

IN TEMA DI DISTRIBUZIONE VARIABILE SU MOTORI PER MOTOCICLI

C. Abagnale¹, M.no Migliaccio¹, O. Pennacchia¹

¹Dipartimento di Meccanica ed Energetica (DiME)
Università degli Studi di Napoli Federico II

Introduzione

Il Dipartimento di Meccanica ed Energetica si occupa ormai da diversi anni di sistemi di distribuzione variabile (VVA) di tipo meccanico per applicazioni motociclistiche (progetto FIRB del 2008).

Il presente lavoro tratta del progetto e delle problematiche costruttive da risolvere per la messa a punto di un sistema di distribuzione variabile esclusivamente meccanico destinato ad essere installato a bordo di un moderno motore monocilindrico in fase di sviluppo. Lo scopo da raggiungere è quello di mettere a punto un sistema di distribuzione variabile con il quale poter assicurare al motore elevate prestazioni, bassi consumi specifici ed emissioni.

Nel campo *automotive* le principali strategie che vengono usate consentono di ottenere:

- Variazioni dell'angolo di inizio apertura delle valvole (fase);
- Variazioni della durata angolare complessiva delle valvole;
- Variazioni della massima alzata delle valvole;
- Combinazioni delle variazioni precedenti, in genere non indipendenti tra loro.

Attraverso la variazione dell'angolo di inizio apertura delle valvole (fig. 1) si ottiene una rigida traslazione della legge di alzata, con cui è possibile controllare l'angolo di incrocio delle valvole di aspirazione e di scarico, con migliore coefficiente di riempimento e un controllo del ricircolo interno dei gas di scarico, capace di ridurre le emissioni degli NOx.

Tuttavia il solo utilizzo di tale strategia (già adottata su alcune moto di grossa cilindrata) non è sufficiente a garantire il raggiungimento delle migliori prestazioni.

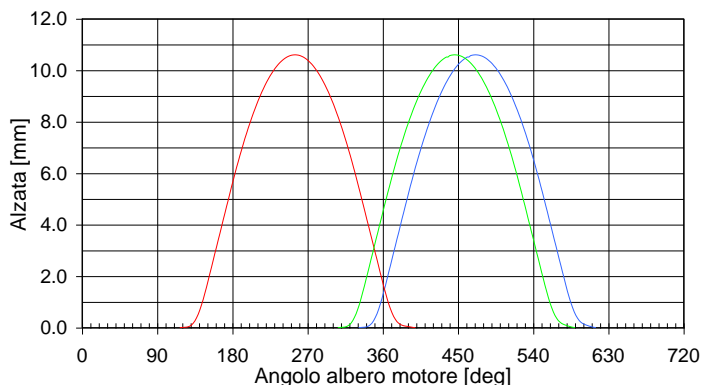


Fig. 1 – Variazione dell'angolo di fase

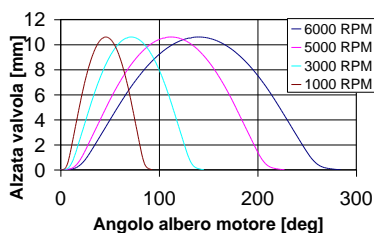


Fig. 2 – Angolo di apertura fissato

La variazione della durata angolare della legge di alzata non è facilmente ottenibile attraverso dispositivi puramente meccanici. Si possono distinguere:

- Sistemi che con angolo di apertura fissato, fanno variare l'angolo di chiusura;
- Sistemi che, con angolo di chiusura fissato, fanno variare l'angolo di apertura;
- Sistemi che fanno variare sia l'angolo di apertura che quello di chiusura.

I migliori risultati in termini di efficienza globale del motore si ottengono ad angolo di apertura fisso, cambiando il solo angolo di chiusura (fig. 2).

Questo tipo di regolazione offre la possibilità di controllare, durante la corsa di compressione, il riflusso nel condotto di aspirazione dei gas aspirati permettendo di realizzare motori con rapporto volumetrico di compressione effettivo variabile. In tal modo si potrebbero implementare cicli termodinamicamente ottimizzati, diversi da quelli tradizionali, come il ciclo Miller o quello Atkinson.

La variazione della massima alzata della valvola (fig. 3) consente di effettuare numerose strategie di controllo del propulsore:

- 1) Controllo del motore senza corpo farfallato con riduzione delle perdite di carico;
- 2) Controllo della velocità di efflusso della carica attraverso le valvole e quindi della turbolenza con vantaggi per la combustione;
- 3) Controllo del livello di swirl in aspirazione, regolando differenzialmente l'alzata delle valvole nei motori plurivalvole, con riduzione delle emissioni e del consumo.

Tale strategia può ottenersi attraverso semplici sistemi puramente meccanici.

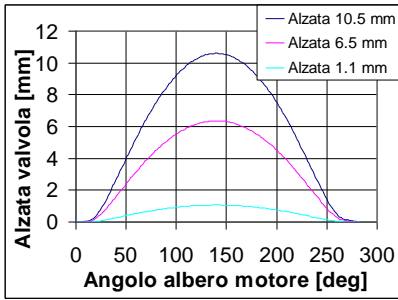


Fig. 3 – Variazione della massima alzata

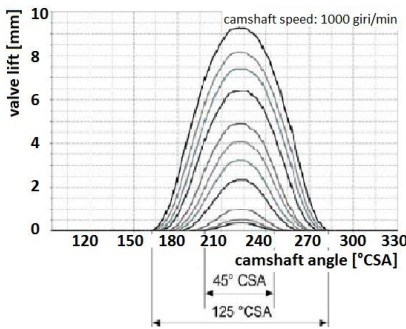


Fig. 4 – Variazione combinata dei parametri di alzata valvola

La variazione combinata dei parametri di alzata e di durata (fig. 4) permetterebbe di conseguire, almeno in parte, tutti i benefici di cui godono i sistemi precedentemente esaminati. Si noti che per quanto complesso, è comunque pensabile un sistema meccanico ad un grado di libertà capace di operare tale strategia di attuazione (ne è un esempio il sistema Valvetronic della BMW). In questo caso generalmente le soluzioni costruttive realizzate non consentono una variazione indipendente dei suddetti tre parametri, ovvero della fase, della durata e dell'alzata massima. Tuttavia un sistema VVA in cui sia possibile variare tutti i parametri della legge di alzata in maniera indipendente tra loro, non è ottenibile con un sistema meccanico ad un solo grado di libertà.

Sistemi meccanici proponibili

In quanto segue, si riporta l'attività svolta dagli Autori sullo studio e lo sviluppo di sistemi VVA innovativi, di tipo semplice, puramente meccanici, da implementare su un nuovo motore motociclistico monocilindrico.

Uno schema semplice a tre elementi

In figura 5 si riportano (schematicamente) le geometrie dei bilancieri e la disposizione spaziale degli stessi, della valvola e della camma, per il primo sistema preso in esame e di cui si riportano i principali risultati conseguibili. In tale sistema il fulcro C del bilanciere ausiliario può essere movimentato secondo una traiettoria circolare dal punto

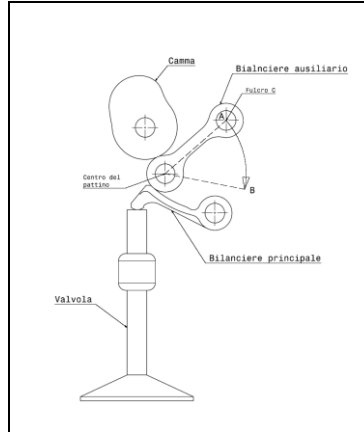


Fig. 5 – Primo schema

A (caratterizzato dall'alzata nulla della valvola) al punto B (caratterizzato dalla massima alzata valvola). Il sistema presenta come ulteriore particolarità quella di avere il fulcro di attuazione del VVA coincidente con il centro del pattino del bilanciere ausiliario quando la valvola è in posizione di chiusura. Tale caratteristica assicura che al variare dell'angolo di attuazione del sistema, risulta garantito, a valvola chiusa, il contatto tra tutte le superfici del meccanismo.

Mediante lo sviluppo di un modello di calcolo si è determinato in forma chiusa il profilo della camma e le caratteristiche cinematiche e dinamiche di un sistema di distribuzione adatto per un motore monocilindrico di ultima generazione. Il sistema è costituito da tre elementi (camma, bilanciere ausiliario a fulcro mobile, bilanciere principale a fulcro fisso), ed è caratterizzato dalle geometrie dei bilancieri, dalle posizioni relative dei vari elementi (bilancieri, camma e valvola), dai dati inerziali degli elementi, dalle rigidità e precarico delle molle valvola, dalla velocità di rotazione dell'albero a camme e dalla legge di alzata valvola. Lo studio teorico del problema ha dato come frutto un al-

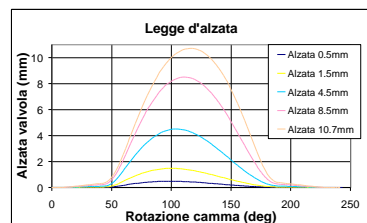


Fig. 6 – Legge alzata

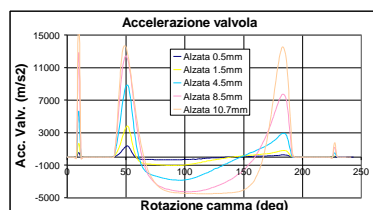


Fig. 7 – Legge accelerazione

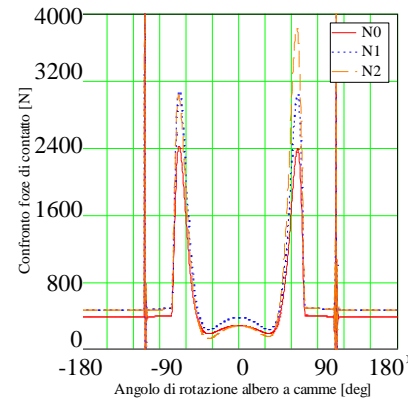


Fig. 8 – Confronto delle forze di contatto tra gli elementi del cinematismo

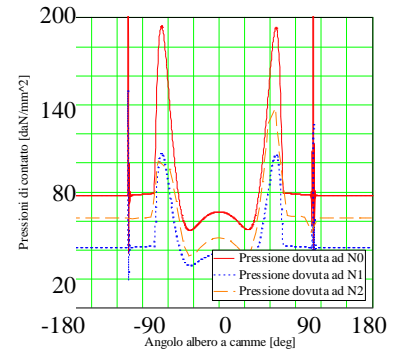


Fig. 9 – Pressioni Hertziane di contatto tra gli elementi del cinematismo

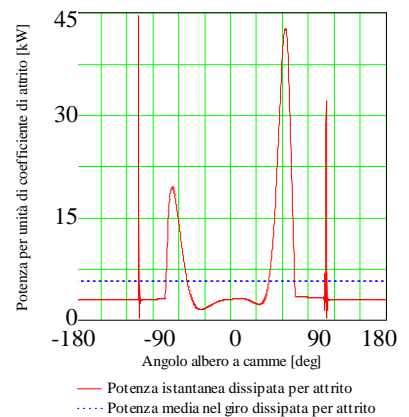


Fig. 10 – Potenza per unità di coefficiente di attrito dissipata per attrito

goritmo implementato in apposito programma scritto in ambiente Mathcad. In quanto segue si riportano le prestazioni ottenute dal sistema VVA in esame in termini di legge di alzata della valvola (fig. 6), di legge della velocità della valvola e di legge di accelerazione della valvola (fig. 7) al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario (che condiziona il valore dell'alzata massima) e per una velocità dell'albero motore pari a 9500 RPM. Si fa esplicitamente notare che per tale sistema è conseguibile l'alzata nulla.

In fig. 8 si riportano le azioni di contatto tra bilanciere principale e stelo valvola (forza N0), tra i due bilancieri (forza N1) e tra la camma ed il bilanciere aus-

liario (forza N2) per un regime di rotazione dell'albero motore di 9500 RPM, mentre in fig. 9 si riportano, per lo stesso regime del motore, le pressioni Hertziane nelle zone di contatto in funzione della posizione angolare dell'albero a camme ricavate a partire dalle geometrie e dalle forze di contatto.

Per il sistema in esame è stata inoltre apprezzata la potenza globale ed istantanea assorbita dal meccanismo per l'azionamento di ciascuna valvola (esclusa la potenza dissipata dai supporti dell'albero a camme). Tali grandezze riferite all'unità di coefficiente di attrito sono riportate nei diagrammi di fig. 10 sempre per velocità dell'albero motore di 9500 RPM.

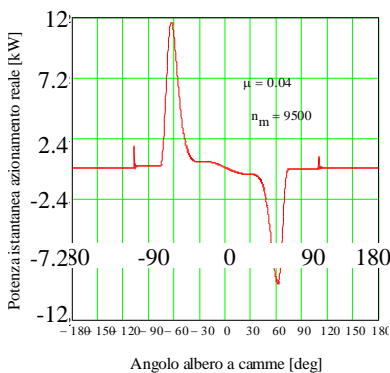


Fig. 11 – Potenza istantanea richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola in presenza di attrito

Da tali diagrammi si evince come, assumendo per gli organi a contatto un coefficiente di attrito medio pari a 0.04, si otterrebbe un picco di potenza dissipata pari a circa 1.7 kW (= 42.5 kW x 0.04) con una potenza globale necessaria all'azionamento di ciascuna valvola pari a circa 0.228 kW (= 5.7 kW x 0.04), valori del tutto accettabili per un sistema di distribuzione.

In fig. 11 si riporta il diagramma della potenza istantanea totale richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola (somma della potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle e della potenza dissipata per attrito), per un coefficiente di attrito medio pari a 0.04.

Sistemi VVA innovativi a 3 e a 4 elementi

Ai fini dell'ottimizzazione delle prestazioni di un motore a c.i. interna in termini di potenza, consumi ed emissioni, sarebbe fondamentale disporre di un sistema di distribuzione in cui sia possibile variare non solo l'alzata (fino ad ottenere un valore nullo della stessa) ma anche la fase e la durata angolare della stessa.

Poiché in un generico sistema di distribuzione ad albero a camme la durata angolare del moto del generico elemento a contatto con la camma è imposta dal profilo utile della stessa, l'unico modo per ottenere una riduzione della durata angolare consiste nel generare una corsa folle per un tratto variabile di uno degli elementi della catena cinematica (che per quanto asserito non può essere l'elemento a contatto con la camma).

Una possibile soluzione al problema è quella di adottare per il bilanciante principale un profilo che sia per un primo tratto circolare con centro (in posizione di valvola chiusa) coincidente con il fulcro del bilanciante ausiliario (in tal modo la rotazione del bilanciante ausiliario non produce rotazione di quello principale e la valvola resta chiusa) ed un secondo tratto di forma opportuna in grado di restituire l'effettiva movimentazione della valvola e di dotare il sistema di un dispositivo in grado di far variare il punto di inizio corsa del bilanciante ausiliario rispetto a quello principale (Fig. 12).

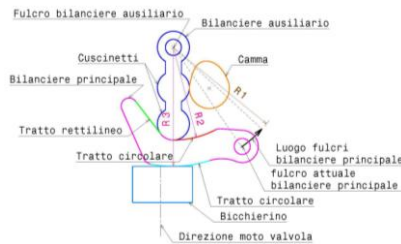


Fig. 12 – Sistema A a 3 elementi a bilanciante principale mobile.

Nel sistema A di Fig. 12 l'effetto di realizzare una contemporanea riduzione dell'alzata valvola e della durata angolare della fase è ottenuto imponendo al fulcro del bilanciante principale un movimento circolare intorno al fulcro del bilanciante ausiliario. In tal modo, fermo restante la legge di moto del bilanciante ausiliario, cambia il tratto folle durante il quale il contatto tra i due bilanciari avviene lungo il profilo circolare del bilanciante principale (dove evidentemente non si ha alzata valvola). In definitiva, allo spostarsi del fulcro del bilanciante principale nel senso della freccia (Fig. 12), si ottiene una contemporanea riduzione dell'alzata massima della valvola a seguito della minore durata della corsa utile del bilanciante ausiliario (tratto di corsa in cui il contatto tra i bilanciari avviene lungo il profilo rettilineo del bilanciante principale) e della durata della fase a seguito dell'incremento della corsa folle del bilanciante ausiliario sul bilanciante principale. Va notato come per tale sistema, al fine di mantenere il contatto tra bilanciante principale e bicchierino durante l'attuazione a valvola chiusa, risulta necessario che il pattino del

bilanciante principale abbia anch'esso un profilo circolare concentrico al profilo circolare superiore del bilanciante principale stesso (e quindi, a valvola chiusa, avente centro nel fulcro del bilanciante ausiliario).

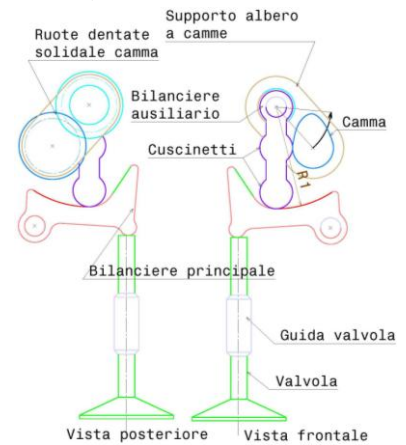


Fig. 13 – Sistema B a 4 elementi in parallelo (a camma basculante).

Il sistema B di Fig. 13 funziona in maniera simile al sistema A, con la differenza che a spostarsi non è il fulcro del bilanciante principale bensì il supporto cui è collegato l'albero a camme che può ruotare intorno ad un fulcro fisso (fulcro supporto albero a camme - Fig. 13). Il moto della camma è reso possibile dall'elemento supporto albero a camme che è in definitiva una bielletta nel cui fulcro mobile è incernierato l'albero a camme, mentre nel cui fulcro fisso (rispetto al motore) è collegata una presa di forza costituita da un albero avente in un'estremità una corona dentata collegata direttamente alla catena di distribuzione. La trasmissione del moto è affidata ad una coppia di ruote dentate (con rapporto di trasmissione 1:1) di cui una solidale al fulcro fisso e l'altra solidale e coassiale all'albero a camme. Al ruotare della bielletta attorno al fulcro supporto albero a camme nella direzione indicata in Fig. 13, il bilanciante ausiliario, spinto da un'apposita molla necessaria per mantenere il contatto con la camma, è costretto a ruotare attorno al suo fulcro, aumentando o riducendo la corsa folle (come nel caso dello schema precedente di Fig. 12). Nello schema proposto, il fulcro supporto albero a camme è posto sullo stesso asse di rotazione del bilanciante ausiliario, in modo da rendere invariante la legge del moto del bilanciante ausiliario al variare della posizione dell'albero a camme.

Un ulteriore sistema in grado di realizzare alzate e durate variabili può essere realizzato adottando un meccanismo a quattro elementi in serie, quale quello di Fig. 14 (sistema C). Tale sistema, dal punto di vista funzionale, prende i vantaggi dei due sistemi precedentemente esposti, presentando però alcuni incon-

venienti dovuti a maggiori complessità, ingombri e perdite organiche.

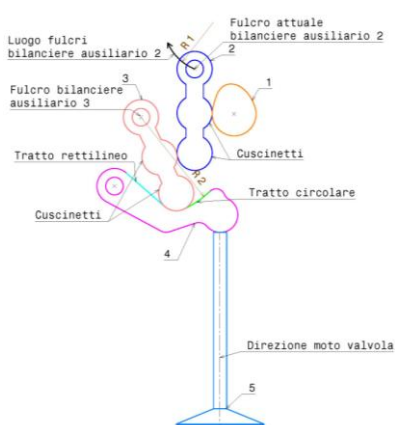


Fig. 14 – Sistema C a 4 elementi in serie.

Il sistema in oggetto, rappresentato nella Fig. 14, è costituito da camma, bilanciere ausiliario 1, bilanciere ausiliario 2 e bilanciere principale e consente di ottenere una legge d'alzata valvola con alzata e durata variabili.

L'effetto di realizzare una contemporanea riduzione dell'alzata valvola e della durata è ottenuto imponendo al fulcro del bilanciere ausiliario 1 un movimento su una traiettoria appartenente ad un arco di cerchio. In tal modo, cambia l'estensione del tratto folle nel moto relativo tra il bilanciere principale e il bilanciere ausiliario 2 durante il quale il contatto tra i due bilancieri avviene lungo il profilo circolare del bilanciere principale (dove evidentemente non si ha alzata valvola). In definitiva, allo spostarsi del fulcro del bilanciere ausiliario 1 nel senso della freccia viola (Fig. 14), si ottiene una contemporanea riduzione dell'alzata massima della valvola, a seguito della minore durata della corsa utile tra il bilanciere ausiliario 2 e il bilanciere principale (tratto di corsa in cui il contatto tra i bilancieri avviene lungo il profilo rettilineo del bilanciere principale) e della durata angolare della fase, a seguito dell'incremento della corsa folle.

Per tutti i sistemi sopra riportati, la prima problematica da affrontare è la scelta della curva di raccordo tra il tratto circolare del profilo superiore del bilanciere principale (tratto folle) e quello imposto rettilineo (tratto utile).

Per evitare momenti nei quali l'accelerazione diventi molto elevata è necessario raccordare il tratto circolare con quello rettilineo ricorrendo ad un profilo la cui curvatura cambi con con-

tinuità fino al valore nullo del tratto rettilineo (Fig. 15).

La continuità dell'accelerazione serve a garantire la continuità delle forze di inerzia e di conseguenza delle forze di

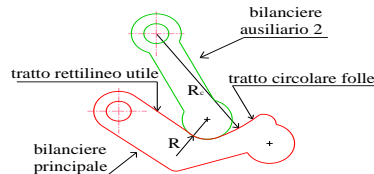


Fig. 15 – Particolare del sistema C.

contatto, quindi la riduzione dei fenomeni vibratori e la limitazione dell'usura meccanica. Il modo più semplice di ottenere un raccordo con le proprietà di cui sopra è l'utilizzo di una curva del tipo spline cubica.

Un metodo per controllare i valori di accelerazione (soprattutto i massimi) è quello di adottare un profilo della camma tale da garantire al bilanciere ausiliario un moto a velocità angolare uniformemente decrescente (ovviamente, una prima rampa di accelerazione nella zona folle, fino al raggiungimento della massima oscillazione). In tal modo, fissata la legge di alzata massima, è possibile ottenere la voluta legge di alzata profilando opportunamente la superficie superiore del bilanciere principale, oltre che della camma. Infatti, il contatto nella zona utile avverrà sempre o a velocità angolare decrescente del bilanciere ausiliario, per cui l'accelerazione massima della valvola sarà, al variare della legge di alzata, al più identica all'accelerazione massima che si ha nella configurazione imposta di massima alzata e l'accelerazione minima sarà sempre più ridotta al variare dell'angolo di attuazione poiché via via che l'angolo di attuazione del bilanciere ausiliario 1 aumenta, il contatto tra i bilancieri nella zona utile avviene a velocità sempre più ridotta; ovvero, fissato un punto di contatto, la velocità del bilanciere ausiliario 2 nel punto considerato è decrescente con l'angolo di attuazione.

La soluzione esposta, ha dato immediatamente risultati estremamente incoraggianti (Fig. 16) ed è stata scelta come strada da seguire per lo studio cinematico dei tre sistemi in oggetto.

Dai grafici di Fig. 16 si evince come gli obiettivi prefissati sono stati pienamente conseguiti; infatti, non solo il valore massimo delle accelerazioni è contenuto al valore massimo imposto nella configurazione ad alzata massima, ma anche

il valore minimo delle accelerazioni decresce in modulo al ridursi dell'alzata massima.

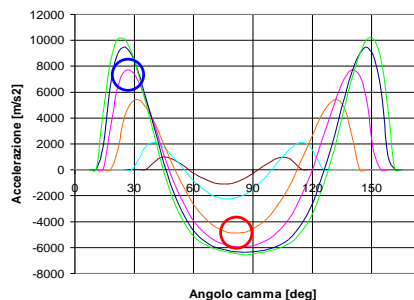
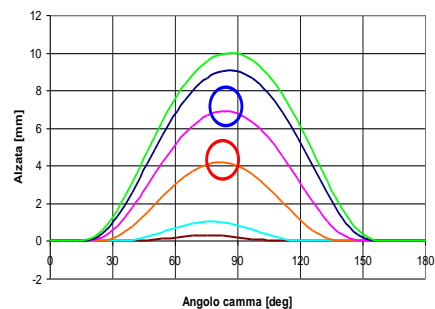


Fig. 16 – Valori dell'alzata e dell'accelerazione al variare dell'attuazione per la configurazione ad accelerazione angolare costante a tratti del bilanciere ausiliario per il sistema B.

Prestazioni dinamiche del sistema C (a 4 elementi in serie)

Al fine di valutare le prestazioni consentite dal meccanismo denominato sistema C in termini di variabilità della legge d'alzata valvola, si sono effettuate una serie di simulazioni cinematiche del sistema (Fig. 17) in corrispondenza di assegnate posizioni del fulcro del bilanciere ausiliario 1.

Le simulazioni sono state effettuate fino ad un valore massimo di 11 gradi di rotazione della bielletta rispetto alla sua configurazione iniziale corrispondente all'alzata massima della valvola. Al valore massimo di rotazione angolare suddetto si è registrata l'alzata nulla della valvola (Fig. 18).

I risultati delle prove sono stati molto incoraggianti: dai grafici si può notare chiaramente la contemporanea variazione di alzata valvola e durata angolare della stessa. Va tuttavia sottolineato che la configurazione proposta è servita solo a validare il modello analitico realizzato, che sarà utilizzato in prossimi studi finalizzati allo studio di configurazioni di sistemi a 4 elementi aventi configurazioni più realistiche ed in grado di garantire prestazioni ottimali per applicazioni pratiche.

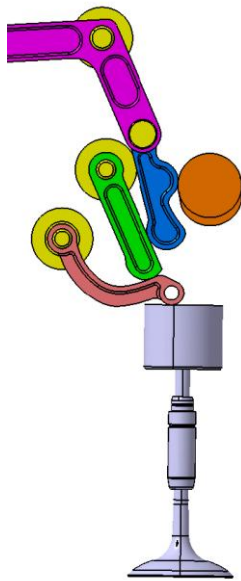


Fig. 17 – Modello del sistema C a 4 elementi con fulcro mobile utilizzato per le simulazioni cinematiche.

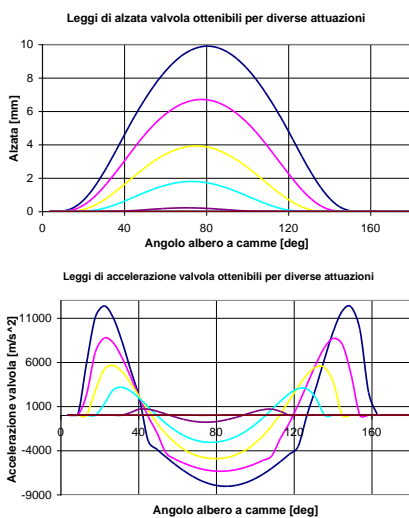


Fig. 18 – Prestazioni del sistema C a 4 elementi in serie in termini di alzata, velocità ed accelerazione della valvola per diverse attuazioni.

La configurazione studiata manifesta fondamentalmente due criticità. In primo luogo, si è rilevata un'eccessiva sensibilità dell'alzata valvola nei confronti della rotazione della bielletta, dato che i primi tre gradi di rotazione restituiscono un'alzata massima dimezzata con ovvie difficoltà di controllo e gestione dell'attuazione. Questo problema può essere ovviato diminuendo l'interasse della bielletta; ciò comporta una riduzione del rapporto di trasmissione con il quale la rotazione della bielletta si ripercuote sulla movimentazione del bilanciario ausiliario 1 e quindi sull'alzata valvola. In secondo luogo, la configurazione proposta è troppo sensibile, in termini di accelerazione della valvola, a scostamenti anche estrema-

mente contenuti dei profili reali utili di camma e bilanciario principale rispetto a quelli calcolati: piccolissimi errori sulla realizzazione dei profili utili dei suddetti elementi comportano grandi discontinuità sull'accelerazione della valvola (e di conseguenza, un funzionamento irregolare di tutto il sistema che può portare all'insorgenza di fenomeni vibratorii).

Conclusioni

È possibile concludere che il sistema C a 4 elementi in serie proposto ed oggetto di studio, presenta indubbi vantaggi in termini di attuazione, con la possibilità di realizzare strategie di controllo motore ottimizzate in tutte le condizioni di funzionamento del propulsore grazie alla flessibilità della fasatura variabile. Dalle simulazioni effettuate emerge, infatti, la capacità del sistema di realizzare un'infinita serie di leggi d'alzata con valori d'alzata massima che, per la configurazione studiata (non ancora ottimizzata), vanno da zero a 10 mm con durate angolari naturalmente decrescenti. Gli studi fluidodinamici effettuati (per i cui dettagli si rimanda alle [1,12-15,18,19]) hanno dimostrato come con tale sistema sia possibile conseguire una strategia realmente vantaggiosa per ridurre i consumi specifici ai carichi parziali attraverso la riduzione del lavoro di pompaggio dovuta alla contestuale variazione dell'alzata massima e della sua durata angolare.

Tale sistema presenta, però, alcuni inconvenienti dovuti alla sua complessità, agli ingombri e alle perdite organiche. La moltiplicazione dei componenti del sistema comporta, infatti, una crescita delle inerzie, delle conseguenti forze di contatto e delle superfici coniugate. Le inerzie si ripercuotono, inoltre, negativamente abbassando il massimo regime di giri al quale insorge il distacco della punteria dalla valvola (sfarfallamento) con i conseguenti limiti sulla potenza massima del propulsore.

Il sistema così concepito necessita, infine, di un apposito sistema di recupero giochi quale, ad esempio, l'utilizzo di punterie idrauliche. Si rende inoltre necessario l'utilizzo di un'ulteriore molla atta a contrastare i momenti delle forze di inerzia agenti sul bilanciario ausiliario 2 alle alzate minime (dove è meno efficiente l'effetto si contrasto delle molle valvola) ed in particolare all'alzata nulla, dove tale effetto risulta inesistente. Resta, infine, da ottimizzare la sensibilità con cui varia l'alzata massima al variare dell'angolo di attuazione del bilanciario ausiliario 1, probabilmente troppo elevata, che può essere corretta apportando piccole modifiche alla configurazione del sistema. I suddetti aspet-

ti saranno oggetto d'indagine di successivi lavori.

Riferimenti bibliografici

1. O. Pennacchia, C. Abagnale, S. Caruso, A. Iorio, M.no Migliaccio "A new mechanical variable valve actuation system for motorcycle engines", ICE 2009 – 9th International Conference on Engines & Vehicles, 13 – 17 settembre 2009 – Capri (NA)
2. C. Abagnale, Tesi di dottorato (2009) "Sviluppo di un sistema di attuazione variabile VVA elettroidraulico per motori pluricilindrici", Università degli Studi di Napoli Federico II
3. Gray C., "A Review of Variable Engine Valve Timing", SAE paper 880386.
4. Grohn M., Wolf K., "Variable Valve Timing in the new Mercedes-Benz Four-Valve Engines", SAE 891990.
5. Lancefield T. M., Gayler R. J., Chattopadhyay A., "The Practical Application and Effects of a Variable Event Valve Timing System", SAE paper 930825, SAE Int. Congr. & Exp., Detroit, MI, USA, marzo 1993.
6. Lee J.-C., Lee C.W., Nitkiewicz J. A., "The Application of a Lost Motion VVT System to a DOHC SI Engine", SAE paper 950816, SAE Int. Cong. & Exp., Detroit, MI, USA., 1995.
7. R.A. Stein, K.M. Galletti, T.G. Leone, "Dual Equal VCT – A Variable Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and Emissions". SAE paper 950975
8. T.G. Leone, E.J. Christenson, R.A. Stein, "Comparison of Variable Camshaft Timing Strategies At Part Load". SAE paper 960584
9. Moriya Y., Watanabe A., Uda H., Kawamura H., Yoshioka M., Adachi M., "A Newly Developed Intelligent Variable Valve Timing System – Continuously Controlled Cam Phasing as Applied to a New 3 Liter Inline 6 Engine", SAE paper 960579, SAE Int. Congr. & Exp., Detroit, MI, USA., 1996.
10. Fukuo K., Iwata T., Sakamoto Y., Imai Y., Nakahara K., Lantz K. A., "Honda 3.0 Liter, New V6 Engine", SAE paper 970916, SAE Int. Cong. & Exp., Detroit, MI, USA., February 24-27, 1997.
11. R. Steinberg, I. Lenz, G. Koehnlein, M.E. Scheidt, T.Saupe, W. Buchinger, "A Fully Continuous Variable Cam Timing Concept for Intake and Exhaust Phasing" Sae paper 980767.
12. Urata Y., Umiyama H., Shimizu K., Fujiyoshi Y., Sono H., Fukuo K., "A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling S. I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism", SAE paper 930820.

13. Hitomi, M., Sasaki, J., Hatamura, K., and Yano, Y., "Mechanism of Improving Fuel Efficiency by Miller Cycle and Its Future Prospect," SAE Paper 950974, 1995.
14. Yaodong Wang, Lin Lin, Shengchuo Zeng, Jincheng Huang, Anthony P. Roskilly, Yunxin He, Xiaodong Huang, Shanping Li, "Application of the Miller cycle to reduce NOx emissions from petrol engines", Applied Energy 85 (2008) 463–474. ELSEVIER.
15. Bozza F., Gimelli A., Tuccillo R.. (2002-2003). "The control of a VVA-Equipped SI Engine Operation by Means of 1D Simulation and Mathematical Optimization". SAE 2002 World Congress & Exhibition. 4-7 March 2002. (vol. SP-1692). SAE paper 2002-01-1107. Session: Variable Valve Actuation. Congress took place in Detroit, MI, USA. Published also in the 2003 on the SAE 2002 Transactions, Journal of Engines, Section 3 – Volume 111, pp. 1790 - 1801. Journal Code: E184774. ISSN: 0096-736X.
16. Bozza F., Gimelli A., Torella E.. (2002). "The potential of 1D Simulation Models in Control Applications of VVT Engine". MECA 2002. September 2002. Fisciano (SA) - Italy. Acts distributed on CD-ROM.
17. Ludwig, B., "Less CO2 Thanks to the BMW 4-Cyl. Valvetronic Engine", ATA International Conference on Spark Ignition Engine: The CO2 Challenge, Paper 02A5011, Venezia, Italy, November, 2002.
18. Bozza F., (2009) "Analisi Fluidodinamiche per lo Sviluppo del Motore M638", relazione finale nell'ambito del finanziamento FIRB.
19. C. Abagnale, M.no Migliaccio, O. Pennacchia, Brevetto italiano n. CE2010A000002 "Sistemi di distribuzione variabile di tipo meccanico a 3 ed a 4 elementi attivi"