Il risultato di questa operazione é il calore netto cumulato (CHR), che fornisce informazioni sulla quantità di energia complessivamente rilasciata durante il processo di combustione al netto degli scambi di calore alle pareti e delle perdite di massa dovute ai trafilamenti.

3. Stima MFB50

Figura 3.4 riporta l'andamento del rilascio di calore netto cumulato per lo stesso ciclo di funzionamento precedentemente rappresentato in Figura 3.3.

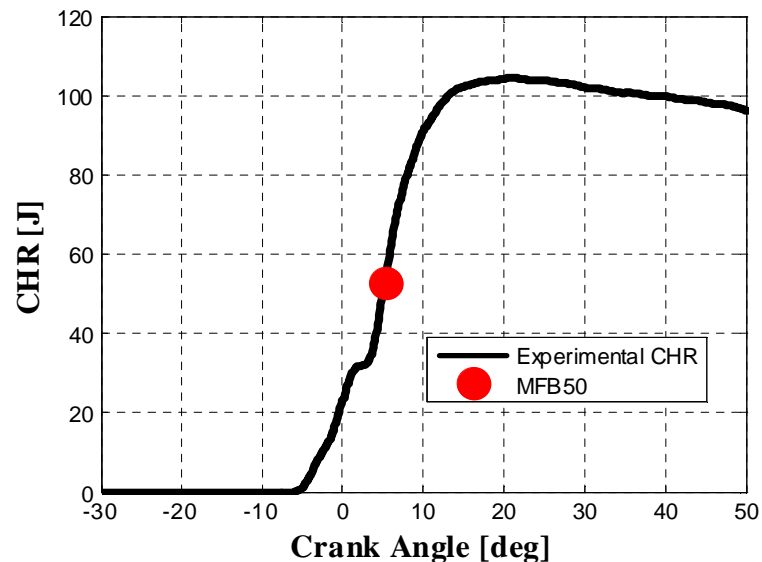


Figura 3.4: Rilascio di calore netto cumulato per un ciclo motore effettuato a 1250 rpm e 1.2 bar di PMI.

Una volta calcolato il rilascio di calore cumulato, il baricentro della combustione si determina come la posizione angolare in cui la frazione di massa bruciata (Eq. (3.14)) risulta pari a 0.5, ovvero come la posizione angolare in corrispondenza di quale si ha il 50% del rilascio di calore cumulato.

3.2 Stima MFB50

Una volta determinato il valore di MFB50 a partire dalle misure di pressione in camera di combustione, il valore ottenuto può essere utilizzato come riferimento per l'identificazione di una correlazione che ne consenta la stima in tempo reale a bordo veicolo.

Un primo aspetto da considerare, è il fatto che la fase della pressione all'interno di un ciclo motore è strettamente dipendente dalla posizione angolare in cui ha luogo la combustione, e pertanto dal baricentro della combustione. L'effetto di una combustione effettuata in anticipo o in ritardo

può essere anche visto come una variazione della fase della pressione sul ciclo; infatti sperimentalmente è possibile verificare che la correlazione fra MFB50 e la fase della pressione sul ciclo risulta essere fortemente lineare.

Tuttavia, come ampiamente discusso nei capitoli precedenti, nel presente approccio la pressione non è un grandezza direttamente nota al sistema di controllo. E' invece nota l'armonica di coppia, la cui fase sarà certamente correlata con MFB50, dato che entrambe le grandezze sono direttamente calcolate a partire dalla pressione all'interno del cilindro. La correlazione fra la fase dell'armonica di coppia indicata ed MFB50 risente però dell'influenza della funzione $f(\theta)$, che si annulla in corrispondenza del punto morto superiore. Di conseguenza, nelle vicinanze del PMS sarà più complesso riconoscere una piccola variazione della fase della pressione (e quindi di MFB50), perché questa corrisponderà ad una variazione molto più piccola della fase dell'armonica di coppia (come risulta dall' Eq. (1.23)).

Inoltre, un altro aspetto che contribuisce a rendere meno lineare la correlazione fra la fase dell'armonica di coppia indicata ed il baricentro della combustione, è il fatto che la fluttuazione di coppia non dipende solo dal processo di combustione, ma anche dal riempimento del cilindro, che in un motore sovralimentato è fortemente influenzato dalla pressione di sovralimentazione (oltre che dal regime).

Per chiarire le suddette considerazioni, di seguito vengono riportate le correlazioni esistenti fra MFB50 e la fase dell'armonica di coppia indicata per il motore Diesel utilizzato per lo sviluppo della metodologia. Figura 3.5, ad esempio, riporta la suddetta correlazione per una serie di prove effettuate a 2000 rpm e 3 bar di PMI. In ciascun test è stata variata la frazione di EGR, in modo da modificare significativamente il posizionamento della combustione all'interno del ciclo. In questo caso si nota chiaramente l'esistenza di una forte correlazione lineare fra le grandezze considerate. In particolare, aumentando il tasso di gas recircolato, il ritardo all'accensione tende a crescere, la combustione si sposta in avanti nel ciclo e il valore di MFB50 tende ad aumentare. In modo del tutto analogo si modifica la fase dell'armonica di coppia indicata.

3. Stima MFB50

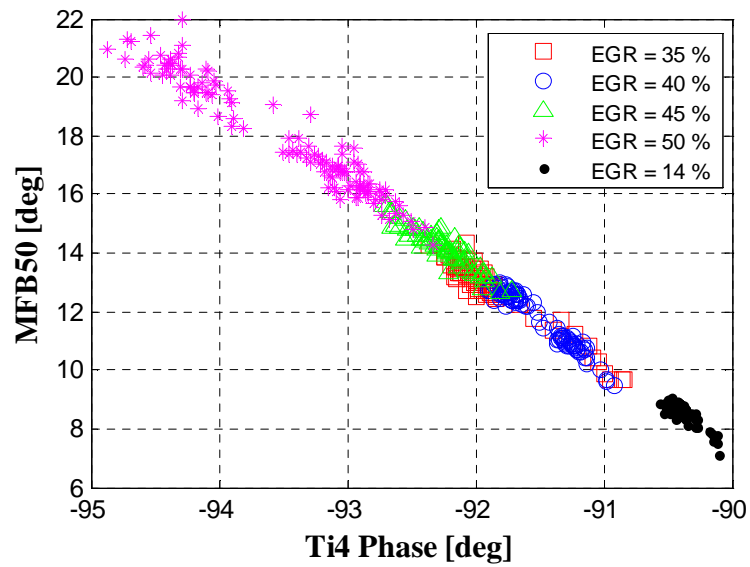


Figura 3.5: *Correlazione fra la fluttuazione di ordine 2 della coppia indicata ed MFB50, test effettuato a 2000 rpm e 3 bar di PMI.*

Sfortunatamente, come precedentemente spiegato, la correlazione fra la fluttuazione di coppia indicata ed MFB50 non é sempre così lineare, per via degli effetti combinati della funzione di manovellismo $f(\theta)$ e del riempimento del cilindro. Come riportato in Figura 3.6, nel caso di rampe effettuate variando regime e carico con differenti marce inserite, la dispersione dei risultati aumenta considerevolmente.

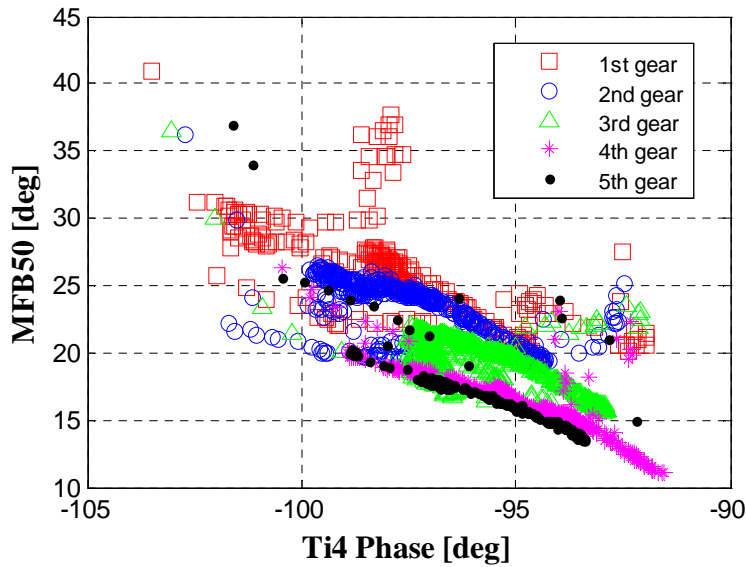


Figura 3.6: Correlazione fra la fluttuazione di ordine 2 della coppia indicata ed MFB50, rampe a carichi variabili e con differenti marce inserite.

Questo risultato dimostra chiaramente che non é possibile identificare una correlazione univoca da utilizzare per stimare MFB50 a partire dalla stima della fluttuazione di coppia indicata, dato che la correlazione stessa varia in funzione della condizione operativa (regime e carico).

Per identificare una correlazione occorrerebbe quantomeno eliminare gli effetti del riempimento del cilindro (l'effetto della funzione di manovellismo non può essere eliminato). Per fare questo, la pressione del generico m -esimo cilindro é stata suddivisa in due differenti contributi: la "pressione motored" ($P_{motoring,m}$), che corrisponderebbe alla pressione nel cilindro in un corrispondente ciclo di funzionamento (stesso regime e stessa pressione di sovralimentazione) effettuato senza iniezione di combustibile, e la "pressione firing" ($P_{firing,m}$), che corrisponde all'aumento di pressione in camera dovuto alla combustione. La pressione in camera può quindi essere scomposta nel modo riportato in Eq. (3.16).

$$P_{indicated,m} = P_{motoring,m} + P_{firing,m} \quad (3.16)$$

3. Stima MFB50

Per chiarire ulteriormente il significato della separazione dei contributi di pressione, Figura 3.7 mostra un ciclo di pressione per il quale é stata effettuata la separazione delle componenti "motored" e "firing".

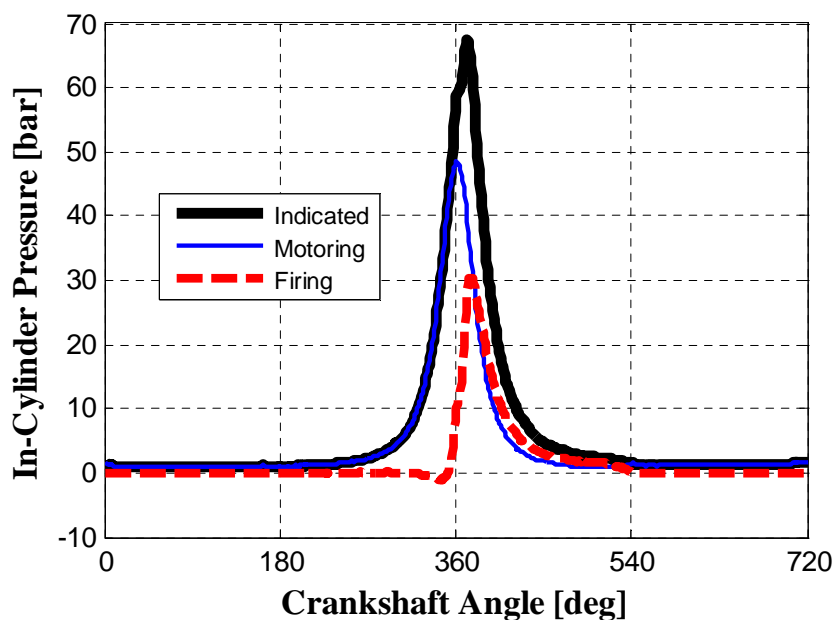


Figura 3.7: Effetto della separazione delle componenti di pressione (motoring e firing).

Le considerazioni sulla separazione delle componenti di pressione nel cilindro possono essere applicate alla coppia indicata. Pertanto, in analogia con quanto fatto per la pressione nel cilindro, Figura 3.8 mostra l'effetto della separazioni delle componenti di coppia indicata: "coppia motoring" e "coppia firing".

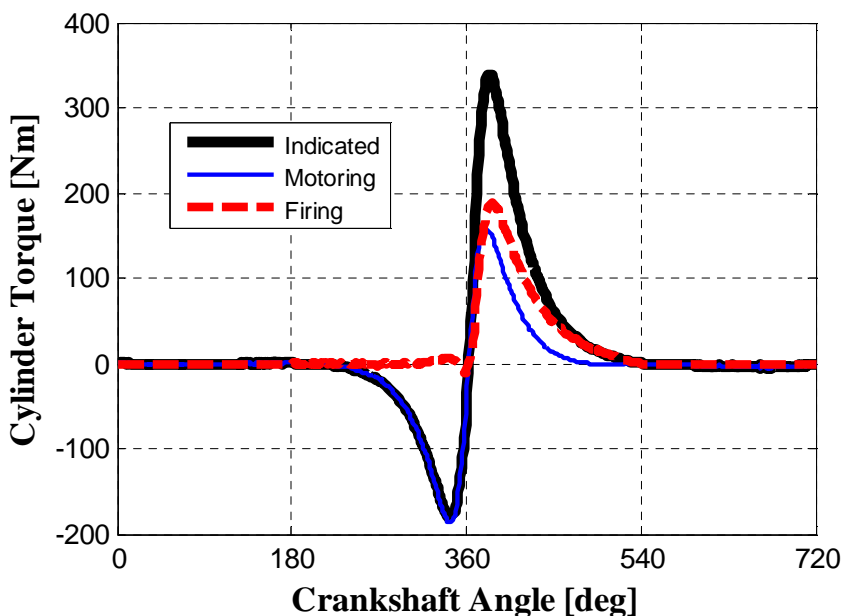


Figura 3.8: Effetto della separazione delle componenti di coppia (motoring e firing).

L'idea alla base della separazione delle componenti di coppia é il fatto che MFB50 é strettamente dipendente dalla posizione della sola fase di combustione nel ciclo. Pertanto, anche se non é possibile identificare una forte correlazione fra MFB50 e la fase della coppia indicata, é ragionevole pensare che sia possibile identificare una correlazione fra il baricentro della combustione e la fase dell' armonica di "coppia firing", ovvero del solo contributo alla coppia complessiva dato dall' incremento di pressione (rispetto al ciclo motored) generato dal processo di combustione.

Una volta determinata l'armonica di coppia indicata usando la metodologia esposta nel capitolo 1, con riferimento all'Eq.(3.17), l'armonica di "coppia firing" (caratteristica del motore esaminato) é stata calcolata sottraendo alla stessa fluttuazione di coppia indicata, la corrispondente armonica di "coppia motoring".

$$\sum_{m=1}^M (T_{firing,mi}) = \sum_{m=1}^M (T_{indicated,mi}) - \sum_{m=1}^M (T_{motoring,mi}) \quad (3.17)$$

3. Stima MFB50

dove $\sum_{m=1}^M (T_{motoring,mi})$ é l'armonica di "coppia motoring" valutata nella condizioni operativa di interesse, ovvero quella in cui si devono stimare coppia indicata ed MFB50. Per determinare questo termine é possibile utilizzare gli stessi coefficienti di correlazione precedentemente identificati e riportati in Eq.(1.29).

La separazione delle componenti effettuata per pressione e coppia potrebbe essere applicata anche alla determinazione del rilascio di calore netto. Sostituendo nell' Eq.(3.13) le componenti della pressione all'interno del cilindro, si ottiene:

$$\begin{aligned} dQ_n &= \frac{\gamma}{\gamma-1} (p_{motoring} + p_{firing}) dV + \frac{1}{\gamma-1} V (dp_{motoring} + dp_{firing}) = \\ &= \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{motoring} dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{motoring} + \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{firing} dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{firing} = (3.18) \\ &= dQ_{n\,motoring} + dQ_{n\,firing} \end{aligned}$$

Dato che in condizioni "motored" la combustione non é presente, i valori di $dQ_{n\,motoring}$ sono vicini a 0 (ad eccezione dello scambio di calore a parete, abbastanza ridotto in assenza di combustione). Pertanto Q_n , e di conseguenza MFB50, é prevalentemente legata alla pressione di combustione.

Tutte le considerazioni sopra esposte permettono di affermare che le correlazioni ricercate per stimare coppia media ed MFB50 sono più forti nel caso in cui venga considerata la fluttuazione della sola "coppia firing". Questo é confermato anche sperimentalmente, come risulta chiaramente da Tabella 3.1, che riporta gli indici di correlazione fra la Pressione Media Indicata (PMI) ed il modulo di $T_{ind\,i}$ e di $T_{firing\,i}$ (con i variabile da 1 a 12), e gli indici di correlazione fra MFB50 e la fase di $T_{ind\,i}$ e $T_{firing\,i}$ (é opportuno sottolineare che gli indici di correlazione sono relativi alle grandezze calcolate sui singoli cilindri, viceversa le correlazioni risulterebbero buone solo per l'armonica caratteristica, ovvero la 4, e le sue multiple).

Armonica	IMEP vs $T_{ind\ i}$	IMEP vs $T_{comb\ i}$	MFB50 vs $T_{ind\ i}$	MFB50 vs $T_{comb\ i}$
1	0.9959	0.9984	0.6156	0.9544
2	0.9835	0.9984	0.4811	0.9705
3	0.9905	0.9986	0.8794	0.9753
4	0.9807	0.9986	0.9675	0.9792
5	0.9790	0.9976	0.9664	0.9847
6	0.9724	0.9964	0.8923	0.9883
7	0.9698	0.9963	0.8823	0.9892
8	0.9609	0.9962	0.7502	0.9884
9	0.9509	0.9952	0.7300	0.9854
10	0.9374	0.9941	0.6132	0.9797
11	0.9293	0.9941	0.6190	0.9745
12	0.8993	0.9946	0.5152	0.9723

Tabella 3.1: *Correlazione fra le armoniche di coppia, MFB50 e PMI.*

In conclusione, sottraendo all'armonica di coppia indicata (stimata a partire dalla sola misura di velocità) la corrispondente armonica di "coppia motoring" (stimata in funzione di regime e pressione di sovralimentazione attraverso l'Eq. (1.29)), é possibile valutare la fluttuazione di "coppia firing" sul ciclo. Come era lecito attendere, a seguito delle considerazioni sopra esposte, questa grandezza risulta fortemente correlata con il baricentro della combustione, dato che é possibile identificare, per tutte le condizioni operative, la correlazione lineare rappresentata nella Figura 3.9. E' importante sottolineare che i cicli di funzionamento rappresentati di seguito sono gli stessi precedentemente riportati nel diagramma di Figura 3.6, per i quali la correlazione fra MFB50 e la fase dell'armonica di coppia indicata risultava molto dispersa. Questo risultato evidenzia chiaramente l'importanza del processo di separazione delle componenti di coppia sulla identificazione di una correlazione che consenta la stima in tempo reale del baricentro della combustione.

3. Stima MFB50

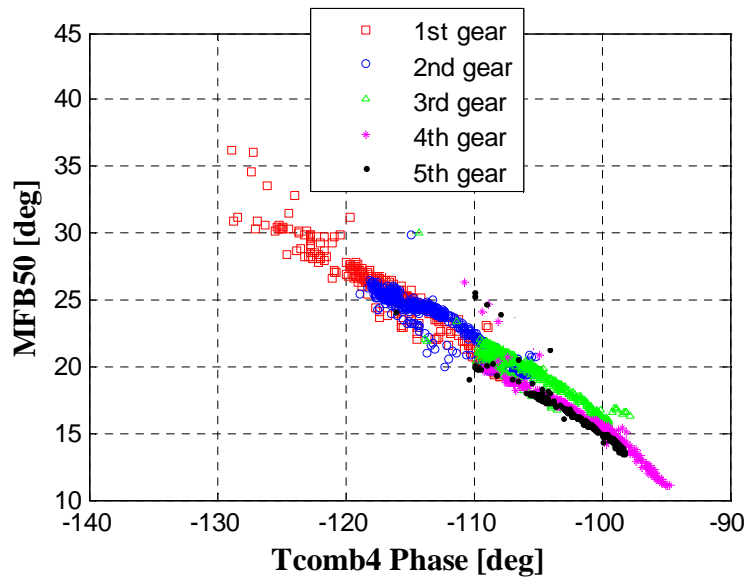


Figura 3.9: *Correlazione fra la fluttuazione di ordine 2 della "coppia firing" ed MFB50, rampe a carichi variabili e con differenti marce inserite.*

Una volta determinata la correlazione di Figura 3.9, questa può finalmente essere utilizzata per completare la procedura che consente di valutare, a bordo veicolo ed in tempo reale, il valore del baricentro della combustione a partire dalla sola misura di velocità. Anche la procedura completa di stima MFB50 è stata applicata al motore Diesel per il quale la procedura è stata sviluppata. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 3.2 e Figura 3.10.

MFB50 Error	[deg]
RMSE	0.76
Mean Value	0.01
Std	0.75

Tabella 3.2: *Risultati ottenuti dall'applicazione della procedura di stima MFB50.*

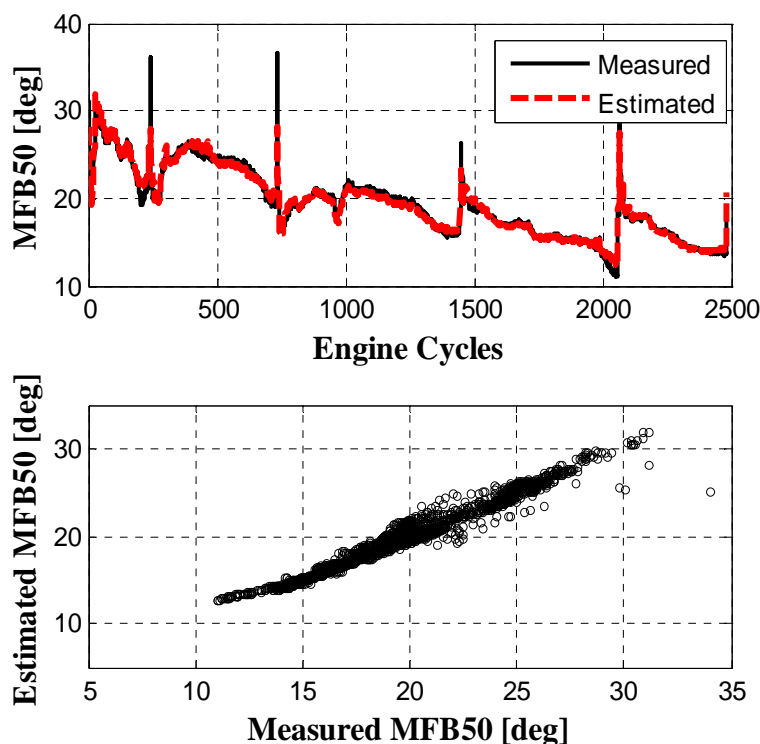


Figura 3.10: Confronto fra MFB50 stimata e misurata.

Il livello di accuratezza ottenuto sulla valutazione di MFB50 (inferiore ad 1°), sembra essere sufficientemente elevato da consentire non solo di identificare quale tipo di combustione ha luogo all'interno del cilindro, ma anche di effettuare un controllo della combustione in “closed loop” basato proprio sul valore del baricentro della combustione stimato utilizzando l'algoritmo descritto in questo lavoro.

3.3 Dipendenza della stima di MFB50 dalla frequenza di clock della ECU

La metodologia descritta in questo capitolo consente quindi di stimare la posizione in cui si colloca il baricentro della combustione a partire dalla sola misura della velocità motore. Pertanto, é facile comprendere che eventuali errori nella misura di velocità avranno una influenza diretta sulla stima di MFB50. A tal proposito, nella sezione 1.3 di questa tesi erano già stati

3. Stima MFB50

affrontati alcuni aspetti critici legati alla valutazione della velocità a bordo veicolo, sottolineando l'importanza della compensazione degli effetti dovuti ai difetti di lavorazione che le normali ruote foniche in commercio normalmente presentano.

Esiste tuttavia un altro aspetto importante, legato alla valutazione di velocità, di cui occorre tenere conto. Come precedentemente spiegato, il calcolo della velocità viene effettuato utilizzando il segnale proveniente da un sensore magnetico affacciato ad una ruota fonica con 60-2 denti. In questa analisi, il segnale di velocità di riferimento è stato calcolato effettuando lo "zero-crossing" del segnale in tensione (in uscita dal pick-up magnetico), acquisito a 100 kHz ed interpolato per determinare l'istante corrispondente al valore del passaggio per lo 0. I risultati riportati in Tabella 3.2 sono stati ottenuti proprio a partire da questo segnale di riferimento.

A bordo veicolo la situazione è sensibilmente diversa, dato che gli intervalli di tempo corrispondenti ai passaggi per lo 0 vengono determinati come multipli di un tempo base, determinato dalla frequenza di clock della ECU. Per questa ragione, l'accuratezza sulla valutazione "on-board" della velocità sarà direttamente influenzata dalla frequenza di clock: è facile intuire che l'accuratezza sarà tanto maggiore quanto più la frequenza di clock della ECU è elevata.

Per valutare l'effetto della frequenza di clock sulla valutazione della velocità (e conseguentemente sulla stima del baricentro della combustione), è stata effettuata una analisi di sensibilità, andando a sotto-campionare gli intervalli di tempo corrispondenti ai tempi dente, come multipli interi di intervalli di clock variabili. I segnali di velocità ottenuti da tale sotto-campionamento sono quindi stati usati come punto di partenza per l'applicazione della intera procedura di stima del baricentro della combustione. I risultati ottenuti sono riassunti in Tabella 3.3 e Figura 3.11.

MFB50	RMSE [deg]
High frequency (ref.)	0.76
4 MHz	0.78
2 MHz	0.81
1 MHz	0.90
500 kHz	1.19

Tabella 3.3: Risultati ottenuti dall'analisi di sensibilità sulla stima MFB50.

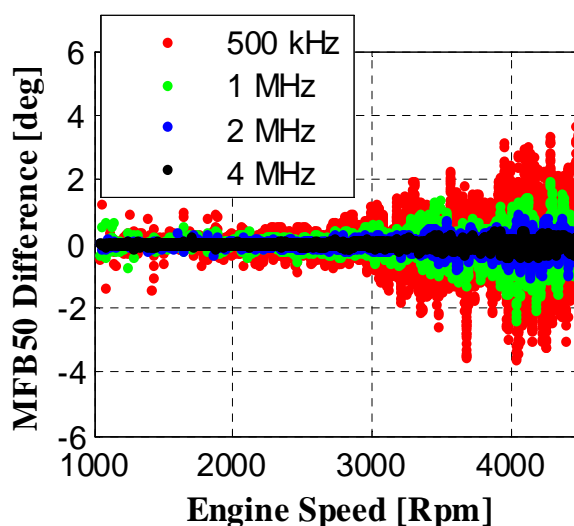


Figura 3.11: Differenza fra MFB50 calcolata a partire dal segnale di velocità di riferimento e da quello sotto-campionato con clock variabile.

L'analisi di sensibilità effettuata permette di stabilire che è sufficiente utilizzare una ECU con frequenza di clock pari a 2 MHz, requisito compatibile con le capacità di calcolo di una moderna unità di controllo motore.

Come conclusione della trattazione sulla procedura di stima coppia ed MFB50 è opportuno rimarcare il fatto che tutta la metodologia si basa sulla misura di velocità e su altre grandezze (pressione di sovralimentazione, regime, ...) che possono essere monitorate a bordo veicolo ed in tempo reale senza alcun costo aggiuntivo. Inoltre, il costo computazionale richiesto è compatibile con le capacità di calcolo di una moderna unità di controllo motore, perché è richiesta la valutazione di soltanto 3 componenti armoniche di interesse.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull' Applicazione della Metodologia

Nei capitoli precedenti, la procedura di stima coppia ed MFB50 é stata discussa, dimostrata, ed applicata ad un motore Diesel Common-Rail Multi-Jet montato a bordo di una vettura. La metodologia infatti, é stata inizialmente sviluppata per un motore ad accensione per compressione, dato che proprio questa tipologia di motore sarà maggiormente penalizzata dall'introduzione della normativa anti-inquinamento Euro 6. Lo scopo del lavoro, sviluppato in collaborazione con Magneti Marelli Powertrain di Bologna, é stato quello di analizzare tutte le possibilità di estrarre informazioni relative al processo di combustione dalla misura di velocità e da altri eventuali segnali disponibili a bordo veicolo senza la richiesta di costi aggiuntivi.

Tuttavia, nonostante l'intera metodologia sia stata inizialmente sviluppata per il motore Fiat 1.3 Multi-Jet 95 cv, il capitolo 1 di questa tesi dimostra chiaramente il carattere generale di questo tipo di approccio, che é applicabile a motori con numero di cilindri diverso, sia ad accensione comandata che ad accensione per compressione.

Per dimostrare il carattere generale dell'approccio, mettendo in luce anche particolari accorgimenti legati alle specifiche applicazioni, l'intero algoritmo é

stato applicato anche ad altre motorizzazioni, prendendo in considerazione anche il caso in cui le combustioni non siano equispaziate. Verificata dunque la possibilità di applicare efficacemente l'algoritmo di stima ad un motore Diesel montato su vettura, il passo successivo é consistito nell'analisi di un motore 6 cilindri ad accensione comandata, installato al banco motore.

Anche per questa motorizzazione sono quindi stati effettuati alcuni set di prove sperimentali, durante i quali sono stati acquisiti i segnali di velocità e di pressione all'interno del cilindro. La velocità é stata misurata utilizzando un pick-up magnetico affacciato ad una ruota fonica 138-2 denti, mentre la pressione in camera é stata misurata utilizzando dei sensori di pressione piezoelettrici (Kistler) integrati nelle candele.

La Figura 4.1 mostra un confronto, per diversi carichi, fra la misura di velocità e le differenze di velocità. In questo caso, l'effetto causato dagli errori di spaziatura dei denti é pressoché trascurabile, pertanto é sempre possibile notare chiaramente la forma d'onda caratteristica del motore in esame, sia per i cicli con combustione che per il ciclo effettuato in cutoff. In particolare, é interessante notare che nel ciclo in cutoff la fase della velocità é opposta rispetto a quella degli altri test, mentre l'ampiezza é pressoché uguale a quella del test effettuato a 4.1 bar di PMI. Questo risultato é dovuto all'effetto delle coppie di inerzia alterna, che si somma a quello delle coppie indicate. In generale, fissato il regime, a basso carico può essere prevalente l'effetto delle coppie di inerzia alterna, mentre l'effetto dovuto alla coppia indicata tende a prevalere all'aumentare del carico.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

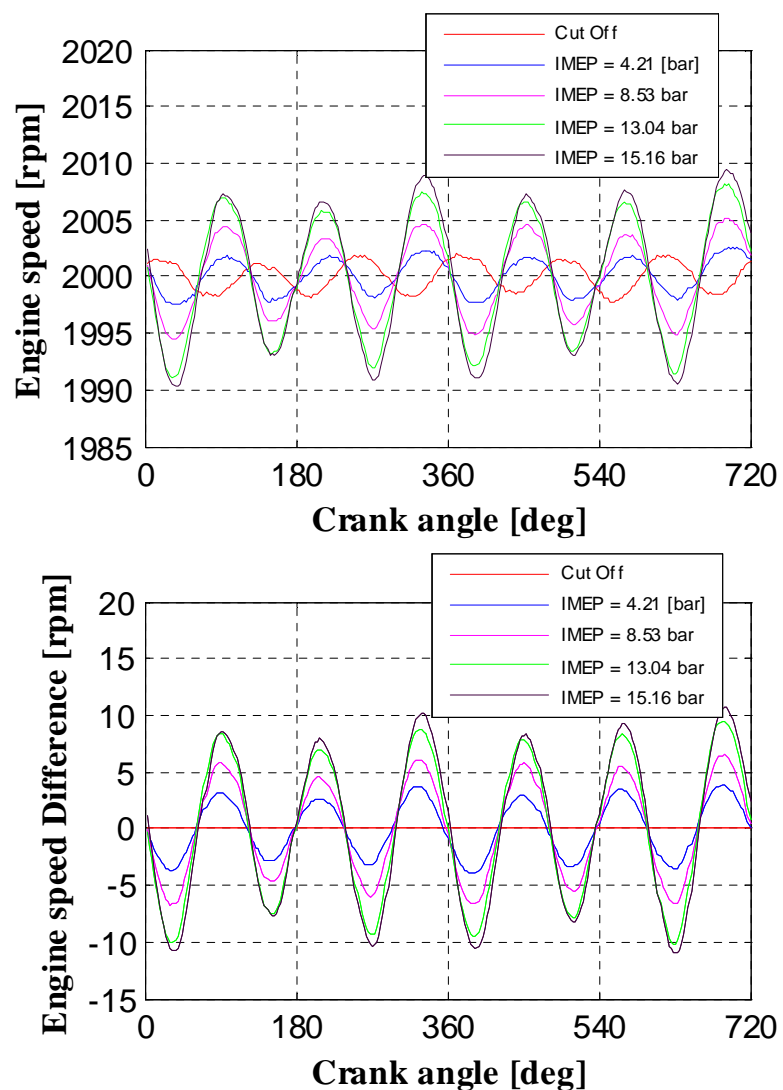


Figura 4.1: Confronto fra velocità e differenze di velocità per cicli di funzionamento effettuati a 2000 rpm e carico variabile.

Figura 4.2 riporta invece le differenze di coppia indicata (calcolata a partire dalle misure di pressione all'interno del cilindro) corrispondenti ai cicli di funzionamento precedentemente rappresentati in Figura 4.1.

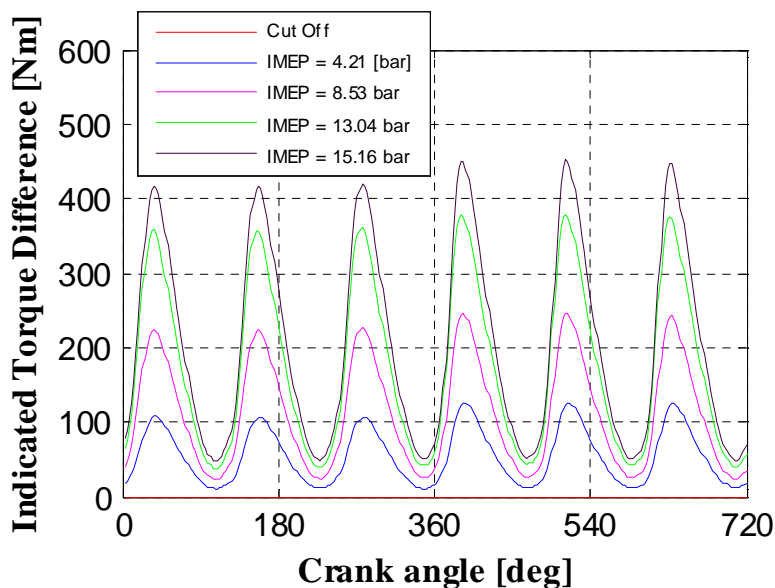


Figura 4.2: Differenze di coppia indicata per cicli effettuati a 2000 rpm e diversi carichi - motore V6 sovralimentato.

Come si può osservare nelle Figure 4.1 e 4.2, questo motore effettua 6 combustioni equi-spaziate per ciclo, pertanto l'ordine motore caratteristico sarà $ORD = 3$ (armonica 6). Una volta fissato l'ordine motore di interesse, l'Eq. (1.27) consente di valutare la Funzione di Trasferimento rappresentativa del comportamento torsionale del sistema in esame, rappresentata in Figura 4.3.

Durante le prove sperimentali, il motore é stato fatto funzionare nel range di velocità compreso fra 1400 e 4500 rpm, pertanto l'intervallo di frequenze nel quale é stato possibile definire la Funzione di Trasferimento varia circa fra 80 e 230 Hz (intervallo di frequenze corrispondente all'ordine motore 3).

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

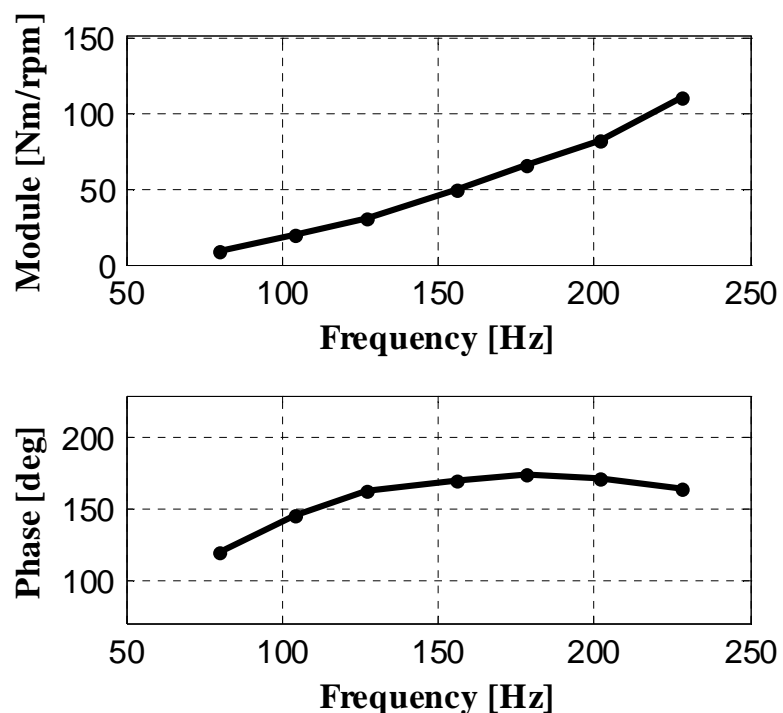


Figura 4.3: Funzione di Trasferimento (modulo e fase) definita nell'intervallo di frequenze corrispondente all'ordine 3 per il motore benzina V6 sovralimentato.

Partendo dalla misura di velocità, é stato quindi possibile stimare la fluttuazione di coppia indicata associata all'ordine 3. I risultati ottenuti sono riportati in Figura 4.4.

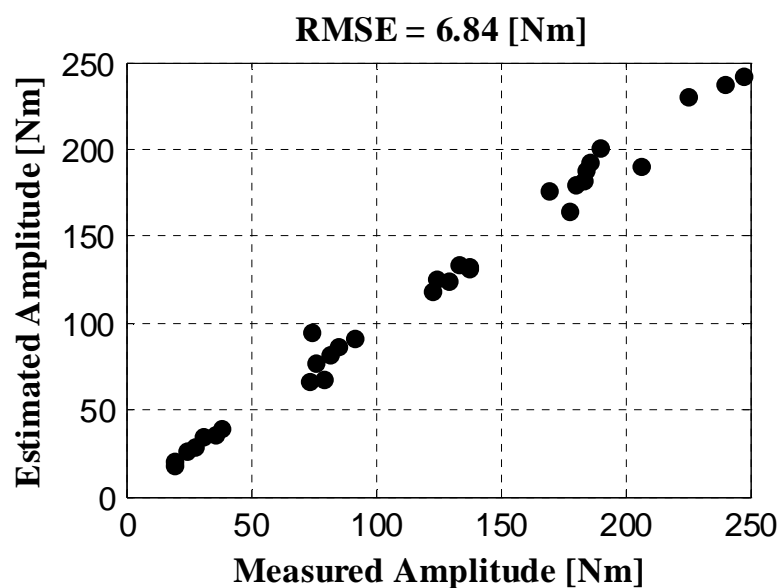


Figura 4.4: Confronto fra i moduli delle armoniche 6 di coppia indicata, stimata e misurata.

Una volta valutata l'armonica di coppia indicata caratteristica del motore in esame, il passo successivo consiste nel determinare le correlazioni esistenti fra la suddetta armonica e le grandezze indicate da stimare (coppia ed MFB50). Tuttavia, la natura di queste correlazioni é del tutto analoga a quella già investigata per il motore Diesel. Pertanto questa parte non é stata riportata nel dettaglio ma, per brevità, verranno riportati in seguito solo i risultati finali ottenuti per tutte le configurazioni analizzate.

Le configurazioni analizzate fino a questo punto presentano motori con 4 o più cilindri, ed in tutti i casi presi in considerazione l'approccio sembra essere utilizzabile per stimare l'armonica di coppia indicata di interesse in tempo reale. Per testare la metodologia su un motore con un numero di cilindri minore, la configurazione successivamente analizzata consiste in un motore 2 cilindri, ad accensione comandata e con combustioni equi-spaziate (per applicazioni automobilistiche montato al banco motore).

Anche in questo caso é stato necessario svolgere una campagna sperimentale per acquisire i valori di velocità motore e di pressione all'interno del cilindro in diverse condizioni operative. Figura 4.5 mostra un confronto degli andamenti di coppia indicata e velocità per due cicli di funzionamento effettuati a basso (1.8 bar di PMI) ed alto carico (6.75 bar di PMI), ma alla stessa velocità media.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

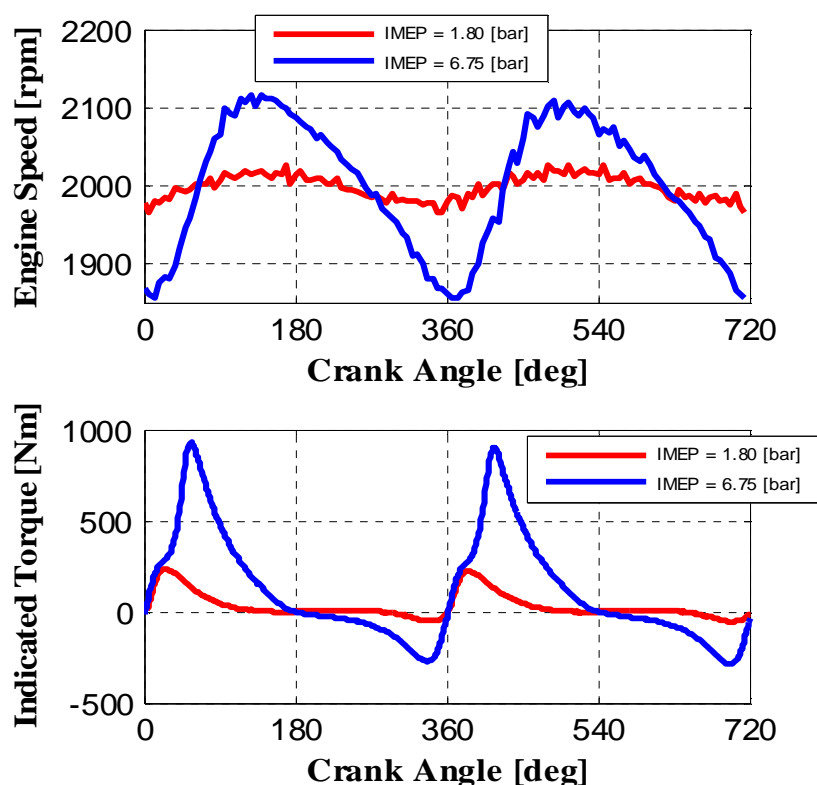


Figura 4.5: Coppia indicata e velocità per due cicli effettuati a 2000 rpm e diversi carichi - motore 2 cilindri aspirato ad accensione comandata.

Figura 4.5 mostra chiaramente che il motore in questione effettua due combustioni equi-spaziate per ciclo, pertanto l'ordine motore caratteristico sarà $ORD = 1$ (armonica 2). Una volta individuato l'ordine motore di interesse, è possibile determinare l'intervallo di frequenze di interesse: dato che la velocità motore varia circa fra 1200 e 6000 rpm, il range di frequenze di frequenze di interesse varierà fra 20 e 100 Hz.

La Funzione di Trasferimento rappresentativa del comportamento torsionale del sistema è rappresentata in Figura 4.6 all'interno del suddetto intervallo di frequenze (quello corrispondente all'ordine motore 1). E' interessante notare la presenza di una risonanza circa in corrispondenza di 56 Hz, identificabile con la presenza di una zona nella quale il rapporto fra l'ampiezza dell'oscillazione di coppia indicata e l'ampiezza dell'oscillazione della velocità motore tende a diminuire all'aumentare della frequenza. In questo caso non sono stati effettuati test in cutoff, ma essendo noto con precisione il

valore delle masse in moto alterno (0.57 [kg]), é stato possibile calcolare la Funzione di Trasferimento $F(j\omega)$ attraverso l'Eq. (1.26).

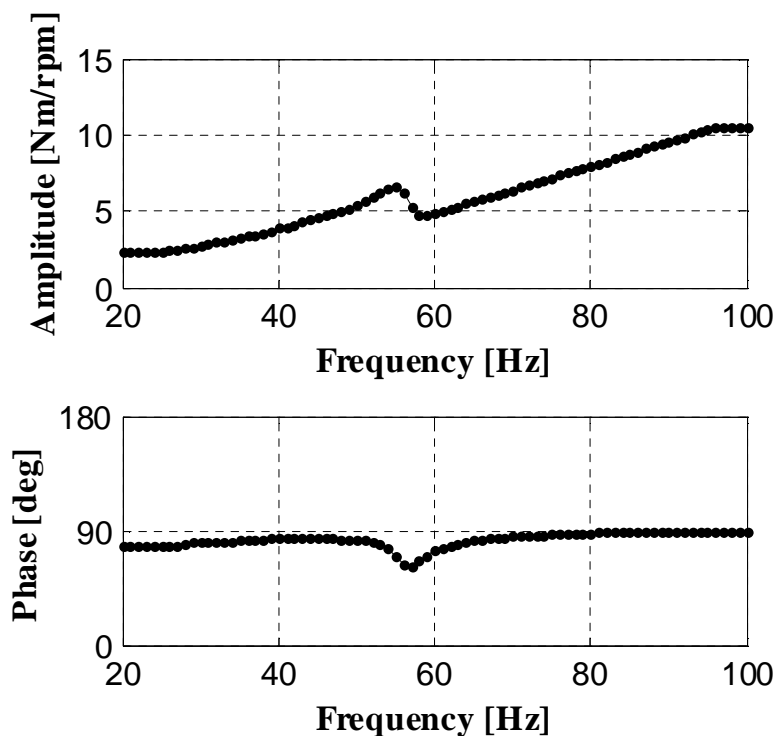


Figura 4.6: Funzione di Trasferimento (modulo e fase) definita nell'intervallo di frequenze corrispondente all'ordine 1 per il motore 2 cilindri aspirato ad accensione comandata.

In analogia con i casi precedenti, la Funzione di Trasferimento precedentemente valutata é stata utilizzata per stimare l'armonica 2 di coppia indicata. Il risultato ottenuto é riportato in Figura 4.7.

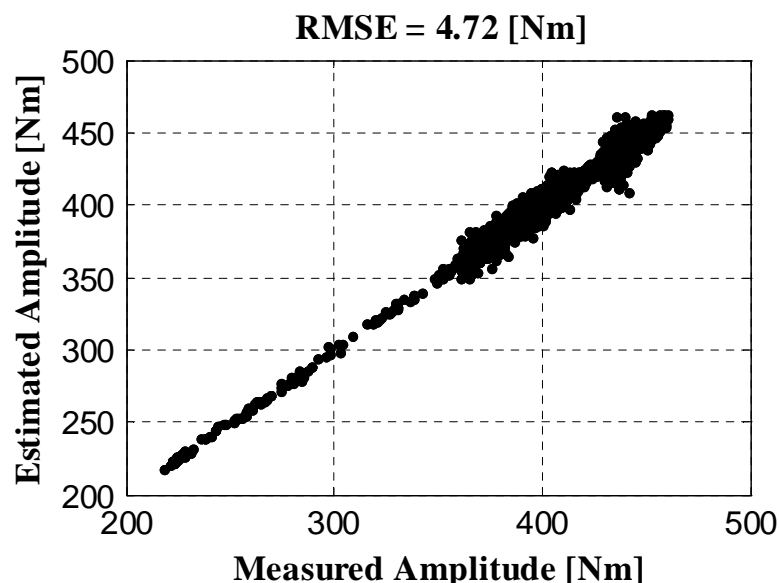


Figura 4.7: *Confronto fra i moduli delle armoniche 2 di coppia indicata, stimata e misurata*

Dunque, in tutte le configurazioni esaminate finora, con numero di cilindri variabile fra 2 e 6, la metodologia sembra essere utilizzabile per stimare la fluttuazione di coppia indicata in tempo reale. In questi casi, la scelta della armonica di interesse era decisamente semplice, perché nei casi di combustioni equi-spaziate essa coincide con il numero di combustioni per ciclo. Infatti, come ampiamente discusso nelle precedenti sezioni di questa tesi, nel caso di combustioni equi-spaziate il contenuto armonico di coppia e velocità è elevato solo in corrispondenza dell'armonica caratteristica e delle sue multiple (a meno che non siano presenti elevati squilibri fra i cilindri).

La situazione è completamente diversa nel caso di motori con combustioni non equi-spaziate. In questo caso, anche se la coppia erogata dai cilindri fosse esattamente identica, il contenuto in frequenza di coppia indicata e velocità sarebbe ugualmente molto elevato in corrispondenza di diversi ordini motore, che dipendono dal numero di cilindri, dall'ordine di combustione e dalla distanza angolare fra le combustioni (con la conseguente impossibilità di individuare un ordine motore caratteristico a priori).

Per chiarire le suddette considerazioni, è stata svolta una campagna sperimentale anche su un motore 2 cilindri, con combustioni non equispaziate, per applicazioni motociclistiche. Il motore, accoppiato ad un freno a correnti parassite, è stato fatto funzionare nell'intervallo di velocità compreso fra 3000 e

6500 rpm e a diversi carichi. Durante i test sono stati acquisiti, anche in questo caso, i segnali di velocità motore e di pressione nel cilindro. Figura 4.8 mostra l'andamento della coppia indicata calcolata in diverse condizioni operative.

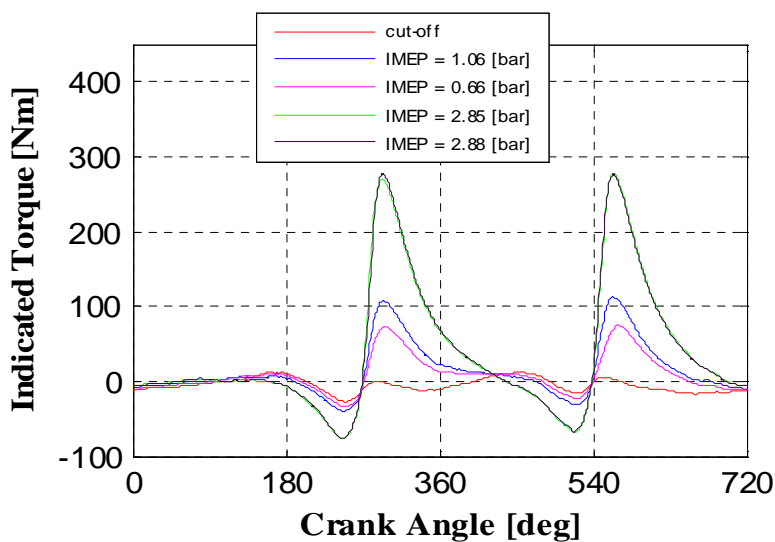


Figura 4.8: Coppia indicata per diversi cicli effettuati a 3500 rpm e carichi diversi - motore 2 cilindri benzina aspirato con combustioni non equi-spaziate.

Risulta evidente che le combustioni non sono equi-spaziate fra loro, e che la distanza angolare é pari a 270 gradi. Figura 4.9 riporta quindi una spiegazione grafica della ragione per cui il contenuto in frequenza di coppia indicata e velocità sarà elevato in corrispondenza di più armoniche.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

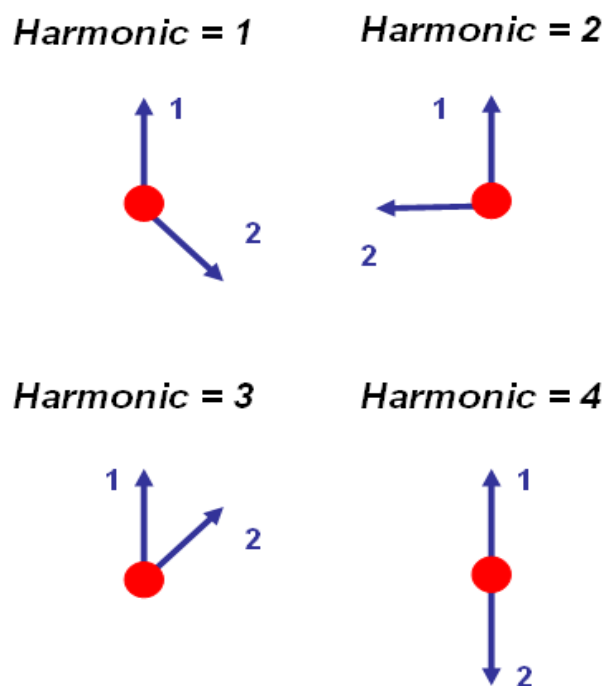


Figura 4.9: Orientamento relativo delle armoniche di coppia indicata fino all'ordine 2.

Per questo motore, il valore delle masse in moto alterno non é noto. Per questo, il modello torsionale del sistema é stato determinato utilizzando le differenze di coppia indicata e velocità. L'andamento delle differenze di velocità, calcolate rispetto al ciclo effettuato in cutoff, é rappresentato in Figura 4.10.

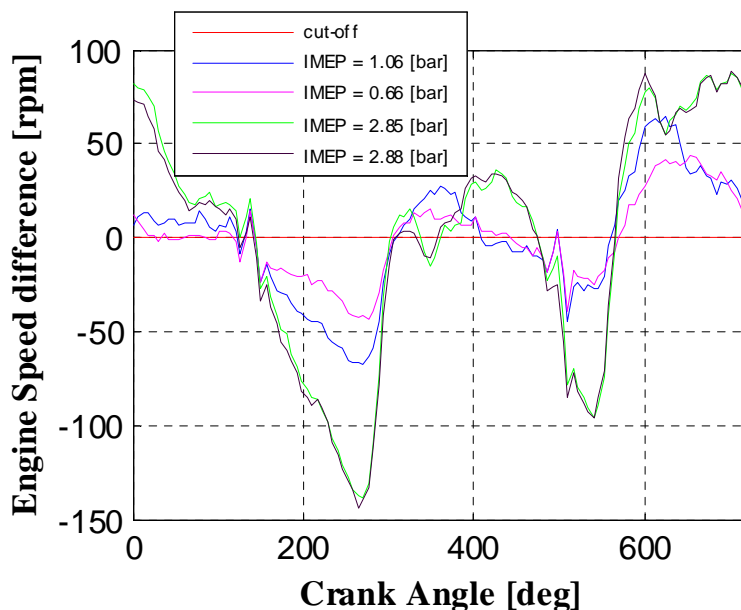


Figura 4.10: Differenze di velocità per diversi cicli effettuati a 3500 rpm e carichi diversi - motore 2 cilindri benzina aspirato con combustioni non equi-spaziate

La differenza principale fra questo caso ed i precedenti (con combustioni equi-spaziate) é che l'intervallo di frequenze di interesse in cui il modello torsionale deve riprodurre il comportamento dinamico del sistema non può essere definito a priori. In questa configurazione, la Funzione di Trasferimento é stata calcolata per il range di frequenze corrispondente agli ordini motore 0.5, 1, 1.5. Dal momento che le prove sperimentali sono state effettuate utilizzando il motore fra 3000 e 6500 rpm, gli intervalli di frequenza corrispondenti ai suddetti ordini motore vanno rispettivamente da 25 a 55 Hz, da 50 a 108 Hz, da 75 a 163 Hz. Figura 4.11 mostra l'andamento della Funzione di Trasferimento (ampiezza e fase) determinata attraverso l'Eq (1.27) nell' intervallo di frequenze complessivo, ovvero fra 25 e 163 Hz.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

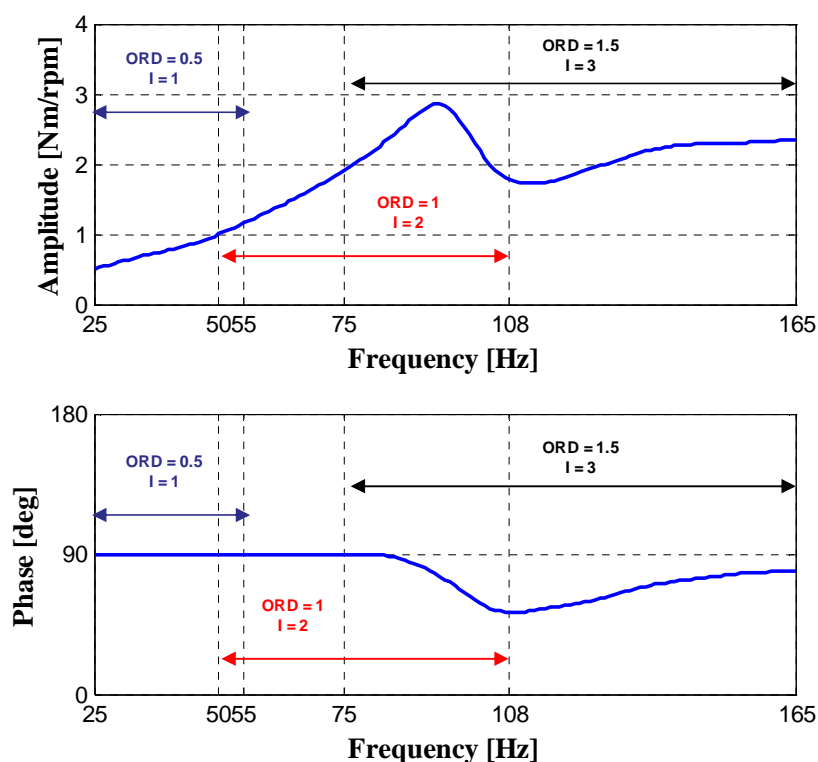


Figura 4.11: Funzione di Trasferimento (ampiezza e fase), valutata per un motore benzina 2 cilindri montato in un banco prova (combustioni non equi-spaziate) e definita nel range di frequenza corrispondente agli ordini motore 0.5, 1, 1.5.

La Funzione di Trasferimento rappresentata in Figura 4.11 presenta una risonanza intorno ai 90 Hz. L'unico intervallo di frequenze che non include al suo interno tale risonanza é quello corrispondente all'ordine motore 0.5. Per questo motivo, l'armonica 1 é stata scelta come armonica di interesse, e la Funzione di Trasferimento é stata utilizzata per stimare la fluttuazione di coppia indicata associata all'ordine motore 0.5, ottenendo il livello di accuratezza riportato in Figura 4.12.

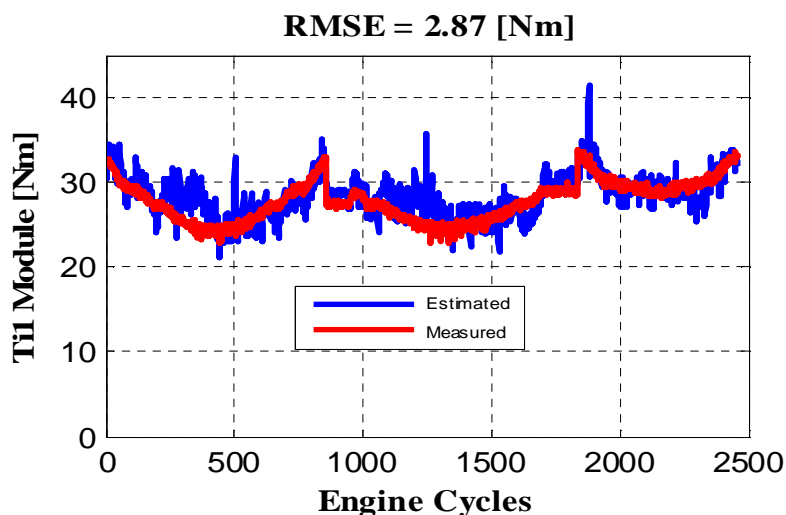


Figura 4.12: Confronto fra i moduli delle armoniche 1 (ordine 0.5) di coppia indicata, stimata e misurata.

Le analisi effettuate sulle motorizzazioni sopra descritte sembrano dimostrare il carattere generale della metodologia di stima della fluttuazione di coppia indicata: é infatti sempre possibile determinare, con un livello di accuratezza compatibile con i requisiti richiesti per una applicazione "on-board", il valore della fluttuazione di coppia di interesse (che dipende dalla configurazione motore-driveline considerata).

Una volta stimate le armoniche di interesse, il secondo step della metodologia é stato applicato a tutte le configurazioni, andando a valutare sia la coppia erogata che il baricentro della combustione. Come anticipato, questa parte non é stata ulteriormente approfondita, dato che le correlazioni determinate per ciascun motore sono del tutto analoghe a quelle precedentemente approfondite nei capitoli 2 e 3 di questa tesi.

I risultati ottenuti dall'applicazione della metodologia a tutte le configurazioni motore-driveline in esame (con l'aggiunta di un motore 10 cilindri montato al banco, per il quale la procedura di analisi é del tutto analoga a quella precedentemente descritta per il motore con architettura V6) sono riportati in Tabella 4.1.

4. Impatto della Configurazione Torsionale sull'Applicazione della Metodologia

Engine architecture	IMEP [bar]	MFB50 [deg]
Gasoline L2 Turbo	0.22	1.67
Gasoline L2 (not evenly spaced)	0.28	1.34
Diesel L4	0.42	0.78
Gasoline L4	0.27	1.23
Gasoline V6 Turbo	0.20	2.18
Gasoline V10	0.38	2.65

Tabella 4.1: *Stima di PMI ed MFB50, RMSE fra i valori misurati (a partire dalle misure di pressione all'interno del cilindro) e quelli stimati (applicando l'algoritmo).*

Per tutti test effettuati, i risultati ottenuti mostrano un buon livello di accuratezza delle stime. In particolare, é interessante evidenziare che:

- La stima della PMI é molto accurata per tutte le configurazioni motore-driveline considerate;
- La valutazione di MFB50 é migliore per i test effettuati su motori Diesel. Questo risultato é legato alle caratteristiche stesse della combustione, caratterizzata da rapporti di compressione più elevati, che generano elevate ampiezze di fluttuazione della coppia e, di conseguenza, della velocità;
- L'accuratezza sulla stima di MFB50 diminuisce al crescere del numero dei cilindri. Anche in questo caso il risultato ottenuto é dovuto al fatto che l'aumento del numero di cilindri provoca una diminuzione dell'ampiezza della oscillazione di velocità.

Conclusioni

Lo sviluppo dei moderni sistemi di controllo per motori a combustione interna é prevalentemente spinto dalla richiesta di riduzione delle emissioni inquinanti allo scarico. In particolare, a partire dal 2014, una significativa riduzione degli inquinanti verrà richiesta a seguito dell'introduzione della normativa Euro 6, che impone un severo taglio delle emissioni sia ai motori ad accensione comandata che a quelli ad accensione per compressione. Questi ultimi (i motori Diesel) saranno i più penalizzati dalle future normative, dato che queste richiedono, per quanto riguarda il particolato allo scarico, di mantenere i livelli imposti dalla normativa Euro 5 (decisamente stringenti) e di dimezzare allo stesso tempo le emissioni di ossidi di azoto.

Numerosi studi effettuati negli ultimi anni, ed ampiamente documentati in letteratura, dimostrano che una significativa riduzione delle emissioni inquinanti può essere ottenuta attraverso accurati algoritmi di controllo della combustione in catena chiusa basati sulla valutazione in tempo reale del carico (Coppia Indicata, PMI) e, soprattutto, del baricentro della combustione (MFB50). Tali grandezze, che forniscono importanti informazioni relative alla modalità nella quale la combustione si sviluppa all'interno del cilindro, posso essere direttamente calcolate a partire dalla misura di pressione in camera. Tuttavia, allo stato attuale, questo tipo di misura non é ancora disponibile in modo robusto a bordo veicolo. I fattori principali che ne hanno impedito la

diffusione su larga scala sono problematiche legate all'accuratezza e all'affidabilità della misura nel tempo, che si vanno a sommare anche all'elevato costo della catena di misura.

Il lavoro svolto in questa tesi é stato pertanto finalizzato alla definizione di metodologie che consentissero di determinare le grandezze caratteristiche del processo di combustione a partire da informazioni disponibili a bordo veicolo, ovvero da grandezze che, nei moderni sistemi di controllo, la centralina é già in grado di monitorare in tempo reale.

La metodologia sviluppata e descritta in questa tesi si basa sulla misura del segnale di velocità di rotazione istantanea dell'albero motore. Questa misura é già disponibile a bordo veicolo, e può essere effettuata con la stessa ruota fonica già utilizzata per altri scopi controllistici. Tale metodologia, attraverso la definizione di un modello torsionale del sistema in esame (che dipende dalla tipologia di configurazione motore-driveline analizzata), permette di stimare, a partire dalla misura di poche specifiche componenti armoniche del segnale di velocità, le corrispondenti componenti armoniche della coppia indicata. In un secondo step, tali fluttuazioni di coppia possono essere utilizzate per determinare:

- Coppia indicata media sul ciclo (ciclo per ciclo);
- Coppia erogata da ciascun cilindro (ciclo per ciclo);
- Baricentro della combustione.

L'accuratezza dei risultati ottenuti consente di affermare che la metodologia sviluppata può essere utilizzata all'interno un algoritmo per il controllo della combustione in catena chiusa. Inoltre, il costo computazionale richiesto é compatibile con le capacità di calcolo di una moderna unità di controllo motore.

Infine, é opportuno rimarcare che la metodologia é basata sulla sola misura di velocità motore, che può essere effettuata tramite il sensore induttivo già presente a bordo veicolo, pertanto l'algoritmo non richiede alcun costo aggiuntivo.

Appendice A - Sensori Utilizzati

In generale col termine ‘trasduttore’ si vuole indicare un qualsiasi dispositivo in grado effettuare una trasformazione fra grandezze fisiche differenti con lo scopo di ‘trasdurre’ l’informazione proveniente dal sensore, il quale ‘sente’ la grandezza nel dominio chimico-fisico, in un segnale analogico secondo una relazione tra le quantità di ingresso ed uscita. Nella maggioranza dei casi l’informazione passa dal dominio chimico-fisico al dominio di servizio come grandezza elettrica (ma può essere anche meccanica, ottica..), e il risultato della misura può essere visualizzato sul quadrante di uno strumento, memorizzato su un supporto hardware o inviato ai sistemi di controllo e diagnosi.

A.1 I trasduttori di Pressione

La pressione, ed in particolare il suo andamento in funzione dell’angolo di manovella opportunamente fasato, è la grandezza più importante per lo studio della combustione all’interno del cilindro. L’importanza della misura è però accompagnata da numerose difficoltà nell’effettuarla correttamente, poiché numerose sono le cause che possono portare all’insorgere di errori o di situazioni tali da far perdere significato ai valori misurati. Attualmente la catena di misura più diffusa e consolidata, in pratica quella ritenuta meno affetta da errori, è quella costituita da un sensore piezoelettrico e un amplificatore di carica.

Nel campo delle misure di pressione all'interno dei cilindri il tipo di trasduttore largamente più utilizzato è senza dubbio quello piezoelettrico. Un materiale piezoelettrico ha la caratteristica di generare cariche elettriche non appena è sottoposto a deformazione. Questo effetto è reversibile, nel senso che, se viene applicata una differenza di potenziale su due superfici parallele, il materiale subisce una deformazione. Mentre la prima proprietà è utilizzata nei trasduttori di forza, di pressione e di vibrazioni, la seconda viene utilizzata nei componenti elettronici impiegati per la generazione di segnali periodici. La struttura di un trasduttore piezoelettrico è tale da disporre il reticolo cristallino in modo che le forze esterne causino una deformazione della struttura stessa secondo un asse preferenziale e si generino cariche di polarità opposta ai punti terminali. In particolare è possibile ottenere una direzione preferenziale di migrazione delle cariche elettriche tagliando opportunamente il materiale.

Il trasduttore preso in considerazione è formato da una membrana elastica posta a contatto da un lato con l'ambiente del quale si vuole misurare la pressione, nel nostro caso si tratta ovviamente della camera di combustione, dall'altro con una piastrina di materiale sensibile, piezoelettrico appunto. Sotto l'azione della pressione la membrana trasferisce forza al cristallo piezoelettrico, il quale si comprime e, a seguito della deformazione, genera sulle superfici un accumulo di carica proporzionale alla deformazione δ subita e alla pressione p da misurare:

$$Q = -k_q \cdot \delta = -k_p \cdot p \quad (\text{A.1})$$

il segno meno indica semplicemente il segno delle cariche liberate rispetto a quello della pressione da misurare.

Raccogliendo le cariche accumulate sulle facce della piastrina mediante le lamine di un condensatore, è possibile tradurre la carica in una tensione, quella ai capi del condensatore che ha come armature le suddette lamine, per farlo basta dividere il valore della carica per la capacità del condensatore secondo l'Eq. (A.2):

$$e_0 = \frac{Q}{C_a} = -\frac{k_p \cdot p}{C_a} \quad (\text{A.2})$$

Dal punto di vista elettrico il funzionamento del trasduttore si può schematizzare come un circuito composto da un generatore di corrente, da una resistenza e da una capacità posti in parallelo:

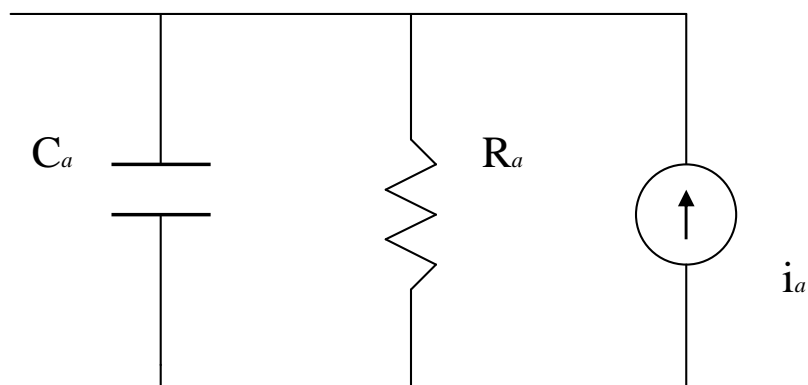


Figura A.1: Schema elettrico di un trasduttore di pressione.

In particolare, la corrente elettrica generata dalla variazione nel tempo della pressione p da misurare è espressa dalla Eq. (A.3):

$$i_a = \frac{dQ(t)}{dt} = -k_p \cdot \frac{dp(t)}{dt} \quad (\text{A.3})$$

In tal modo si ha a disposizione uno strumento di misura dotato delle tipiche caratteristiche dei sensori piezoelettrici, vale a dire di una elevata frequenza naturale, un ampio campo di linearità e scarsa isteresi.

Si é quindi visto come sia possibile, a partire da una piastrina di cristallo piezoelettrico, ottenere una carica sulle armature di un condensatore e, di conseguenza, una tensione proporzionale alla deformazione del cristallo all'interno di un ampio campo di linearità. Dal momento però che, nel suo funzionamento, la piastrina piezoelettrica libera energie molto ridotte, la

tensione in uscita dal sensore deve essere amplificata, in modo da poter poi essere concretamente utilizzata per misurare la pressione p : a tale scopo, nella quasi totalità delle applicazioni viene utilizzato un amplificatore di carica collegato al trasduttore piezoelettrico mediante un cavo coassiale.

Dal punto di vista elettrico un amplificatore di carica non è altro che un amplificatore operazionale che ha sul ramo di controreazione una resistenza R_f ed una capacità C_f in parallelo fra loro. Nel caso di amplificatore ideale avremmo tensione uguale sia al morsetto invertente che al non invertente, in particolare questa tensione sarebbe nulla perché il morsetto non invertente è collegato a terra.

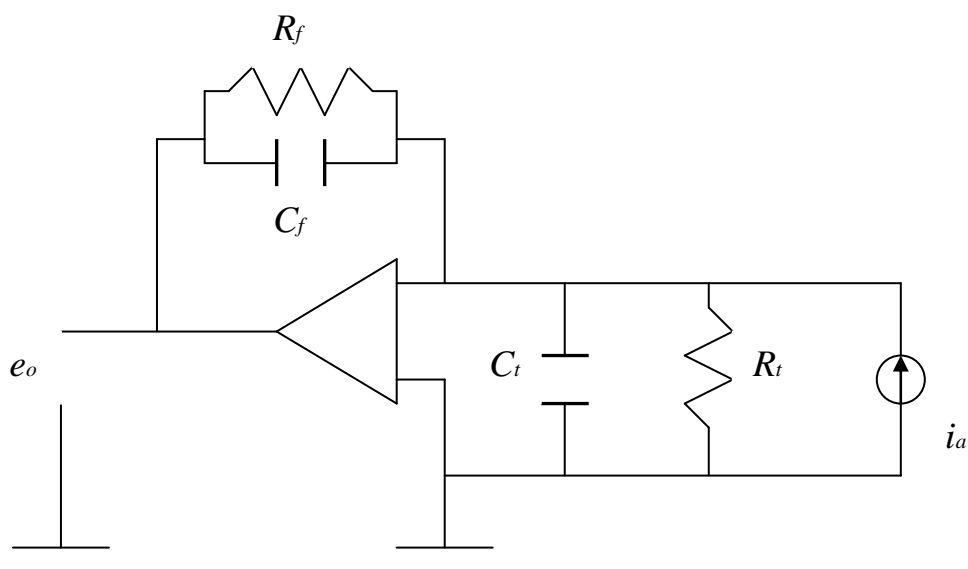


Figura A.2: Circuito di misura ottenuto collegando il trasduttore di pressione all'amplificatore di carica mediante cavo coassiale.

Per semplicità sono stati rappresentati in figura la resistenza e la capacità equivalenti al parallelo fra quelle del cavo coassiale e del sensore piezoelettrico.

Pur non scendendo troppo nel dettaglio dell'argomento, dal momento che non è scopo di questa tesi farlo, è bene sottolineare che sebbene la presenza dell'amplificatore di carica sia fondamentale ai fini della misura, il funzionamento di questo strumento può causare anche alcuni inconvenienti, dal

Appendice A

momento che non si limita a restituire in uscita una tensione proporzionale a quella in ingresso, ma esegue anche un filtraggio 'passa alto' del segnale, tagliando le armoniche con frequenza inferiore a quella di taglio propria dell'amplificatore: il risultato è una componente fluttuante ad alta frequenza, con il problema della perdita della componente media.

Per ricostruire il valore della componente media esistono diversi metodi, fra cui:

- L'utilizzo di un sensore supplementare posto all'interno del collettore di aspirazione
- Un metodo termodinamico (detto "metodo della politropica"), che permette di utilizzare un solo sensore di pressione (affacciato all'interno del cilindro) e di risalire alla componente media mediante due misurazioni opportune.

Si è già accennato all'importanza che hanno le misure di pressione per potere effettuare un'analisi accurata del processo di combustione che ha luogo all'interno di un motore, ed in particolare allo scopo di realizzare modelli della combustione, ma è bene fare qualche considerazione anche sull'elevato numero di cause che possono contribuire a rendere la misura affetta da errore.

In Figura A.3 è rappresentato un diagramma di indicatore reale, che si riferisce ad un motore generico, e non specificamente ad un motore Diesel. Esso è comunque utile per riassumere i principali errori che possono andare ad influire sulla misura.

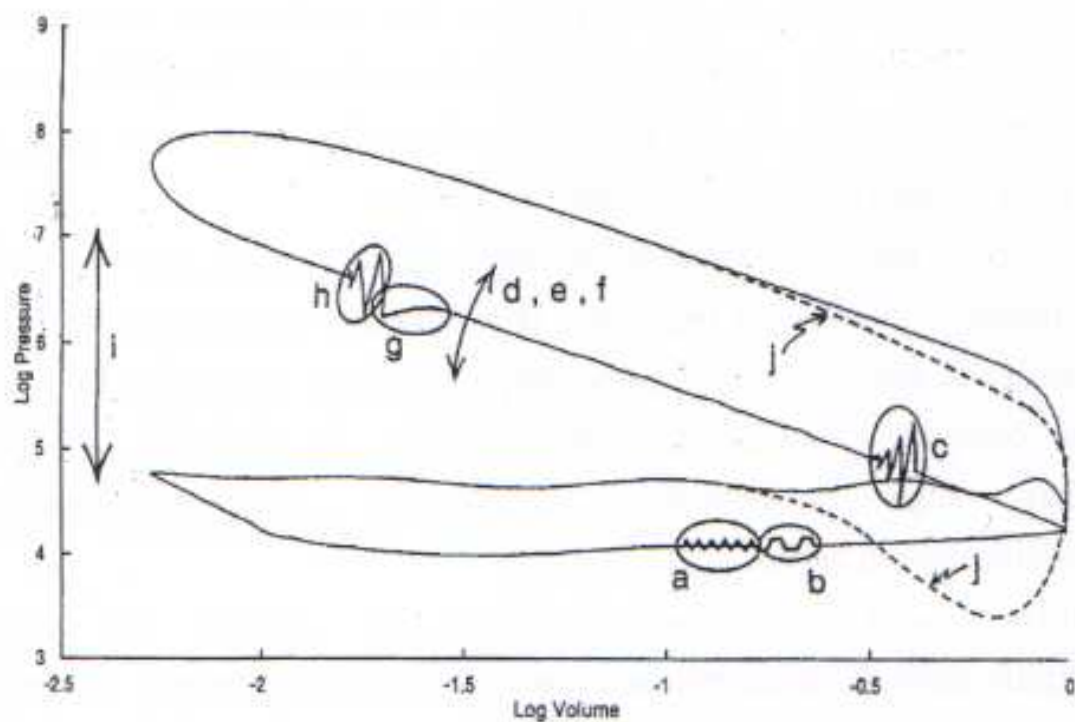


Figura A.3: Schema generico di un diagramma di indicatore reale.

Quando si effettua una misura di pressione in un qualsiasi motore occorre sempre tener conto che possono insorgere errori dovuti alle seguenti cause:

- Rumori legati a vibrazioni meccaniche (apertura e chiusura delle valvole)
- Rumori elettrici (ad es. la scarica delle candele)
- Errori nella fasatura fra il segnale di pressione a quello angolare al momento dell'acquisizione
- Scarsa risoluzione del sistema di acquisizione (frequenza di campionamento troppo bassa)
- Errori nella valutazione del volume spazzato dal pistone
- Imprecisioni nella ricostruzione del valore medio
- Errori dovuti a shock termici subiti dal sensore
- Errori dovuti alla risonanza del condotto di collegamento (ossia ad in errato alloggiamento del sensore); il condotto infatti deve essere abbastanza lungo da consentire lo spegnimento della fiamma prima che questa arrivi a contatto col sensore, ma allo stesso tempo non

deve raggiungere una lunghezza tale da causare fenomeni di risonanza.

La lunghezza dell'elenco dei problemi da risolvere chiarisce ancor più la difficoltà nell'ottenere una misura significativa ed attendibile, e l'importanza dell'argomento ha fatto sì che negli anni siano stati elaborati numerosi metodi correttivi, compensativi o quantomeno limitativi di tali distorsioni, al punto che in letteratura è possibile ritrovare una trattazione formale di ognuno dei punti elencati. Un esempio di quanto detto è il fatto che, come già accennato, esistono diversi modi di ricostruire la componente media di un segnale filtrato da un amplificatore di carica, e non tutti hanno la stessa precisione in tutte le applicazioni.

Di pari passo con lo sviluppo di tecniche correttive degli errori di misura va registrato anche il lavoro dei costruttori di sensori, che cercano di realizzare sensori in grado di eseguire misure di pressione sempre più precise; un esempio è la realizzazione di sensori raffreddati, che eliminano almeno in parte il problema delle derive termiche di breve o lungo periodo. Durante lo sviluppo di questa tesi sono sempre stati utilizzati set di prove di pressione acquisiti con sensori raffreddati.

A.2 Misura di Velocità con Tachimetro a Riluttanza variabile

Per effettuare la misura di velocità si può ricorrere all'utilizzo di una ruota dentata di materiale ferromagnetico, ai cui denti è affacciato un sensore a riluttanza variabile, composto da un magnete permanente avvolto da spire di materiale conduttore (Figura A.4).

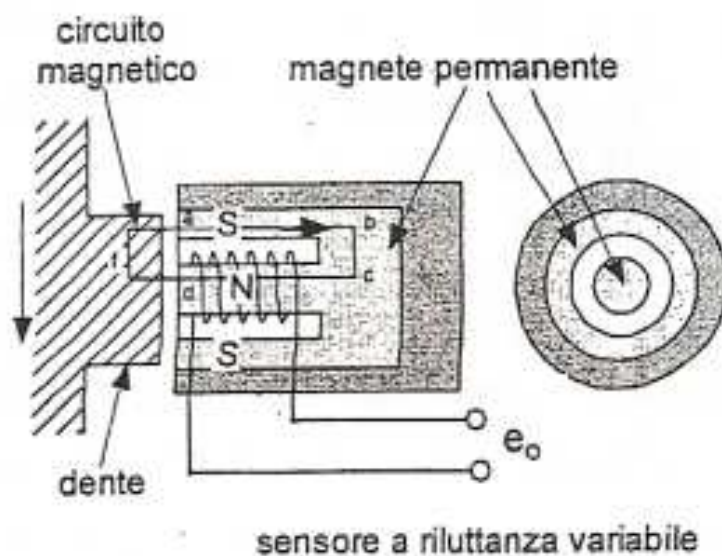


Figura A.4: Circuito magnetico $abcdf$.

Quando un dente si affaccia davanti al sensore si ha una diminuzione della riluttanza per il circuito magnetico $abcdf$, che passa da:

$$R = \frac{L}{A \cdot \mu_0} + R_c \quad (\text{A.4})$$

al valore:

$$R = \frac{L}{A \cdot \mu_0 \cdot \mu_r} + R_c \quad (\text{A.5})$$

dove:

- R_c : la riluttanza magnetica del circuito $abcd$;
- L : lunghezza del tratto di circuito f ;
- A : area del tratto di circuito f ;
- μ_0 : permeabilità magnetica dell'aria;
- μ_r : permeabilità magnetica relativa del materiale ferromagnetico del dente (dell'ordine di 10^3).

Appendice A

La diminuzione della riluttanza porta ad un aumento del flusso magnetico Φ dove, detta F_m la forza magnetomotrice del magnete permanente:

$$\Phi = \frac{F_m}{R} \quad (\text{A.6})$$

La variazione di flusso magnetico genera a sua volta una tensione che, secondo la legge di Faraday, vale:

$$e_0 = -\frac{d\Phi}{dt} \quad (\text{A.7})$$

Il flusso magnetico $\Phi(t)$ passa da un valore minimo, quando il dente è lontano dal sensore, al suo valore massimo, quando il dente è di fronte al sensore, per poi tornare al valore minimo, quando il dente esce dal campo di azione del magnete (Figura A.5).

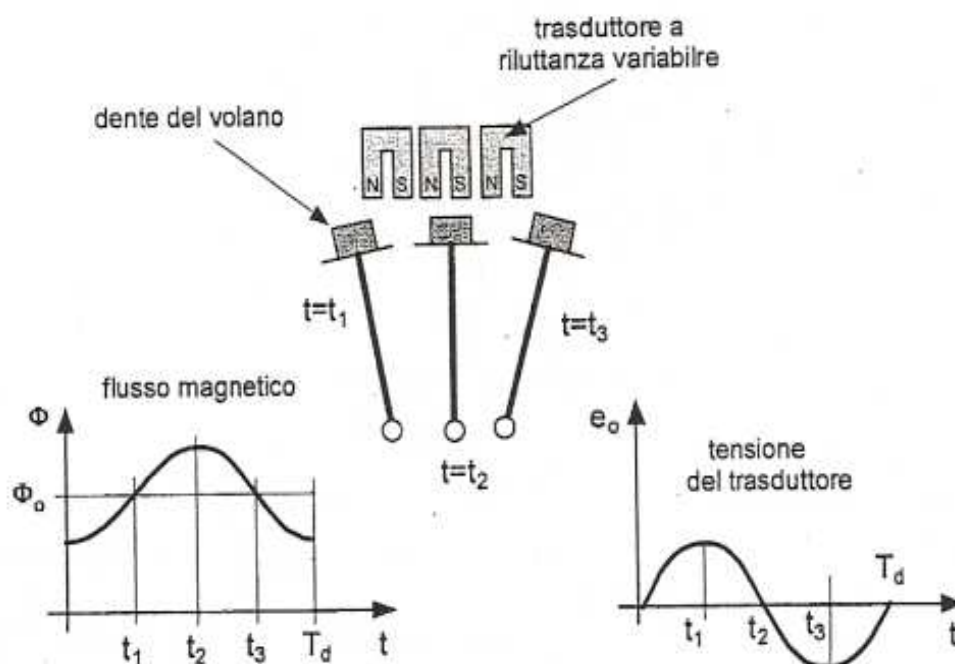


Figura A.5: Andamento temporale della densità di flusso magnetico e della tensione al variare della posizione della ruota rispetto al magnete.

La velocità angolare media, $\bar{\Omega}$, tra il passaggio di due denti consecutivi, è data dal rapporto fra l'angolo sotteso dai due denti, $\Delta\alpha$, ed il tempo, T_d , del loro passaggio davanti al sensore:

$$\bar{\Omega} = \frac{\Delta\alpha_d}{T_d} \quad (\text{A.8})$$

dove, detto N_d il numero di denti della ruota:

$$\Delta\alpha_d = \frac{2 \cdot \pi}{N_d} \quad (\text{A.9})$$

L'andamento della tensione può essere evidenziato su un oscilloscopio, sul cui quadrante si può determinare l'intervallo di tempo T_d .

Per semplificare, supponiamo che il flusso magnetico abbia un andamento sinusoidale del tipo riportato in Eq. (A.10):

$$\begin{aligned} \Phi(t) &= -\Phi \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{T_d} \cdot t\right) + \Phi_0 \\ \Phi(t) &= -\Phi \cdot \cos(\bar{\Omega} \cdot N_d \cdot t) + \Phi_0 \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

da cui, nell'ipotesi di velocità angolare costante:

$$e_0(t) = -n \cdot \frac{d\Phi(t)}{dt} = -n \cdot \Phi \cdot \bar{\Omega} \cdot N_d \cdot \text{sen}(\bar{\Omega} \cdot N_d \cdot t) \quad (\text{A.11})$$

in cui n è il numero di spire del sensore.

Dall'esame dell'Eq. (A.11) si può notare che l'ampiezza della tensione è direttamente proporzionale alla velocità angolare; più bassa è la velocità, più bassa è l'ampiezza della tensione e viceversa.

Si potrebbe dimostrare che se la velocità angolare non è costante, l'andamento della tensione varia sia in ampiezza che in frequenza.

Lista di Simboli e Acronimi

<i>ORD</i>	Ordine motore			
<i>i</i>	Componente armonica			
<i>M</i>	Numero di cilindri			
θ_m	Posizione angolare m-esimo cilindro			
<i>r</i>	Raggio di manovella			
A_p	Area del pistone			
$P_{ind,m}$	Pressione indicata m-esimo cilindro			
$f(\theta_m) = \sin(\theta - \theta_{TDCm}) + \frac{\lambda \sin(2(\theta - \theta_{TDCm}))}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta - \theta_{TDCm})}}$	funzione geometrica del			
	manovellismo per l' m-esimo cilindro			
$T_{ind,m}$	Coppia indicata per l' m-esimo cilindro			
M_{eq}	Massa equivalente a quella in moto alterno			
$T_{r,m}$	Coppia d'inerzia alterna m-esimo cilindro			
ω	Frequenza			
θ_{mot}	Posizione angolare del motore			
θ_k	Posizione angolare della k-esima inerzia			
I_{mot}	Inerzia motore			
I_k	k-esima inerzia			
k_k	k-esima rigidezza			
c_k	k-esimo smorzamento			
T_k	Coppia applicata alla k-esima inerzia			
T_{mot}	Coppia applicata al motore			
c_p	Calore specifico a pressione costante			
c_v	Calore specifico a volume costante			
γ	c_p/c_v			

p	Pressione all'interno del cilindro
V	Volume all'interno del cilindro
SI	Accensione comandata
CI	Accensione per compressione
$F(j\omega)$	Funzione di trasferimento del sistema motore-driveline
PMS	Punto morto superiore
P_{boost}	Pressione di sovralimentazione
ECU	Unità di controllo motore
PMI	Pressione Media Indicata

Riferimenti bibliografici

1. Jaine, T., Chamaillard, Y., Charlet, A., Higelin, P., High-Frequency Imep Estimation and Filtering for Torque- Based SI Engine Control, SAE Paper 2002-01-1276
2. Ball, J. K., Bowe, M. J., Stone, C. R., McFadden, P. D., Torque Estimation and Misfire Detection using Block Angular Acceleration, SAE Technical Paper 2000-01-0560
3. Fam, M., Hendriks, E., A Load Torque Estimator, SAE Paper 2004-01-1372
4. Maloney, P. J., Embedded Torque Estimator for Diesel Engine Control Application, SAE Paper 2004-01-1371
5. Hamedovic, H., Raichle, F., Breuninger, J., Fischer, W., Dieterle, W., Klenk, M., Böhme, J. F., IMEP-Estimation and In-Cylinder Pressure Reconstruction for Multicylinder SI-Engine by Combined Processing of Engine Speed and One Cylinder Pressure, SAE Paper 2005-01-0053
6. Taraza, D., Statistical Correlation Between the Crankshaft's Speed Variation and engine Performance – Part I: Theoretical Model, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 123, April 2001, pp 428-432.
7. Gani, E., Manzie, C., Indicated Torque Reconstruction from Instantaneous Engine Speed in a Six-Cylinder SI Engine Using Support Vector Machines, SAE Paper 2005-01-0030
8. Chauvin, J., Corde, G., Moulin, P., Castagné, M., Petit, N., Rouchon, P., Real-Time Combustion Torque Estimation on a Diesel Engine Test Bench Using Time-Varying Kalman Filtering, 43rd IEEE Conference on Decision and Control, December 14-17, 2004, Atlantis, Paradise Island, Bahamas
9. Grunbacher, E., Kefer, P., Del Re, L., Estimation of the Mean Value Engine Torque Using an Extended Kalman Filter, SAE Paper 2005-01-0063
10. Drakunov, S., Rizzoni, G., Yue-Yun Wang, On-Line Estimation of Indicated Torque in Ic Engines Using Nonlinear Observers, SAE Paper 950840

11. Tong, Y., Jian-Qiu Li, Junzhi Zhang, Coordinating Control-Oriented Research on Algorithm of Engine Torque Estimation for Parallel Hybrid Electric Powertrain System, SAE Paper 2004-01-0424
12. Jianqiu Li, Yang Minggao, Zhou Ming, Li Xihao, Advanced Torque Estimation and Control Algorithm of Diesel Engines, SAE Paper 2002-01-0198
13. J. J. Moskwa, W. Wang, D. J. Bucheger, A New Methodology for Engine Diagnostics and Control Utilizing "Synthetic" Engine Variables: Theoretical and Experimental Results, DSC-Vol. 64, Proceedings of the ASME, Dynamic Systems and Control Division, ASME 1998.
14. Citron, S. J., O'Higgins, J. E., and Chen, L. Y., Cylinder by Cylinder Engine Pressure and Pressure Torque Waveform Determination Utilizing Speed Fluctuation, SAE Paper 890486.
15. Iida, K., Akishino, K., Kido, K., IMEP Estimation from Instantaneous Crankshaft Torque Variation, SAE Technical Paper 900617.
16. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, 1989, McGraw Hill.
17. Ligier, J. L., Baron, E., Acyclisme et Vibrations, 2002, Technip.
18. Ponti, F., Development of a Torsional Behavior Powertrain Model for Multiple Misfire Detection, Paper ICES2005-1035, ASME ICE 2005 Spring Technical Conference, Chicago, April 2005.
19. Ponti, F., Indicated Torque Estimation Using a Torsional Behavior Model of the Engine, SAE Powertrain & Fuel Systems Conference & Exhibition, Paper 2005-01-3761, San Antonio, Texas October 2005.
20. Ponti, F., Solieri L., Analysis of the Interactions Between Indicating and Reciprocating Torques for the Development of a Torsional Behavior Model of the Powertrain, Paper ICE2007-1809, ASME ICE 2007 Fall Technical Conference, Charlestone, October 2007.