



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

**Progettazione di una metodologia per la valutazione dell'irregolarità
del moto valvola su motori ad alte prestazioni**

**Design of a methodology for evaluating valve motion irregularity on
high performance engines**

Relatore: Chiar.ma

Prof.ssa **Milena Martarelli**

Tesi di Laurea di:

Filippo Santoni

Correlatore: Chiar.mo

Prof. **Paolo Castellini**

A.A. 2023/2024

“La passione permette di sopportare amarezze e rinunce che l’ambizione non giustificerebbe in alcun modo”.

(Enzo Ferrari)

Sommario

Lista delle Figure	iv
Introduzione	1
Capitolo 1 Materiali e metodi.....	3
1.1 Sistemi di distribuzione desmodromici	3
1.1.1 Presenza di giochi nel meccanismo	8
1.1.2 Blocchetti.....	12
1.1.3 Rampe	16
1.2 Sistema di misura del moto valvola	18
1.3 Analisi delle irregolarità del moto	20
Capitolo 2 Metodologia per la simulazione degli effetti dell'irregolarità della velocità di rotazione dell'albero sul moto valvola	24
2.1 Definizione dei parametri	24
2.2 Calcolo di spostamento angolare e velocità di rotazione fluttuante	26
2.3 Interpolazione del profilo di alzata.....	30
2.4 Alzata.....	34
2.5 Velocità.....	38
2.6 Accelerazione	43
Capitolo 3 Analisi dei risultati	46
3.1 Influenza dell'irregolarità di rotazione sull'alzata della valvola	49
3.2 Influenza dell'irregolarità di rotazione sulla velocità della valvola	53
3.3 Influenza dell'irregolarità di rotazione sull'accelerazione della valvola	57
3.4 Analisi critica dell'influenza dell'irregolarità di rotazione sulla cinematica della valvola	61
3.4.1 Effetto sulla velocità: criticità su rampe e blocchetti	61
3.4.2 Effetto sull'accelerazione.....	67
Conclusioni	74

Sviluppi Futuri	76
Ringraziamenti	76
Bibliografia e sitografia.....	77

Lista delle Figure

Figura 1.1 - Sistema di richiamo valvola a molla [1]	3
Figura 1.2 - Sistema di richiamo valvola pneumatico	4
Figura 1.3 - Testata motore con distribuzione desmodromica [4].....	5
Figura 1.4 - Sistema desmodromico [2]	6
Figura 1.5 - Parametri cinematici tipici di un sistema desmodromico [1]	6
Figura 1.6 - Forze in gioco a confronto tra distribuzione tradizionale e desmodromica [1] .	7
Figura 1.7 - Giochi all'interno di un sistema di distribuzione desmodromica [1]	8
Figura 1.8 - Effetto del recupero giochi [1].....	10
Figura 1.9 - Effetto dell'aumento dei giochi sull'accelerazione della valvola [3]	11
Figura 1.10 - Visualizzazione dei blocchetti sul profilo di accelerazione della valvola	13
Figura 1.11 - Visualizzazione dei blocchetti sul profilo di velocità della valvola	13
Figura 1.12 - Differenza di velocità tra camma e bilanciere in assenza di blocchetti [1] ...	14
Figura 1.13 - Differenza di velocità tra camma e bilanciere in presenza di blocchetti [1]..	14
Figura 1.14 - Visualizzazione delle rampe sul profilo di alzata della valvola.....	16
Figura 1.15 - Visualizzazione delle rampe sul profilo di velocità della valvola	17
Figura 1.16 - Rappresentazione schematica del banco [2]	18
Figura 1.17 - Posizione del vibrometro e dello specchio nella scena di misura [2]	19
Figura 1.18 - Irregolarità di velocità angolare dell'albero a camme riscontrata [2]	20
Figura 1.19 - Layout motore Ducati V4 [8].....	22
Figura 1.20 - Albero a gomiti con perni di manovella inclinati di 70°	23
Figura 1.21 - Alberi a camme di aspirazione e scarico della bancata posteriore [5].....	23
Figura 2.1 - Profilo di alzata valvola di aspirazione teorico.....	24
Figura 2.2 - Spostamento angolare ϑ del caso nominale	26
Figura 2.3 - Variazione di rpmf con la fase a parità di offset	27
Figura 2.4 - Variazione di rpmf con l'offset a parità di fase.....	28
Figura 2.5 - Spostamento angolare ϑf con velocità di rotazione fluttuante (fase variabile)	29
Figura 2.6 - Spostamento angolare ϑf con velocità di rotazione fluttuante (offset variabile)	29
Figura 2.7 - Fluttuazione angolare $\Delta\vartheta$ con fase variabile e offset nullo.....	30
Figura 2.8 - Fluttuazione angolare $\Delta\vartheta$ con offset variabile e fase nulla	30
Figura 2.9 - Risultato del processo di fitting	33
Figura 2.10 - Profili di alzata con fase variabile, in nero quello teorico	35
Figura 2.11 - Profili di alzata con offset variabile, in nero quello teorico.....	35
Figura 2.12 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con fase variabile	36
Figura 2.13 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con offset variabile ...	36

Figura 2.14 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con fase variabile	37
Figura 2.15 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con offset variabile ...	38
Figura 2.16 - Profili di velocità con fase variabile, in nero quello teorico	39
Figura 2.17 - Profili di velocità con offset variabile, in nero quello teorico	40
Figura 2.18 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con fase variabile	41
Figura 2.19 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con fase variabile	41
Figura 2.20 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con offset variabile	42
Figura 2.21 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con offset variabile	42
Figura 2.22 - Profili di accelerazione con fase variabile, in nero quello teorico	43
Figura 2.23 - Profili di accelerazione con offset variabile, in nero quello teorico	44
Figura 2.24 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con fase variabile	44
Figura 2.25 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con fase variabile	45
Figura 2.26 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con offset variabile	45
Figura 2.27 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con offset variabile	46
Figura 3.1 - Delta angolare con offset nullo e fase variabile.....	47
Figura 3.2 - Delta angolare con offset pari a 75 rpm e fase variabile	48
Figura 3.3 - Delta angolare con offset pari a 150 rpm e fase variabile	48
Figura 3.4 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	49
Figura 3.5 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	50
Figura 3.6 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	50
Figura 3.7 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	51
Figura 3.8 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	51
Figura 3.9 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	52
Figura 3.10 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra).....	52
Figura 3.11 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)	53
Figura 3.12 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra).....	53
Figura 3.13 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra).....	54
Figura 3.14 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)	55
Figura 3.15 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)	55
Figura 3.16 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)	56

Figura 3.17 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)	56
Figura 3.18 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	57
Figura 3.19 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	58
Figura 3.20 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	58
Figura 3.21 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	59
Figura 3.22 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	59
Figura 3.23 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	60
Figura 3.24 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)	60
Figura 3.25 - Variazione di velocità della rampa di apertura al variare dell'offset per quattro valori di fase	62
Figura 3.26 - Variazione di altezza della rampa di apertura al variare dell'offset per quattro valori di fase	63
Figura 3.27 - Variazione di velocità della rampa di chiusura al variare dell'offset per quattro valori di fase	64
Figura 3.28 - Variazione di altezza della rampa di chiusura al variare dell'offset per quattro valori di fase	65
Figura 3.29 - Variazione di conformazione del primo blocchetto per due valori di offset, con fase variabile	66
Figura 3.30 - Effetto dell'irregolarità di rotazione sull'accelerazione del primo blocchetto	67
Figura 3.31 - Effetto dell'irregolarità sui blocchetti al variare dell'offset, con $\varphi = 0$ rad ...	68
Figura 3.32 - Effetto dell'irregolarità sui blocchetti al variare dell'offset, con $\varphi = 2,9671$ rad	69
Figura 3.33 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 1000 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm	70
Figura 3.34 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 750 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm	71
Figura 3.35 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 500 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm	72
Figura 3.36 - Confronto tra accelerazioni simulate con irregolarità di rotazione, a regimi di 4500 rpm e 9000 rpm	73

Introduzione

L'obiettivo di questa tesi è quello di studiare ed analizzare in maniera analitica la correlazione esistente tra una possibile rotazione irregolare di un albero a camme ed i relativi parametri cinematici delle valvole da esso movimentate, all'interno di motori ad alte prestazioni con distribuzione desmodromica.

Lo studio è nato sulla scia di studi e misurazioni fatte dal dipartimento di misure dell'Università Politecnica delle Marche su testate motore Ducati attraverso un apposito banco prova, da cui è emerso un ricorrente comportamento irregolare nella rotazione dell'albero a camme ad altissimi regimi di rotazione motore (18000 rpm).

Da qui ha inizio lo studio: dopo un'attenta analisi del moto di rotazione dell'albero a camme, si sono ricercate le possibili cause di questa irregolarità, analizzando (fin dove possibile in base alla politica dell'azienda che ha commissionato lo studio) diversi aspetti tecnici dell'architettura complessiva del motore. Successivamente è stato implementato un codice MATLAB che, partendo da questo dato, analizza e calcola alzata, velocità ed accelerazione della valvola e li confronta con gli stessi parametri del caso nominale.

Viene fatta infine un'analisi dei risultati ottenuti, per capire come l'irregolarità del moto rotatorio possa condizionare in qualche modo la performance o la vita in sicurezza di certi componenti.

Su indicazione dell'azienda, i dati e i grafici che rappresentano le caratteristiche salienti di questo progetto di tesi, non sono presentati in valore assoluto, in quanto costituiscono dati sensibili che non possono essere pubblicati.

La tesi in esame è stata effettuata sotto “contratto di riservatezza” tra il laureando Filippo Santoni e Ducati Motor Holding a causa dell’elevato lavoro di ricerca e sviluppo inerente al progetto da parte di Ducati Corse. I contenuti sensibili sotto forma di dati tecnici e/o foto saranno dunque secretati durante la reale pubblicazione della tesi di laurea, in conformità con la dichiarazione di riservatezza sottoscritta in data 19-05-2023.

Capitolo 1

Materiali e metodi

1.1 Sistemi di distribuzione desmodromici

Nei motori endotermici a quattro tempi il sistema di distribuzione è quell'insieme di organi meccanici atti a governare l'aspirazione e lo scarico rispettivamente della miscela aria combustibile e dei gas di scarico nel cilindro, rispettando tempi e quantità previsti da progetto. Nei motori moderni sono utilizzati essenzialmente tre tipi di distribuzione, tra loro differenti nel richiamo della valvola, che può essere a molla, pneumatico o tramite un'altra camma, nel caso del desmodromico.

Il più utilizzato è senza dubbio il sistema con richiamo a molla, di cui vediamo una sezione nella Figura 1.1, che si trova impiegato nella maggior parte dei motori con cui abbiamo a che fare quotidianamente, compresi anche mezzi ad elevate prestazioni.



Figura 1.1 - Sistema di richiamo valvola a molla [1]

La limitazione principale di questo sistema è nella fase di chiusura della valvola: mentre nella fase di apertura il contatto camma-valvola è sempre garantito, ciò non accade in fase di chiusura, durante la quale all'aumentare del regime di rotazione (e quindi delle inerzie in gioco) la molla potrebbe non essere in grado di garantire lo stesso contatto (sfarfallamento). Si potrebbe ovviare a questa problematica aumentando il precarico molla o la rigidità della stessa, ma si incrementerebbero dissipazioni energetiche ed usura ai bassi regimi di rotazione: infatti un elevato precarico molla o una sua elevata rigidità favorisce sì il contatto tra i componenti agli alti regimi ma di contro aumenta i carichi in gioco e le usure ai bassi regimi dove le forze in gioco risultano sovrabbondanti, con un conseguente scadimento delle prestazioni del sistema di distribuzione in termini di rendimento.

Per ovviare a ciò venne ideata la soluzione a valvole pneumatiche, oggi utilizzata essenzialmente in motori da Formula1 e MotoGP.



Figura 1.2 - Sistema di richiamo valvola pneumatico

Di anno in anno, infatti, le limitazioni regolamentari nel motorsport sulla cilindrata portarono le case costruttrici ad affidarsi al solo regime di rotazione del motore (spinto oggi fino a circa 18000 rpm in MotoGP) per incrementarne la potenza massima, essendo la pressione media in camera di scoppio un parametro ormai spinto al limite nei motori aspirati. I problemi a regimi di rotazione così alti sorgono in particolare nella fase di chiusura della valvola, dove la classica molla genererebbe una sorta di “rimbalzo” incontrollato della stessa con possibili

danneggiamenti della sede, usura a fatica delle molle o ancor peggio possibili collisioni con il cielo del pistone. Il sistema pneumatico consiste in un cuscino d'aria mantenuto da un pistone sigillato (Figura 1.2) che lo stelo valvola incontra durante il suo moto: in motori motociclistici la pressione nella camera viene mantenuta all'incirca tra i 5 e i 10 bar mentre l'intero impianto viene alimentato da un serbatoio in pressione gestito da elettrovalvole.

Analizziamo infine il sistema denominato desmodromico, oggi utilizzato praticamente soltanto da Ducati sia in applicazioni di serie che racing, in passato anche da altri colossi automobilistici quali Mercedes e Renault. Esso si differenzia in quanto il moto valvola è controllato sia in apertura che in chiusura da organi rigidi (camme e bilancieri): anche nel desmodromico quindi la molla non ricopre più un ruolo fondamentale nel garantire una fase del moto, anche se sono comunque presenti delle molle nel sistema poste in corrispondenza dei bilancieri di chiusura, come si evince dalla Figura 1.3.



Figura 1.3 - Testata motore con distribuzione desmodromica [4]

Osserviamo più da vicino il sistema in tutti i suoi componenti:

- una camma e un bilanciere positivi (di apertura);
- una camma e un bilanciere negativi (di chiusura);
- una coppia di registri che mediano il contatto tra bilanciere e valvola;

- una molla elicoidale coassiale al bilanciere di chiusura che ha lo scopo di mantenere la posizione assiale del bilanciere; essa agisce a torsione su di esso ed ha il duplice compito di mantenere chiusa la valvola e di evitare possibili fenomeni d'urto.

Come si nota bene da Figura 1.4, rispetto ai sistemi di distribuzione convenzionali è necessario fare una distinzione tra camme di apertura e camme di chiusura.

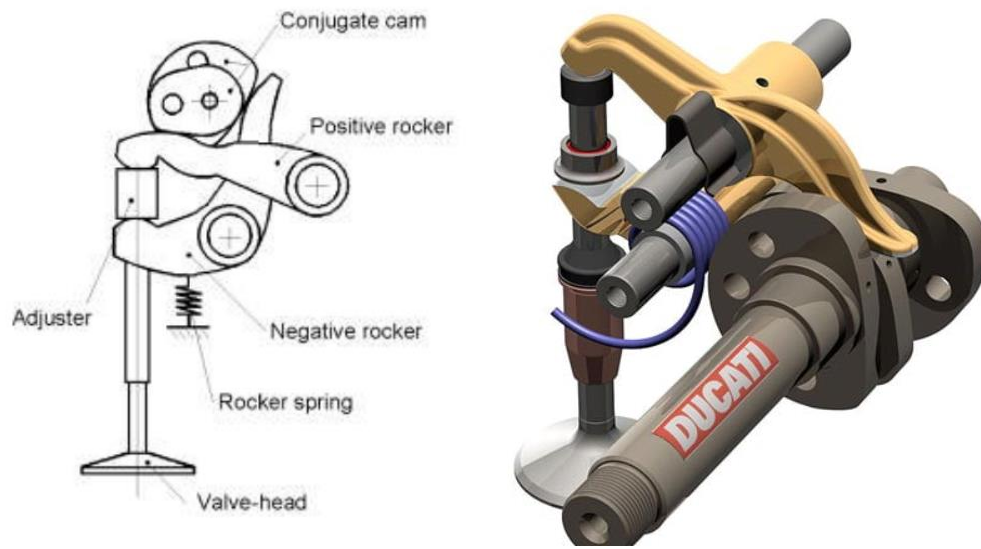


Figura 1.4 - Sistema desmodromico [2]

La definizione appena data in realtà non è del tutto corretta: entrambe le camme/bilancieri lavorano sia in apertura che in chiusura, la vera differenza sta nel segno dell'accelerazione che esse impartiscono alla valvola, come mostrato nel grafico in Figura 1.5.

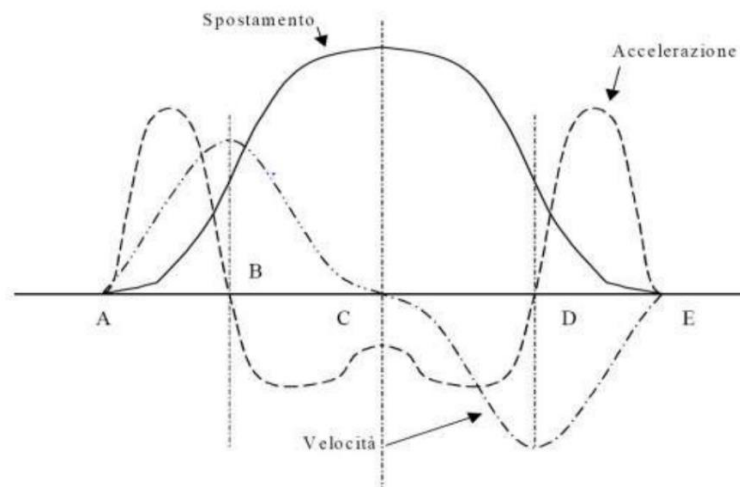


Figura 1.5 - Parametri cinematici tipici di un sistema desmodromico [1]

Seguendo il moto del punto A, esso è caratterizzato da un'accelerazione positiva imposta dalla camma da noi definita “di apertura” fino al punto B: lì, infatti, la valvola inizia a rallentare per raggiungere il punto di alzata massima e viene infatti controllata dalla camma da noi definita “di chiusura” fino al punto D, da cui però l'accelerazione torna positiva ed è imposta dalla prima camma. Per questo motivo le giuste definizioni delle camme in gioco sarebbero appunto “positiva” e “negativa”.

Il sistema desmodromico, per sua natura, possiede senza dubbio alcuni vantaggi rispetto agli altri, quali una quasi totale assenza di forze elastiche in gioco, una maggiore rigidezza complessiva che di fatto annulla possibili vibrazioni o “rimbalzi” della valvola ed anche un range di utilizzo particolarmente ampio (inteso come maggior alzata o maggior tempo di permanenza all'alzata massima), un maggior rendimento anche a bassi regimi in cui il sistema a molla tradizionale può risultare particolarmente inefficiente.

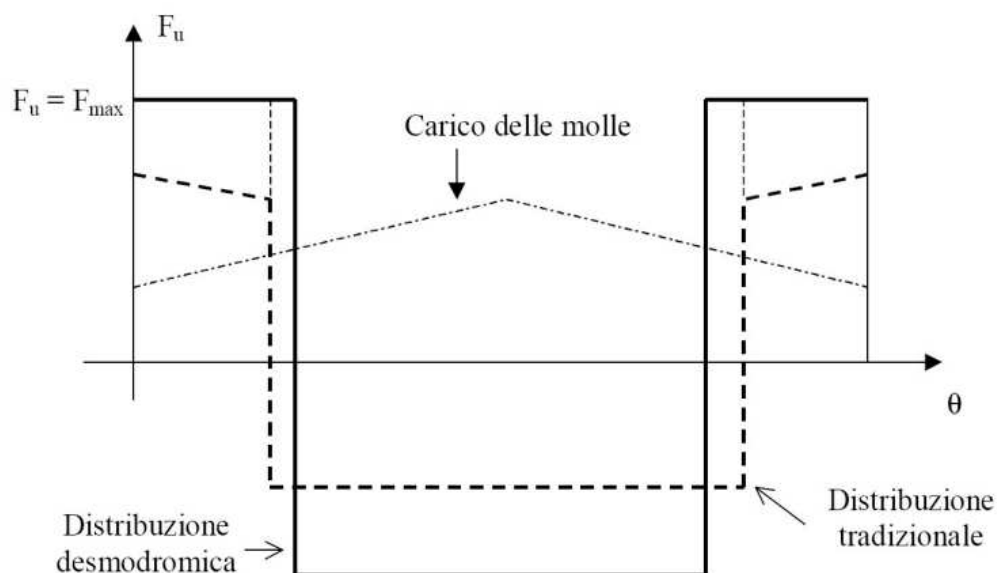


Figura 1.6 - Forze in gioco a confronto tra distribuzione tradizionale e desmodromica [1]

Il principale vantaggio è sicuramente quello di poter impartire alla valvola delle accelerazioni negative maggiori in valore assoluto. Questo permette di ottenere leggi di moto più “spinte”, aumentando ad esempio l'alzata massima a parità di accelerazione massima e tempi di apertura o riducendo il tempo necessario per la chiusura a parità di alzata. Ciò è possibile come mostrato in Figura 1.6 in quanto a parità di massima forza impressa nel desmodromico si ha a disposizione una maggiore forza utile rispetto al caso tradizionale,

risparmio dovuto al fatto che con questo sistema parte della forza disponibile non viene adoperata per vincere il precarico delle molle valvola.

Di contro esso richiede sicuramente una maggiore precisione costruttiva, volta in particolare ad un quasi totale annullamento dei giochi; inoltre, si tratta sicuramente di un sistema di distribuzione di complessità maggiore rispetto alla media, dotato di un numero maggiore di componenti che ne incrementano costi e difficoltà progettuali.

1.1.1 Presenza di giochi nel meccanismo

Come già anticipato i giochi svolgono un ruolo fondamentale nelle distribuzioni desmodromiche. Si può affermare che affinché il sistema lavori nel miglior modo possibile è bene che i giochi presenti tra i vari componenti siano quanto più piccoli possibile: ciò ovviamente richiede una grandissima precisione costruttiva e di montaggio.

Nella realtà dei fatti essi sono effettivamente presenti ed anche necessari a causa delle dilatazioni termiche che si generano durante il funzionamento. Possiamo definirli come gioco di apertura e gioco di chiusura e rappresentano rispettivamente il gioco presente tra camma di apertura ed il suo bilanciere e quello presente tra camma di chiusura e suo bilanciere.

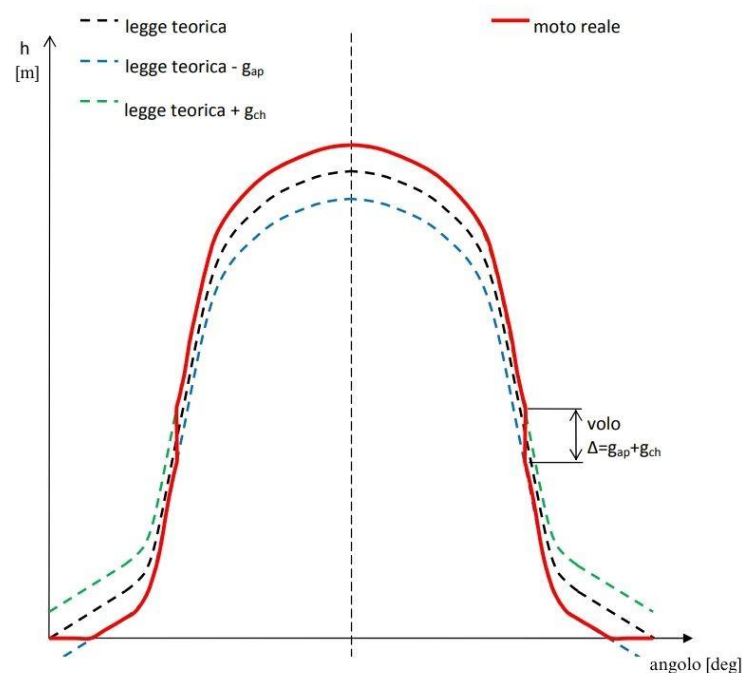


Figura 1.7 - Giochi all'interno di un sistema di distribuzione desmodromica [1]

In Figura 1.7 osserviamo l'effettivo funzionamento dei giochi nel sistema in un giro completo dell'albero a camme.

Nei primi istanti del moto avviene un avvicinamento della camma di apertura al rispettivo bilanciante, che resta fermo fintanto che il gioco di apertura non viene completamente recuperato: da questo momento la valvola inizia il suo moto seguendo la legge teorica. Per questo motivo abbiamo però un'alzata reale che è traslata verso il basso rispetto alla teorica di una quantità pari esattamente al gioco di apertura.

Nel frattempo, il bilanciante di chiusura, mantenuto a pacco dalla molla torsionale presente su di esso e dalla sua inerzia, si allontana dalla camma di chiusura, accumulando una distanza che diventa pari alla somma tra gioco di apertura e gioco di chiusura.

Avviene poi la prima inversione di accelerazione del moto (punto B in Figura 1.5): si genera così un sottile lasso di tempo durante il quale bilanciante e camma di apertura non si scambiano forze e si recupera tutto il gioco che si era accumulato tra i membri di chiusura. Questo intervallo di tempo viene definito periodo di volo: in questi istanti di tempo la valvola non è guidata e prosegue il suo moto a velocità costante insieme al bilanciante di chiusura. Contemporaneamente il profilo della camma segue invece la legge teorica, diminuendo quindi la sua velocità a seguito dell'accelerazione negativa impressa: ciò permette al bilanciante negativo di recuperare il gioco totale e di riprendere il contatto.

Si prosegue così seguendo un profilo che risulta traslato verso l'alto di una quantità pari al gioco di chiusura fino a raggiungere il secondo punto di inversione: in maniera del tutto speculare al primo, abbiamo un secondo periodo di volo parallelamente ad un'inversione di segno dell'accelerazione, dove questa volta è la camma negativa a perdere il contatto e quella positiva a recuperare il gioco complessivo.

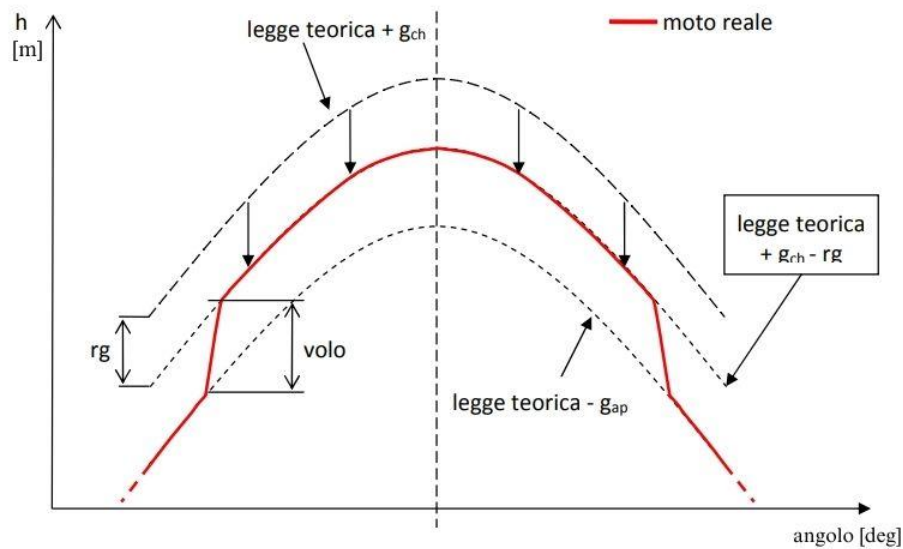


Figura 1.8 - Effetto del recupero giochi [1]

Per diminuire il tempo di volo, si è introdotta in fase progettuale una modifica alla legge di alzata, in particolare solo alla camma di chiusura, traslando il suo profilo verso il basso di una quantità denominata recupero giochi, come visibile in Figura 1.8. Tramite alcuni semplici passaggi algebrici, osserviamo come il recupero giochi vada ad influire direttamente sulla distanza di volo, diminuendola:

$$\begin{aligned}
 h_1 &= h_t - g_{ap} \\
 h_2 &= h_t + g_{ch} - r_g \\
 d_{\text{volo}} &= h_2 - h_1 = g_{ap} + g_{ch} - r_g
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

dove h_t indica l'alzata teorica sulla camma di apertura, h_1 indica l'alzata reale mentre è attivo il meccanismo di apertura, h_2 indica l'alzata reale mentre è attivo il meccanismo di chiusura, g_{ap} indica il gioco di apertura, g_{ch} indica il gioco di chiusura, mentre r_g rappresenta il recupero giochi introdotto in fase progettuale.

Possiamo inoltre notare che per assurdo si potrebbe inserire un recupero giochi pari alla somma tra gioco di apertura e gioco di chiusura, così da annullare completamente la distanza di volo: ciò nella realtà dei fatti non è attuabile, anche perché l'entità dei giochi varia continuamente durante il funzionamento del sistema, essendo fortemente dipendente dalle dilatazioni termiche dei componenti.

All'interno di sistemi di distribuzione desmodromici, come già detto, il controllo dei giochi è fondamentale, tanto da essere “prescritto” periodicamente anche per i veicoli di serie, ad intervalli più o meno lunghi a seconda della tipologia di motore. Esistono comunque evidenze sperimentali del fatto che il cinematismo in questione lavori in maniera ottimale solo nel caso in cui i giochi siano particolarmente ridotti: in caso contrario potrebbero verificarsi improvvise variazioni di alzata durante le inversioni del moto valvola, ed anche rimbalzi incontrollati in fase di chiusura, con conseguenti fenomeni vibratori.

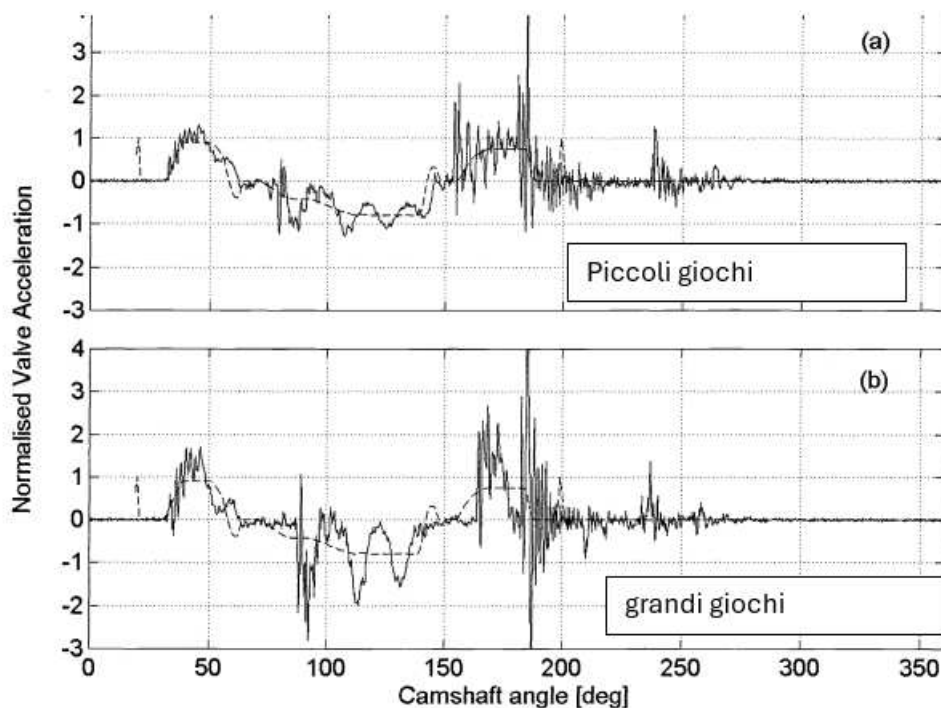


Figura 1.9 - Effetto dell'aumento dei giochi sull'accelerazione della valvola [3]

In Figura 1.9 possiamo osservare alcuni dei risultati sperimentali presenti in letteratura, poi validati anche da modelli matematici a parametri concentrati che modellano ogni singolo componente del sistema.

La misurazione in questione è stata effettuata attraverso un apposito banco prova molto simile a quello da noi utilizzato che descriveremo nel seguito della nostra trattazione. In questo tipo di sperimentazioni la testata motore viene movimentata attraverso un apposito sistema che porta in rotazione gli alberi a camme e a catena tutti gli altri organi connessi: le misurazioni durante il funzionamento vengono eseguite essenzialmente sull'albero a camme attraverso un encoder e sulla valvola attraverso un vibrometro laser - Doppler.

Notiamo come già di base il risultato sperimentale si discosti dal teorico, con un profilo di accelerazione (quella rappresentata è l'accelerazione normalizzata sul valore massimo teorico) decisamente più irregolare; la situazione poi si amplifica con l'aumento dei giochi, in particolare nelle zone di inversione del moto valvola e nell'ultima fase del profilo, dove si generano fenomeni vibratorii di rimbalzo della valvola sulla sua sede.

1.1.2 Blocchetti

Si indica con il termine “blocchetti” quelle zone del profilo di alzata in cui si ha un'inversione del segno dell'accelerazione, vale a dire proprio i periodi di volo descritti in precedenza, all'interno dei quali la valvola rimane “libera” e priva di forze applicate su di essa. Essi sono stati introdotti in fase di progettazione per risolvere alcune problematiche di cedimento meccanico osservate sui bilancieri, proprio durante la fase di volo in cui il bilanciere recupera il gioco complessivo accumulato e riacquista il contatto con la rispettiva camma.

In Figura 1.10 e Figura 1.11 sono rappresentati i blocchetti all'interno della legge di alzata teorica che analizzeremo nella nostra trattazione, ben visibili rispettivamente sia nel profilo di accelerazione che in quello di velocità; essi si caratterizzano solitamente in base a tre parametri fondamentali:

- **ampiezza:** è la distanza angolare, in gradi camma, tra l'inizio e la fine del blocchetto. Per definizione il blocchetto ha inizio quando l'accelerazione cambia segno, passando da positiva a negativa (o viceversa), mentre termina quando essa ritorna a valori sempre più negativi (o positivi) dopo il tratto con accelerazione nulla;
- **altezza:** è data dal valore della minima (o massima) accelerazione presente nella prima parte del blocchetto. Esprime quanto si spinga sulla camma per favorire il recupero dei giochi;
- **differenza di velocità:** è calcolata facendo la differenza tra il valore della velocità nel suo punto di massimo e quello della stessa nel tratto pianeggiante del blocchetto. È un parametro fondamentale perché indica sia quanto velocemente viene recuperato il gioco e dunque il tempo di volo, ma consente anche di stimare l'ordine di grandezza dell'urto tra i membri del cinematismo che prendono contatto in quel momento, ovvero il bilanciere e la sua relativa camma.

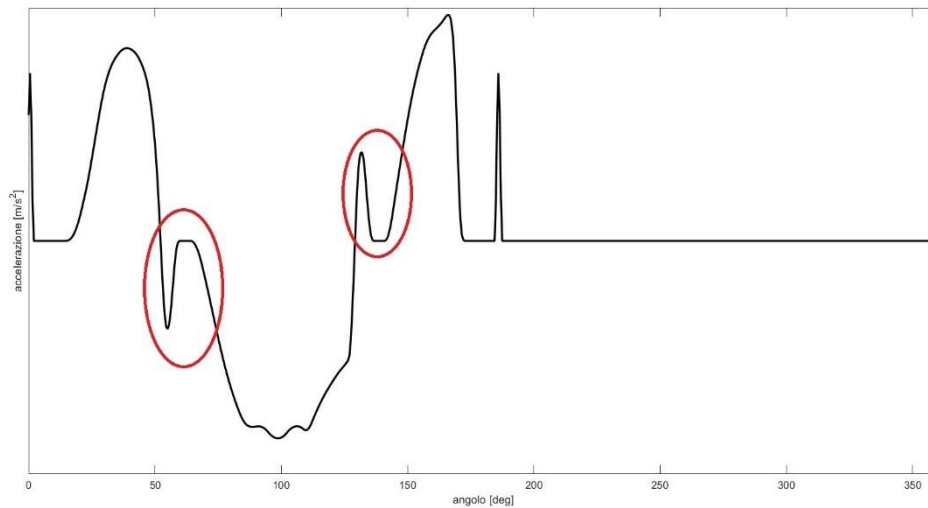


Figura 1.10 - Visualizzazione dei blocchetti sul profilo di accelerazione della valvola

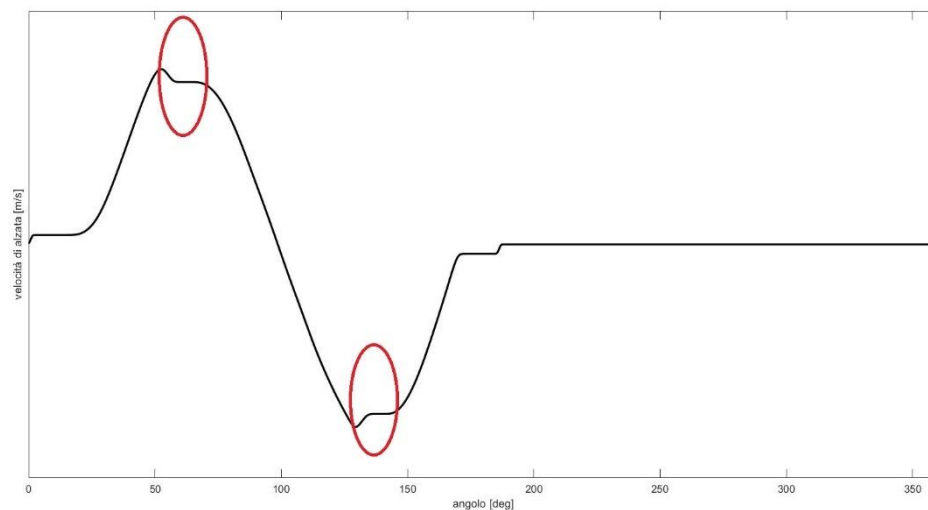


Figura 1.11 - Visualizzazione dei blocchetti sul profilo di velocità della valvola

L'effetto dei blocchetti ha un'influenza diretta sul contatto tra bilanciere e camma durante il periodo di volo. Consideriamo ad esempio il primo blocchetto che si incontra in termini di gradi camma, ovvero quello corrispondente al primo periodo di volo in cui l'accelerazione del moto inverte il suo segno da positiva a negativa: non appena si perde il contatto tra camma e bilanciere di apertura, la valvola inizia il suo periodo di volo, procedendo a velocità costante insieme al bilanciere di chiusura, che nel frattempo si muove per inerzia spinto dalla valvola. Proprio in questo istante l'accelerazione negativa imposta dal blocchetto fa sì che

la camma di chiusura rallenti, permettendo al relativo bilanciere di recuperare i giochi e di entrare in contatto con essa.

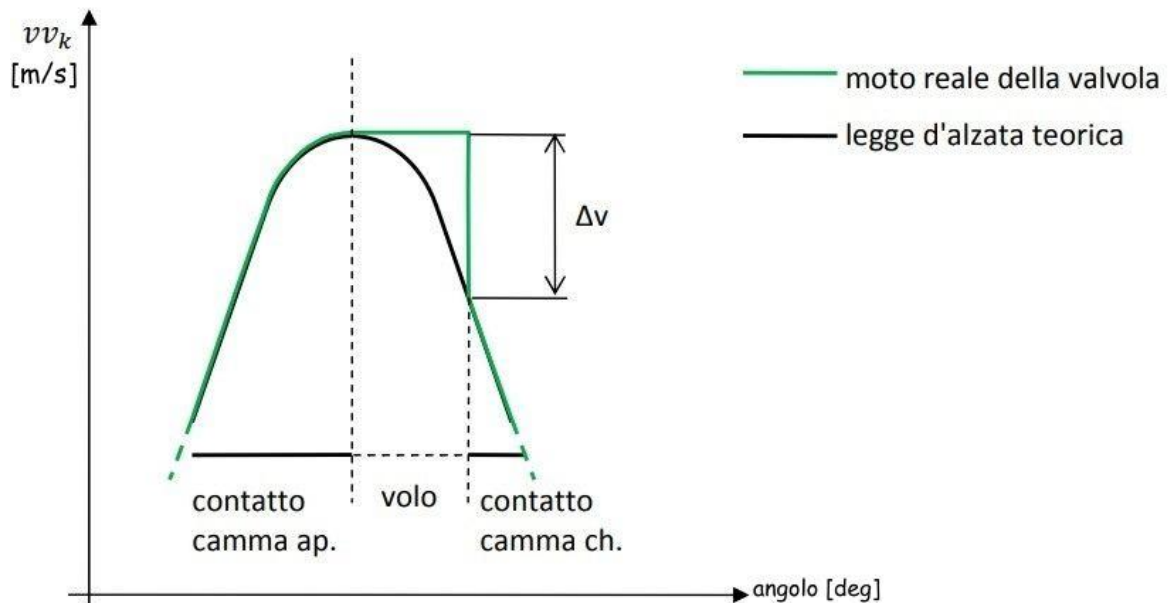


Figura 1.12 - Differenza di velocità tra camma e bilanciere in assenza di blocchetti [1]

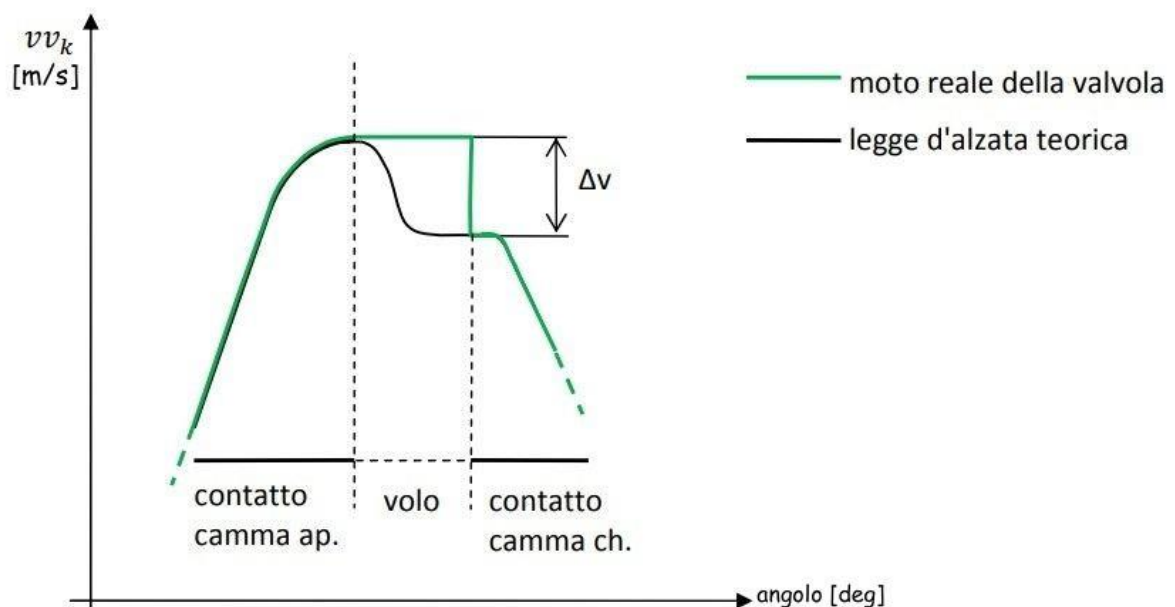


Figura 1.13 - Differenza di velocità tra camma e bilanciere in presenza di blocchetti [1]

Per comprendere meglio ciò che accade tra camma e bilanciere durante le fasi di volo, osserviamone una rappresentazione grafica in Figura 1.12 e Figura 1.13, dove viene rappresentato il primo periodo di volo della valvola durante la fase di apertura. Nell'istante

in cui l'accelerazione cambia segno, la camma positiva perde il contatto dal rispettivo bilanciere ed è proprio in questo istante che vengono a crearsi due moti distinti:

- il primo è il moto reale della valvola (e del bilanciere di chiusura, ad essa solidale), che procede a velocità costante, non essendo più sottoposta ad alcuna azione esterna;
- il secondo è il moto della camma di chiusura, che osservato dal punto di vista della valvola rappresenterebbe il moto fittizio che essa avrebbe se continuasse e rimanere fedele alla legge teorica definita dal profilo delle camme.

Ciò che si nota è che l'assenza del blocchetto favorisce un veloce recupero dei giochi e di conseguenza un periodo di volo più breve, giustificato da una elevata differenza di velocità tra camma e bilanciere di chiusura: questo va però a discapito del contatto tra i due componenti, che risulterà meno controllato e più problematico in termini di forze in gioco.

In presenza del blocchetto, definito in fase di progetto, si va proprio incontro a questa criticità: si nota infatti come in questo caso la differenza di velocità tra i due membri venga ridotta per favorire una migliore gestione del contatto, a discapito della durata della fase di volo che tende ad aumentare leggermente. È chiaro però che questo accorgimento ha senso se il contatto tra camma e bilanciere avviene nella seconda parte del blocchetto, ovvero nel tratto a velocità costante: questo va garantito in fase progettuale e può essere verificato matematicamente sulla base della (1.2):

$$\int_{\vartheta_{V_{max}}}^{\vartheta_k} (V_{max} - V_k) d\vartheta = g_{TOT} \quad (1.2)$$

dove $\vartheta_{V_{max}}$ e ϑ_k indicano rispettivamente i gradi camma in corrispondenza della velocità massima del blocchetto e della posizione angolare k in cui avviene il contatto (con ϑ_k compreso nel tratto del blocchetto con accelerazione nulla), V_{max} e V_k indicano le rispettive velocità e g_{TOT} rappresenta il gioco complessivo presente nel sistema che viene recuperato durante il periodo di volo.

A livello progettuale sarebbe anche possibile attuare un'ulteriore soluzione, caratterizzata dai cosiddetti blocchetti a “farfalla”: essi sono caratterizzati da una seconda parte con accelerazione non più nulla ma di segno opposto a quella del primo tratto (ovvero positiva per il blocchetto posto nel tratto di apertura della valvola e negativa per quello posto nel

tratto di chiusura). Ciò consente una ulteriore diminuzione della differenza di velocità tra camma e bilanciere prima del contatto, addolcendo quindi ulteriormente l'urto.

Di contro i blocchetti introducono anche dei piccoli svantaggi: infatti, oltre a causare un lieve aumento della durata delle fasi di volo, si perdono chiaramente alcuni gradi di camma in cui non vengono impartite forti accelerazioni al sistema.

1.1.3 Rampe

Si definiscono rampe quei tratti a velocità costante collocati solitamente alle estremità del profilo di alzata, utilizzate per il recupero dei giochi (nei primissimi gradi camma) e per la gestione del contatto della valvola con la sua sede durante la chiusura.

Esse sono ben visibili nei profili di alzata (Figura 1.14) e di velocità della valvola (Figura 1.15) e sono caratterizzate da due parametri fondamentali:

- velocità: è il valore della velocità valvola nel tratto dove questa è costante;
- altezza: è il valore della legge di alzata (in mm) al termine della rampa per quella in salita, mentre per la rampa di discesa l'altezza si ricava dal valore dell'alzata all'inizio della rampa stessa. Per la rampa in salita, la fine della rampa è data dall'ultimo istante a velocità costante, mentre per quella in discesa l'inizio è riconosciuto con l'inizio del tratto con velocità costante.

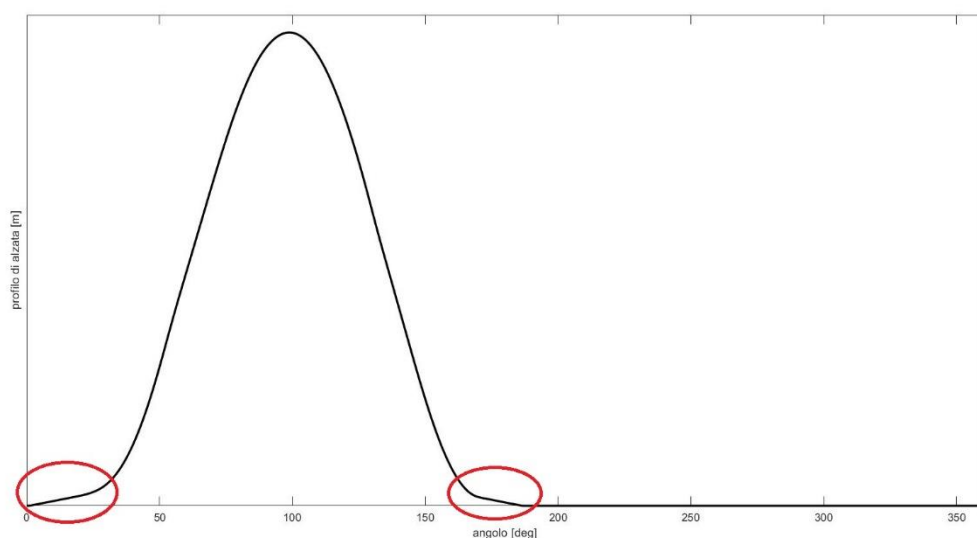


Figura 1.14 - Visualizzazione delle rampe sul profilo di alzata della valvola

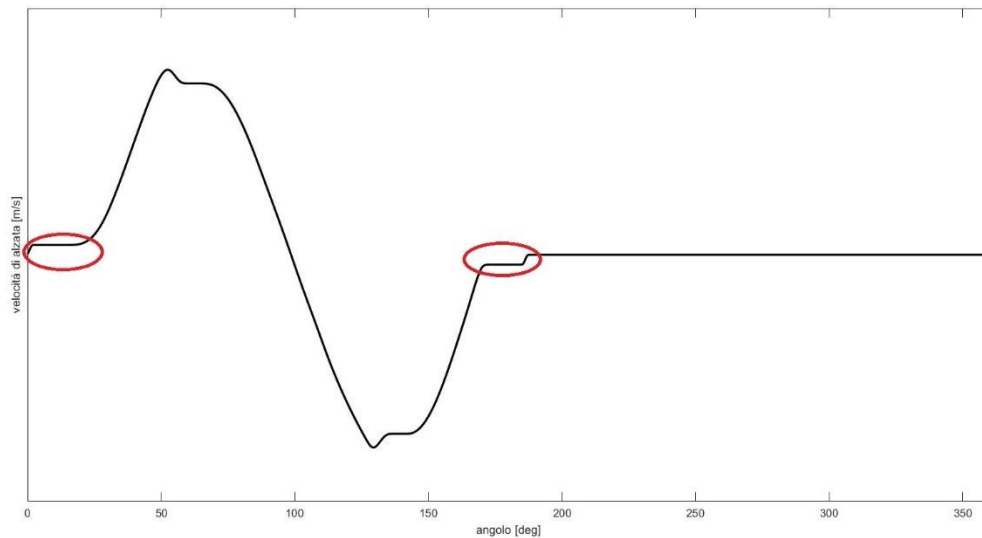


Figura 1.15 - Visualizzazione delle rampe sul profilo di velocità della valvola

La prima rampa, che definiamo di apertura, è quella che influenza il contatto tra camma e bilanciere di apertura, subito dopo il recupero del gioco di apertura. Ciò che viene fatto in fase progettuale è quindi far in modo che questo contatto avvenga proprio all'interno della rampa, dove la velocità è costante: per garantire questa condizione è necessario che l'altezza della rampa sia maggiore del gioco previsto in apertura, sia a freddo che a caldo.

La seconda rampa, che definiamo di chiusura, influenza invece il contatto tra valvola e sede durante la chiusura completa. In quest'ultima fase, infatti, camma positiva e bilanciere riperdono il contatto, riportandosi ad una distanza pari al gioco di apertura: in questi istanti la valvola ha quindi un ulteriore periodo di volo verso la sede. Entra così in gioco la rampa di chiusura, prevista in fase di progettazione così da far ricadere l'urto tra valvola e sede all'interno del tratto a velocità costante: anche in questo caso la rampa deve essere caratterizzata da un'altezza superiore al gioco previsto.

Chiaramente le due rampe appena descritte hanno pesi specifici ben diversi: in salita il contatto avviene tra organi piuttosto tozzi quali camma e bilanciere; nella fase di discesa è invece la valvola (che rappresenta sicuramente il membro meno rigido del sistema) che rischia di collidere con la propria sede e ciò va assolutamente evitato attraverso la rampa di chiusura.

1.2 Sistema di misura del moto valvola

Le misure effettuate fanno riferimento al banco sperimentale mostrato in Figura 1.16: esso è costituito da un telaio rigido che sostiene un motore elettrico, il quale attraverso una trasmissione a cinghia mette in moto un'intera testata del motore in questione. Ovviamente va considerato che, dato che il sistema misurato è composto dalla sola testata motore e non comprende anche i restanti organi meccanici connessi (distribuzione, meccanismi biella-manovella, albero a gomiti), i risultati osservati vanno considerati di conseguenza e potrebbero essere ulteriormente amplificati se misurati su di un motore completo durante la combustione.

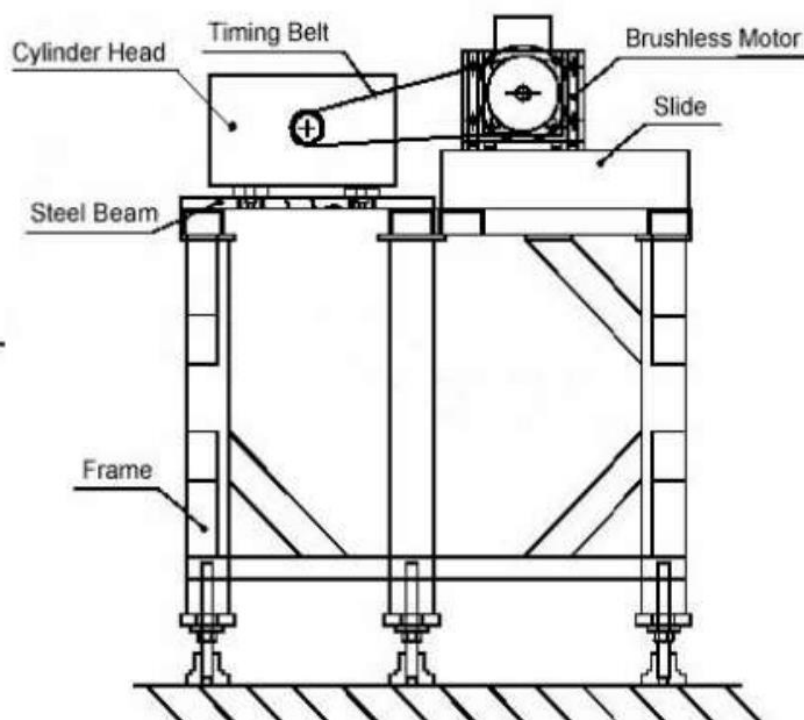


Figura 1.16 - Rappresentazione schematica del banco [2]

In ogni caso il banco è attrezzato per riprodurre il reale funzionamento della testata in maniera quanto più vicina alla realtà; esso è infatti dotato di un sistema idraulico ad acqua con duplice compito (sia quello di raffreddare attraverso i condotti presenti all'interno della testata, così come nel reale funzionamento del motore, sia quello di portare in temperatura il sistema prima di avviare il moto, data la mancanza di combustione) e di uno ad olio

lubrificante per garantire le giuste condizioni durante l'esercizio. Esiste infine un terzo circuito, caratterizzato da un olio diatermico che ha la funzione di portare alla giusta temperatura di esercizio l'olio motore, attraverso appositi scambiatori

Per le misure sono stati utilizzati un encoder per lo spostamento angolare dell'albero a camme ed un vibrometro laser - Doppler per rilevare spostamento e velocità di una valvola. L'encoder è stato montato direttamente sull'albero che trasmette il moto all'albero a camme mentre il vibrometro è posizionato su di un apposito cavalletto di fronte al banco, a 106 cm da terra. Il raggio uscente dal laser viene puntato tramite una lente di focalizzazione su uno specchio posto sotto la testata (Figura 1.17): in questo modo lo specchio riflette il raggio di 90° e lo direziona verso il piattello della valvola sul quale viene applicata una cartina retroriflettente che ottimizza la diffusività della superficie e permette così di aumentare la quantità di luce di ritorno al fotodiodo.



Figura 1.17 - Posizione del vibrometro e dello specchio nella scena di misura [2]

In primo luogo, si sono effettuate misure di alzata e velocità angolare singolarmente: nel primo caso si sono riscontrati problemi nel ricostruire la velocità angolare (considerando anche che all'interno di un giro la valvola dà informazione sulla velocità di rotazione in modo discontinuo), mentre nel secondo caso è stato possibile visionare chiaramente l'andamento della rotazione dell'albero a camme senza però avere un'informazione assoluta

riguardo la sua posizione. Per questo motivo si è deciso di effettuare una misura combinata delle due.

1.3 Analisi delle irregolarità del moto

Dopo una serie di misurazioni effettuate a diversi regimi di rotazione si sono ottenuti i seguenti risultati:

- a basse velocità di rotazione (3000 rpm dell'albero a camme corrispondenti a 6000 rpm dell'albero motore) si nota una modesta fluttuazione della velocità angolare attorno al valore di riferimento, con andamento armonico di terzo e quinto ordine;
- a velocità intermedie di rotazione (6000 rpm dell'albero a camme corrispondenti a 12000 rpm dell'albero motore) si genera una fluttuazione armonica con terzo ordine prevalente;
- ad alte velocità di rotazione (9000 rpm dell'albero a camme corrispondenti a 18000 rpm dell'albero motore) abbiamo i risultati più significativi: anche in questo caso, infatti, si genera una fluttuazione armonica attorno al valore di riferimento con quinto ordine prevalente ma di ampiezza più significativa, che va affievolendosi nel tempo.

Analizziamo ora più nello specifico questo comportamento armonico riscontrato.

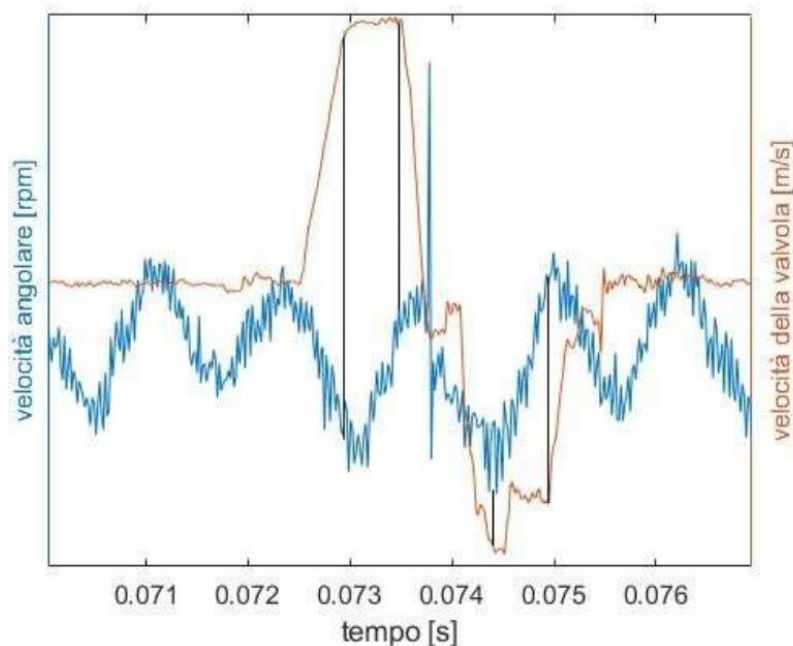


Figura 1.18 - Irregolarità di velocità angolare dell'albero a camme riscontrata [2]

In Figura 1.18 è rappresentato uno zoom dell'andamento temporale di un giro dell'albero a camme, in particolare proprio il lasso di tempo durante il quale avviene l'alzata della valvola misurata: si nota bene il comportamento armonico del quinto ordine ed anche il fatto che l'albero a camme riprende velocità durante le fasi in cui la velocità della valvola è pressoché costante. Ricordando l'architettura del sistema desmodromico, le fasi in cui la valvola non varia la propria velocità sono proprio le fasi di volo in cui avviene il recupero dei giochi, in corrispondenza delle quali si ha l'inversione del segno dell'accelerazione del moto; ciò suggerisce che la natura delle oscillazioni riscontrate possa risiedere nelle accelerazioni impresse.

Essendo le informazioni a nostra disposizione in merito alla testata del motore in questione riservate e limitate, risulta difficile fare un'analisi accurata delle cause di questo comportamento, dato che esse verosimilmente potrebbero risiedere in alcune caratteristiche geometriche e/o costruttive dei componenti in gioco. Analizzando le informazioni in nostro possesso però possiamo comunque fare delle ipotesi.

Il motore da noi considerato rappresenta infatti l'apice dello sviluppo di Ducati nel motorsport, tanto da aver rappresentato anche il punto di partenza per un nuovo concetto di veicoli di serie e derivati dalla serie: nel 2017 venne infatti presentato il nuovo Desmosedici stradale [4], motore di nuova concezione che sarà destinato a lasciare il segno per l'azienda non più solo tra i prototipi ma anche nelle competizioni con veicoli strettamente derivati dalla serie, che sostituì il propulsore bicilindrico a L che in tutte le sue evoluzioni aveva da sempre rappresentato e portato in alto la bandiera della casa bolognese. Esso condivide infatti numerose caratteristiche costruttive con il motore da noi preso in esame [5] a partire dalla conformazione (4 cilindri a V di 90°, come ben visibile in Figura 1.19), passando per l'albero controrotante fino al sistema di distribuzione rigorosamente desmodromico, con 4 valvole per cilindro e doppio albero a camme in testa, ognuno dei quali è responsabile della movimentazione di 4 valvole di aspirazione o scarico all'interno della stessa bancata.

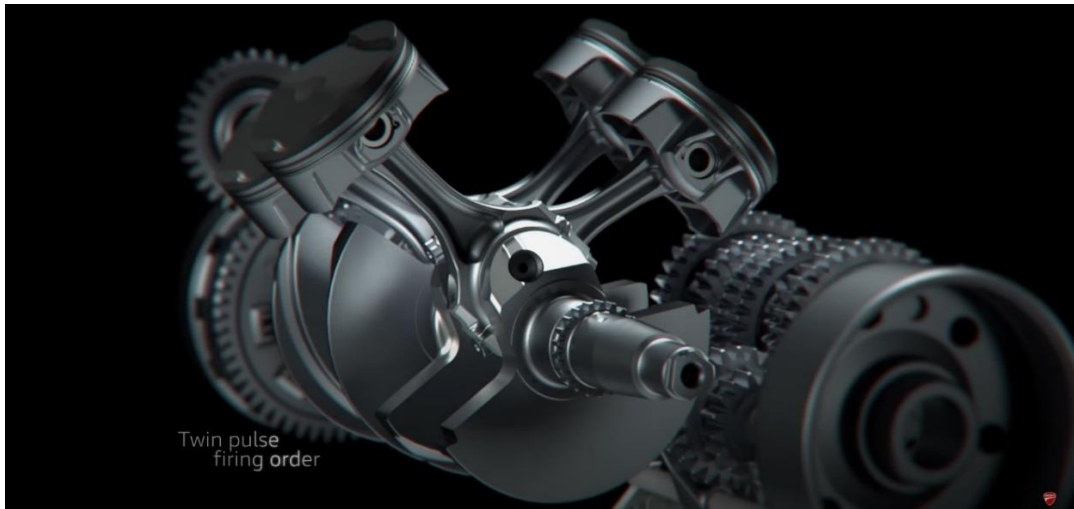


Figura 1.19 - Layout motore Ducati V4 [8]

Soffermendo la nostra attenzione sull'albero a gomiti, uno dei dati certi e fondamentali che poi influenza un po' tutta la fasatura del motore è l'inclinazione angolare dei 2 perni di manovella (Figura 1.20), rispettivamente inclinati fra loro di 70° . Quindi se consideriamo ad esempio i 2 cilindri della bancata posteriore, essi durante la rotazione si troveranno sfalsati di 70° , disallineamento angolare che verrà trasmesso attraverso la distribuzione ai 2 alberi a camme presenti all'interno della testata posteriore di cui abbiamo una rappresentazione in Figura 1.21, i quali saranno opportunamente fasati per garantire la corretta apertura delle valvole.

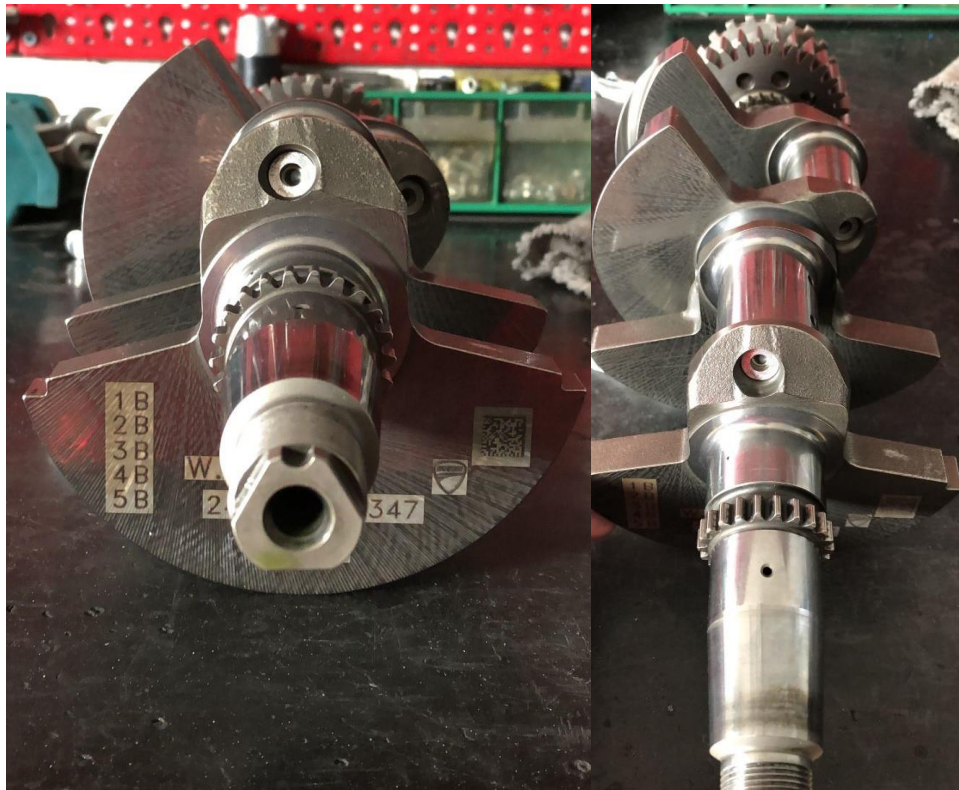


Figura 1.20 - Albero a gomiti con perni di manovella inclinati di 70°

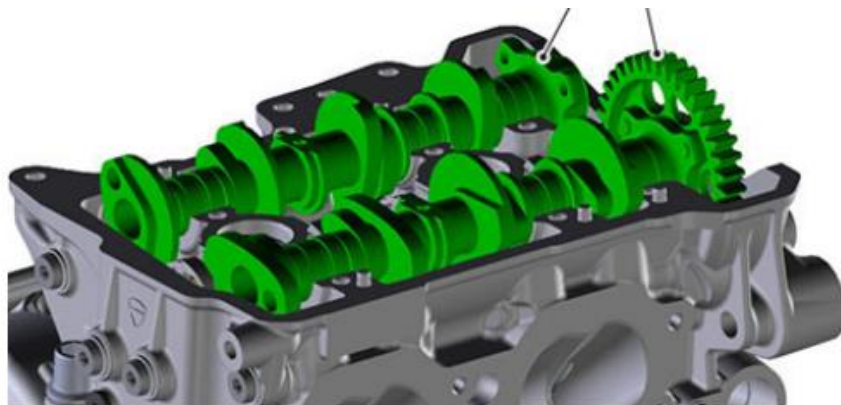


Figura 1.21 - Alberi a camme di aspirazione e scarico della bancata posteriore [5]

Essendo questi 70° la quinta parte dei 360° presenti in un giro, abbiamo dunque ipotizzato che questa possa essere la generatrice dell'armonica di quinto ordine rilevata dalle misurazioni descritte in precedenza.

Capitolo 2

Metodologia per la simulazione degli effetti dell'irregolarità della velocità di rotazione dell'albero sul moto valvola

Questo capitolo rappresenta il cuore dell'intero lavoro di tesi: in esso viene infatti descritto in ogni sua fase il metodo utilizzato per valutare in maniera analitica il moto valvola. Partendo quindi dall'irregolarità di rotazione descritta in precedenza, questa metodologia ci consentirà di valutare tutti i parametri cinematici della valvola, e di compararli con gli stessi del caso nominale, non affetto da irregolarità. Il tutto è stato implementato in MATLAB.

2.1 Definizione dei parametri

Il punto di partenza dello studio è rappresentato dal profilo di alzata della valvola di aspirazione, che viene rappresentato in Figura 2.1, graficato in metri con step angolare pari a $0,5^\circ$.

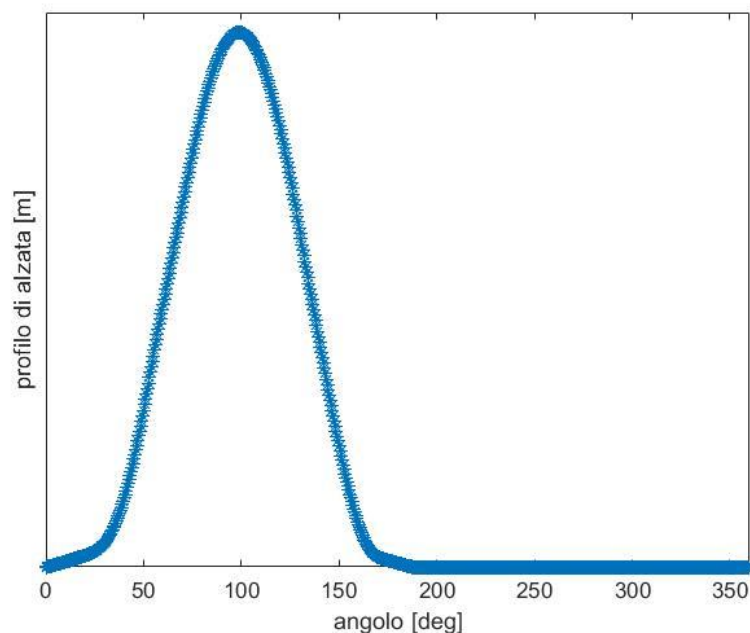


Figura 2.1 - Profilo di alzata valvola di aspirazione teorico

Passiamo ora a definire tutti i parametri dello studio. Il primo è la velocità di rotazione dell'albero a camme di aspirazione (e quindi della relativa camma) che definiamo nella (2.1):

$$\text{rpm} = 9000 \text{ rpm} \quad (2.1)$$

dove i 9000 rpm, sono l'esatta metà dei 18000 rpm, ovvero il regime di rotazione del motore considerato.

Definiamo ora l'entità della fluttuazione di velocità angolare dell'albero a camme, osservata sperimentalmente nelle misurazioni fatte descritte nel Capitolo 1, la quale è caratterizzata da un comportamento armonico del quinto ordine al regime di rotazione massimo. Si è osservato che essa è caratterizzata da due componenti:

- una componente dinamica, che definiremo variabilità dinamica, che consiste in una fluttuazione di 1000 rpm attorno al valore nominale (9000 rpm) con frequenza pari alla quinta armonica della rotazione. Ovvero a 9000 rpm la frequenza di rotazione sarà di 150 Hz e pertanto la componente fluttuante di ampiezza pari a 1000 rpm avrà frequenza di 750 Hz;
- una componente statica, che definiremo variabilità statica o per semplicità "offset", che consiste appunto in una traslazione della fluttuazione al disopra dei 9000 rpm, con valori compresi tra 0 e 150 rpm.

L'entità di questa fluttuazione può essere descritta sinteticamente nella (2.2):

$$f = 1000 - \text{offset} \quad (2.2)$$

dove offset assume valori compresi tra 0 e 150 rpm.

Infine, definiamo l'ultimo parametro, ovvero l'intervallo di tempo necessario all'albero a camme per compiere uno spostamento angolare pari a $0,5^\circ$ (ossia lo step angolare, scelto in base all'esperienza, con il quale si è scelto di campionare le varie grandezze), mentre esso sta ruotando alla velocità angolare massima considerata di 9000 rpm. Quest'ultimo parametro, che chiameremo "dt", sarà fondamentale per tutto il seguito dello studio e può essere calcolato come nell'espressione (2.3) che segue:

$$dt = \frac{\text{step } [^\circ]}{\frac{360 * \text{rpm}[\text{rpm}]}{60}} = 9,259 \times 10^{-6} \text{ s} \quad (2.3)$$

dove $\text{step } [^\circ] = 0,5^\circ$ e $\text{rpm}[\text{rpm}]$ è stato definito nell'espressione (2.1).

2.2 Calcolo di spostamento angolare e velocità di rotazione fluttuante

Analizziamo ora lo spostamento angolare dell'albero a camme durante un suo giro completo, ovvero l'angolo spazzato per ogni step angolare. Se consideriamo il caso nominale, ovvero con velocità angolare di rotazione costante e pari a 9000 rpm, lo spostamento angolare sarà descritto da una retta, in particolare dalla bisettrice del primo e terzo quadrante, come mostra la Figura 2.2. Esso è stato calcolato come mostrato nell'espressione (2.4) che segue:

$$\vartheta = dt * \sum_{k=1}^n \frac{360 * \text{rpm}}{60} \quad (2.4)$$

dove n è il numero totale di step angolari, rpm è definito nella (2.1), mentre dt è definito nell'espressione (2.3).

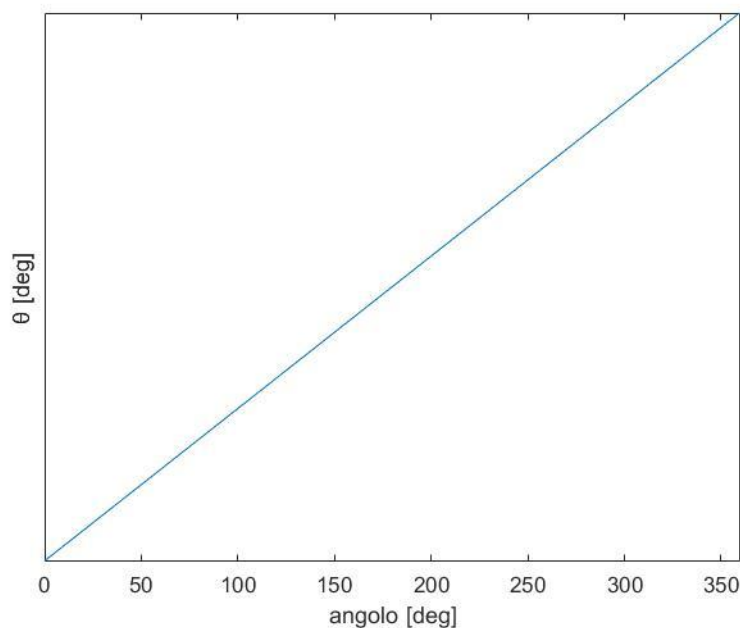


Figura 2.2 - Spostamento angolare ϑ del caso nominale

Consideriamo ora il caso fluttuante. Per le motivazioni già spiegate in precedenza, definiamo la fluttuazione come un'onda armonica sinusoidale del quinto ordine, a cui si aggiungono variabilità statica e dinamica descritte nel paragrafo 2.1 ed anche una variabilità nella fase dell'onda. Otteniamo così l'espressione (2.5), che rappresenta nella maniera più generale possibile la velocità di rotazione fluttuante dell'albero a camme (rpm_f):

$$\text{rpm}_f(i, j) = \text{rpm} + \text{offset}(j) + f(j) * \sin \left(\frac{2\pi * \text{ang} * 5}{360} + \varphi(i) \right) \quad (2.5)$$

dove rpm è definito nella (2.1), offset e f vengono definiti nella (2.2), ang è un vettore contenente tutti gli step angolari in [deg] e φ rappresenta appunto la fase dell'onda in [rad].

L'espressione (2.5) viene ripetuta all'interno di un doppio ciclo for, dove $\text{offset}(j)$ assume valori compresi tra 0 e 150 rpm con step di 15 rpm, mentre $\varphi(i)$ assume valori compresi tra 0° e 180° con step di 10° . Separando le variabili, otteniamo così gli andamenti di rpm_f :

- in Figura 2.3 osserviamo la variabilità di rpm_f con la fase, a parità di offset (in questo caso pari a 0); in alto a sinistra si ha il caso a fase nulla proseguendo fino al caso con fase pari a $+170^\circ$ in basso a destra, con step intermedi di 10° ;
- in Figura 2.4 osserviamo la variabilità di rpm_f con l'offset, a parità di fase (in questo caso pari a 0); in alto a sinistra si ha il caso a offset nullo proseguendo fino al caso con offset pari a 150 rpm in basso a destra, con step intermedi di 15 rpm.

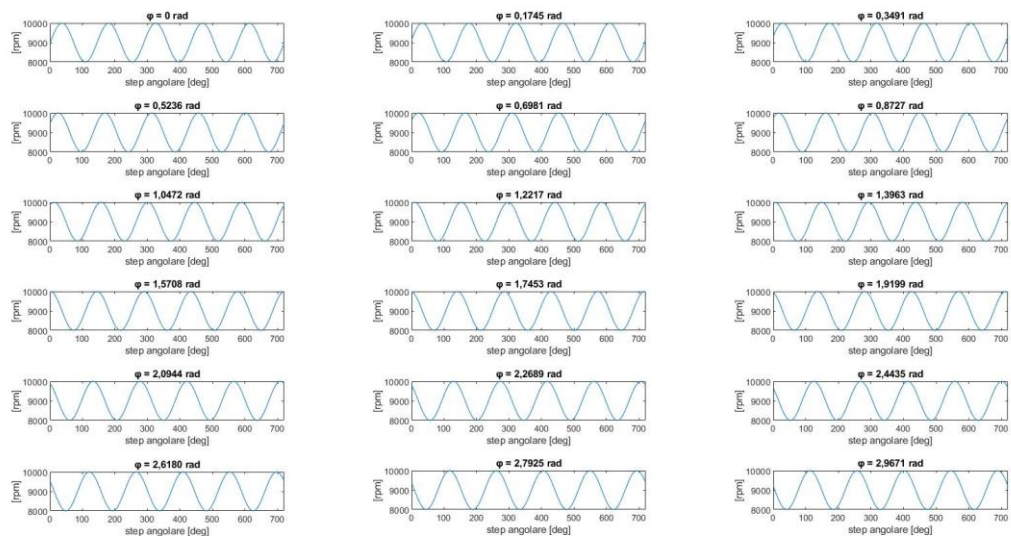


Figura 2.3 - Variazione di rpm_f con la fase a parità di offset

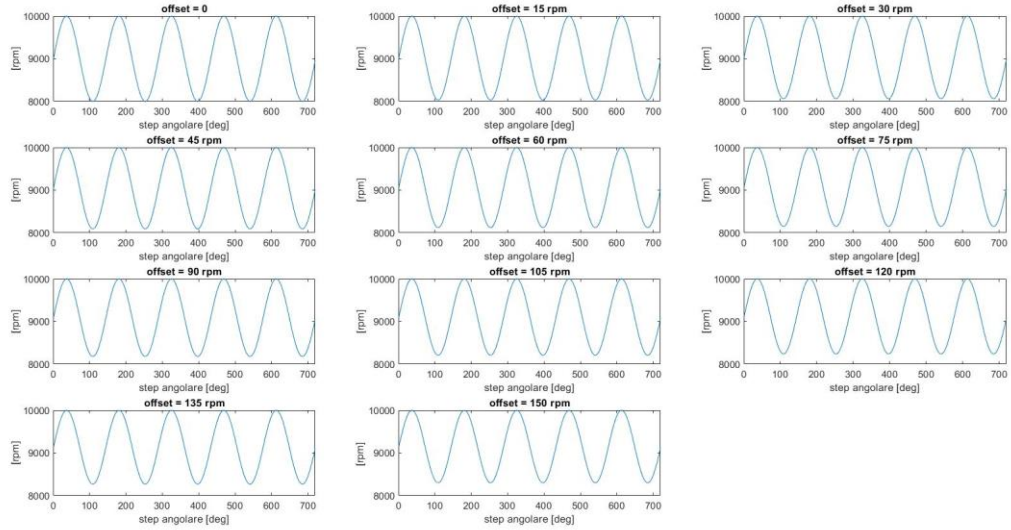


Figura 2.4 - Variazione di rpm_f con l'offset a parità di fase

Riprendiamo ora lo spostamento angolare ϑ definito nella (2.4) e ricalcoliamolo tenendo conto della velocità angolare fluttuante appena calcolata; otterremo così la seguente espressione:

$$\vartheta_f(i,j) = dt * \sum_{k=1}^n \frac{360 * rpm_f(i,j)}{360} \quad (2.6)$$

dove i indica gli step di variabilità della fase dell'irregolarità di rotazione (18 step), j indica gli step di variabilità dell'offset dell'irregolarità di rotazione (11 step), n è il numero degli step angolari, rpm_f è definito nella (2.5), mentre dt è definito nell'espressione (2.3).

In Figura 2.5 e in Figura 2.6 possiamo osservare l'andamento di ϑ_f con queste variazioni, rispettivamente in base a fase (a parità di offset nullo) ed offset (a parità di fase nulla).

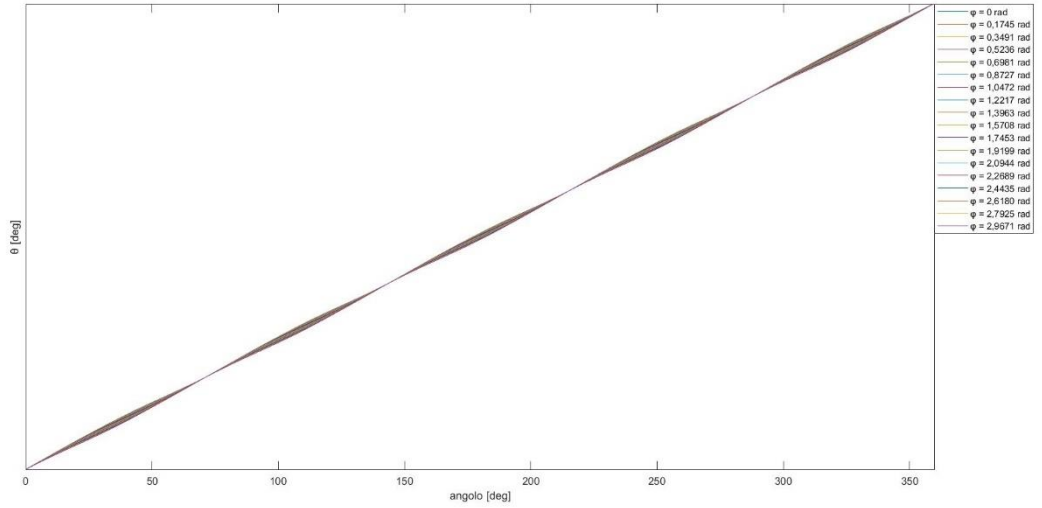


Figura 2.5 - Spostamento angolare ϑ_f con velocità di rotazione fluttuante (fase variabile)

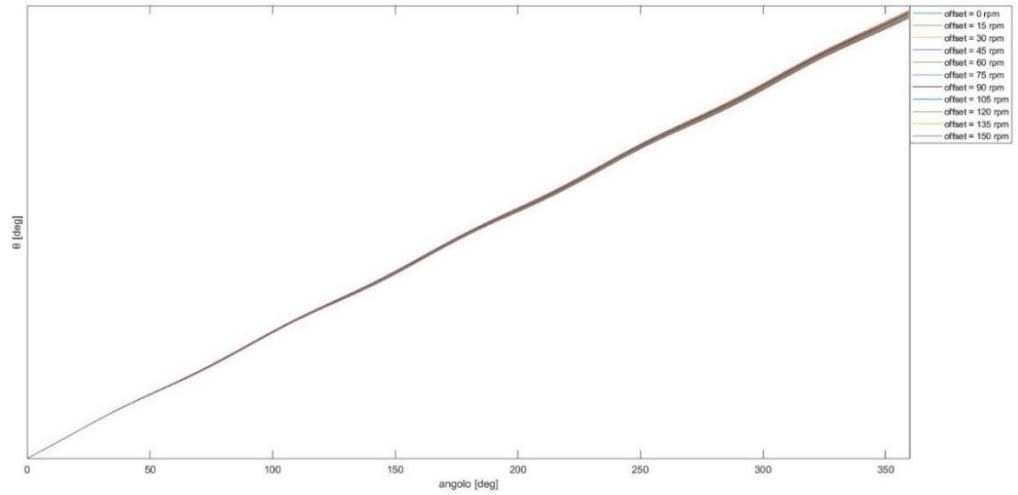


Figura 2.6 - Spostamento angolare ϑ_f con velocità di rotazione fluttuante (offset variabile)

Per valutare meglio l'entità dello scostamento angolare durante la rotazione tra caso nominale e caso fluttuante, abbiamo infine eseguito la differenza tra i relativi spostamenti angolari, come descritto nella seguente espressione (2.7):

$$\Delta\vartheta = \vartheta_f - \vartheta \quad (2.7)$$

dove ϑ_f e ϑ sono definiti rispettivamente nella (2.6) e nella (2.4). Anche in questo caso si è iterato per tutte le fasi e gli offset definiti in precedenza: possiamo quindi osservare in Figura 2.7 la fluttuazione angolare rispetto al caso nominale ottenuta fissando l'offset

(pari a 0) con fase variabile e in Figura 2.8 quelli ottenuti fissando la fase (pari a 0) con offset variabile.

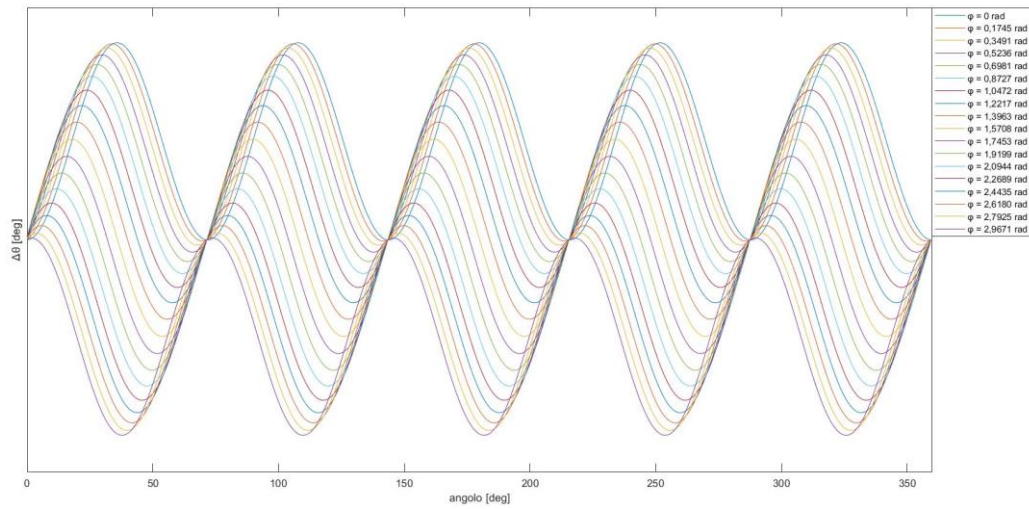


Figura 2.7 - Fluttuazione angolare $\Delta\theta$ con fase variabile e offset nullo

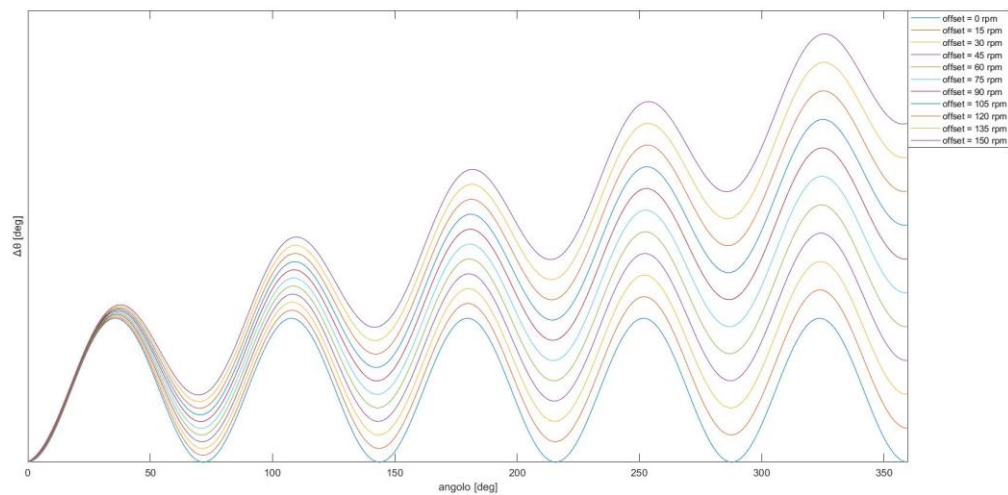


Figura 2.8 - Fluttuazione angolare $\Delta\theta$ con offset variabile e fase nulla

2.3 Interpolazione del profilo di alzata

Come anticipato nell'introduzione, l'obiettivo primario è quello di ottenere dei risultati tangibili in termini di parametri cinematici del moto valvola, ossia alzata, velocità ed accelerazione. Per fare questo è fondamentale l'operazione di interpolazione (fitting) che stiamo per descrivere: essa ci consente infatti di ricavare il profilo di alzata della valvola

tenendo conto però della fluttuazione di velocità angolare del relativo albero a camme analizzata nel paragrafo 2.2, sulla base del profilo teorico di alzata (Figura 2.1).

Definiamo di seguito le varie fasi del processo di interpolazione utilizzato:

- *preparazione dei dati*: consiste in una elaborazione dei dati in input, con l'obiettivo di riordinarli ed eliminare possibili casi limite quali valori indefiniti o NaN ("not a number"), più in generale qualsiasi risultato di operazioni privo di senso matematico. I dati in input durante questa fase sono forniti sotto forma di array e contengono informazioni riguardo il valore del profilo di alzata della valvola per ogni step angolare considerato;
- *definizione dei parametri di fitting*: in questa fase viene definito il modello matematico del processo di fitting, ovvero il tipo di curva con il quale si costruirà l'approssimazione dei dati in input. Nel nostro caso si è utilizzata la funzione "smoothing spline", una tipologia di curva funzionale perché ci permette di rappresentare bene l'andamento del profilo di alzata della valvola minimizzando l'eventuale rumore presente;
- *applicazione del modello di fitting*: in questa fase si applica il modello di fitting ai dati elaborati nella prima fase di preparazione, secondo i parametri definiti nella precedente fase. Si ottengono così in output i risultati del fit e degli indicatori che indicano la qualità del fit.

Tali indicatori o indici statistici di prestazione sono:

- SSE ("sum of squares due to error"):

$$SSE = \sum_{i=1}^n w_i (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (2.8)$$

dove y_i indica il valore osservato o di partenza del dato i-esimo (nel nostro caso un i-esimo valore del profilo di alzata teorico), $\hat{y}_i$ indica il

valore approssimato dal modello per quel dato i-esimo, w_i rappresenta il peso associato all'errore per il dato i-esimo (l'errore è rappresentato dalla quantità $(y_i - \hat{y}_i)$), n rappresenta il numero di campioni utilizzati dal modello.

SSE è in sostanza un indicatore della deviazione totale dei valori di risposta; un valore di SSE prossimo allo zero indica che il fitting eseguito ha una minima componente randomica dell'errore e che esso potrebbe essere utilizzato con successo per modelli di previsione;

- R-SQUARE:

$$R - SQUARE = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum_{i=1}^n w_i (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n w_i (y_i - \hat{y}_i)^2} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (2.9)$$

dove y_i indica il valore osservato o di partenza del dato i-esimo, $\hat{y}_i$ indica il valore approssimato dal modello per quel dato i-esimo, $\bar{y}$ rappresenta la media dei valori di partenza osservati, n rappresenta il numero di campioni utilizzati dal modello. SSR e SST vengono generalmente definiti rispettivamente come “Sum of squares of the regression” e “Sum of squares about the mean”, mentre SSE è stato definito nel punto precedente nella (2.8).

R-SQUARE può assumere valori compresi tra lo zero e l'unità: un valore prossimo ad 1 indica che i dati si adattano molto bene al modello utilizzato e anche che esso tiene conto di una maggior percentuale di varianza;

- DFE (“degrees of freedom for error”):

$$v = n - m \quad (2.10)$$

dove n indica il numero di valori osservati dal modello ed m il numero di parametri stimati dallo stesso;

- Adjusted R-SQUARE:

$$\text{ADJUSTED R - SQUARE} = 1 - \frac{\text{SSE} (n - 1)}{\text{SST} (v)} \quad (2.11)$$

dove SSE e SST sono definiti nella (2.9), n e v sono definiti nella (2.10).

Questo indicatore deriva direttamente da R-SQUARE e può assumere valori minori o al massimo uguali all'unità. L'unità rappresenta la massima efficienza del modello, mentre valori ad essa inferiori (anche negativi) indicano che il modello può contenere termini che lo rendono poco utilizzabile per fare previsioni accurate;

- RMSE ("root mean squared error"):

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{\text{SSE}}{v}} \quad (2.12)$$

dove SSE e v sono già stati definiti rispettivamente nella (2.9) e nella (2.10).

RMSE rappresenta una stima della deviazione standard per la componente randomica dei dati analizzati, meglio conosciuto anche come errore standard di regressione.

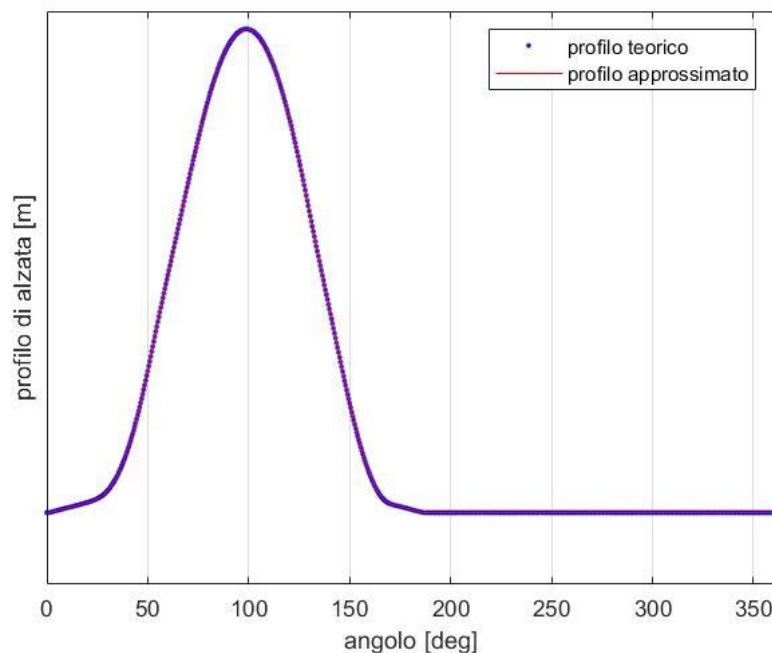


Figura 2.9 - Risultato del processo di fitting

In questo modo, utilizzando i coefficienti ottenuti nell'interpolazione è possibile graficare il profilo di alzata in funzione dello spostamento angolare fluttuante ϑ_f descritto nell'espressione (2.6). Tale profilo di alzata sarà quello associato al caso in cui l'albero a camme considerato ruoti a velocità angolare fluttuante; in Figura 2.9 possiamo osservare una rappresentazione grafica del processo di interpolazione effettuato.

Per quanto riguarda il nostro caso, a valle di tutte le iterazioni effettuate, abbiamo notato una tendenza di tutti gli indicatori descritti a rimanere costanti, ad indicare il fatto che la variazione di fase ed offset non influenzano il modello. L'approssimazione è risultata inoltre molto ben riuscita: ciò è testimoniato dai 2 indici R - SQUARE e ADJUSTED R - SQUARE, entrambi prossimi all'unità, a dimostrare che la tipologia di fit adoperato si adatta perfettamente al profilo di alzata della valvola considerato.

2.4 Alzata

Descriviamo ora come la fluttuazione di velocità angolare dell'albero a camme influisca sul profilo di alzata della valvola, sulla base del modello di fitting descritto nel paragrafo 2.3. Anche in questo caso, come per tutte le grandezze analizzate in precedenza, iteriamo l'analisi per tutti i valori di fase e di offset dell'onda sinusoidale che rappresenta la fluttuazione di rotazione dell'albero a camme.

Otteniamo così in Figura 2.10 tutti i profili di alzata del caso fluttuante ottenuti con fase variabile ed offset fisso pari a 0, mentre in Figura 2.11 quelli ottenuti variando l'offset e fissando la fase sempre pari a 0; in entrambi i casi tutti i profili sono stati graficati in sovrapposizione al caso teorico.

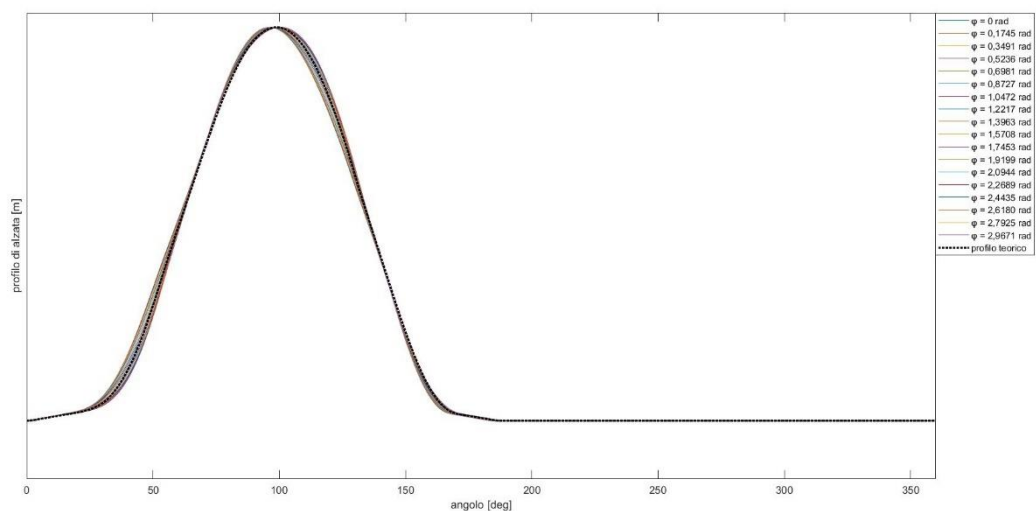


Figura 2.10 - Profili di alzata con fase variabile, in nero quello teorico

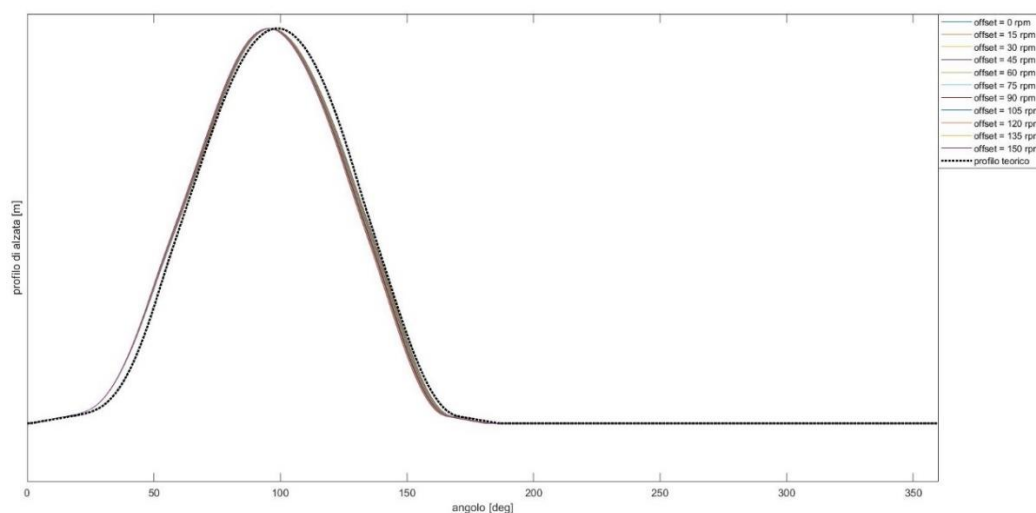


Figura 2.11 - Profili di alzata con offset variabile, in nero quello teorico

Per valutare in maniera più accurata le differenze tra caso teorico e caso irregolare, abbiamo realizzato anche altre due tipologie di rappresentazione grafica. La prima consiste nel calcolare le differenze, angolo per angolo, del profilo di alzata teorico e di quello che si avrebbe con irregolarità di rotazione. Queste differenze sono state calcolate per tutti i profili ottenuti con l'irregolarità a diverse fasi e diversi offset. In Figura 2.12 sono rappresentati i delta ottenuti variando la fase dell'onda a parità di offset nullo, mentre in Figura 2.13 quelli ottenuti variando l'offset a parità di fase nulla.

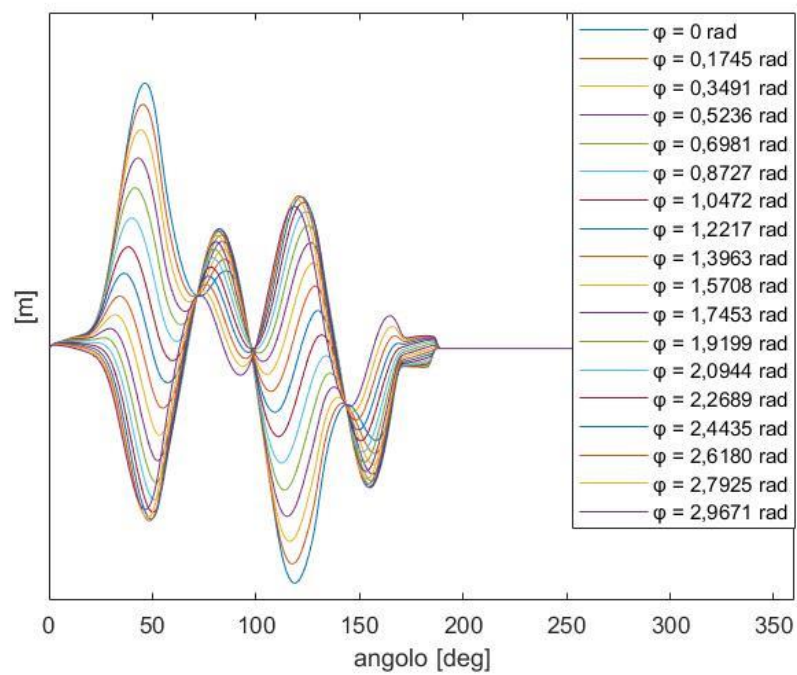


Figura 2.12 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con fase variabile

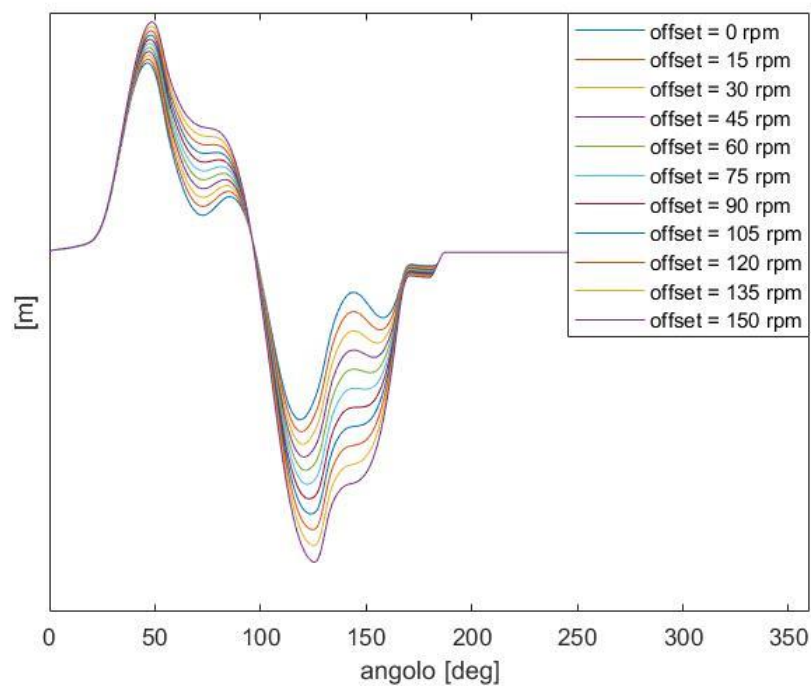


Figura 2.13 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con offset variabile

Le differenze tra il profilo teorico e quelli con irregolarità di rotazione sono state anche riportate in grafici a tre dimensioni (o anche denominati “a superficie”). Con essi

rappresentiamo sempre la stessa differenza tra le alzate, riuscendo però ad avere una visione molto più esplicativa dell'influenza che il parametro considerato (fase o offset) ha sulla variazione del delta, sia in termini di valore assoluto che in termini di posizione angolare. In Figura 2.14 e Figura 2.15 vengono quindi rappresentati con grafici a superficie gli stessi delta già mostrati rispettivamente in Figura 2.12 e Figura 2.13: sull'asse x troviamo la posizione angolare, sull'asse y troviamo il parametro che caratterizza la variabilità (rispettivamente fase dell'onda e offset), mentre il colore del grafico (ovvero la terza dimensione) rappresenta il valore assoluto dello scostamento tra caso reale e caso teorico.

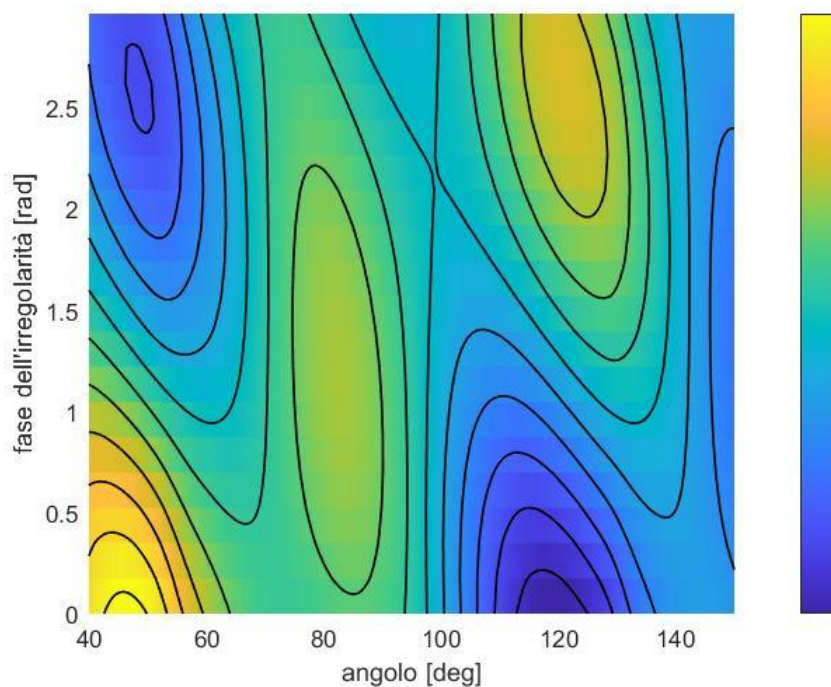


Figura 2.14 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con fase variabile

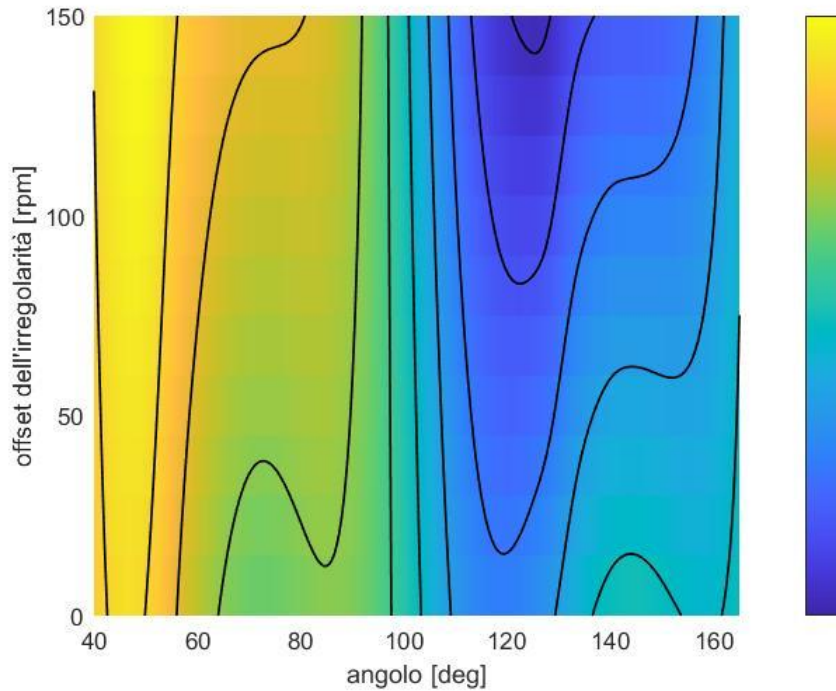


Figura 2.15 - Differenza tra alzata con irregolarità e alzata teorica, con offset variabile

Dai grafici a superficie osserviamo come offset e fase abbiano un'influenza diversa nel profilo di alzata, rispetto a quello teorico: nel caso della fase le linee di livello mostrano come una sua variazione generi un cambiamento della distribuzione delle differenze e generalmente un aumento della fase comporta una diminuzione di esse. L'influenza dell'offset è invece più lineare: un suo aumento comporta essenzialmente anche un aumento dello scostamento in valore assoluto, con delle variazioni in termini di intervallo angolare.

2.5 Velocità

Dopo aver analizzato l'alzata della valvola soffermiamo la nostra attenzione sulla velocità di alzata, in particolare su come la velocità del caso irregolare differisca da quella del caso teorico. Per il calcolo della velocità si è optato per calcolare la derivata dello spostamento (ovvero dell'alzata) con il metodo alle differenze finite, utile in casi come il nostro in cui si ha la necessità di derivare una funzione discreta, rappresentata cioè da un numero finito di punti.

In particolare, nel nostro caso useremo il metodo denominato “metodo delle differenze all'indietro” o, meglio, noto come “backward difference method”: la derivata viene quindi

effettuata eseguendo la differenza tra il singolo valore di alzata ed il suo precedente, per poi dividere il risultato per l'intervallo di tempo finito considerato.

Consideriamo l'espressione seguente:

$$[\text{velocità}] = \frac{[\text{alzata}(i)] - [\text{alzata}(i - 1)]}{dt} \quad (2.13)$$

dove [velocità] è il vettore risultante che rappresenta in modo discreto la velocità di alzata, [alzata] è invece il vettore che contiene in modo discreto informazioni sul profilo di alzata della valvola, dt è già stato definito nella (2.3) ed è l'intervallo di tempo discreto che si è considerato per campionare tutte le funzioni dei parametri cinematici della valvola.

In questo modo abbiamo ottenuto tutti i profili di velocità, sia quello teorico utilizzando i dati dell'alzata teorica sia tutti quelli derivanti dalla fluttuazione di velocità angolare dell'albero a camme, utilizzando quindi i dati di alzata ottenuti attraverso il processo di fitting descritto nel paragrafo 2.3.

Anche nel caso della velocità abbiamo iterato l'intera analisi per tutti i valori di fase dell'onda ed offset considerati, attraverso cicli for, sovrapponendo a tutti i profili di velocità calcolati anche quello teorico: otteniamo così in Figura 2.16 l'andamento della velocità di alzata per tutti i valori di fase considerati a parità di offset nullo ed in Figura 2.17 quello per tutti i valori di offset considerati a parità di fase nulla.

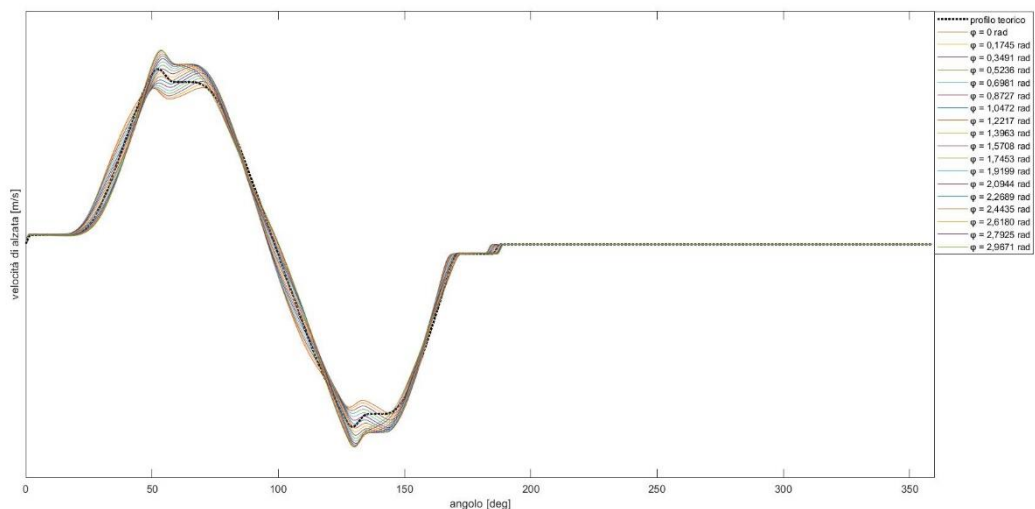


Figura 2.16 - Profili di velocità con fase variabile, in nero quello teorico

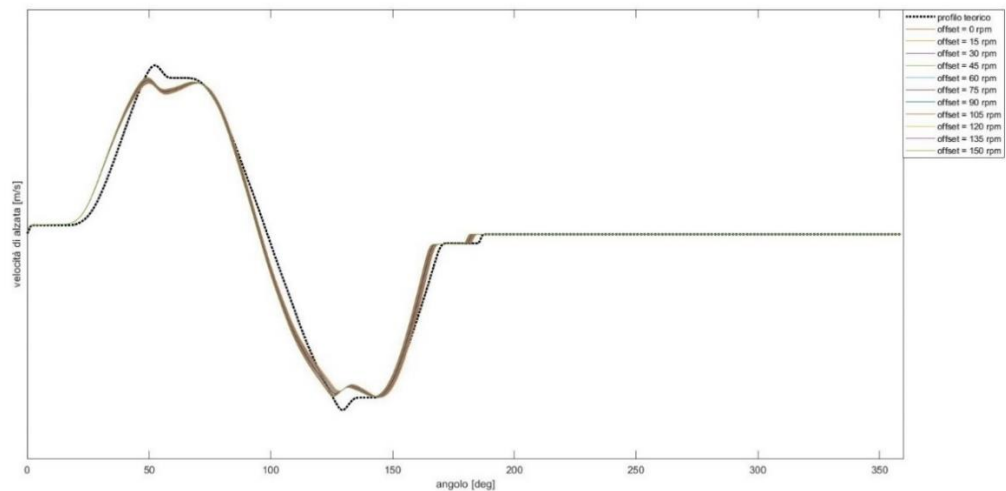


Figura 2.17 - Profili di velocità con offset variabile, in nero quello teorico

Anche per la velocità calcoliamo le differenze esistenti tra caso irregolare e caso teorico, eseguendo la differenza tra ogni profilo di velocità ottenuto iterando fase ed offset ed il profilo di velocità teorico, e rappresentiamo i risultati ottenuti sia con grafici bidimensionali che tridimensionali esattamente come per l'alzata.

Di seguito osserviamo i risultati ottenuti: in Figura 2.18 e Figura 2.19 sono rappresentati i delta ottenuti variando la fase a parità di offset nullo, mentre in Figura 2.20 e Figura 2.21 quelli ottenuti variando l'offset a parità di fase nulla.

Possiamo già notare di come una variazione di fase influenzi zone differenti del profilo, comprese le rampe di apertura e chiusura ed i blocchetti; parallelamente l'offset agisce traslando ulteriormente il profilo con irregolarità da quello teorico.

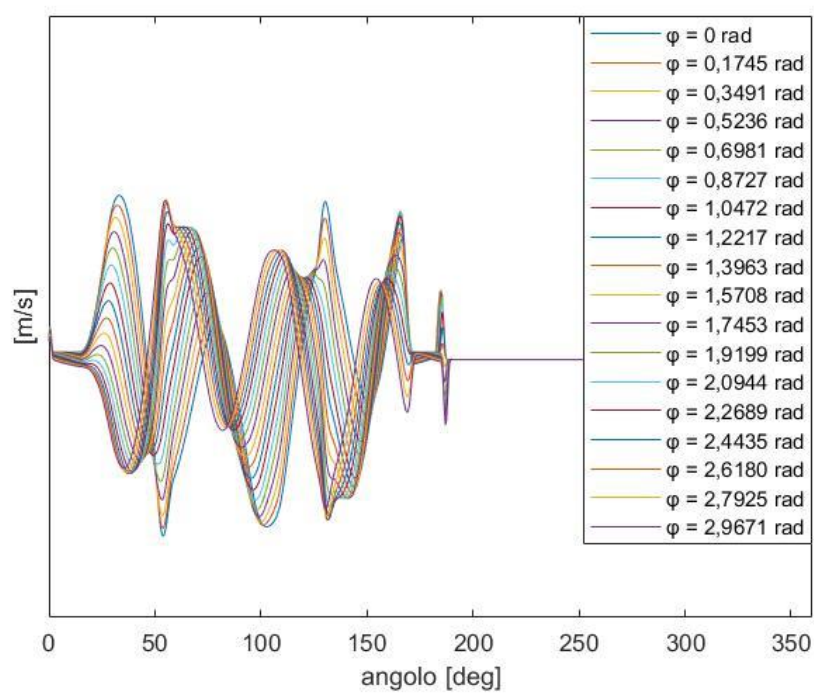


Figura 2.18 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con fase variabile

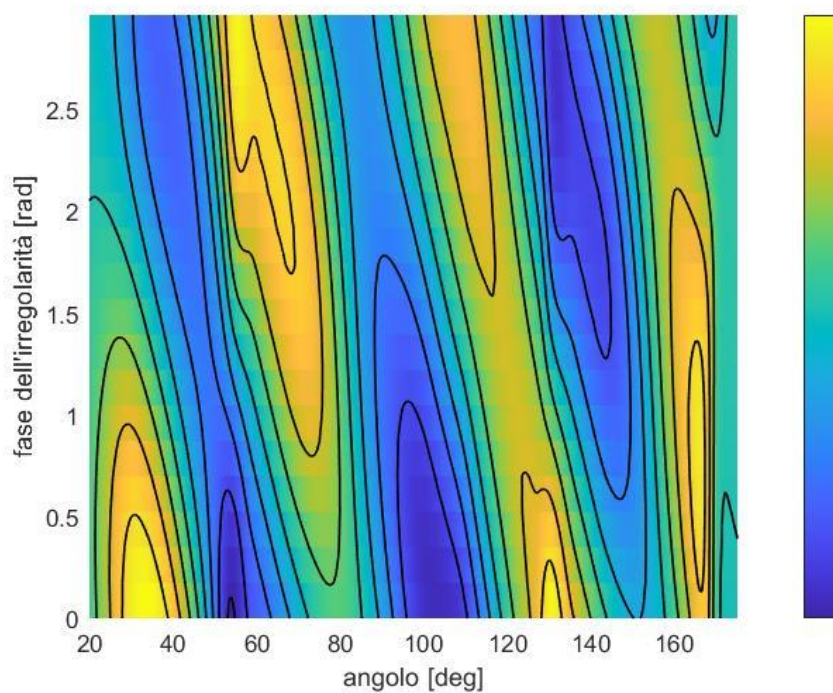


Figura 2.19 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con fase variabile

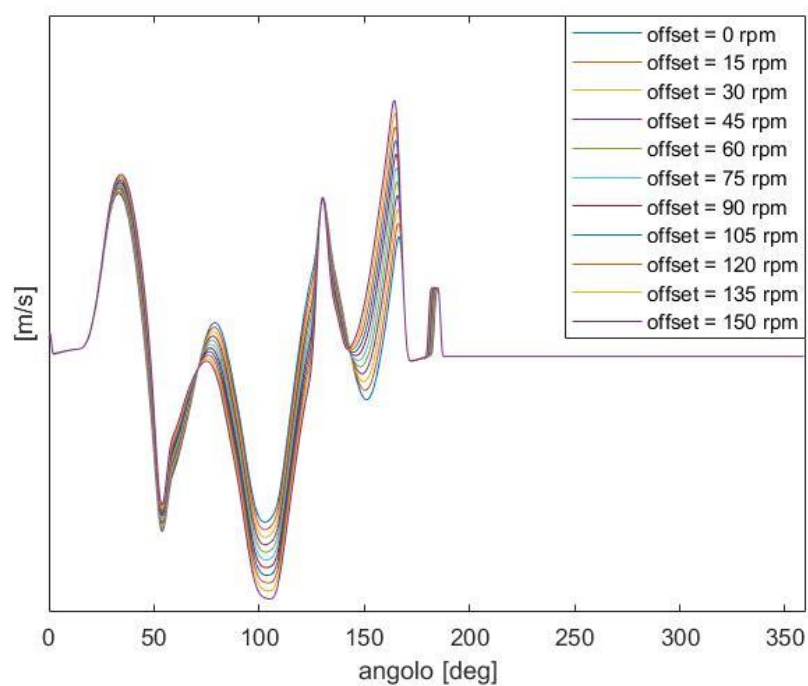


Figura 2.20 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con offset variabile

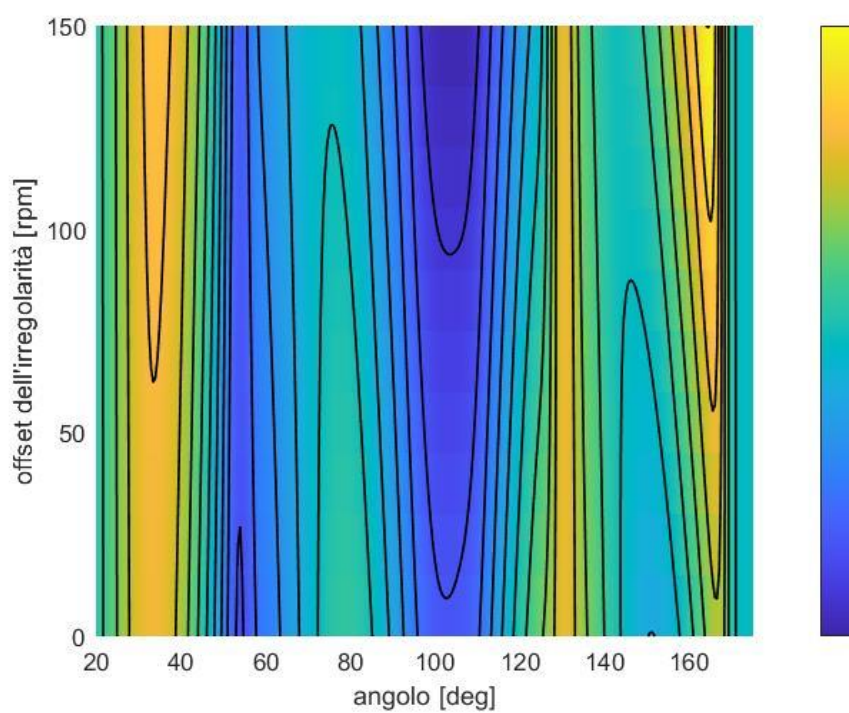


Figura 2.21 - Differenza tra velocità con irregolarità e velocità teorica, con offset variabile

2.6 Accelerazione

Descriviamo ora l'accelerazione del moto valvola, ricavandola da quanto ottenuto per la velocità. Procediamo esattamente come descritto nel paragrafo precedente per la velocità, derivando cioè il vettore velocità con il “metodo delle differenze all'indietro” già descritto secondo la seguente espressione:

$$[\text{accelerazione}] = \frac{[\text{velocità}(i)] - [\text{velocità}(i - 1)]}{dt} \quad (2.14)$$

dove [accelerazione] è il vettore risultante che rappresenta in modo discreto l'accelerazione della valvola, [velocità] è invece il vettore che contiene in modo discreto il profilo di velocità della valvola, dt è già stato definito nella (2.3) ed è l'intervallo di tempo discreto che si è considerato per campionare tutte le funzioni dei parametri cinematici della valvola.

Esattamente come per la velocità iteriamo per tutti i valori assunti da fase ed offset, graficando tutti i profili di accelerazione ottenuti e sovrapponendoli a quello teorico: otteniamo così in Figura 2.22 tutti i profili di accelerazione ottenuti variando la fase dell'onda a parità di offset nullo ed in Figura 2.23 tutti quelli ottenuti variando l'offset a parità di fase nulla.

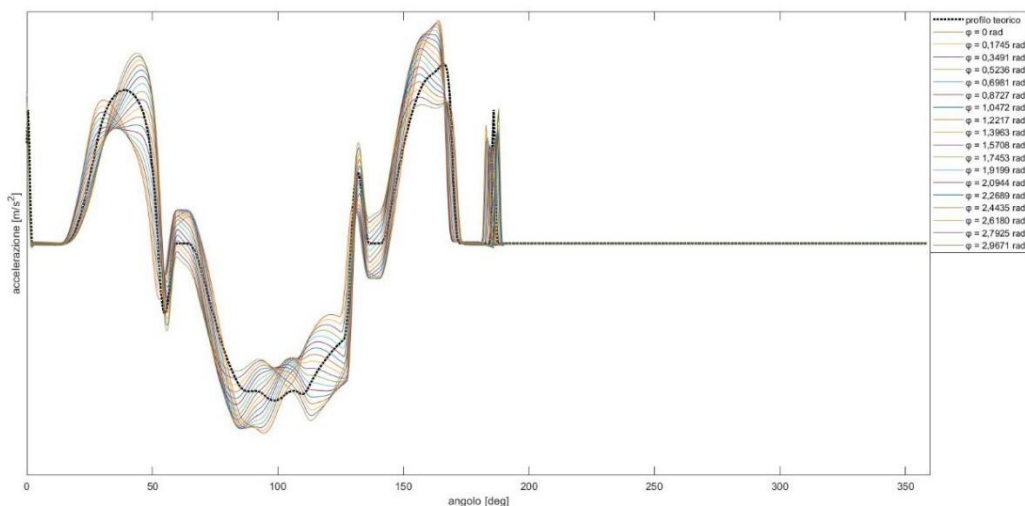


Figura 2.22 - Profili di accelerazione con fase variabile, in nero quello teorico

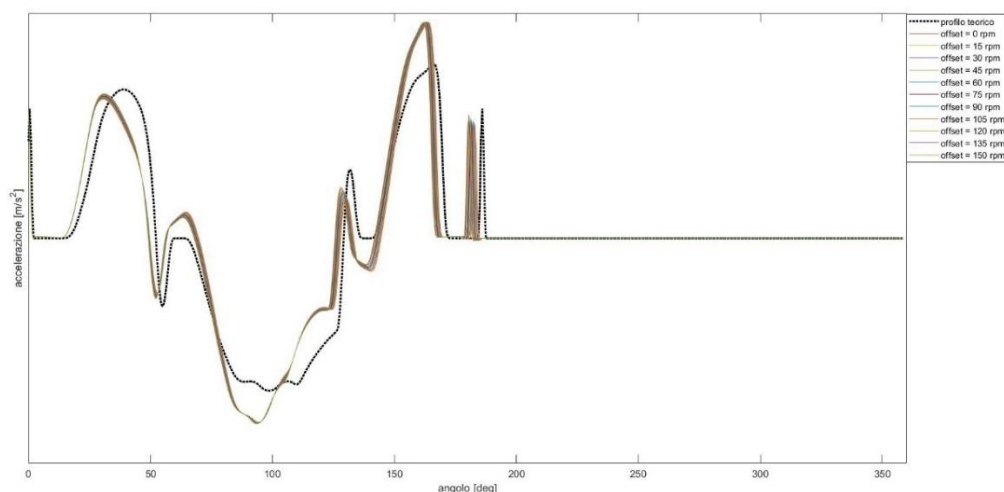


Figura 2.23 - Profili di accelerazione con offset variabile, in nero quello teorico

Anche per l'accelerazione calcoliamo le differenze esistenti tra caso irregolare e caso teorico, eseguendo la differenza tra ogni profilo di accelerazione ottenuto iterando fase ed offset ed il profilo di accelerazione teorico, e rappresentiamo i risultati ottenuti sia con grafici bidimensionali che tridimensionali esattamente come per alzata e velocità.

Di seguito osserviamo i risultati ottenuti: in Figura 2.24 e Figura 2.25 sono rappresentati i delta ottenuti variando la fase a parità di offset nullo, mentre in Figura 2.26 e Figura 2.27 quelli ottenuti variando l'offset a parità di fase nulla.

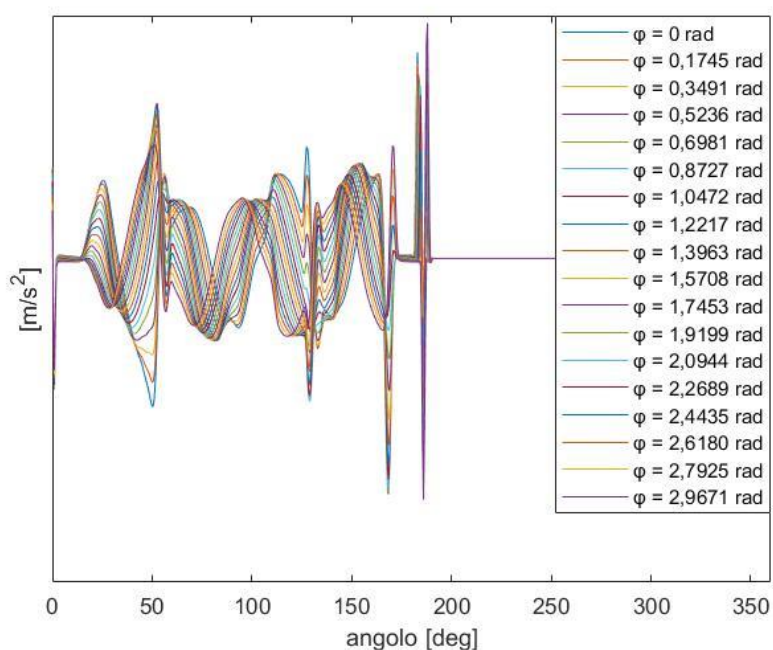


Figura 2.24 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con fase variabile

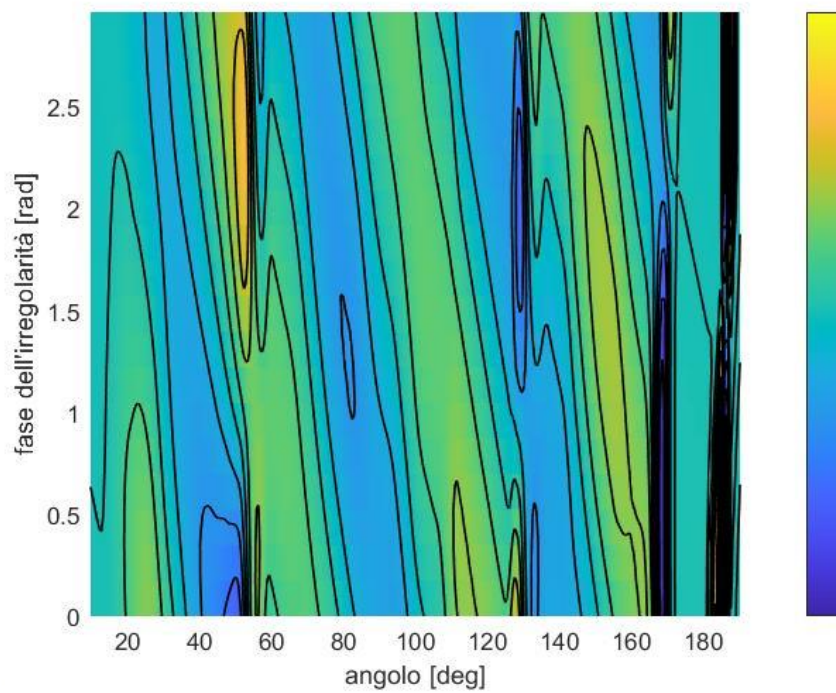


Figura 2.25 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con fase variabile

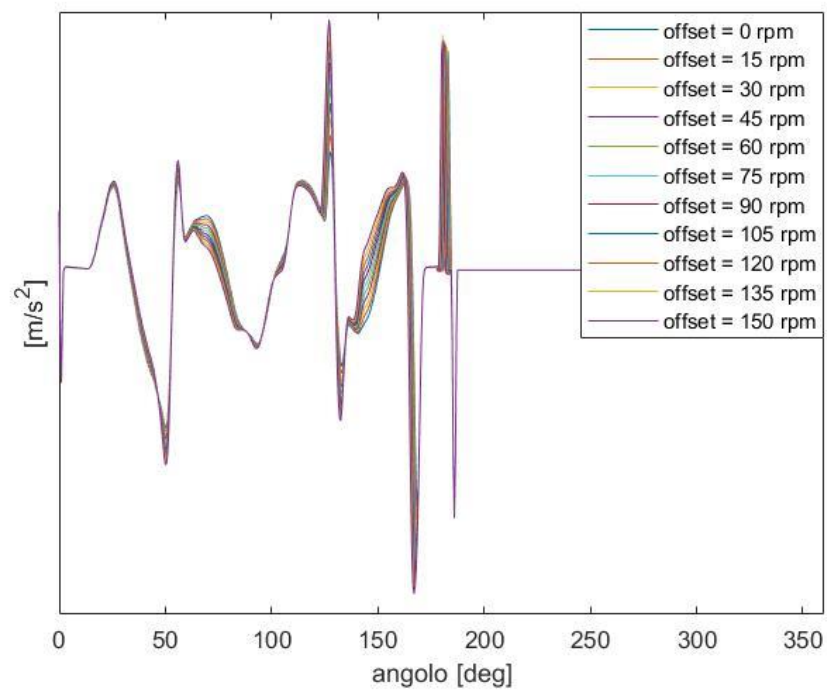


Figura 2.26 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con offset variabile

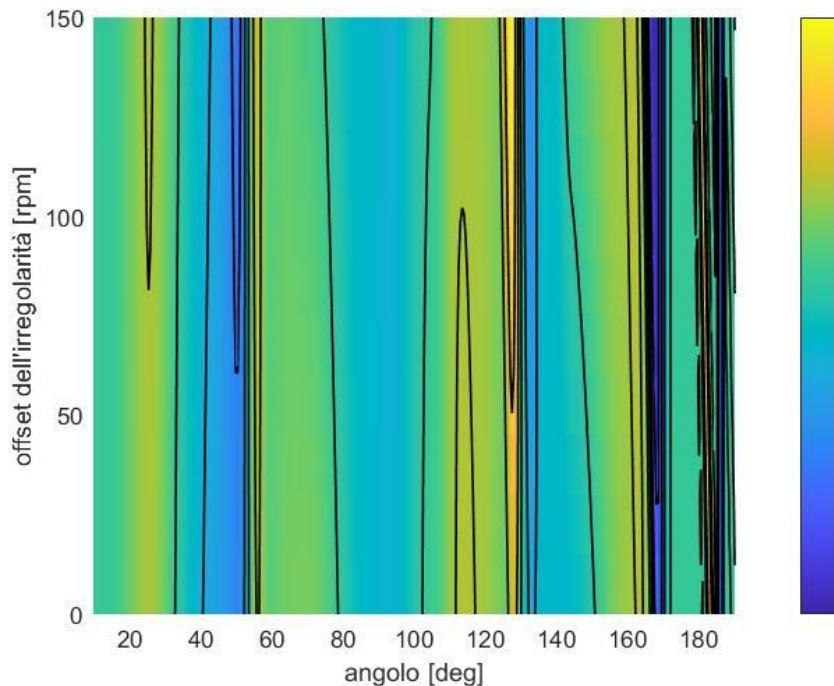


Figura 2.27 - Differenza tra accelerazione con irregolarità e accelerazione teorica, con offset variabile

Nel caso dell'accelerazione notiamo come la variazione di fase dell'irregolarità agisca modificando praticamente tutte le zone del profilo, sia di segno positivo che negativo; parallelamente l'aumento dell'offset agisce anche in questo caso traslando ulteriormente i segnali ottenuti con irregolarità da quello teorico.

Capitolo 3

Analisi dei risultati

Analizziamo ora nel dettaglio come l'irregolarità di rotazione da noi definita influenza alzata, velocità ed accelerazione della valvola. In particolare, andremo anche a studiare nel dettaglio come la fase e l'offset dell'irregolarità di rotazione considerata modificano i vari profili, cercando di trarre conclusioni quanto più accurate possibile.

Per cercare di comprendere quanto più affondo l'influenza dei parametri citati, abbiamo anche effettuato tutte le iterazioni separando le due variabili: in sostanza abbiamo fissato una certa fase alla volta ed iterato con essa per tutti gli offset e analogamente abbiamo fissato un certo offset alla volta e poi iterato per tutte le fasi. Questa operazione ci ha consentito di

comprendere maggiormente come ognuna delle due variabili di irregolarità influisca sui parametri cinematici in gioco, in modo più preciso di quanto i soli grafici a superficie descritti in precedenza possano fare.

Riprendendo il $\Delta\theta$ definito nella (2.7), in Figura 3.1, Figura 3.2, e Figura 3.3 è rappresentato l'andamento iterato per ogni fase con offset crescente, rispettivamente a 0, 75 rpm e 150 rpm.

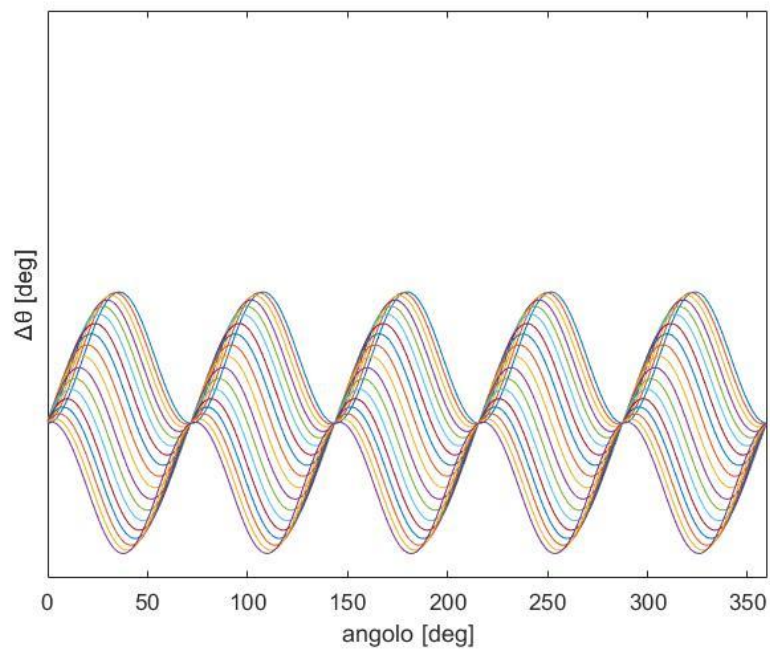


Figura 3.1 - Delta angolare con offset nullo e fase variabile

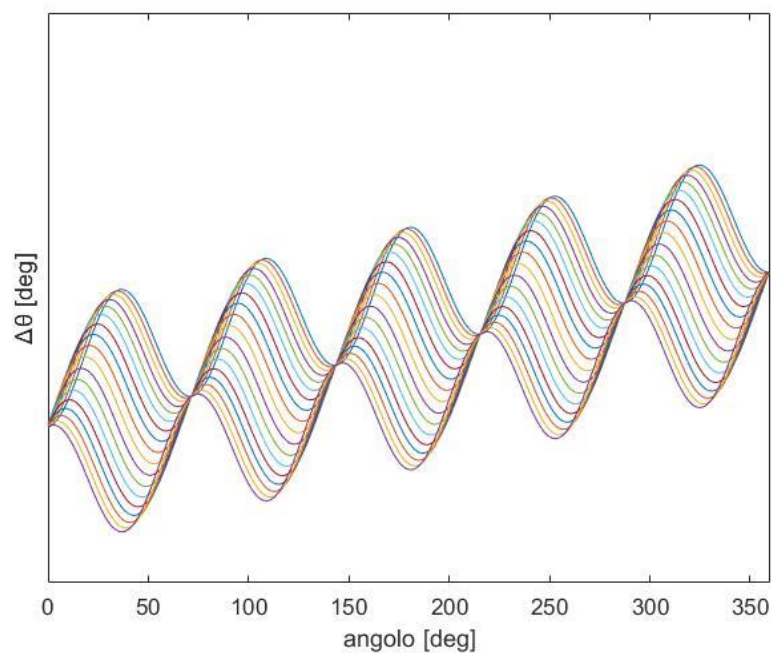


Figura 3.2 - Delta angolare con offset pari a 75 rpm e fase variabile

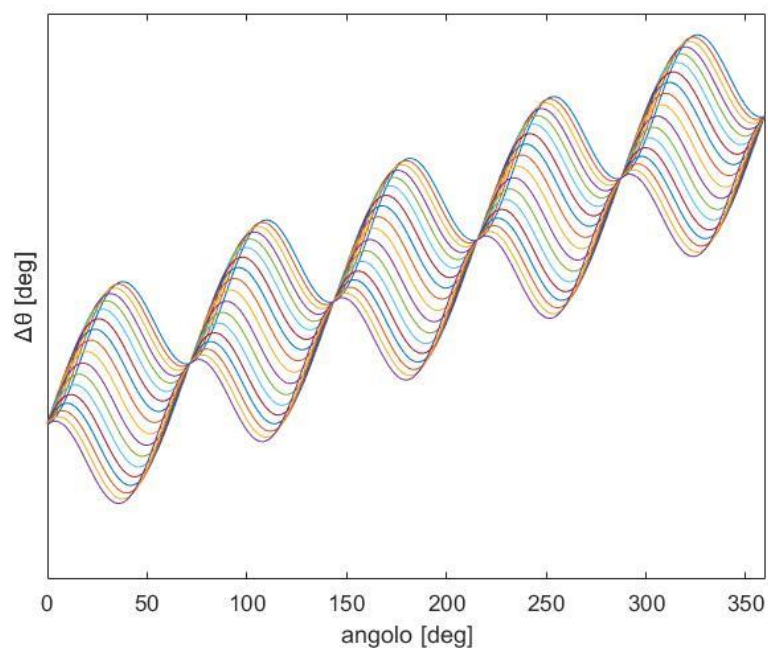


Figura 3.3 - Delta angolare con offset pari a 150 rpm e fase variabile

Possiamo osservare come, considerando una rotazione completa dell'albero a camme al regime massimo di 9000 rpm, la variazione di fase dell'onda generi in sostanza una diversa distribuzione dell'irregolarità, che a seconda della fase risulta appunto maggiore o minore in certi intervalli angolari piuttosto che in altri. Se considerassimo ciascuna delle oscillazioni rappresentate come idealmente interpolate da una retta, potremmo notare come l'offset

agisca incrementando via via la pendenza di questa retta fittizia: di conseguenza un suo aumento causa un incremento della differenza in termini di gradi tra la rotazione teorica dell'albero e quella affetta da irregolarità.

Di seguito, sulla base del modello di interpolazione descritto nel paragrafo 2.3, andiamo ad analizzare gli effetti dell'irregolarità descritta su alzata, velocità ed accelerazione, in funzione della variazione di fase ed offset.

3.1 Influenza dell'irregolarità di rotazione sull'alzata della valvola

Valutiamo ora i risultati ottenuti in termini di alzata, ovvero di come quella generata da una rotazione irregolare dell'albero a camme si discosti da quella teorica. Per far ciò, come anticipato, analizziamo separatamente l'effetto di fase ed offset.

Partendo dall'offset, in Figura 3.4, Figura 3.5 e Figura 3.6 sono mostrati i profili di alzata ed i rispettivi scostamenti dal caso teorico iterati per tutte le fasi, ottenuti con offset crescente e pari rispettivamente a 0, 75 rpm e 150 rpm.

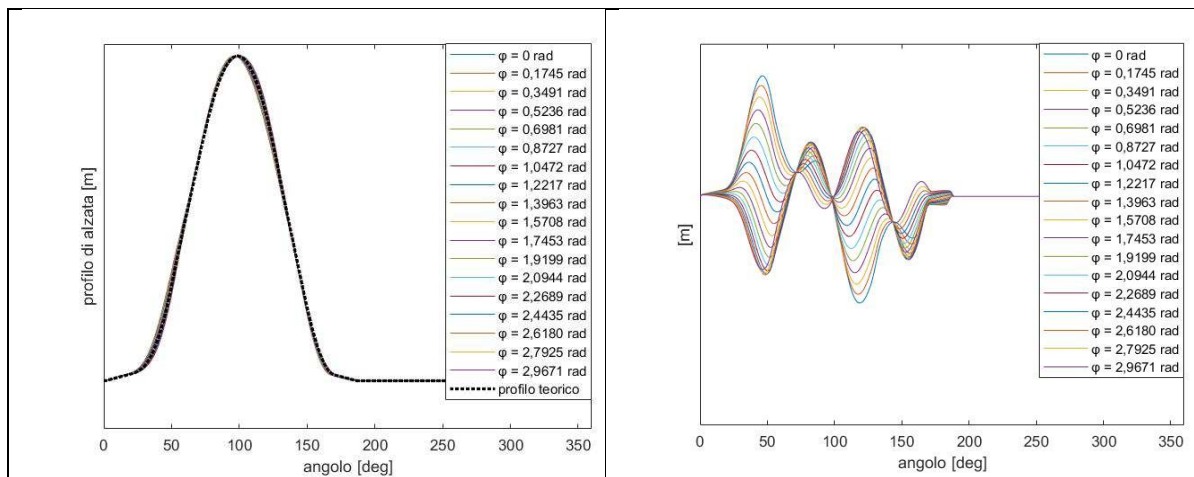


Figura 3.4 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

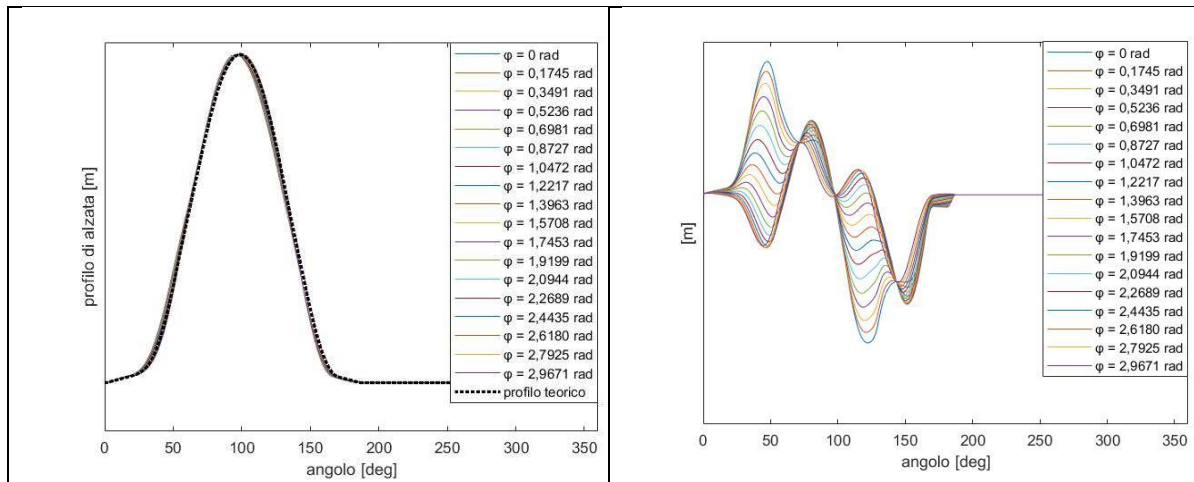


Figura 3.5 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

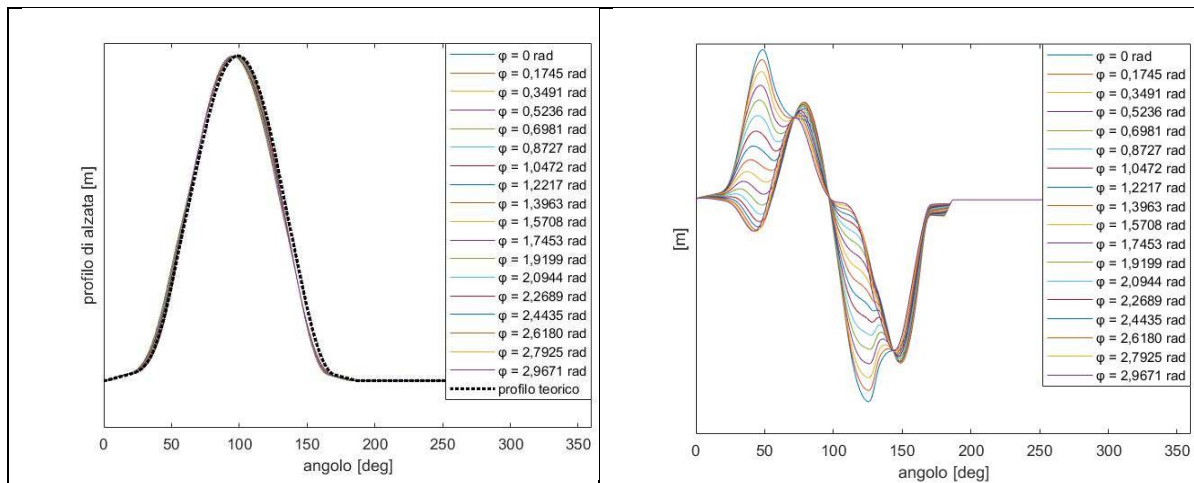


Figura 3.6 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

Si può chiaramente osservare come l'effetto dell'offset, indipendentemente dalla fase, sia quello di aumentare lo scostamento dal caso teorico, essenzialmente in tre zone diverse del profilo di alzata:

- la prima zona intorno ai 46° (che diventano circa 49° ad offset massimo) ovvero nella prima fase di apertura della valvola, dove i profili ottenuti con irregolarità hanno valori di alzata maggiori rispetto al profilo teorico;
- la seconda zona intorno agli 80° , ovvero nella fase finale di apertura prima della massima alzata; anche in questo caso l'alzata con irregolarità risulta maggiore di quella teorica;

- la terza zona dai 120° fino ai 150° , ovvero nella fase di chiusura dopo l'alzata massima; in questo caso l'alzata ottenuta con irregolarità risulta invece minore di quella teorica.

Procediamo ora analogamente per la fase: in Figura 3.7, Figura 3.8, Figura 3.9 e Figura 3.10 possiamo osservare i profili di alzata iterati per tutti gli offset, ottenuti con fase crescente e pari rispettivamente a 0° , 50° , 100° e 170° .

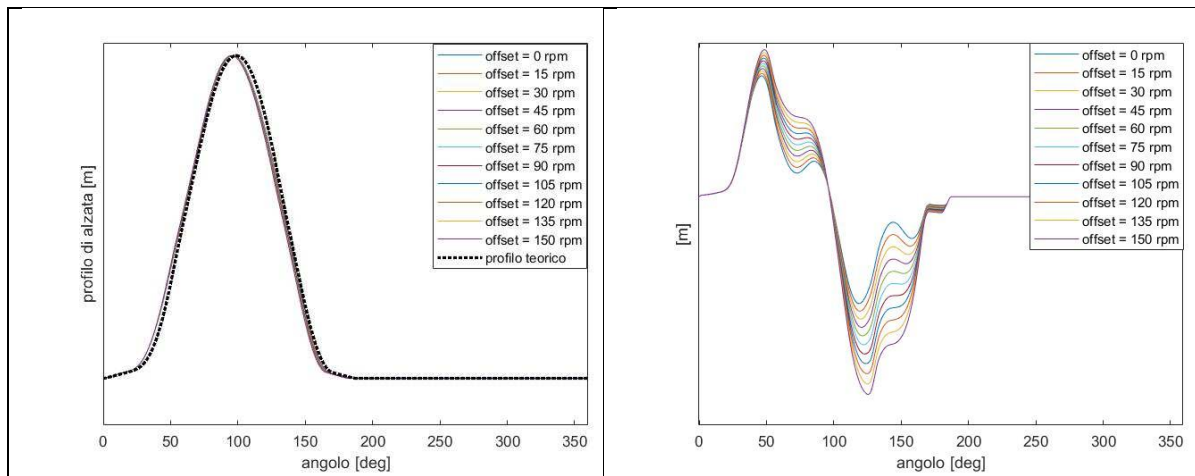


Figura 3.7 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

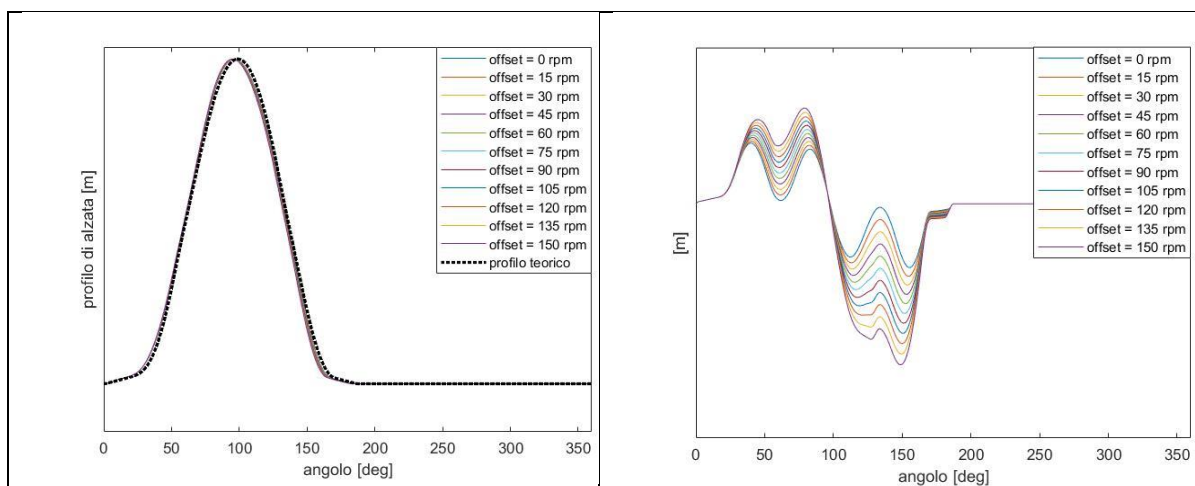


Figura 3.8 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

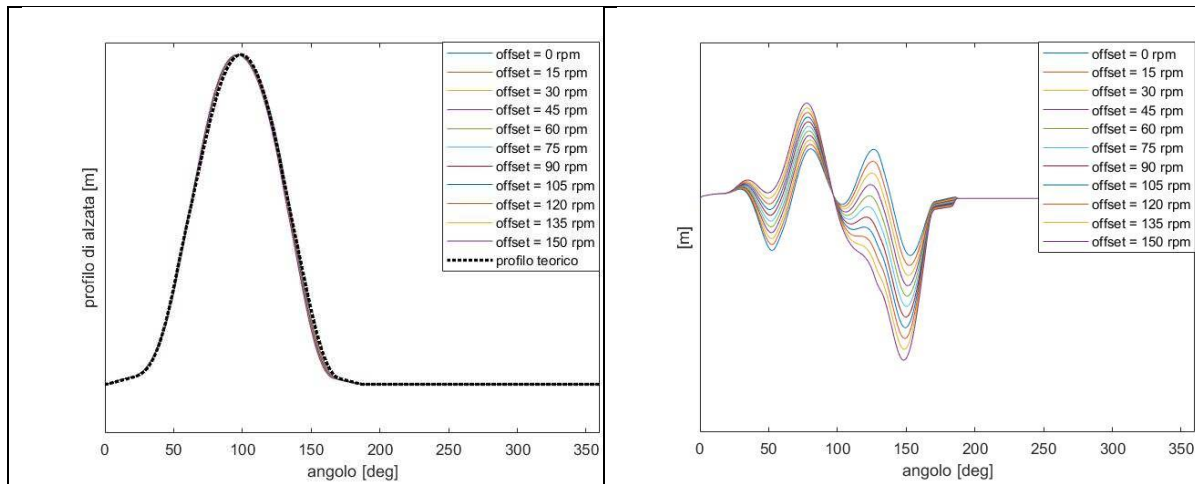


Figura 3.9 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

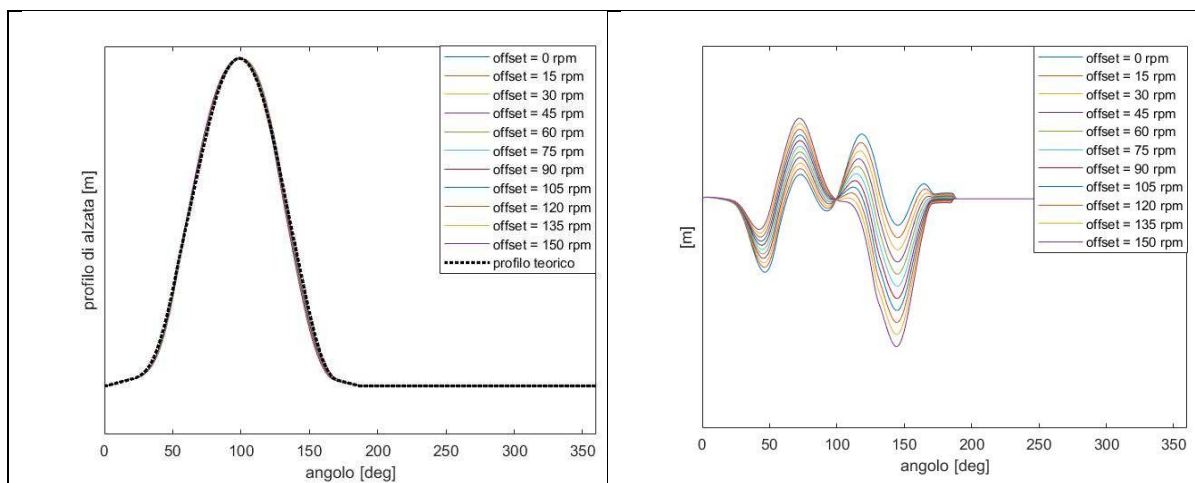


Figura 3.10 - Confronto tra alzata teorica e alzata con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra alzata simulata e alzata teorica (destra)

Possiamo notare come l'effetto della variazione di fase dell'irregolarità generi sostanzialmente un cambiamento della distribuzione della differenza dal profilo teorico. Tuttavia, considerando ad esempio le zone del profilo analizzate in precedenza, se aumentando l'offset si genera un aumento dello scostamento viceversa aumentando la fase i profili ottenuti si riallineano gradualmente a quello teorico e la differenza massima si ha appunto in corrispondenza della fase nulla.

3.2 Influenza dell'irregolarità di rotazione sulla velocità della valvola

Procediamo analogamente per la velocità. Anche in questo caso partiamo dall'analizzare l'effetto dell'offset: in Figura 3.11, Figura 3.12 e Figura 3.13 sono rappresentati i profili di velocità ed i rispettivi scostamenti dal caso teorico iterati per tutte le fasi, ottenuti con offset crescente e pari rispettivamente a 0, 75 rpm e 150 rpm.

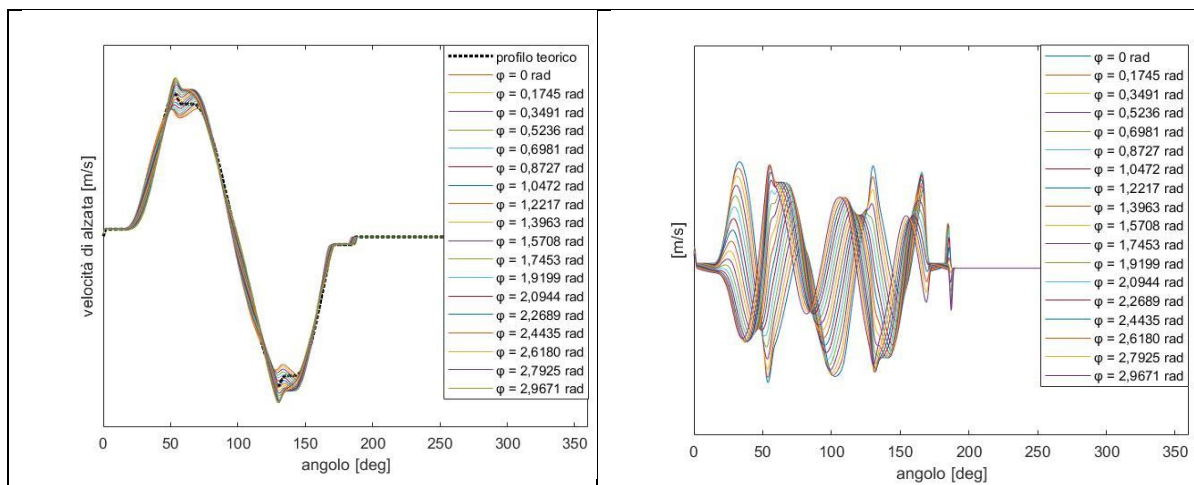


Figura 3.11 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

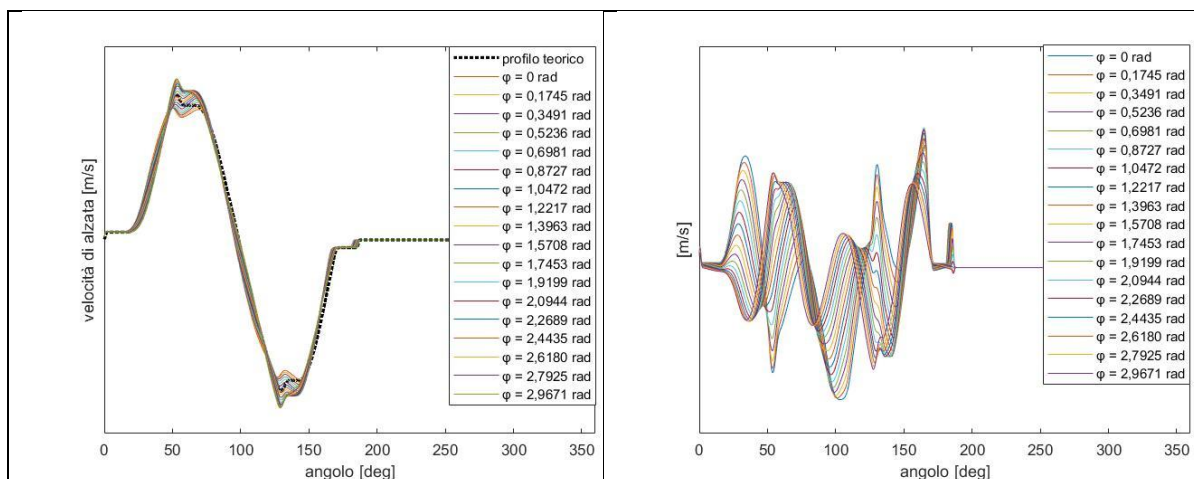


Figura 3.12 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

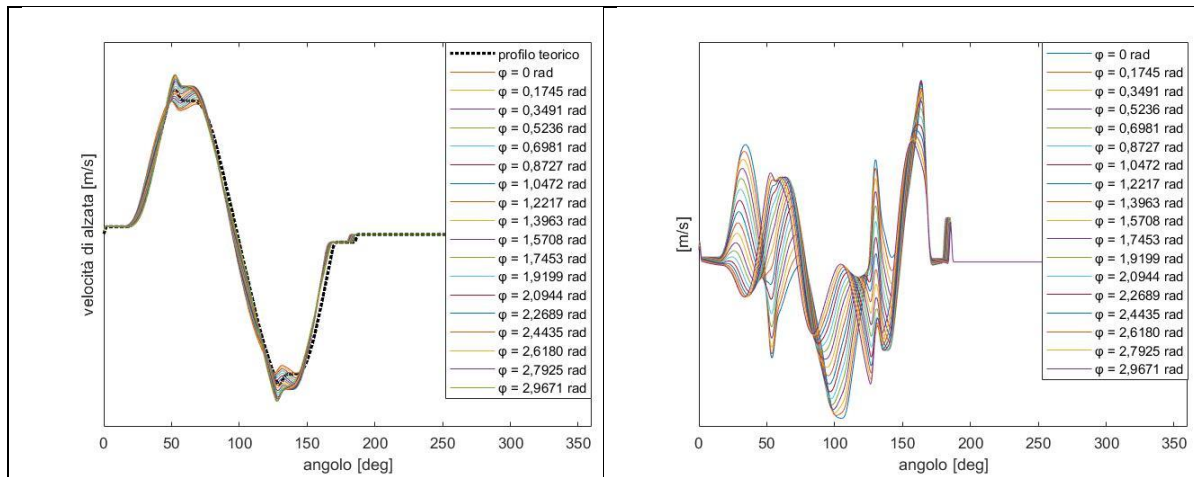


Figura 3.13 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

Osserviamo come l'aumento dell'offset non abbia un'influenza diretta nella zona dei blocchetti o in generale negli intorni dei massimi di velocità (che possiamo già notare essere influenzate prevalentemente dal cambiamento di fase), ma come esso influenzi prevalentemente alcune zone del profilo:

- la prima zona tra i 55° e i 100° , cioè durante la fase di apertura prima della massima alzata, in cui i profili ottenuti con irregolarità perdono velocità rispetto al caso teorico;
- la seconda zona compresa tra i 150° e i 165° (a seconda della fase) ovvero nella fase finale di chiusura della valvola, dove i profili ottenuti con irregolarità risultano avere un diverso andamento del profilo rispetto a quello teorico, con influenza diretta nelle rampe di chiusura.

Anche per la velocità procediamo analogamente per la fase: in Figura 3.14, Figura 3.15, Figura 3.16 e Figura 3.17 sono rappresentati i profili di velocità iterati per tutti gli offset, ottenuti con fase crescente e pari rispettivamente a 0° , 50° , 100° e 170° .

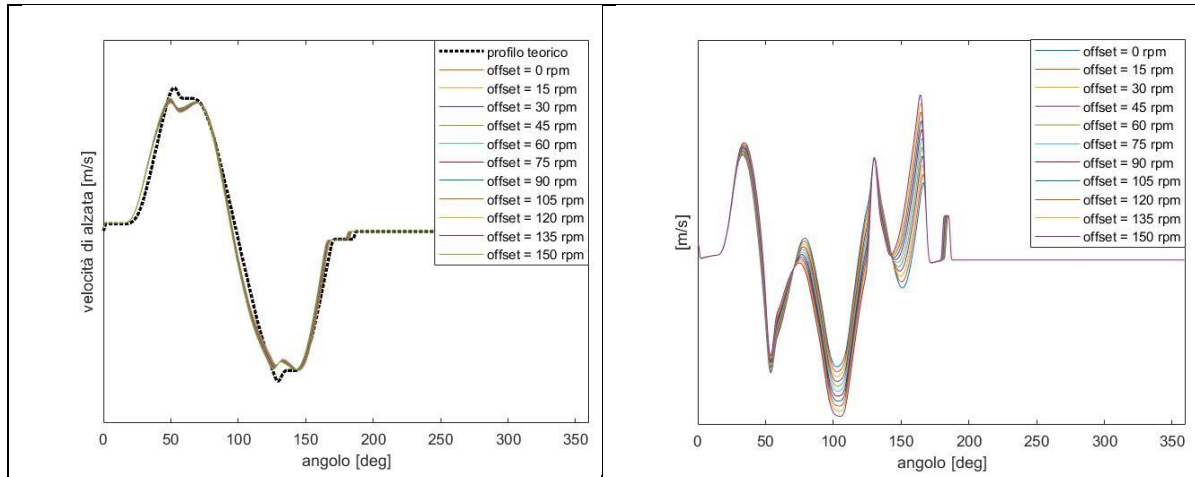


Figura 3.14 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

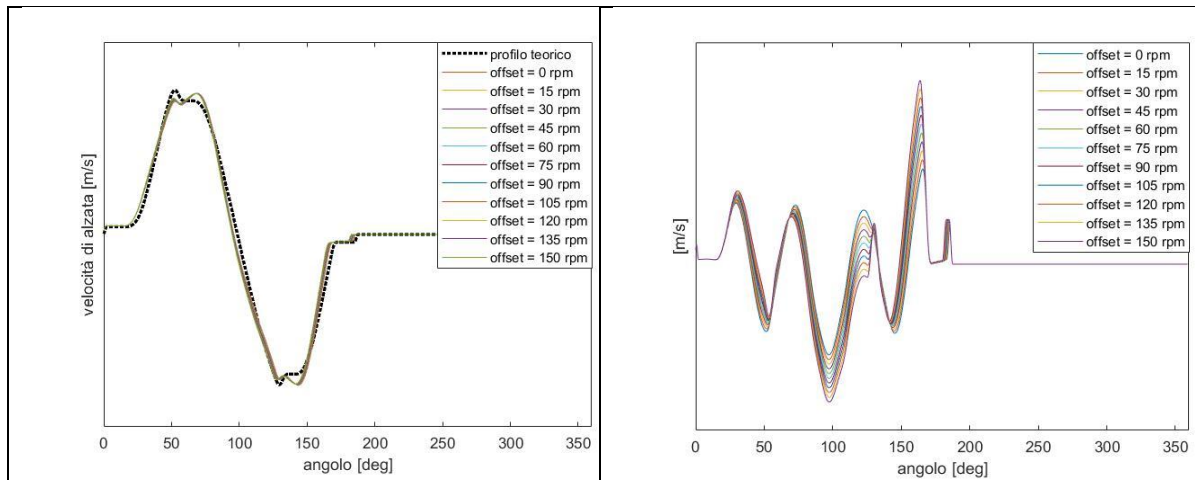


Figura 3.15 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

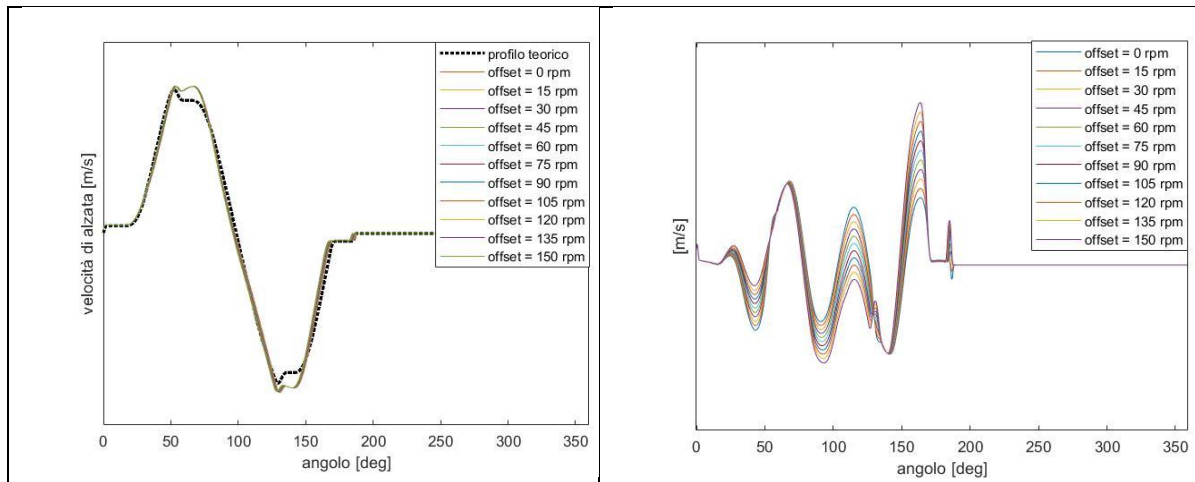


Figura 3.16 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

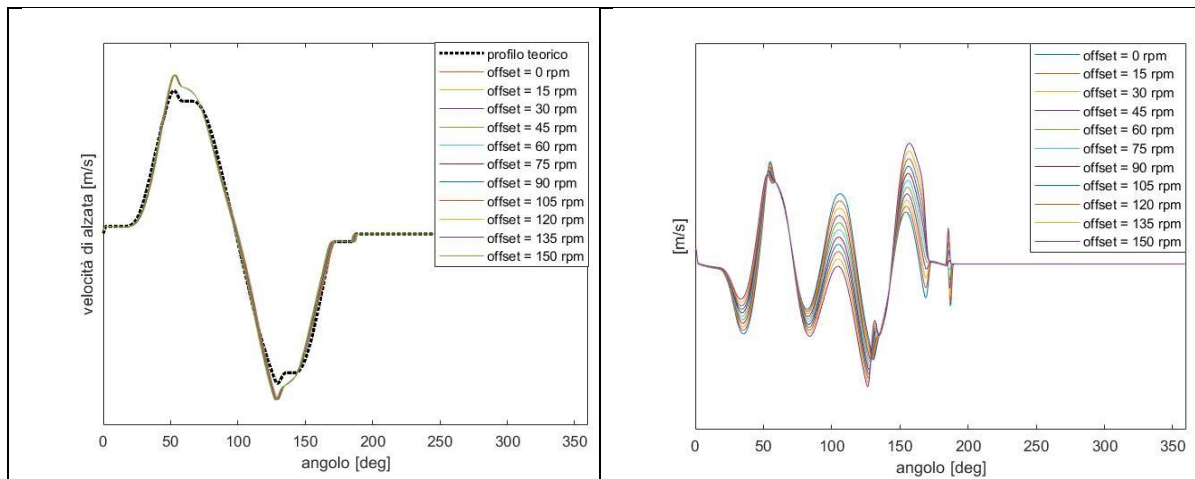


Figura 3.17 - Confronto tra velocità teorica e velocità con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra velocità simulata e velocità teorica (destra)

Osserviamo come il crescere della fase crei variazioni sia in termini di geometria del profilo che di valore assoluto della velocità; nel dettaglio si ha:

- progressivo decremento di velocità del caso irregolare rispetto a quello teorico nella prima fase di apertura della valvola (tra i 20° e i 40° circa): a fase nulla il caso irregolare risulta più veloce del teorico per poi progressivamente allinearsi e infine risultare più lento;
- nella fase centrale, ovvero quella intorno alla massima alzata, il caso irregolare si discosta dal teorico, con una differenza che risulta massima a fase nulla, con tendenza a diminuire con l'aumento della fase;

- la fase influenza direttamente la geometria del profilo in corrispondenza dei blocchetti: in generale essi modificano la loro conformazione e la velocità tende ad aumentare in valore assoluto;
- nell'ultima fase in corrispondenza della rampa di chiusura il caso irregolare si differenzia dal teorico, con scostamento che risulta massimo a fase nulla e tende poi a diminuire con l'aumento della fase.

3.3 Influenza dell'irregolarità di rotazione sull'accelerazione della valvola

L'ultimo parametro cinematico su cui analizzare gli effetti dell'irregolarità studiata è appunto l'accelerazione. Esso risulta essere probabilmente il più rilevante per la nostra analisi in quanto un suo aumento in valore assoluto è indice di forze in gioco maggiori tra gli organi in movimento del sistema desmodromico, che potrebbero causarne un danneggiamento o un'usura anticipata.

Partiamo anche in questo caso dall'osservare gli effetti dell'aumento dell'offset dell'irregolarità: in Figura 3.18, Figura 3.19 e Figura 3.20 sono rappresentati i profili di accelerazione ed i rispettivi scostamenti dal caso teorico iterati per tutte le fasi, ottenuti con offset crescente e pari rispettivamente a 0, 75 rpm e 150 rpm.

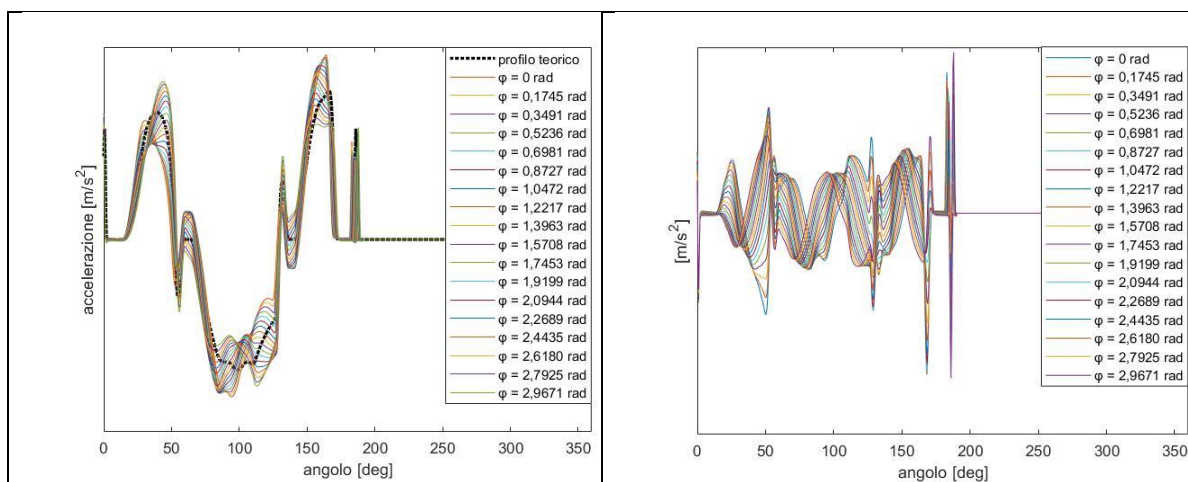


Figura 3.18 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset nullo e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

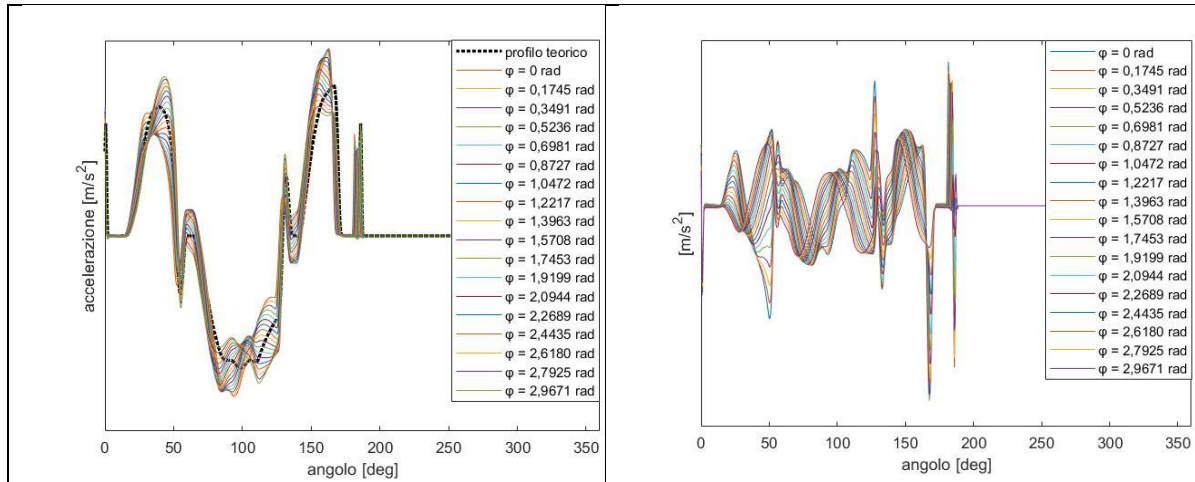


Figura 3.19 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset = 75 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

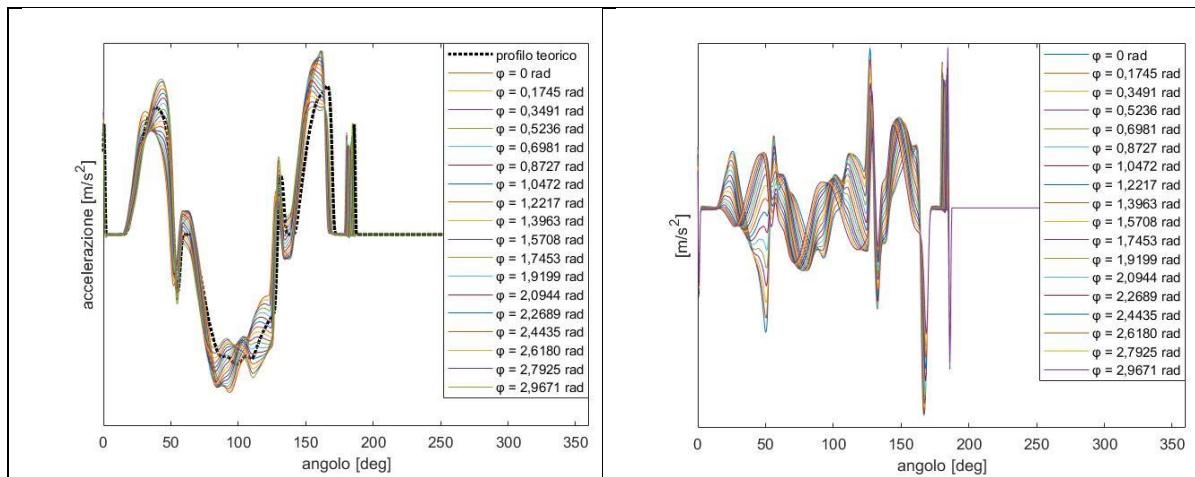


Figura 3.20 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per offset = 150 rpm e fase variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

Si osserva come l'aumento dell'offset generi tendenzialmente un aumento in valore assoluto del segnale di accelerazione, sia per valori positivi che negativi di essa.

Procediamo analogamente per la fase: in Figura 3.21, Figura 3.22, Figura 3.23 e Figura 3.24 sono rappresentati i profili di accelerazione iterati per ciascun offset e fase crescente pari rispettivamente a 0°, 50°, 100° e 170°.

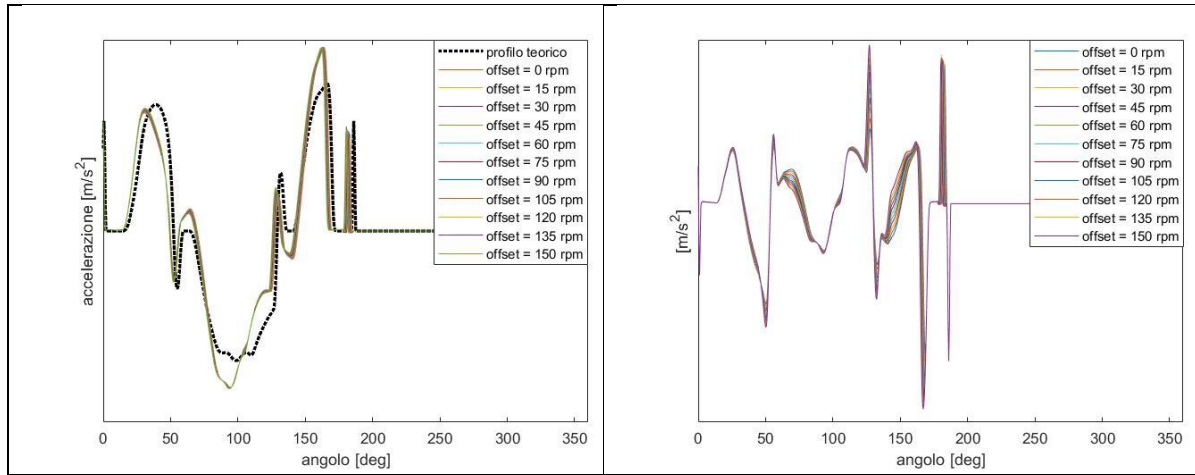


Figura 3.21 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per fase nulla ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

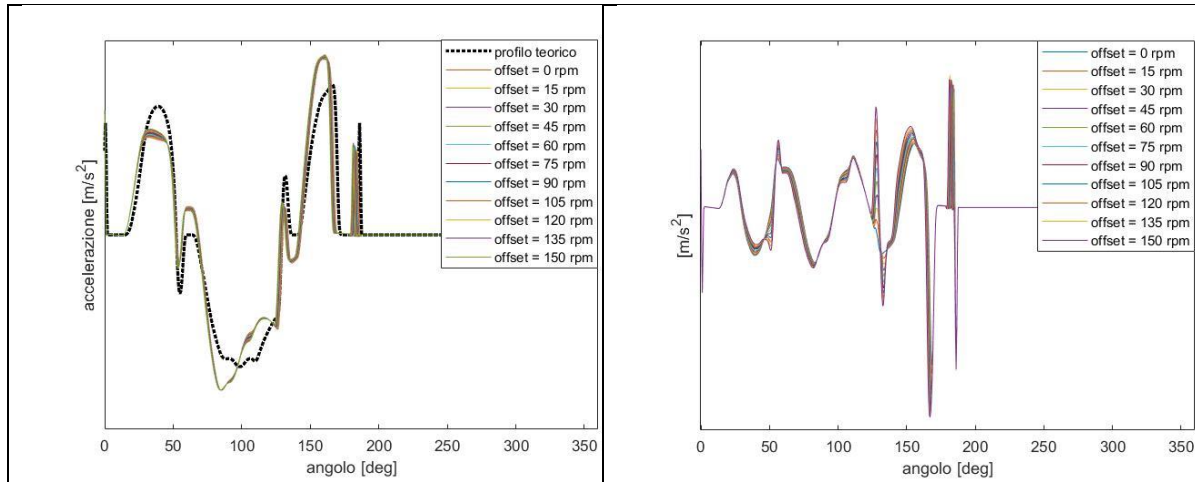


Figura 3.22 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 50^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

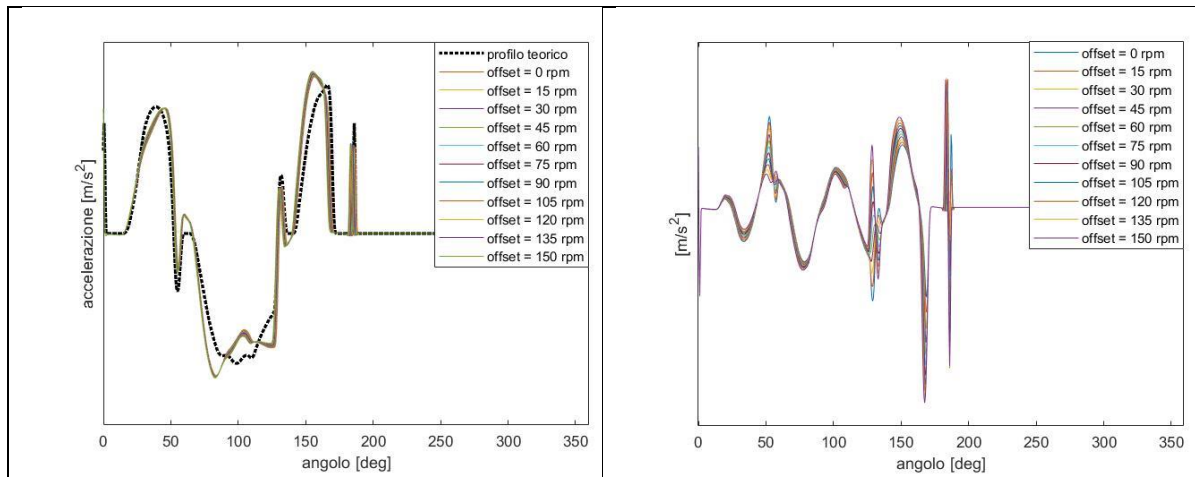


Figura 3.23 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 100^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

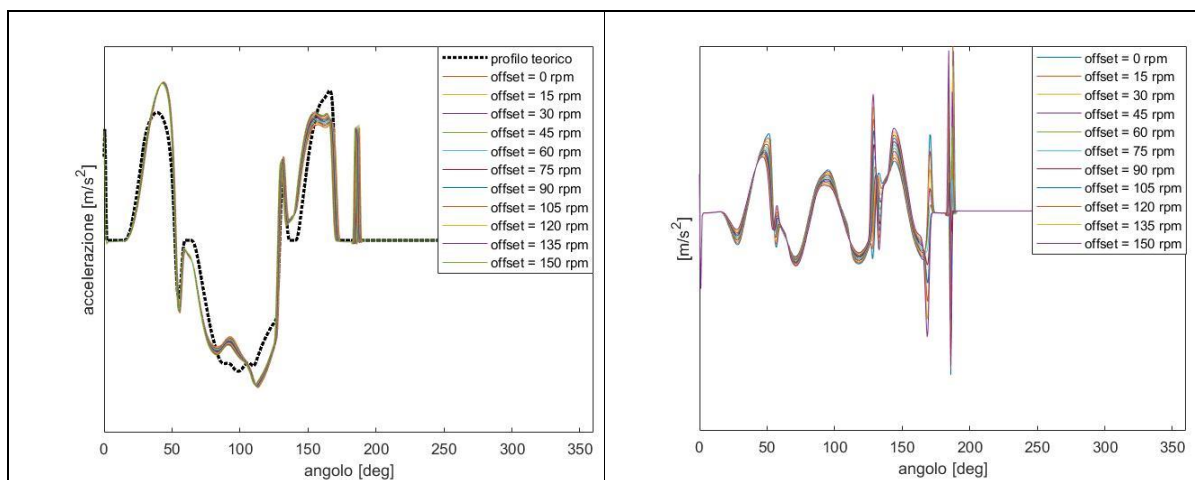


Figura 3.24 - Confronto tra accelerazione teorica e accelerazione con irregolarità per $\varphi = 170^\circ$ ed offset variabile (sinistra) e differenza tra accelerazione simulata e accelerazione teorica (destra)

Osserviamo come un aumento o in generale una variazione di fase generi diverse variazioni sul segnale di accelerazione; nel dettaglio si ha:

- un cambio di distribuzione nella fase iniziale del profilo intorno ai 40° , in cui l'accelerazione con irregolarità tende inizialmente a decrescere e poi ad aumentare rispetto al caso teorico, in corrispondenza di un aumento di fase;
- un aumento di accelerazione in valore assoluto nel tratto negativo, con un'irregolarità che cambia al variare della fase;

- un cambio di distribuzione nella fase finale del profilo intorno ai 160° , in corrispondenza del tratto ad accelerazione positiva successivo al blocchetto, in cui l'accelerazione con irregolarità tende a variare con la fase, assumendo valori sia superiori che inferiori a quella teorica;
- una variazione di conformazione del profilo in corrispondenza dei blocchetti.

3.4 Analisi critica dell'influenza dell'irregolarità di rotazione sulla cinematica della valvola

3.4.1 Effetto sulla velocità: criticità su rampe e blocchetti

Soffermiamo ora la nostra attenzione su come l'irregolarità di rotazione influenzi il profilo di velocità nella valvola. Nello specifico considereremo tre zone di interesse del profilo, di cui si è già discusso nel capitolo introduttivo:

- la rampa di apertura, la cui presenza è funzionale per la gestione del contatto tra camma e bilanciere di apertura all'inizio dell'alzata;
- la rampa di chiusura, fondamentale per la gestione del contatto tra la valvola e la sua sede durante la chiusura completa;
- i blocchetti, la cui presenza è funzionale per la gestione del contatto tra camma e rispettivo bilanciere durante la fase di inversione di accelerazione del moto valvola, ovvero i periodi di volo.

Partiamo dalla rampa di apertura e osserviamo in Figura 3.25 e Figura 3.26 come essa venga influenzata dall'irregolarità di rotazione, rispettivamente nella sua velocità e nella sua altezza.

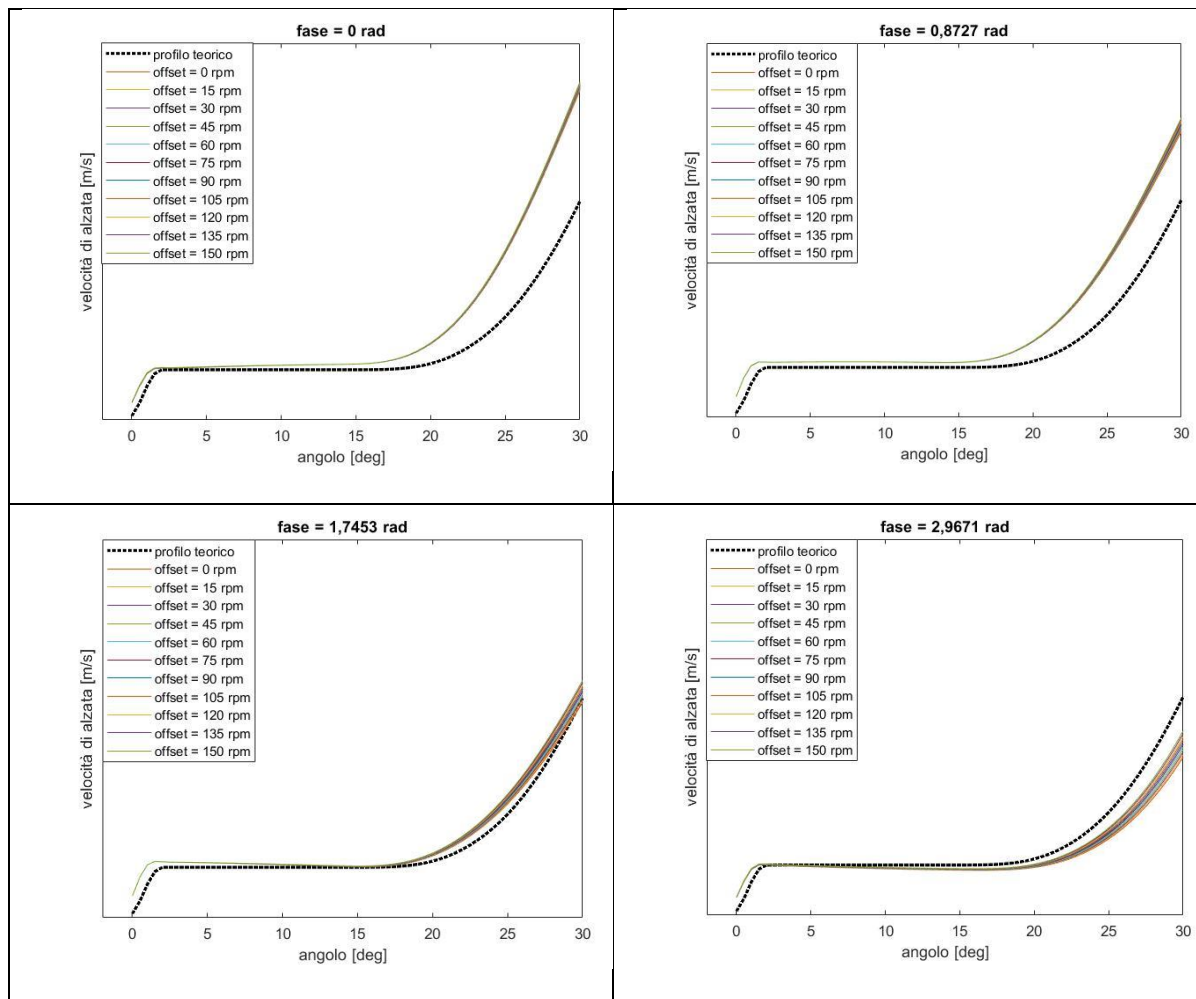


Figura 3.25 - Variazione di velocità della rampa di apertura al variare dell'offset per quattro valori di fase

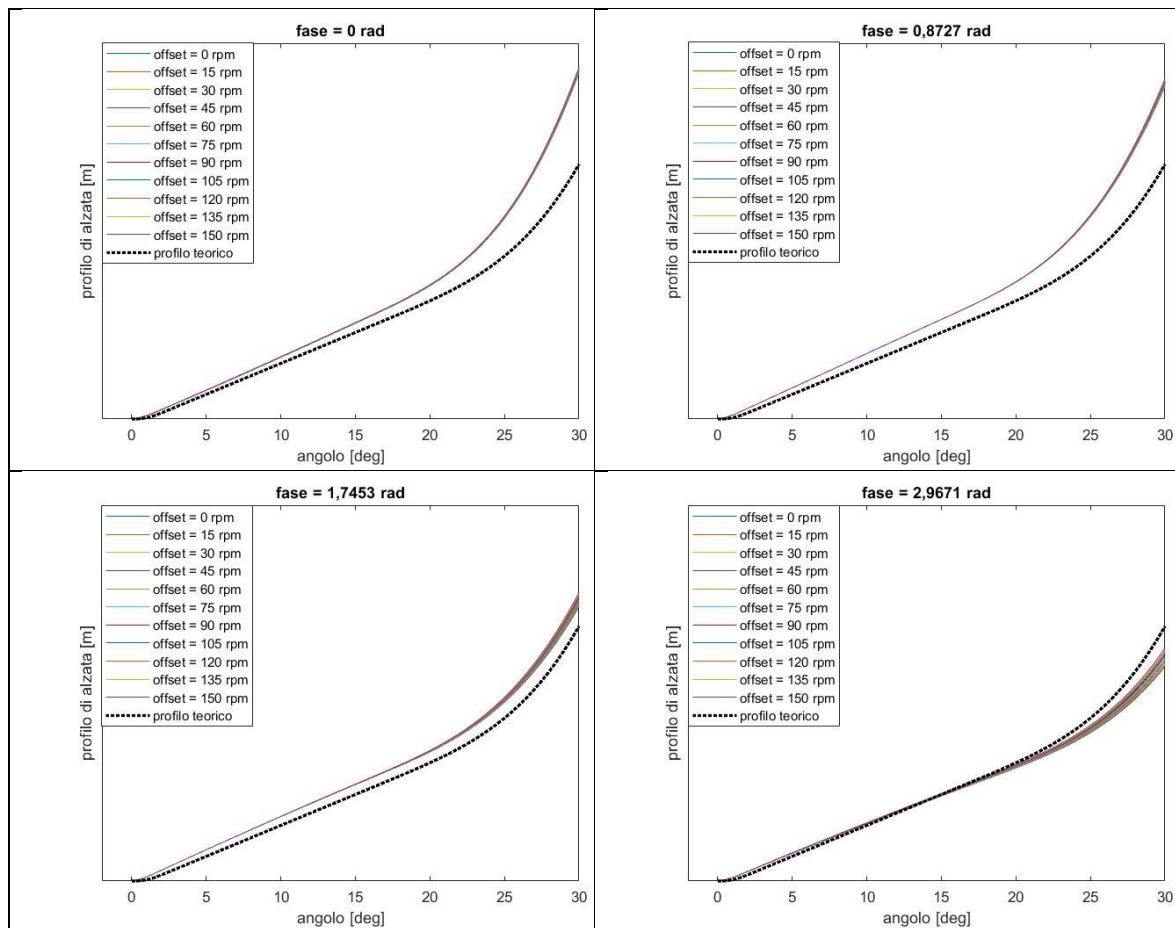


Figura 3.26 - Variazione di altezza della rampa di apertura al variare dell'offset per quattro valori di fase

Si osserva chiaramente come la variazione di offset dell'irregolarità di rotazione non generi variazioni sensibili sulla rampa di apertura e come essa venga influenzata piuttosto dal cambiamento di fase:

- la rampa con irregolarità risulta essere “anticipata” in termini di gradi camma rispetto a quella teorica: essa presenta, cioè, un tratto a velocità pressoché costante più breve rispetto al caso teorico a fase nulla, con tendenza a riportarsi verso la rampa teorica con l'aumento della fase, fino alla fase massima considerata in cui questo tratto risulta allungarsi un po' rispetto al profilo teorico. È chiaro che una rampa più corta in termini di gradi camma rappresenta una situazione potenzialmente più a rischio in termini di gestione del contatto tra bilanciere e camma di apertura, con una minor probabilità che il contatto tra i due organi avvenga al suo interno;
- in termini di velocità l'irregolarità agisce modificandone l'andamento: la velocità della rampa risulta infatti essere costante e leggermente superiore a fase nulla rispetto

al caso teorico, per poi allinearsi progressivamente con l'aumento di fase fino ad assumere un andamento lievemente decrescente con velocità inferiore al caso teorico a fine rampa. Nel caso della velocità, le fasi potenzialmente critiche sono quelle in cui la velocità della rampa è superiore a quella teorica imposta da progetto;

- in termini di altezza, l'irregolarità agisce tendenzialmente aumentando l'altezza della rampa, aumento che tende a diminuire con l'aumento di fase fino a decrescere leggermente intorno alla fase massima. In questo caso la situazione generata dall'irregolarità non sembra quindi critica, dato che l'altezza simulata risulta essere perlopiù maggiore o comunque uguale a quella teorica.

Proseguiamo con la rampa di chiusura e osserviamo come essa venga influenzata dall'irregolarità di rotazione.

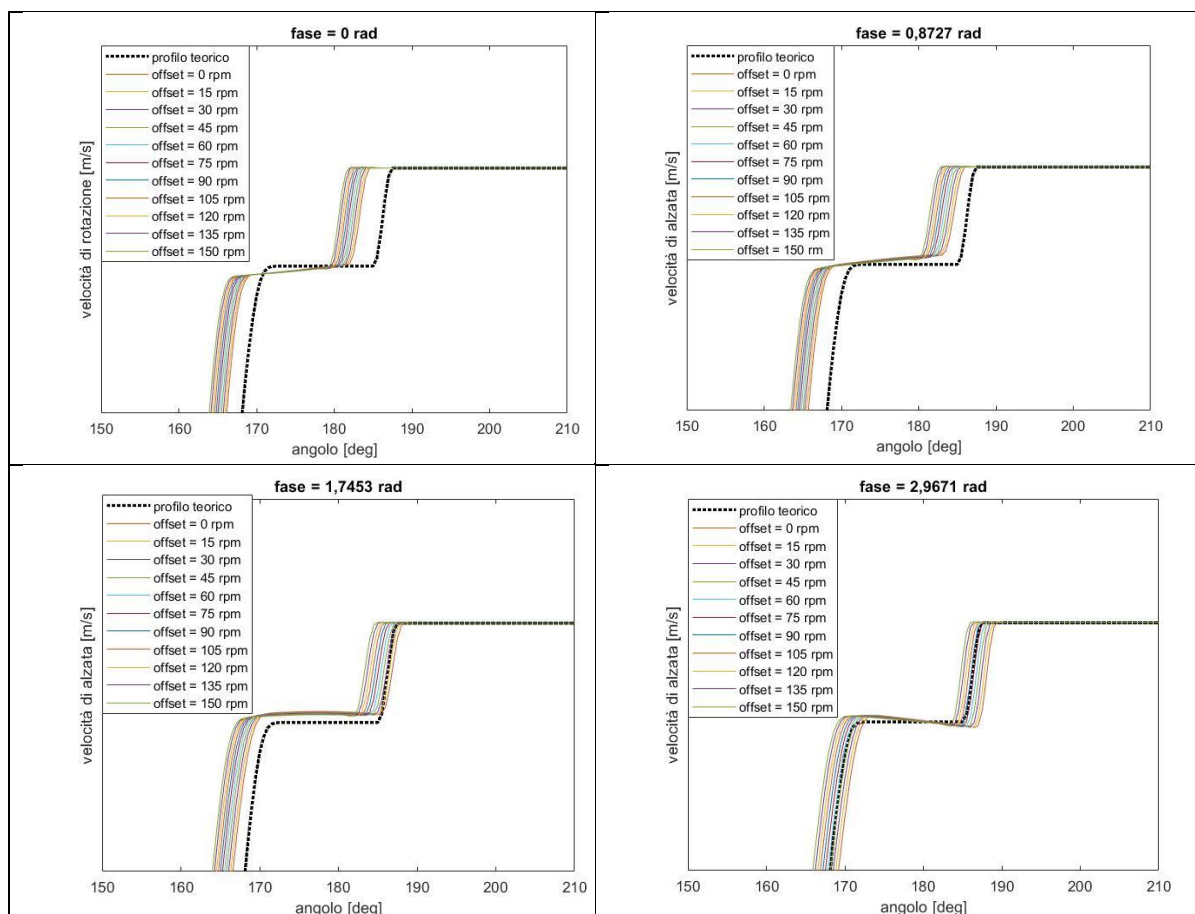


Figura 3.27 - Variazione di velocità della rampa di chiusura al variare dell'offset per quattro valori di fase

In Figura 3.27 si nota chiaramente come in questo caso sia fase che offset contribuiscono alla variazione della rampa. Possiamo affermare quanto segue:

- a fase nulla la rampa di chiusura risulta anticipata di diversi gradi camma ed il tratto a velocità costante risulta invece essere a velocità leggermente crescente; questo comportamento tende poi a variare gradualmente con l'aumento della fase: notiamo come l'anticipo tenda infatti a diminuire per poi allinearsi al caso teorico e come la velocità gradualmente ritorni costante (seppur superiore in valore assoluto a quella del caso teorico) e poi decrescente;
- un aumento dell'offset comporta un ulteriore e progressivo anticipo della rampa di chiusura in termini di gradi camma, che va a sommarsi a quello generato dalla fase;
- in termini di velocità della rampa, essa tende a variare con la fase, ma non si manifesta un cambiamento sensibile rispetto al valore costante previsto da progetto.

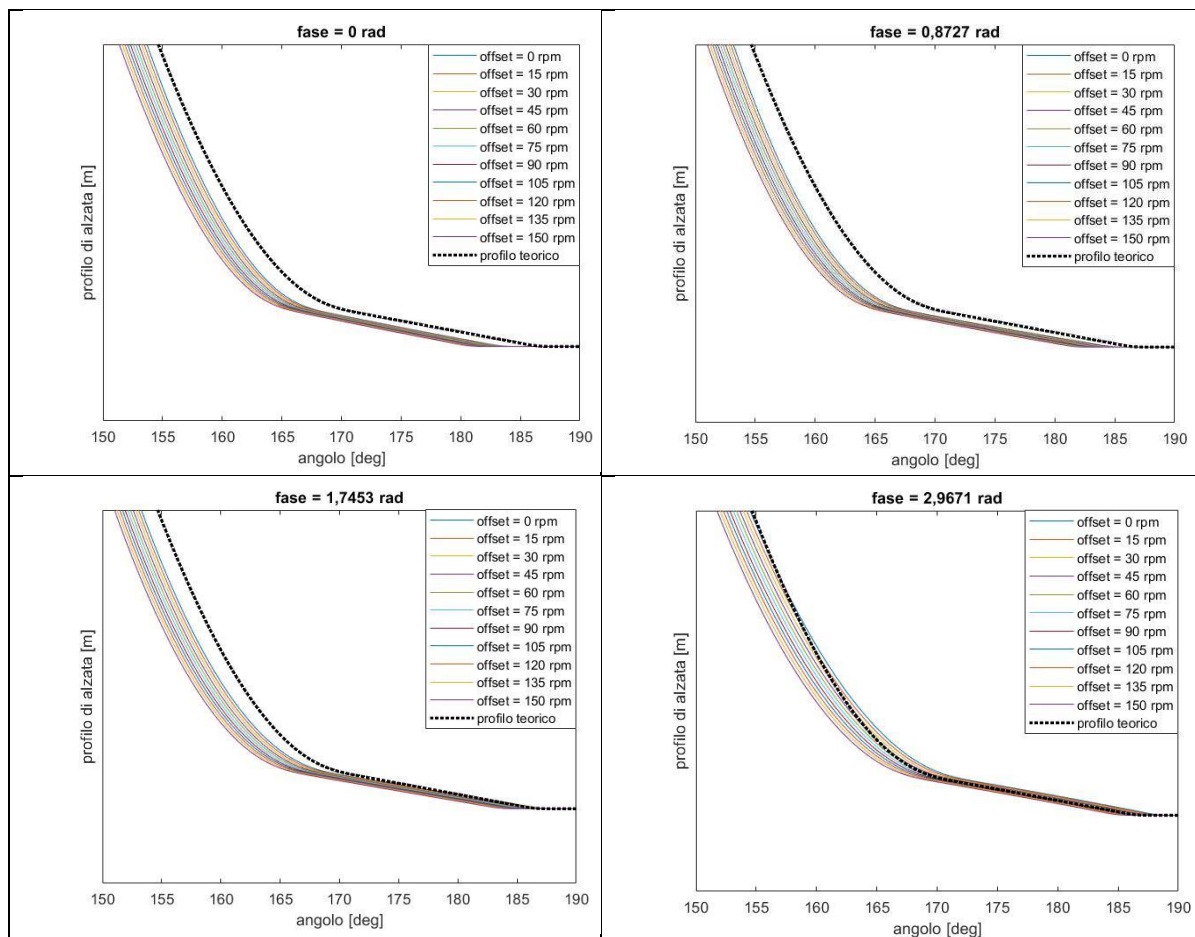


Figura 3.28 - Variazione di altezza della rampa di chiusura al variare dell'offset per quattro valori di fase

In Figura 3.28 osserviamo invece l'influenza dell'irregolarità di rotazione in termini di altezza della rampa: ciò che si genera è una diminuzione dell'altezza, con scostamento

massimo a fase nulla che va via via ad attenuarsi con l'aumentare della fase fino a sovrapporsi al caso teorico; parallelamente l'aumento dell'offset risulta essere mediamente più influente di quanto non lo sia con la rampa di apertura, generando un'ulteriore diminuzione dell'altezza che va a sommarsi con l'effetto della fase. Questa variazione di altezza potrebbe rappresentare un potenziale pericolo per la fase di chiusura della valvola: la sua diminuzione al disotto del valore del gioco di chiusura previsto da progetto potrebbe infatti causare un contatto non propriamente controllato della valvola con la sua sede, con conseguenti fenomeni vibratori.

Infine, analizziamo l'effetto di irregolarità di rotazione sui blocchetti. Per semplicità analizzeremo nel dettaglio solo il primo blocchetto che si incontra all'interno di una rotazione completa dell'albero a camme, ma la situazione è analoga anche per l'altro.

In Figura 3.29 osserviamo la variazione del primo blocchetto, ovvero quello che si ha in corrispondenza del primo periodo di volo della valvola.

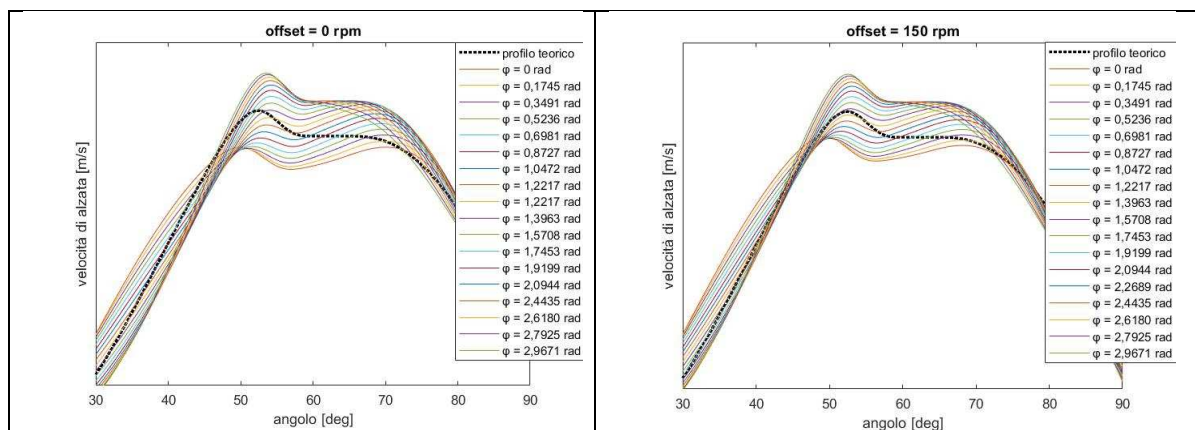


Figura 3.29 - Variazione di conformazione del primo blocchetto per due valori di offset, con fase variabile

Si nota subito come, in termini di velocità, l'offset non influenzi in maniera significativa la conformazione del blocchetto, ma piuttosto le zone adiacenti ad esso. L'effetto principale viene determinato dalla variazione di fase:

- a fase nulla il profilo affetto da irregolarità presenta un blocchetto con conformazione "a farfalla", ovvero caratterizzato da un secondo tratto con velocità di segno opposto rispetto a quella del tratto precedente; questa particolare conformazione genera un effetto positivo ai fini del contatto tra bilanciere e camma negativa, diminuendo

ulteriormente la differenza di velocità tra i due membri e rendendo così l'urto meno problematico;

- con l'aumentare della fase, le velocità in gioco nel blocchetto tendono ad aumentare, con la conformazione “a farfalla” che permane fino ad una fase pari a circa 130° ($\varphi = 2,2689$ rad);
- aumentando ulteriormente la fase, fino alla massima considerata, il blocchetto cambia invece conformazione: si torna infatti prima ad una geometria con secondo tratto a velocità costante ed infine ad una geometria con secondo tratto caratterizzato da una velocità di segno concorde a quella del tratto precedente; questo ovviamente è indice di una gestione del contatto tra camma e bilanciere negativi decisamente più problematica, viste anche le velocità in gioco maggiori rispetto al valore teorico di progetto.

3.4.2 Effetto sull'accelerazione

Analizziamo ora l'effetto dell'irregolarità di rotazione sul profilo di accelerazione. Partiamo in primo luogo dall'osservare la zona dei blocchetti, già analizzata in termini di velocità.

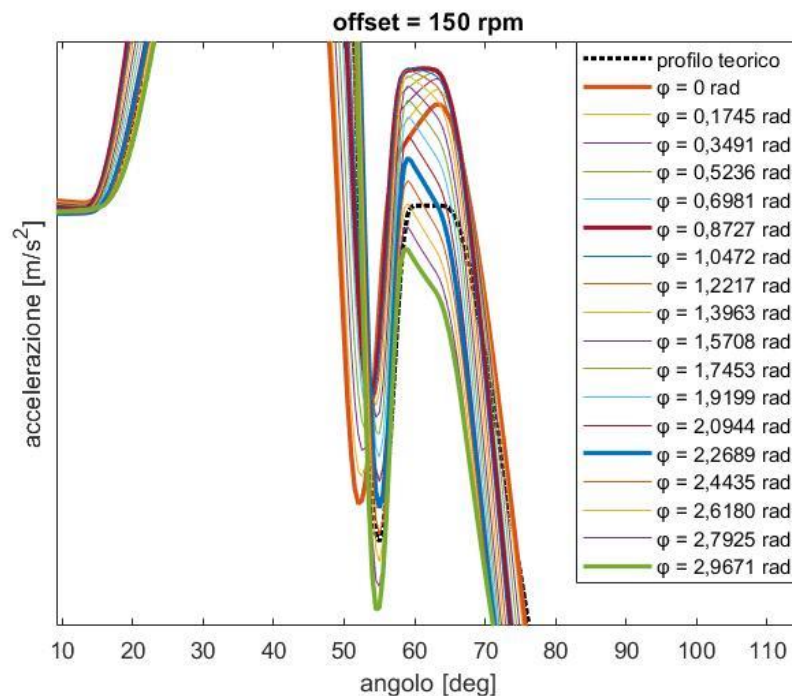


Figura 3.30 - Effetto dell'irregolarità di rotazione sull'accelerazione del primo blocchetto

In Figura 3.30 osserviamo il primo blocchetto del profilo e come esso vari rispetto al caso teorico. Come già dedotto dalla velocità, si conferma che l'aumento della fase dell'irregolarità genera una variazione di accelerazione della seconda parte del blocchetto, che passa dall'essere nulla nel caso teorico a variabile: si ha infatti un'accelerazione positiva a fase nulla, con tendenza ad aumentare fino a circa 50° di fase ($\phi = 0,8727$ rad) per poi diminuire fino a divenire negativa. Analizziamo quindi lo scostamento dal caso teorico in termini di parametri caratteristici del blocchetto:

- in termini di ampiezza, essa ha la tendenza a variare con la fase e risulta essere maggiore del caso teorico a fase nulla per poi progressivamente diminuire all'aumentare della fase, fino a divenire minore. Una maggiore ampiezza è indice di una gestione del contatto da parte del blocchetto prolungata in un range più ampio in termini di gradi camma, e rappresenta quindi una condizione più in sicurezza rispetto al caso in cui si abbia un'ampiezza ridotta;
- in termini di altezza, anche in questo caso si ha la tendenza a variare con la fase, a fase nulla con un valore pressoché uguale al caso teorico, con tendenza a diminuire e poi aumentare fino ad un'altezza maggiore alla massima fase. Una maggior altezza è indice di una spinta maggiore nella prima parte del blocchetto in termini di accelerazione negativa, con un recupero dei giochi che sarà quindi più rapido e porterà ad un abbreviarsi del periodo di volo; situazione inversa si ha per un abbassamento dell'altezza della rampa.

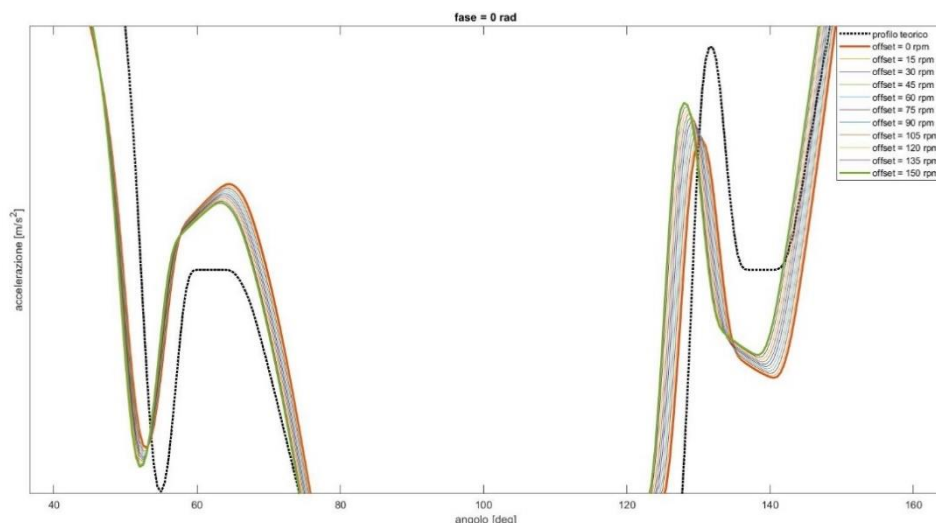


Figura 3.31 - Effetto dell'irregolarità sui blocchetti al variare dell'offset, con $\phi = 0$ rad

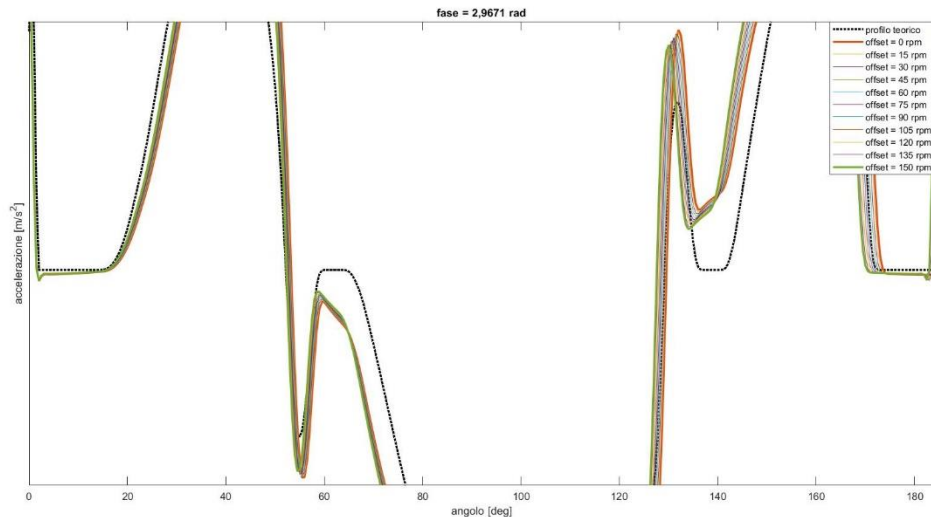


Figura 3.32 - Effetto dell'irregolarità sui blocchetti al variare dell'offset, con $\varphi = 2,9671$ rad

In Figura 3.31 e Figura 3.32 osserviamo infine l'effetto di una variazione dell'offset dell'irregolarità sui blocchetti, in termini di accelerazione. Si nota come esso agisca su entrambi i blocchetti (con variazioni più sensibili per il secondo) con una traslazione ulteriore della prima parte, che implica un aumento dell'altezza del blocchetto stesso. Notiamo inoltre che l'effetto appena descritto non è costante, ma risulta variabile anche in funzione della fase dell'irregolarità.

A conclusione della nostra analisi sull'accelerazione riprendiamo alcuni dei risultati sperimentali in merito presenti in letteratura [3,4]. Le campagne sperimentali in questione si sono svolte con metodi molto simili a quelle da noi effettuate, nel contesto di test su appositi banchi prova dove è la sola testata motore ad essere presente. Abbiamo quindi simulato le condizioni operative presenti in tali sperimentazioni, utilizzando il nostro modello.

Per riprodurre quanto più fedelmente possibile la situazione descritta in letteratura, abbiamo considerato la seguente situazione:

- regime di rotazione dell'albero a camme pari a 4500 rpm;
- una componente dinamica dell'oscillazione che consiste in una fluttuazione attorno al valore nominale (4500 rpm) con frequenza pari alla terza armonica della rotazione;
- una componente statica (offset) sempre nulla.

La componente dinamica dell'oscillazione è stata modellata anche in base alle evidenze sperimentali rilevate durante i test svolti all'interno del Dipartimento di Misure dell'Università Politecnica delle Marche: come già anticipato, si è infatti visto come a

velocità di rotazione medio / basse si abbia un comportamento ricorrente con frequenza pari alla terza armonica di rotazione ed un'ampiezza della fluttuazione che tende a diminuire rispetto alla velocità di rotazione massima (9000 rpm). In Figura 3.33, Figura 3.34, e Figura 3.35 osserviamo i risultati ottenuti a confronto con quelli sperimentali, con i profili noi simulati che vengono graficati per tutte le fasi dell'irregolarità considerate e per valori diversi di ampiezza della fluttuazione (variabilità dinamica). Inoltre, l'accelerazione è stata normalizzata rispetto al valore massimo teorico e viene rappresentata sempre in sovrapposizione al profilo teorico.

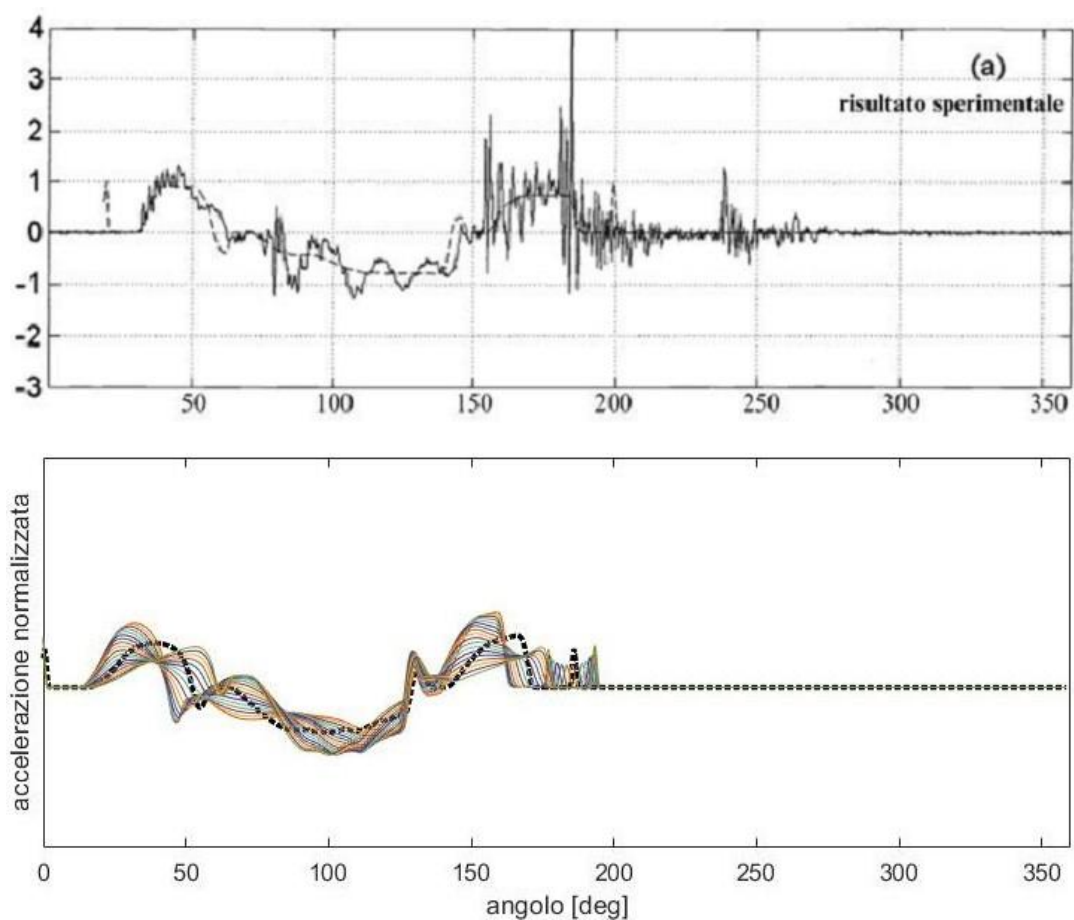


Figura 3.33 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 1000 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm

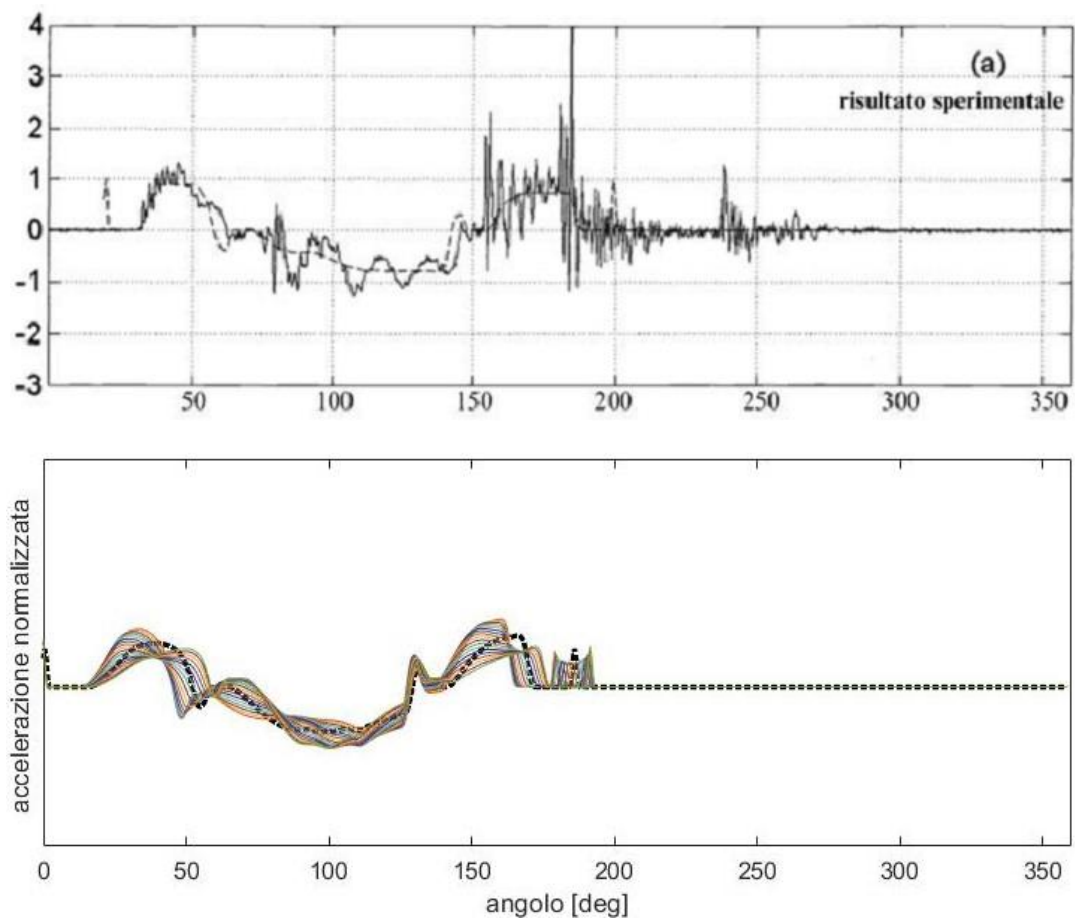


Figura 3.34 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 750 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm

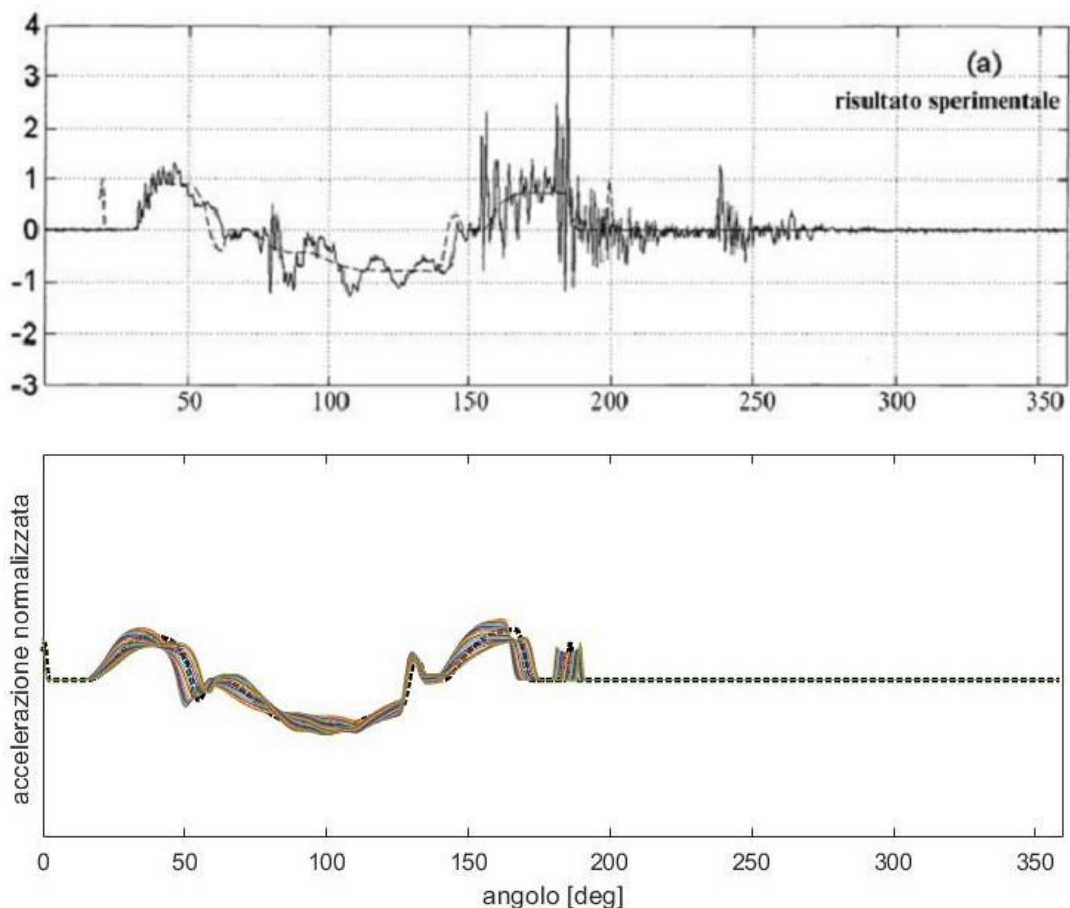


Figura 3.35 - Confronto tra accelerazione normalizzata sperimentale e accelerazione normalizzata simulata con variabilità dinamica pari a 500 rpm e velocità di rotazione pari a 4500 rpm

In generale ciò che si nota è una buona correlazione tra i segnali ottenuti dalla simulazione e quelli sperimentali, a meno degli effetti dinamici che non vengono tenuti in considerazione nella simulazione, che a partire dal modello cinematico include in esso effetti di irregolarità di tipo data – driven.

Infine concludiamo con un ultimo confronto tra i segnali di accelerazione simulati a 4500 rpm e 9000 rpm, a parità di offset nullo e variabilità dinamica della fluttuazione. Ciò che si percepisce chiaramente dalla Figura 3.36 è che ad alte velocità di rotazione si ha un effetto decisamente più marcato dell'irregolarità, oltre che un chiaro aumento dei valori di accelerazione in gioco. Anche in questo caso l'accelerazione simulata è stata graficata per ognuna delle fasi dell'irregolarità considerate.

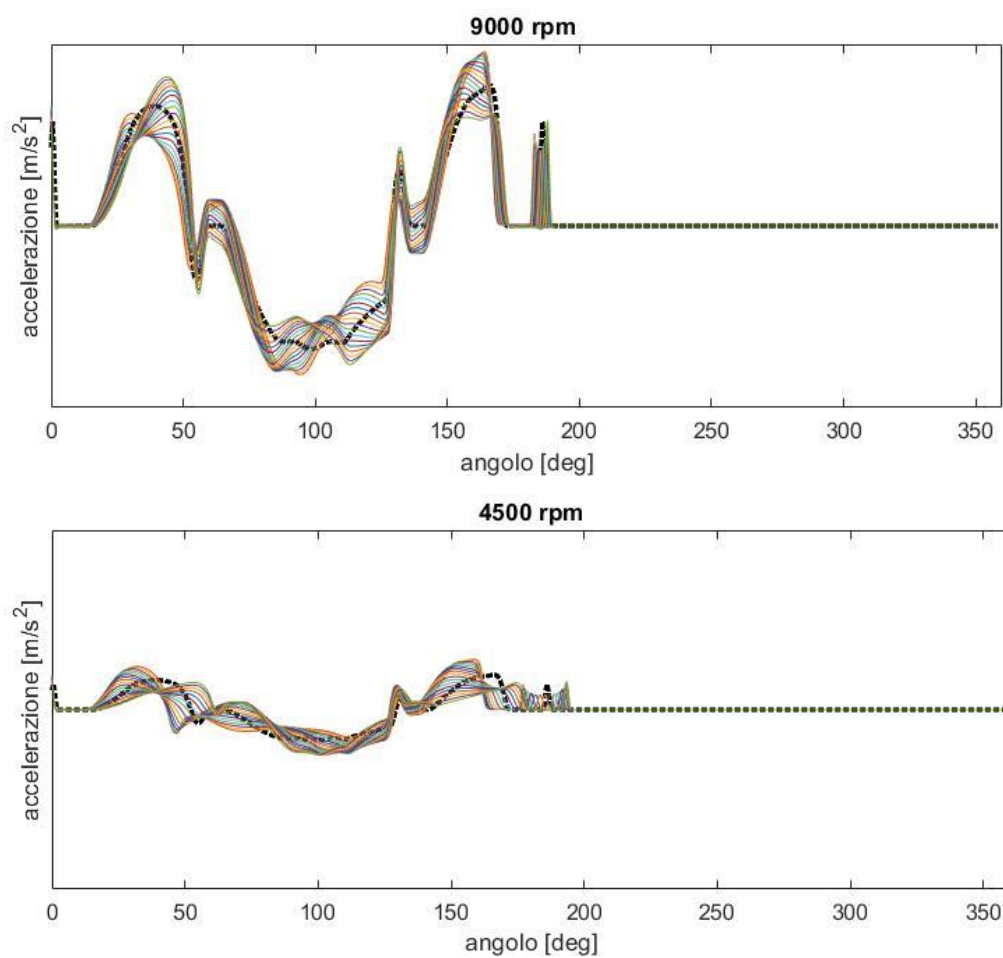


Figura 3.36 - Confronto tra accelerazioni simulate con irregolarità di rotazione, a regimi di 4500 rpm e 9000 rpm

Conclusioni

L'intero progetto descritto in questo elaborato ha avuto inizio grazie alla collaborazione tra Ducati Corse e l'Università Politecnica delle Marche. Sulla scia di una serie di misurazioni fatte su una testata motore tramite un apposito banco prova, si sono riscontrate alcune irregolarità di rotazione per l'albero a camme di aspirazione movimentato, la più evidente ad un regime di 9000 rpm (corrispondente a 18000 rpm motore): la fluttuazione presenta una variabilità dinamica caratterizzata da un'ampiezza di 1000 rpm attorno al valore nominale di 9000 rpm con frequenza pari alla quinta armonica della rotazione ed una statica (offset) che consiste in una traslazione della fluttuazione al di sopra dei 9000 rpm, con valori compresi tra 0 e 150 rpm.

Partendo da queste evidenze sperimentali, si è costruita una metodologia che consente di valutare l'entità di questa irregolarità di rotazione e come essa vari in base alla fase e all'offset dell'onda. Il primo step è quello di valutare come la fluttuazione influisca in termini di gradi camma all'interno di un giro completo dell'albero a camme di aspirazione. Successivamente, attraverso un algoritmo di interpolazione che prende in input il profilo di alzata teorico della valvola, è stato possibile ricostruire un corrispondente profilo di alzata che tenga però conto dell'irregolarità di rotazione descritta. Dal profilo di alzata si sono poi ricostruiti, attraverso algoritmi di derivazione discreti, i profili di velocità e accelerazione della valvola del caso affetto da irregolarità, iterando per tutti i valori di fase ed offset presi in esame.

Si è quindi fatta un'attenta disamina di tutti i parametri cinematici della valvola e di come essi varino con l'irregolarità di rotazione considerata, rispetto al caso nominale. Il caso irregolare presenta numerose variazioni da quello nominale, chiaramente visibili sia nei profili di alzata che in quelli di velocità ottenuti: ciò può rappresentare una potenziale variazione della fluidodinamica del motore durante il suo funzionamento. Inoltre, si è posta l'attenzione su zone specifiche del profilo del moto valvola, funzionali per la vita in sicurezza del sistema desmodromico:

- la rampa di apertura, un tratto a velocità costante posto all'inizio del profilo di alzata, funzionale per la gestione del contatto tra camma e bilanciere di apertura nella prima fase del moto;

- la rampa di chiusura, un tratto a velocità costante posto alla fine del profilo di alzata, funzionale per la gestione del contatto tra la valvola e la sua sede in fase chiusura completa;
- i blocchetti, ovvero delle zone del profilo di alzata in cui si ha un'inversione del segno dell'accelerazione del moto, funzionali per la gestione del contatto tra camma e rispettivo bilanciere in corrispondenza delle fasi di volo della valvola.

Per la rampa di apertura si è osservato come l'irregolarità di rotazione generi sostanzialmente una diminuzione in termini di gradi camma del tratto a velocità costante, variabile con la fase considerata. Per quella di chiusura, invece, si è notato un effetto prevalente sull'altezza della rampa: essa, infatti, risulta variabile con la fase considerata ed in parte anche con l'offset, con tendenza a diminuire rispetto al valore teorico. Anche per i blocchetti si sono osservate diverse variazioni dovute all'irregolarità:

- un aumento della fase genera un cambiamento di conformazione del blocchetto, con tendenza all'aumento della differenza di velocità tra i due componenti durante il contatto;
- anche altezza e ampiezza del blocchetto variano con la fase, assumendo valori diversi dai valori nominali definiti a progetto;
- una variazione di offset influenza l'altezza del blocchetto, con tendenza all'aumento in base alla fase considerata.

Infine, riprendendo alcuni risultati sperimentali, abbiamo utilizzato il nostro modello per simulare irregolarità a regimi di rotazione e ampiezze della fluttuazione differenti, notando come esso riproduca in maniera piuttosto fedele i segnali di accelerazione ottenuti sperimentalmente, a meno degli effetti dinamici. Si è inoltre constatato che ad alti regimi di rotazione l'effetto dell'irregolarità è decisamente più marcato: ciò può rappresentare una possibile causa dell'insorgere di fenomeni vibratori nel sistema.

Per concludere, si è notato che la variazione di fase dell'irregolarità di rotazione sia piuttosto influente sulla variabilità dei parametri cinematici della valvola. Nel sistema in questione, è verosimile considerare che essa possa variare in maniera randomica anche all'interno di un singolo giro dell'albero a camme, rendendo quindi potenzialmente possibili tutte le situazioni di scostamento dalla cinematica teorica del moto valvola, analizzate durante questa trattazione.

Sviluppi Futuri

Il principale obiettivo per il futuro è indubbiamente quello di continuare la collaborazione con Ducati Motor Holding, ripartendo da quanto studiato e appreso da questo progetto di tesi. In particolare, per avvalorare in modo ancora più concreto quanto ottenuto, sarebbe auspicabile procedere con nuove campagne sperimentali a diversi regimi di rotazione, cercando di cogliere in maniera più specifica come variabilità statica e dinamica della fluttuazione varino a diverse velocità.

Ringraziamenti

Giunto alla conclusione di questo percorso, ho capito di quanto esso abbia rappresentato per me una parentesi importantissima di crescita personale, oltre che di conoscenze e competenze acquisite.

Ringrazio in primis la mia famiglia, che mi ha sempre supportato e sopportato in questi anni. Ringrazio l'Università Politecnica delle Marche ed in particolare la Prof.ssa Martarelli ed il Prof. Castellini, che mi hanno indirizzato su questo progetto ed aiutato durante il suo svolgimento.

Un doveroso ringraziamento va anche a Ducati Motor Holding e Ducati Corse, che mi hanno dato la possibilità di lavorare su un progetto così ambizioso e carico di interesse formativo. Il tutto è stato poi ulteriormente avvalorato dalla grande passione che ho per la motocicletta, che coltivo da sempre e che spero possa continuare ad emozionarmi anche in futuro.

Bibliografia e sitografia

[1] M. Parini, “Analisi cinematica e cineto-statica delle ultime generazioni di distribuzione desmodromica Ducati”, Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Seconda Facoltà di Ingegneria con sede a Cesena, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, Cesena, Italia, 2012

[2] F. Cingolani, “Sviluppo di un sistema di misura del moto valvola e delle irregolarità della velocità angolare in un motore a combustione interna”, Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Facoltà di Ingegneria, Università Politecnica delle Marche, Ancona, Italia, 2021

[3] Carlini A., Rivola A., Dalpiaz G., Maggiore A., “Valve motion measurements on motorbike cylinder heads using high speed laser vibrometer”, in Proceeding of the 5th International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques, Ferrara, 2002

[4] Carlini A., Rivola A., Dalpiaz G., “Modelling the Elastodynamic Behavior of a Desmodromic Valve Train”, in Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Oulu, Finland, 1999

[5] Ducati Panigale V4S Service Manual

[6] [Desmosedici Stradale, è il MotoGP™](#)

[7] [Memorabilia Ducati](#)

[8] <https://www.ducati.com/it/it/home>

