



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI ANCONA

Corso di Laurea magistrale Ingegneria meccanica

“Determinazione delle funzioni di previsione della velocità del moto valvola in un sistema desmodromico variando i parametri costruttivi”

“Determination of the functions for predicting the speed of the valve motion in a desmodromic system varying the construction parameters”

Relatore:

Prof. Martarelli Milena

Tesi di Laurea di:

Carsetti Andrea

Correlatore:

Prof. Castellini Paolo

A.A. 2022 / 2023

Indice:

Introduzione.....	3
1. Sistemi di distribuzione nei motori endotermici.....	4
1.1 Tipi di azionamenti.....	5
1.2 Moto valvola.....	7
1.3 Distribuzione classica ed i suoi limiti.....	8
2. Sistema di distribuzione desmodromico.....	10
2.1 Desmodromico ducati.....	13
2.2 Limiti sistema di distribuzione desmodromica.....	16
3. Architettura per l'acquisizione delle velocità.....	21
3.1 Descrizione del banco di acquisizione.....	22
3.2 Vibrometro laser doppler per misurare il moto valvola.....	24
3.3 Encoder per la misura dell'angolo di rotazione.....	28
3.4 Configurazione di misura.....	31
3.5 Acquisizione ed analisi dei dati in base all'angolo.....	32
4. Elaborazione dei dati.....	34
4.1 Punti caratteristici.....	36
4.2 Screening dei dati.....	38
4.3 Clustering dei dati.....	40
4.4 Fitting delle superfici.....	43
4.5. Codice per ottenere le velocità variando i parametri costruttivi.....	58
Conclusioni.....	61
Bibliografia.....	62
Sitologia.....	63

Introduzione

Il progetto portato avanti in questa tesi è quello di elaborare i dati ottenuti da un sistema di distribuzione desmodromico ducati, per effettuare delle valutazioni sulle velocità delle valvole in base alla variazione dei parametri costruttivi degli organi cinematici. In aggiunta è stato possibile creare un codice matlab che permettesse di prevedere i valori delle velocità in qualsiasi range di funzionamento del motore. Dopo aver esposto una panoramica sul funzionamento e sui parametri costruttivi del sistema di distribuzione desmodromica, si andrà ad analizzare il set-up utilizzato per acquisire i valori delle velocità durante il funzionamento a diversi regimi. Ciò sarà necessario per ogni parametro costruttivo che si andrà a variare, nello specifico si analizzeranno diverse configurazioni di rigidzze dei bilancieri di apertura e chiusura delle valvole. Una volta acquisiti tutti i dati necessari il lavoro prevede di effettuare un'elaborazione dei dati raccolti per ricostruire tutto il moto valvola e così estrarre i punti di interesse che sono nello specifico il valore massimo e minimo della velocità. Lo step successivo è quello di effettuare una serie di fitting per estrarre quelle funzioni che sono in grado di descrivere l'andamento delle velocità ai diversi regimi. Avendo firmato con l'azienda una dichiarazione di riservatezza i dati relativi ai parametri ed ai risultati ottenuti saranno omessi.

Capitolo 1

1. Sistemi di distribuzione nei motori endotermici

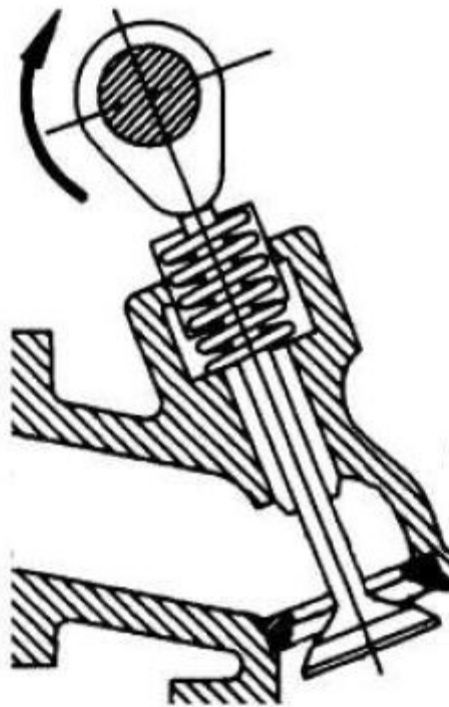
Con “sistemi di distribuzione” nei motori a 4 tempi si indica, quella serie di organi meccanici che permettono di gestire i flussi di alimentazione e scarico all'interno della camera di combustione. Nello specifico il sistema deve garantire il ricambio tra aria fresca con carburante e gas di scarico in determinate fasi del moto del pistone, evitando di intralciare quest'ultimo durante il funzionamento. Vedendo le soluzioni costruttive utilizzate, quella più “gettonata” è quella con valvole a fungo, che costituisce una soluzione semplice ed efficace; così il problema di progettazione di sistemi di distribuzione si riduce alla scelta degli organi che permettono il moto valvola. In particolare è importante ottenere il più velocemente possibile la sezione massima di passaggio per i fluidi e garantire il moto alternato insieme al motore. Concentrandosi sul primo aspetto notiamo come la valvola a fungo non riesce a rendere rapidamente disponibile la sezione, a causa della loro geometria che richiede un raccordo tra lo stelo e la testa (o piattello), che permette una corretta chiusura della valvola stessa durante il funzionamento del motore. La capacità di sviluppare rapidamente tale sezione non può prescindere dagli effetti inerziale delle masse in movimento e dalle pulsazioni di pressione stesse del motore. Nel caso in cui si utilizzi un sistema classico di distribuzione, dove il movimento di richiamo della valvola è assegnato ad una molla, dovremmo tener presente delle fluttuazioni della chiusura dovute alle vibrazioni dell'elemento elastico utilizzato, ma questo non è il caso specifico del desmodromico. Tralasciando questi che

sono i principali aspetti che caratterizzano l'utilizzo delle valvole a fungo, possiamo comunque affermare che risulta essere la soluzione più diffusa per i suoi pregi. Appurato che la valvola a fungo è utilizzata in quasi tutte le architetture motoristiche, si sono sviluppati diversi sistemi che permettono un corretto utilizzo di queste.

1.1 Tipi di azionamenti

Le tipologie di azionamento si sono caratterizzate in funzione delle modalità di azionamento delle valvole, nello specifico come viene gestita l'accelerazione negativa. Solitamente si assume come positivo il verso di apertura della valvola e di conseguenza si indicano come positive le grandezze ad essa associata. Si pone particolare importanza alla fase di chiusura della valvola perché la fase di apertura ormai è comune a tutti i sistemi di distribuzione utilizzati, ossia si utilizza un bilanciere che posto in contatto con un albero camme, caratterizzato da una serie di eccentrici o appunto camme permette l'apertura corretta delle valvole, ovviamente quest'albero dovrà muoversi in modo sincrono con il motore a scoppio per rispettare la fase di apertura. Invece per quanto riguarda la chiusura è possibile utilizzare: un comando rigido, caso del desmodromico, oppure un comando elastico, metodo tradizionale. Il comando elastico sfrutta la compressione di una molla durante la fase di apertura in modo che tale energia sia poi restituita nel momento in cui viene rilasciata, mentre il comando rigido prevede la presenza di un secondo eccentrico, detto camma

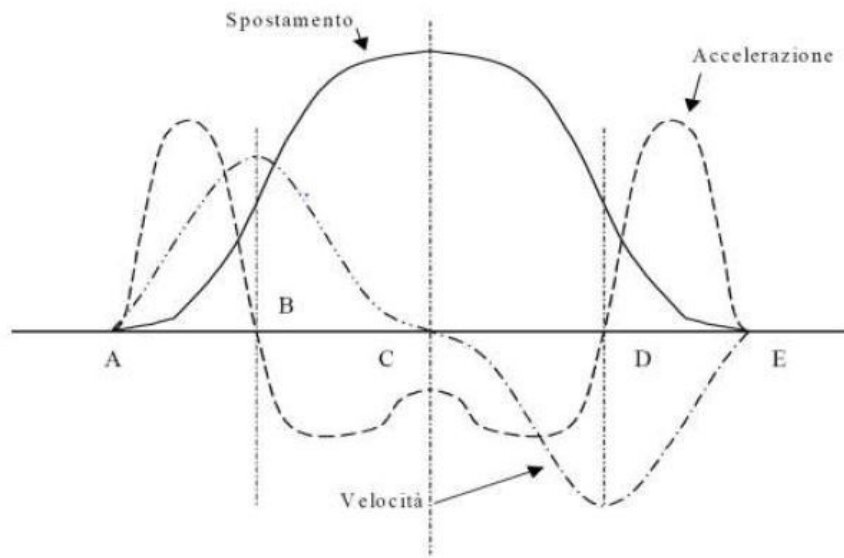
negativa, che imprime alla valvola la necessaria accelerazione negativa, così facendo l'azione della valvola è guidata in tutto il suo moto da organi rigidi.



1.1 figura sistema di distribuzione classica

Bisogna a questo punto fare chiarezza sui termini utilizzati per identificare i diversi componenti dei cinematismi, distinguendo quelli che sono responsabili dell'apertura e quelli della chiusura. Nei meccanismi tradizionali si identificano quindi una "camma di apertura" e l'elemento elastico, ossia una molla che costituisce il componente per la chiusura, nei meccanismi desmodromici troviamo due camme e due bilancieri: avremo una camma ed un bilanciere che sono responsabili dell'apertura e l'altra camma e l'altro bilanciere che sono responsabili della chiusura della valvola stessa. Per essere del tutto precisi si dovrebbe parlare di membri "positivi" e membri "negativi", in base al verso dello spostamento che impartiscono alla valvola.

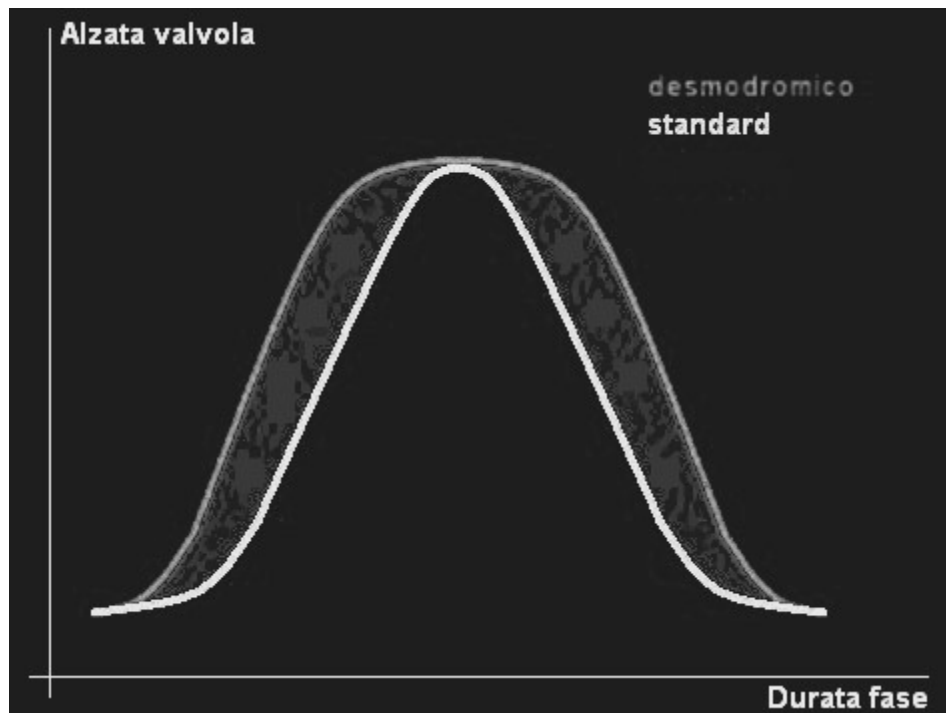
1.2 Moto valvola



1.2 Moto valvola

Nel grafico sono riportati gli andamenti delle velocità, accelerazioni e spostamento tipico di una valvola, in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero. Grazie a questo è possibile comprendere in modo più semplice il contributo fornito dai diversi organi responsabili dell'apertura e della chiusura. Il punto A sancisce l'inizio della fase di apertura, dove la valvola parte dalla velocità nulla e viene trascinata sino alla velocità massima dai membri di apertura (nel caso del desmodromico dai membri positivi); nel punto B, chiamato punto di inversione, entra in gioco quello che è il membro negativo (camma o molla), che crea un'accelerazione negativa fino al punto C, che è quello di alzata massima con una velocità caratteristica pari a zero. Dal punto C inizia poi la fase di chiusura, dove il membro che sta lavorando è ancora quello negativo, imprimendo ancora un'accelerazione negativa, fino al secondo punto di inversione, ossia il punto D, dove il membro positivo rientra in gioco e frena la chiusura della valvola fino alla completa chiusura nel punto E. Lo studio di questo grafico è molto importante per l'ottimizzazione del sistema di distribuzione, perché lo studio del tempo di

efficacia della valvola ci permette di comprendere quale è il principale vantaggio di una distribuzione desmodromica rispetto alla classica, ossia ci permette di imprimere accelerazioni maggiori permettendo alla valvola di rimanere per un maggior tempo nella posizione di apertura massima.

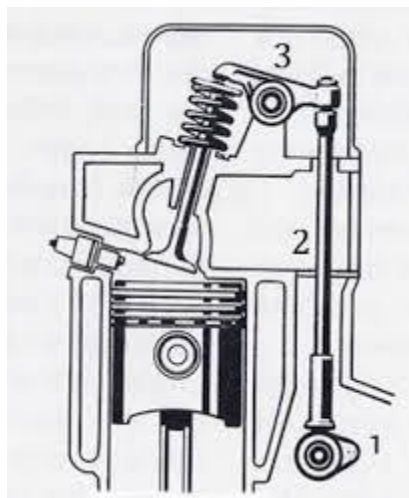


1.3 Confronto fase dei due sistemi di distribuzione

1.3 Distribuzione classica ed i suoi limiti

La distribuzione desmodromica nasce con il tentativo di superare i limiti della distribuzione classica dovuti all'utilizzo di elementi elastici, soprattutto quando si vogliono ottenere le massime prestazioni dalla motorizzazione. In ambito agonistico la ricerca di motori con potenze superiori richiede l'innalzamento dei regimi di rotazione, di conseguenza c'è una maggiore necessità di moti valvola sempre più spinti. Da ciò si deduce che il principale limite che si riscontra è quello di non riuscire ad impartire elevate accelerazioni negative, in chiusura; il problema non si riscontra in apertura

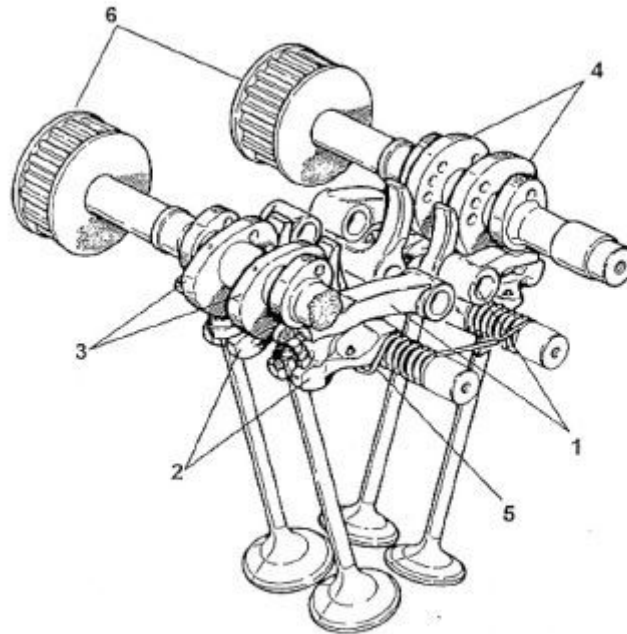
perché il moto valvola è guidato dal contatto tra valvola e camma, mentre in chiusura la molla può non essere sufficiente a garantire il contatto tra valvola e gli altri elementi della distribuzione. Tale fenomeno è chiamato “sfarfallamento” e diventa sempre più probabile all’aumentare dei regimi di rotazione del motore dove vengono richieste al cinematismo le forze maggiori per contrastare gli effetti dell’inerzia. L’instaurarsi di tale evento può portare ad un movimento incontrollato del cinematismo dove il cedente non è più in grado di seguire il profilo della camma, portando con sé una serie di problemi, sia per l’integrità del motore, che deleter per le prestazioni. Nella distribuzione classica è evidente una corretta progettazione della rigidità e precarico della molla che permettono di ridurre il fenomeno di distacco, ma d’altro canto hanno un maggiore ingombro ed una maggiore usura dei componenti del cinematismo, dovuti alla maggiore energia dissipata delle forze sovrabbondanti generate. Analizzando tali considerazioni si è giunti alla necessità di superare il limite della molla, pertanto di conseguenza nel caso del desmodromico si utilizza un secondo bilanciere con un secondo albero a camme per guidare la chiusura della valvola, ovviamente questo richiede un’accurata progettazione del cinematismo.



1.4 esempio applicazione Sistema di distribuzione classica

Capitolo 2

2. Sistema di distribuzione desmodromico



1 Bilancieri di apertura - 2 Bilancieri di chiusura - 3 Camme di chiusura
4 Camme di apertura - 5 Molla elicoidale - 6 Pulegge

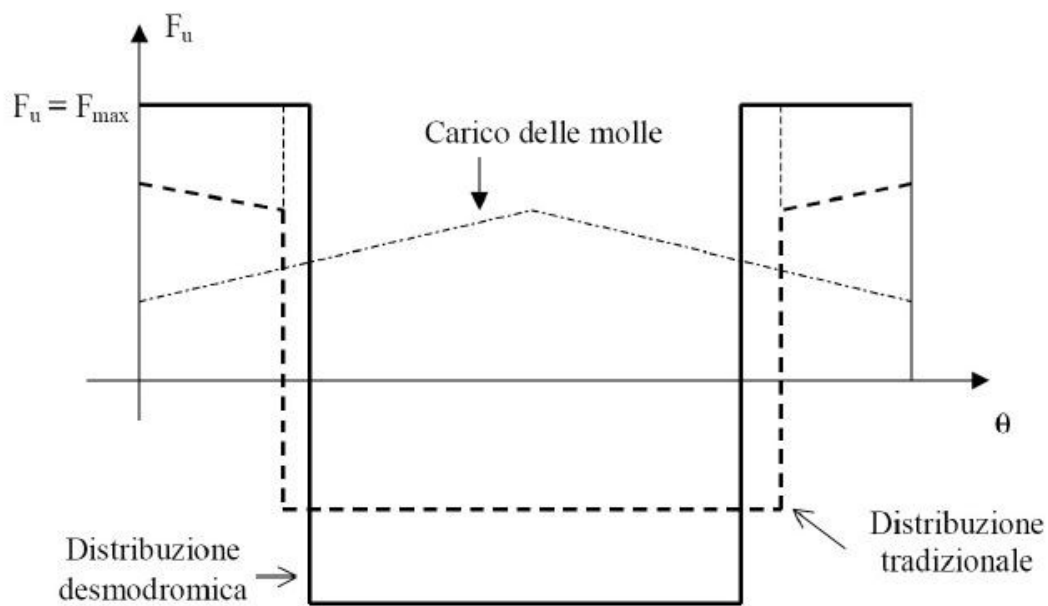
2.1 Desmodromico ducati

La distribuzione desmodromica come già detto si differenzia da quella classica nella parte cinematica, dedita alle accelerazioni negative, realizzate da organi rigidi. Nei motori ducati le accelerazioni sono generate da un secondo bilanciere e da una seconda camma, detti appunto “di chiusura” o “negativi”. I principali vantaggi della distribuzione desmodromica sono:

- Durante il moto di risalita della valvola le forze in “gioco” sono solo di tipo inerziale, in quanto non vi è compressione di alcuna molla, ciò comporta che la forza trasmissibile alla valvola è maggiore, della quantità pari alla forza necessaria nel sistema tradizionale per comprimere la molla stessa;

- fase di ritorno in sede è affidata ad un bilanciere azionato da un'apposita camma, ciò impedisce il fenomeno di “sfarfallamento”;
- Grazie alla maggiore rigidità del sistema molti fenomeni vibratorii e di rimbalzo della valvola sono attenuati, ma comunque non trascurabili, quando si devono realizzare dei modelli matematici per la schematizzazione del comportamento del cinematismo. In particolare perché i fenomeni dinamici più importanti sono; gli impatti nelle coppie cinematiche dei bilancieri e tra la testa della valvola e la sede, questi urti nello specifico possono indurre dei fenomeni di risonanza sul sistema;
- Il sistema rigido come detto permette di imprimere accelerazioni maggiori, che permettono un'alzata maggiore della valvola o comunque riduzione del tempo di chiusura, ciò fa sì che possiamo creare un'architettura più sofisticata così che possa garantire prestazioni superiori;
- Un minore assorbimento di potenza rispetto al comando tradizionale, specialmente ai bassi regimi. Ciò perché la molla deve essere dimensionata in base ai regimi massimi di utilizzo del motore, così che per i regimi inferiori risulti sovradimensionata;

il principale vantaggio in termini di prestazioni è proprio quello di poter applicare una “Forza utile” maggiore, alla valvola, quindi un'accelerazione più alta.



2.2 Confronto tra le distribuzioni

Nel grafico è riportato il confronto tra la forza utile F_u dei due sistemi di distribuzione, il miglioramento a parità di carico massimo imponibile è evidente. Va comunque esplicitato che un moto perfettamente guidato della valvola nella fase di accelerazione negativa ed una diminuzione dei fenomeni vibratori, sono possibili solo se, l'architettura lavora con giochi ridotti, ma che comunque devono essere presenti per compensare quelle che sono le dilatazioni termiche dei componenti. Altrimenti, come accennato nei vantaggi, si possono verificare degli urti negli istanti di inversione o nel momento di contatto con la sede della valvola. L'inconveniente si risolve con una particolare attenzione nella realizzazione e nell'assemblaggio del cinematismo; nel sistema ducati in particolare, è presente una molla che lavora a torsione sul bilanciere negativo agendo nel verso della chiusura, in modo da ridurre il fenomeno dell'urto e delle vibrazioni.

il principale svantaggio di tale costruzione è dovuto alla complessità di industrializzazione, proprio per la sua precisione costruttiva di assemblaggio del cinematismo. Tradotto con una maggiore difficoltà costruttiva, infatti è

costituito da un numero di organi superiore rispetto al sistema tradizionale, ed un maggiore costo di produzione.

Un altro aspetto molto importante è, oltre alla precisione costruttiva, il dover garantire il sincronismo tra le due parti del meccanismo camma-bilanciere che devono guidare perfettamente il moto valvola e sviluppare in ogni istante la stessa alzata, imponendo la loro legge di moto e allo stesso tempo ridurre i giochi al minimo.

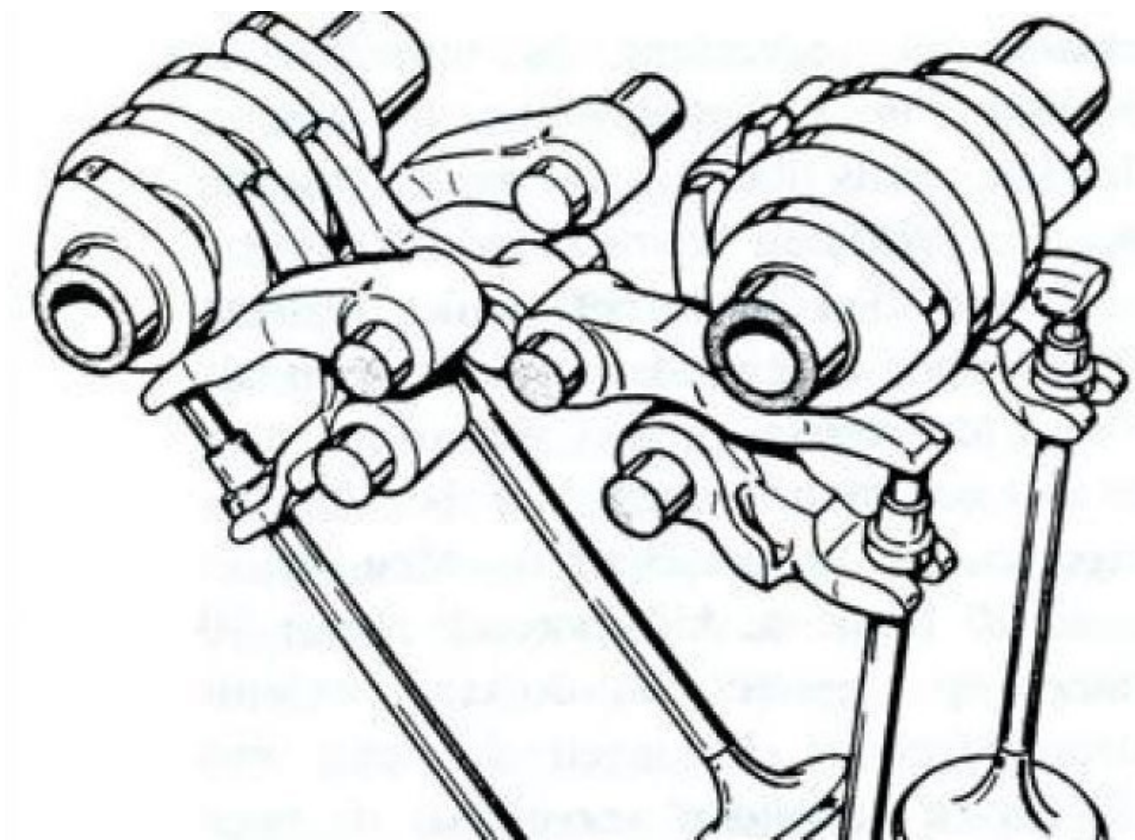
2.1 Desmodromico ducati

Il sistema sviluppato da ducati è utilizzato sia nelle testate a 2 che a 4 valvole. Nello specifico la differenza tra queste due testate è l'utilizzo di un albero a camme, in quello a 2 valvole, o due, nella seconda configurazione. Nella prima l'unico albero muove sia le valvole di aspirazione che di scarico, mentre nella seconda abbiamo due alberi separati, dove uno si fa carico di quelle di aspirazione e l'altro di quelle di scarico. Ogni albero è dotato di quattro camme, a due, a due coniugate dove la coppia aziona la singola valvola. Per guidare il moto di salita e discesa di ogni singola valvola vengono coinvolti:

- Una camma ed un bilanciere positivi (di apertura)
- Una camma ed 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

La camma positiva agisce sul relativo bilanciere all'inizio della fase di salita ed al termine di quella di discesa, il bilanciere agisce sulla valvola in un

opportuno registro conformato a bicchierino e posto alle estremità dello stelo, imponendo le accelerazioni positive. Nella restante parte del moto agiscono i membri negativi, dove il bilanciante presenta una forchetta che gli permette di lavorare sulla valvola su un risalto costituito dal registro di chiusura, guidando il moto nelle accelerazioni negative.

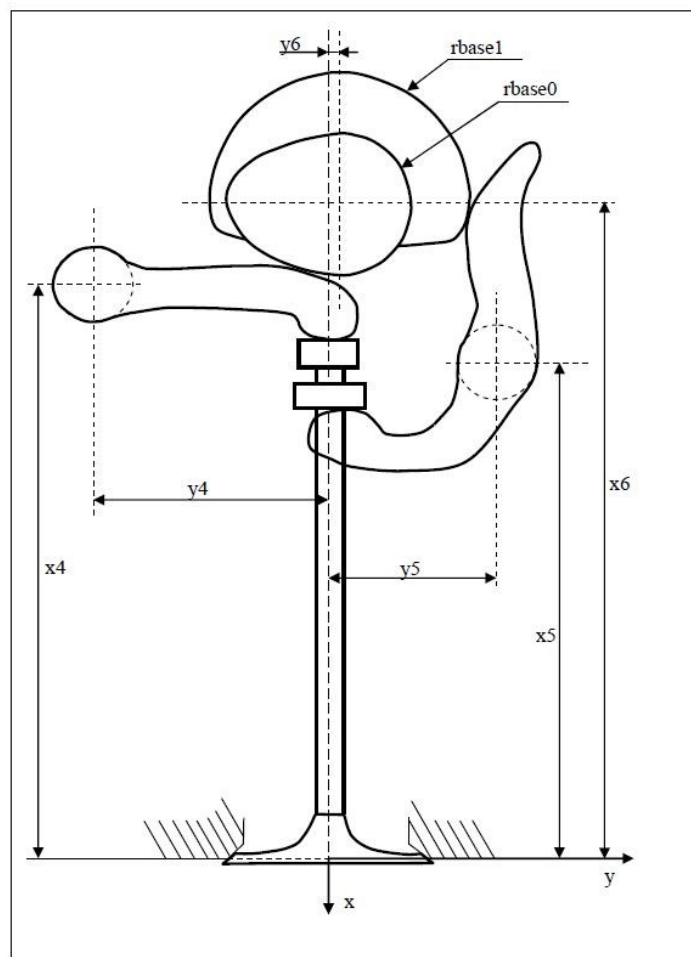


2.3 Posizione bilancieri sistema di distribuzione desmodromico

Per comprendere meglio il funzionamento appena descritto di tale meccanismo è possibile individuare una serie di parametri caratteristici della geometria che oltre a facilitare la comprensione permettono di definire il

cinematismo. La valvola nello specifico è nella posizione di chiusura. Bisogna notare come il raggio base della camma di apertura, è quello minimo della camma stessa, mentre per la camma di chiusura, il raggio base è quello massimo. Fissato il sistema di riferimento lungo l'asse della valvola, possiamo individuare i parametri prima citati:

- $(x_6; y_6)$ = centro di rotazione dell'albero a camme;
- $(x_4; y_4)$ = centro di rotazione del bilanciere di apertura;
- $(x_5; y_5)$ = centro di rotazione del bilanciere di chiusura;
- r_{base0} = raggio base della camma di apertura;
- r_{base1} = raggio base della camma di chiusura;



2.4 Geometria distribuzione

2.2 Limiti sistema di distribuzione desmodromica

Oltre agli svantaggi di questa architettura, prima citati troviamo alcune criticità che sono dovute soprattutto, non alla resistenza dei membri nello specifico, ma piuttosto a limiti cinematici nell'imporre dei valori massimi di accelerazioni positive e negative. È possibile dimostrare l'esistenza di una relazione che lega il raggio di curvatura del profilo della camma ρ , la velocità di rotazione dell'albero a camme Ω e la geometria del cinematismo ai parametri di moto della valvola, spostamento-valvola sv , velocità-valvola vv e accelerazione-valvola av . Tale relazione è presentata solo per esplicitare i limiti cinematici, quindi si eviterà la sua dimostrazione in questa trattazione. Possiamo quindi, rappresentare la relazione in maniera schematica, con le rispettive dipendenze del raggio di curvatura prima descritte:

$$\rho = f(\text{parametri geometrici}, \Omega, sv, vv, av)$$

Questo tipo di relazione è valida sia per il meccanismo di apertura, che per quello di chiusura. Per chiarire meglio il concetto di limite cinematico è possibile fissare una geometria e imporre i valori di Ω , sv e vv , così facendo abbiamo una corrispondenza diretta tra il raggio di curvatura della camma e l'accelerazione della valvola, in tal modo il raggio effettivo della camma nel punto di contatto camma-bilanciere è unico.

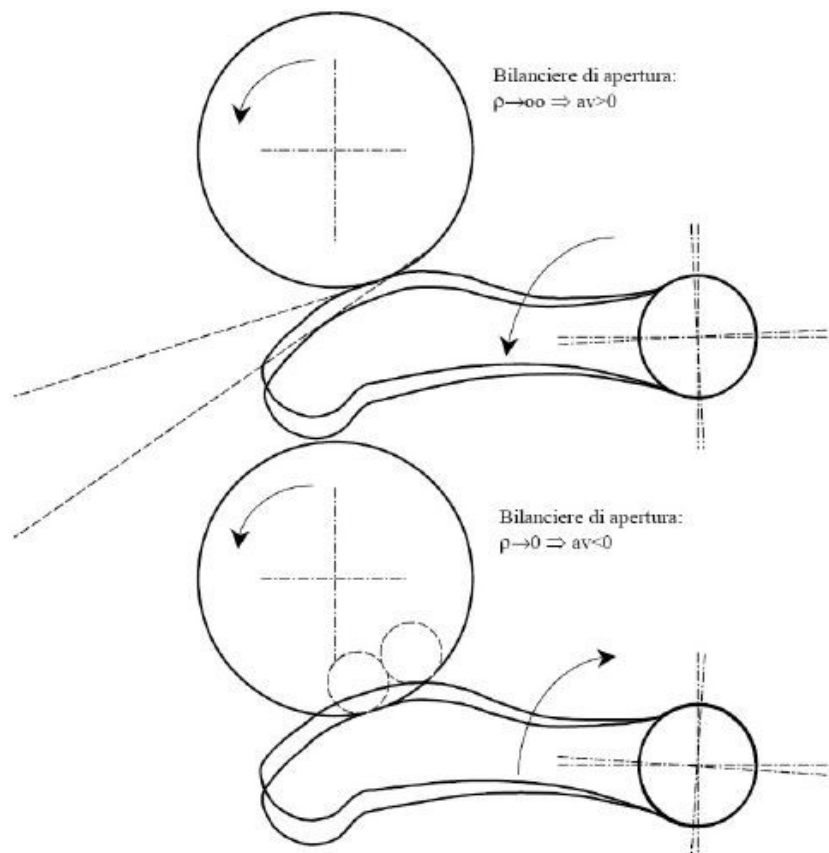
$$\rho = f(\text{parametri geometrici}, \Omega, sv, vv, av) = f(av)$$

Possiamo a questo punto invertire la relazione andando ad esprimere il valore dell'accelerazione, in funzione del raggio di curvatura del profilo della camma:

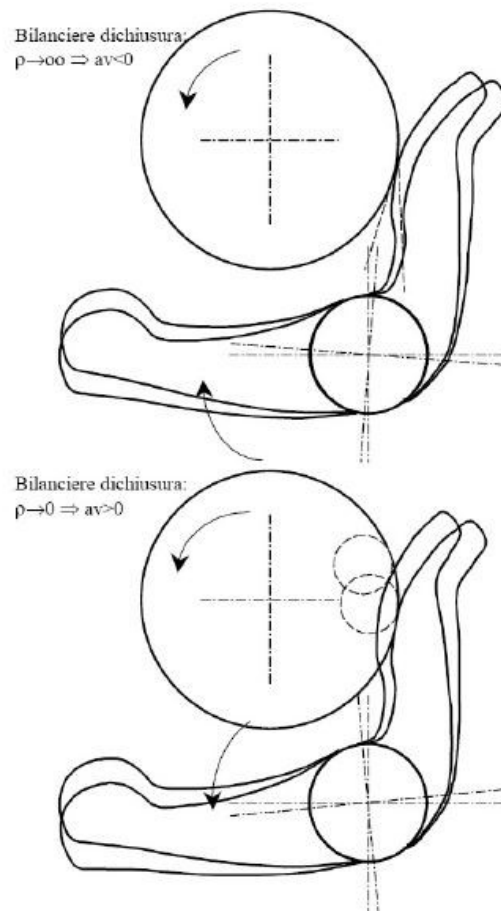
$$a_v = f^{-1}(\text{parametri geometrici}, \Omega, s_v, v_v, a_v) = f^{-1}(\rho)$$

Imponendo valori limite di ρ , la relazione permette di ottenere utili informazioni sulle accelerazioni che possono essere imposte alle valvole, data una geometria nota ad un dato regime di funzionamento, senza incorrere a fenomeni di sotto-taglio nella fabbricazione della camma o interferenza nel funzionamento. Così si possono individuare quelli che sono i “raggi di curvatura limite” che realizzano i valori massimi di accelerazione positive e negative.

Nell’ipotesi di un contatto continuo tra camma e bilanciere, se si impone un raggio di curvatura pari ad infinito nel punto di contatto con il bilanciere significa rendere rettilineo il profilo della camma, costringendo bilanciere e valvola ad aprirsi rapidamente, tradotta con un’accelerazione positiva elevata. Se invece si impone un raggio di curvatura molto piccolo alla camma

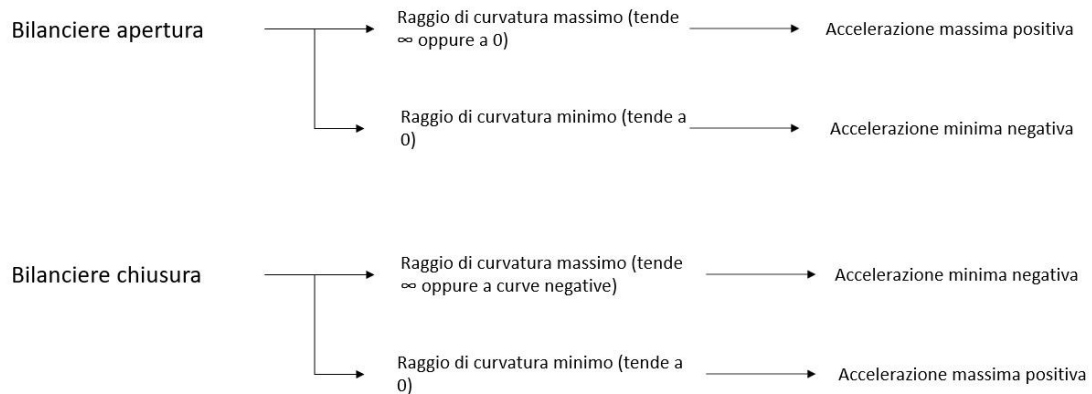


2.5 Limiti bilancieri di apertura



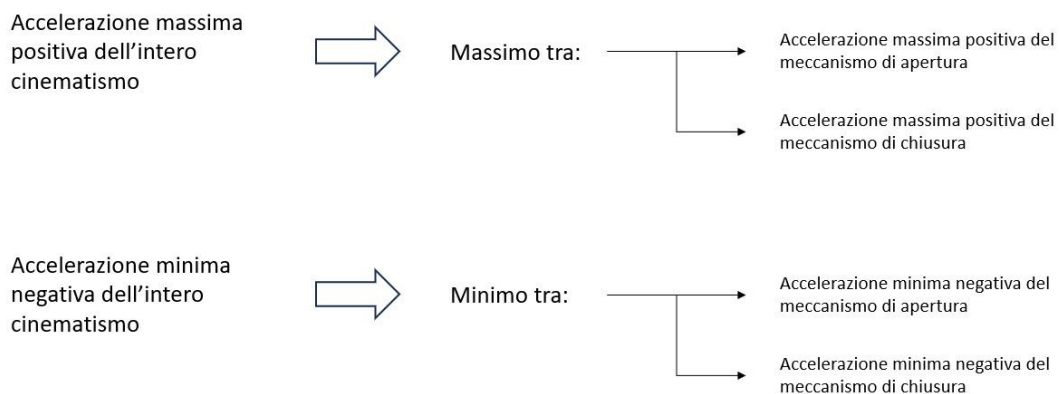
2.6 Limiti bilancieri di chiusura

di apertura, esso indurrà il bilanciere ad avvicinarsi molto rapidamente al centro della camma creando un'accelerazione negativa elevata. Per il meccanismo di chiusura valgono le stesse considerazioni, ma opposte



avendo una forma del bilanciare ad “L”. Individuati i limiti nei raggi di curvatura è possibile quindi fissare quelle che sono le accelerazioni limite.

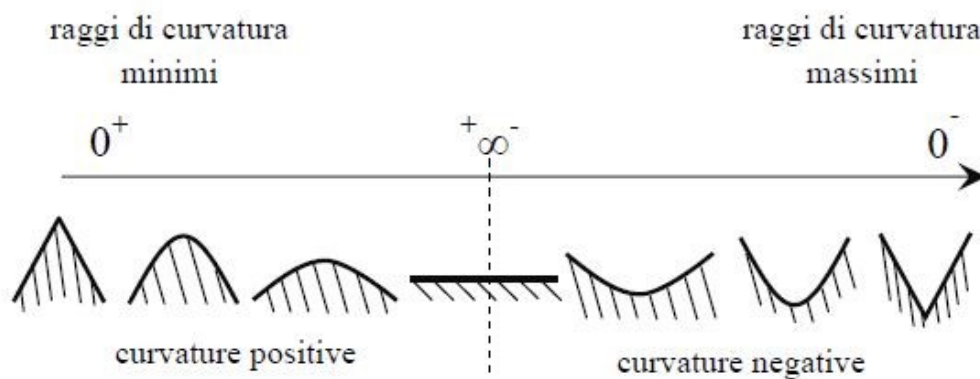
I valori individuati singolarmente non rappresentano i limiti cinematici dell'intero sistema di distribuzione, ma piuttosto bisogna considerare l'architettura nel suo insieme, aggiungendo ai membri che sono attivi anche quelli che stanno semplicemente seguendo il moto senza scambiare le forze. Ciò significa che in ogni istante i valori limite delle accelerazioni del



meccanismo sono definiti dal minimo valore di accelerazione positiva e dal massimo valore di accelerazione negativa delle coppie camma-bilanciere di apertura e chiusura. Con queste considerazioni è possibile quindi affermare che l'ostacolo nelle prestazioni cinematiche della distribuzione dell'intero meccanismo è dato dalla coppia di membri, camma e relativo bilanciare, che presentano dei limiti di accelerazioni inferiori.

La tendenza agonistica e commerciale di incrementare le prestazioni del motore, si riflette anche sui meccanismi di distribuzione, dove nel passato si ricercavano raggi di curvatura positivi, ora per sfruttare al massimo le prestazioni del cinematismo si vanno a ricercare raggi di curvatura negativi sulle camme. I limiti teorici ammettono raggi di curvatura negativi, la trattazione numerica per determinare i limiti teorici del raggio di curvatura

saranno omessi, comunque non è detto che questi raggi possano essere raggiunti, esistendo una stretta relazione tra i membri positivi e negativi. Infatti è possibile che imponendo accelerazioni limite, alla valvola, non si raggiungano raggi di curvatura negativi per la camma, in quanto si consegue prima la condizione limite sulla camma coniugata, cioè quella del raggio di curvatura pari a zero. Quindi per sfruttare al massimo le potenzialità della distribuzione desmodromica bisogna ottimizzare i parametri geometrici dei vari membri del cinematismo, che sono vincolati a loro volta da aspetti costruttivi e di ingombro.

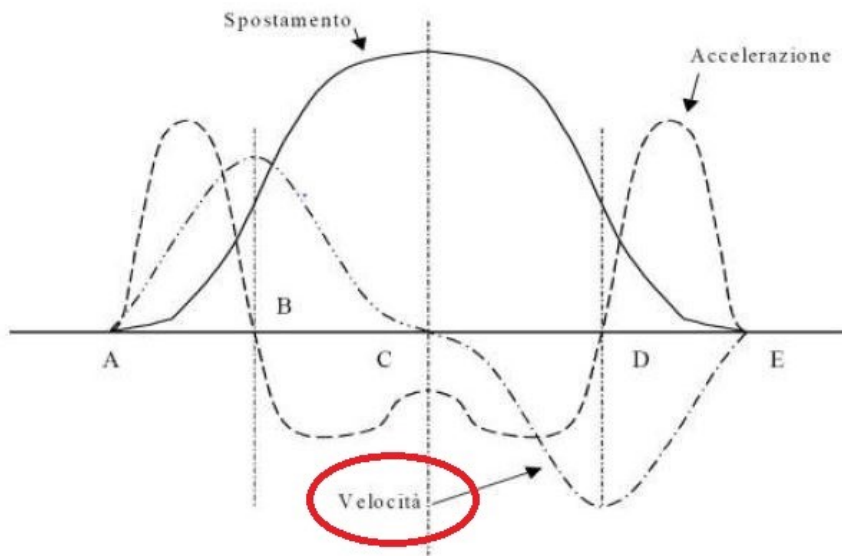


2.7 raggi di curvatura delle camme

Capitolo 3

3. Architettura per l'acquisizione delle velocità

Nell'ottimizzazione del sistema di distribuzione si deve ricorrere alla misura dell'effettiva velocità delle valvole, ciò perché durante il funzionamento del sistema sono presenti numerosi fattori che allontanano il valore reale da



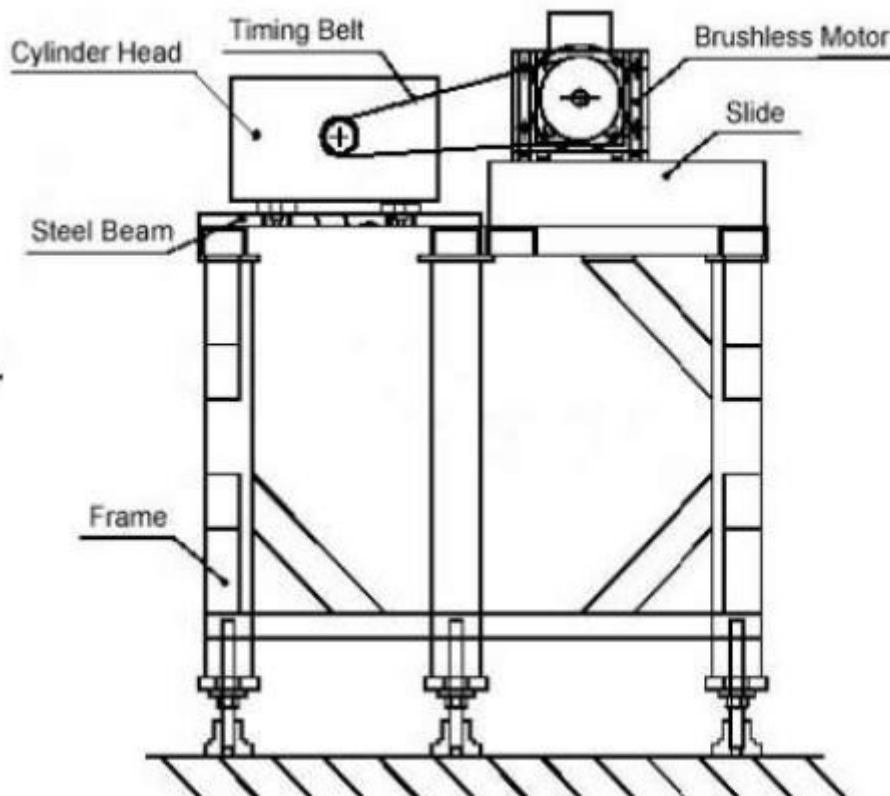
3.1 Velocità valvola

quello teorico. Inizialmente il valore teorico ricopre una parte importante per il dimensionamento del sistema di distribuzione, infatti i modelli utilizzati, nel tempo sono stati sempre più affinati rendendoli più efficaci nella previsione delle velocità ed accelerazioni delle valvole. Tra i modelli più utilizzati troviamo i modelli cinematici, con uno studio approfondito delle equazioni caratterizzanti del cinematismo, ma queste sono soggette ad approssimazioni o semplificazioni; altri modelli sfruttano reti neurali per la ricostruzione dell'architettura, richiedendo un corretto settaggio dei parametri e comunque tutti i modelli più o meno complessi non sono esuli da errori generati dal funzionamento della distribuzione nel suo complesso.

Nello specifico le elevate accelerazioni dei componenti portano con sé delle forze di inerzia tali da non poter trascurare l'elasticità dei componenti, a questo aspetto si aggiungono anche gli urti e le forze di attrito che si verificano durante il moto che non possono essere quantificate in modo esatto nei modelli teorici/cinematici. Questi sono solo alcuni fattori che influenzano il reale moto seguito dalla valvola. Tutto ciò porta quindi all'esigenza di dover misurare la velocità effettiva con metodi non invasivi, proprio per evitare possibili influenze dovute al sistema di misura.

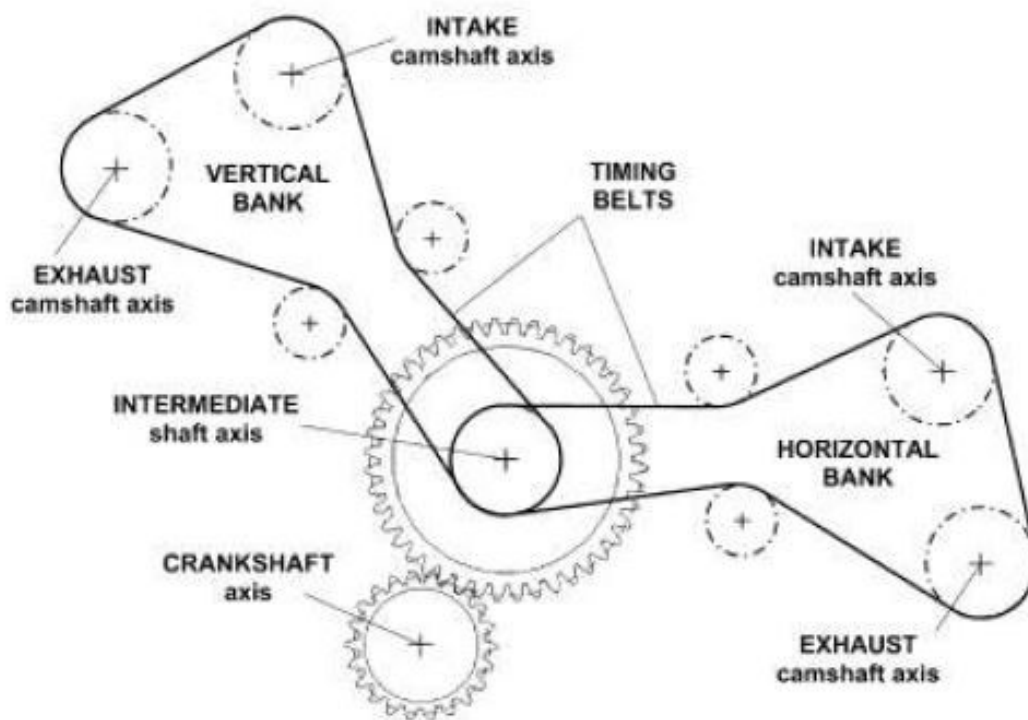
3.1 Descrizione del banco di acquisizione

Lo schema del banco utilizzato è una semplificazione del complesso sistema di trasmissione sincrono del motore intero. Il banco utilizzato per effettuare



3.2 Banco di acquisizione

le misurazioni è costituito da un telaio rigido e massiccio, tale da permettere di ridurre le vibrazioni generate durante le misurazioni, da un motore elettrico controllato da un inverter, che fa le veci del motore endotermico movimentando la testata mediante una cinghia collegata all'albero. Essendo presente solo una testata del motore, tutte quelle che sono le irregolarità di velocità sono solamente quelle generate dal moto delle valvole. Bisogna aspettarsi che durante il reale funzionamento avremo delle irregolarità



3.3 Sistema di distribuzione motore duacti a V

maggiori dovute al moto dei pistoni, di conseguenza del sistema biella-manovella, e dei restanti componenti del motore. Per rendere più fedele il reale comportamento si sono movimentati sia le valvole di aspirazione che di scarico, in più è stato aggiunto un circuito idraulico che sostituisce il funzionamento del circuito di raffreddamento, ma come scopo ha anche quello di portare alla temperatura di funzionamento reale della testata. In

aggiunta è stato posto un secondo circuito per l'olio lubrificante. Prima di effettuare le misurazioni l'olio viene portato alla temperatura caratteristica di funzionamento, nel contempo l'altro circuito idraulico riscalda la testata alla temperatura di esercizio; una volta che si sono raggiunte le condizioni di utilizzo si può avviare il motore elettrico ed effettuare le misurazioni.

3.2 Vibrometro laser doppler per misurare il moto valvola

Come detto si necessita di un apparato di misura senza contatto che permettesse di avere una risoluzione consona allo studio delle velocità, nello specifico viene utilizzato un approccio mediante vibrometria laser doppler, che permette misurare fino all'ordine dei femtometri (10^{-15}) con una frequenza di analisi anche di 1GHz, rimanendo sempre lineare a prescindere dalla distanza a cui si sta misurando.

Grazie alla sua risoluzione spinta ed ai vantaggi che concerne, tutti gli strumenti di misura ottici fanno sì, che gli LVD (Laser Doppler Vibrometry) vengano utilizzati per le applicazioni più disparate, come ad esempio l'utilizzo per caratterizzare in modo qualitativo e quantitativo dei rivestimenti superficiali e di strutture murarie.

I dispositivi LVD basano il loro funzionamento sull'effetto doppler, ossia quando un'onda elettromagnetica, in questo caso la luce, viene riflessa da un oggetto in movimento, questo provoca un cambiamento della sua frequenza secondo una determinata legge:

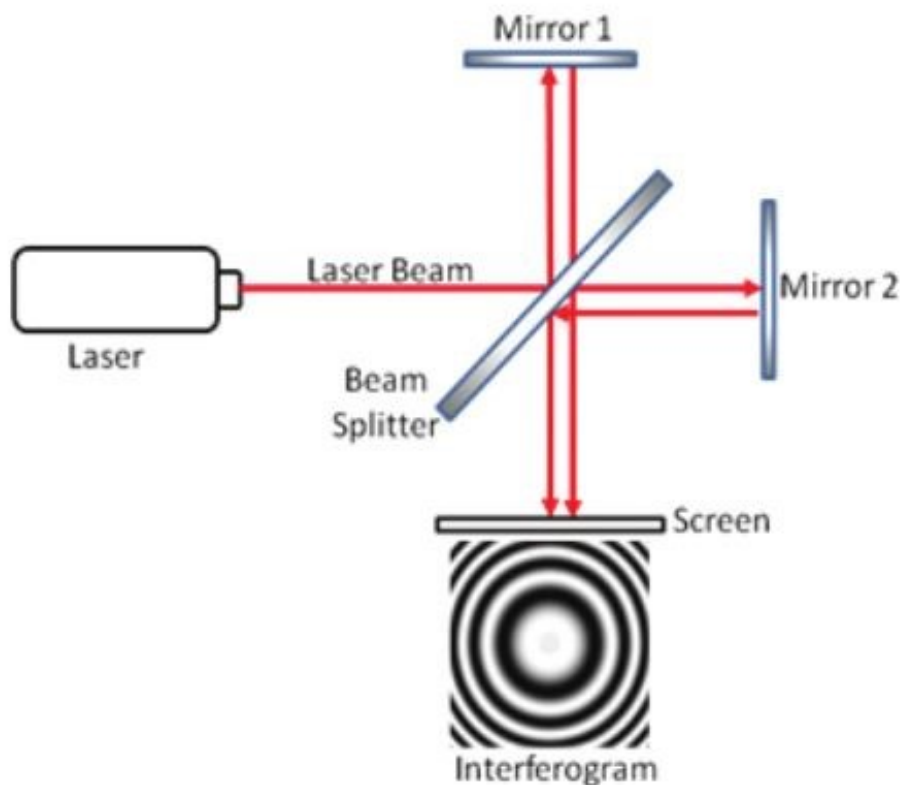
$$f_d = 2 \cdot (v : \lambda)$$

dove:

- f_d = frequenza dell'onda riflessa
- v = velocità dell'oggetto
- λ = lunghezza d'onda prima della riflessione

Vediamo come è possibile immediatamente risalire alla velocità dell'oggetto misurando lo shift della frequenza della luce, ciò è reso possibile mediante un interferometro laser.

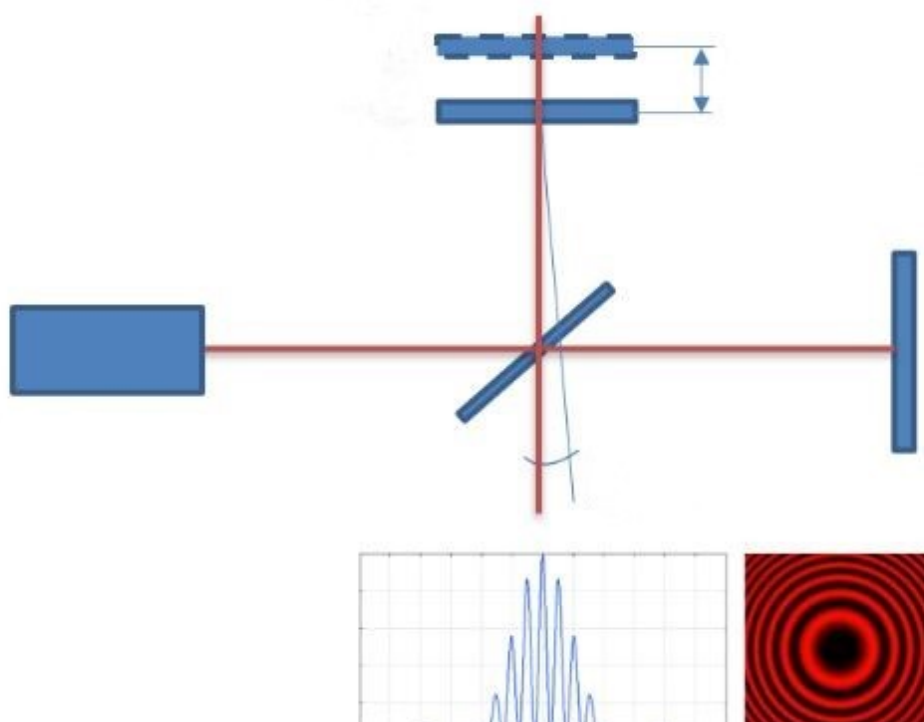
L'architettura più semplice di un interferometro è quello di Michelson, introdotto per esplicitare il funzionamento degli interferometri, in cui si ha una sorgente di luce monocromatica che viene suddivisa in due fasci di fotoni



3.5 Interferometro di Michelson

distinti indirizzai su due percorsi diversi e poi fatti convergere nuovamente. Ciò è fatto mediante un beam splitter, ossia un dispositivo ottico in grado di dividere il fascio, indirizzandone uno verso uno specchio fisso e l'altro verso

uno specchio mobile, che rappresenta l'oggetto di cui vogliamo conoscere la velocità. I due raggi una volta riflessi dagli specchi incontrano nuovamente il beam splitter che riflette il raggio risultante, caratterizzato dall'interferenza dei due, verso il rivelatore che può essere un fotodiodo. Il rivelatore acquisisce in quali punti si è verificata un'interferenza costruttiva o distruttiva, in base alla fase con cui vanno in incidenza i due raggi. Se l'oggetto di cui vogliamo ottenere la misura è fermo, allora l'intensità del raggio dipenderà solo dal percorso ottico tra il misurando ed il beam splitter, che modificherà la fase e di conseguenza l'intensità del raggio ricombinato. Invece se il misurando è in movimento il cammino ottico si modifica, pertanto provocherà una variazione dell'intensità del raggio sul rivelatore. Per uno spostamento x dello specchio il cammino ottico varierà di $2x$, dato che varia sia all'andata che al ritorno. Questo significa che avremo delle frange di cicli di luce-buio molto fitti, ciò rappresenta la variazione di fase della lunghezza d'onda luminosa utilizzata, questo è il motivo che garantisce l'alta sensibilità degli interferometri, la quale dipenderà fortemente dal tipo



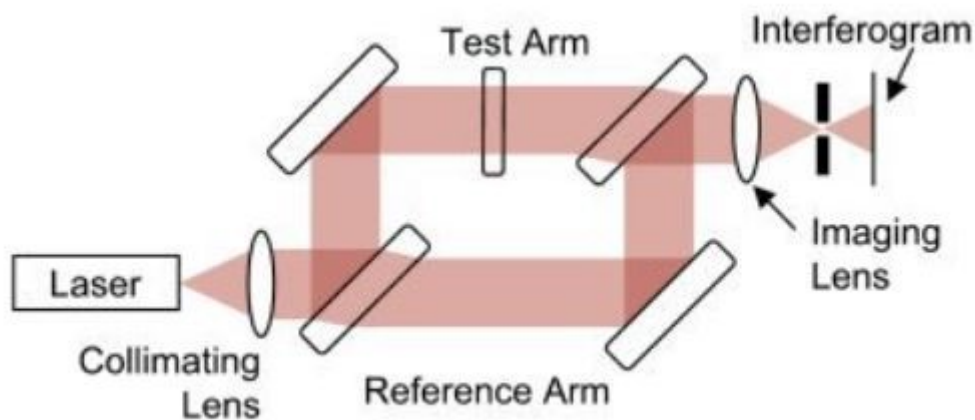
3.4 Risultato interferometro di Michelson

di lunghezza d'onda utilizzata. Se ipotizziamo uno spostamento a velocità costante dell'oggetto, si avremo un risultato che a un periodo luce/buio T , corrisponderà uno spostamento d pari ad $\lambda/2$; ciò significa che la velocità sarà:

$$v = \Delta s / t = (\lambda/2) / T = \lambda/2 \cdot f$$

dato che la lunghezza d'onda è nota, e rilevando la frequenza f possiamo risalire alla velocità.

Nel vibrometro abbiamo utilizzato l'interferometro di Mach-Zehnder, perché rispetto a quello di Michelson si presta ad essere utilizzato come rilevatore di fenomeni fisici, laddove questi possono provocare una variazione dell'indice di rifrazione sul percorso ottico. Nello specifico l'interferometro che abbiamo utilizzato prevede la divisione del fascio, in due raggi, che a differenza di quello di Michelson, seguono percorsi



3.5 Interferometro di March-Zehnder

differenti, ma comunque la teoria alla base del funzionamento rimane la stessa. Entrando nel dettaglio, l'interferometro usato è costituito: da una coppia di specchi, da una coppia di beam splitter a lamina, un laser e un gruppo ottico o lente. Il fascio laser viene separato dal beam splitter I in due fasci: uno che funge da fascio di riferimento ed uno per la misura. Quest'ultimo passa per il secondo beam splitter e viene direzionato verso

l'oggetto da misurare. A sua volta il raggio viene poi riflesso dall'target che stiamo misurando sul beam splitter II sul sistema di acquisizione, dove come nell'interferometro di Michelson, si ricongiungerà con il fascio di riferimento. Ciò che viene rilevato sono delle frange di interferenza dovute alla modifica dell'intensità luminosa, come conseguenza della variazione del percorso ottico, da cui è possibile risalire alle velocità del nostro oggetto d'interesse. La tecnica permette di ottenere solo il valore assoluto della velocità in quanto un oggetto che si avvicina o si allontana dal rilevatore crea una stessa variazione di fase. Per questo motivo viene posto un modulatore acustico-ottico, la cella di Bragg, che produce uno sfasamento di 40 MHz alla frequenza della luce in condizioni statiche. Così se l'oggetto si muove verso l'interferometro questa frequenza aumenta, viceversa se si allontana.

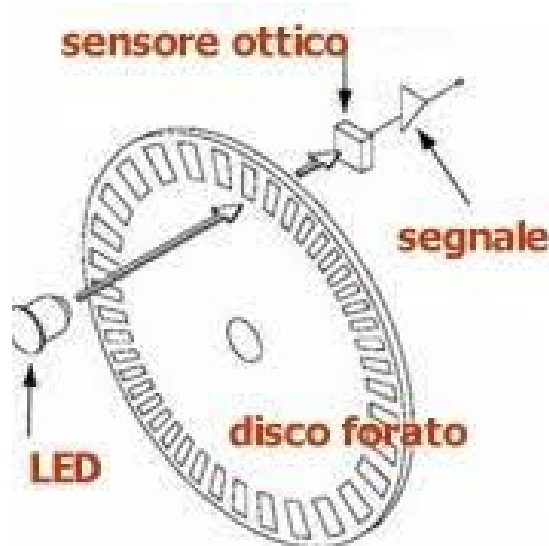
L'inconveniente dell'interferometro utilizzato è l'allineamento, perché occorre rendere i due fasci laser paralleli tra loro. Ciò comporta un corretto settaggio di tutti quelli che sono i componenti dell'interferometro.

Come sarà utilizzato nello specifico verrà esposto nel capitolo 3.4, dove sarà seguita da una descrizione dettagliata di come sono state effettuate le misure.

3.3 Encoder per la misura dell'angolo di rotazione

Per misurare le velocità angolari degli oggetti ci sono diverse tipologie di sensori, ma il più comunemente utilizzato è l'encoder. Questo sensore è caratterizzato da un disco, sul quale sono riportate delle "tacche", che possono essere stampate nel caso di un disco trasparente o ancora possono essere ricavate mediante lavorazione su dischi metallici. I dischi vengono resi solidali sull'oggetto rotante, a questo viene abbinato un sensore di lettura

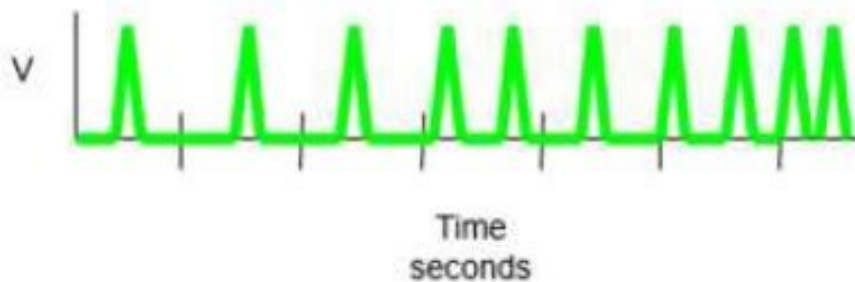
di tipo ottico, con la logica del raggio passa/non passa, che genera un segnale alternato detto segnale TTL. Come conseguenza la risoluzione dell'encoder dipende dal numero di tacche poste sul disco, perché fornisce degli



3.6 Encoder con sensore ottico

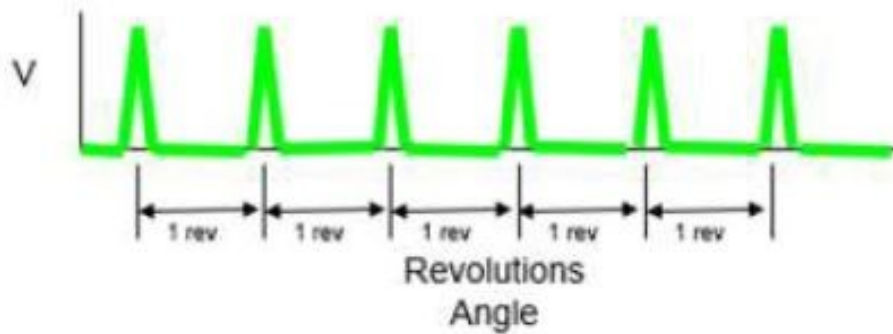
incrementi finiti in base a quante volte il raggio passa e quante no. Il segnale è tempo variante, cioè si presenta in maniera diversa in base alla velocità angolare del nostro misurando, permettendoci di ricavare in modo diretto l'informazione di cui necessitiamo. Ossia:

supponiamo di calettare il disco dell'encoder su di un albero che aumenta la sua velocità angolare in modo lineare, supponiamo che il disco presenti una sola tacca, avremo un segnale in base tempo con dei picchi sempre più



3.7 Segnale encoder in base tempo con accelerazione dell'albero motore

ravvicinati, mentre un segnale in base angolo che risulta equi spaziato, ciò perché ogni “tacca” rappresenta un determinato incremento dell’angolo essendo le “tacche” equi spaziate radialmente sul disco.

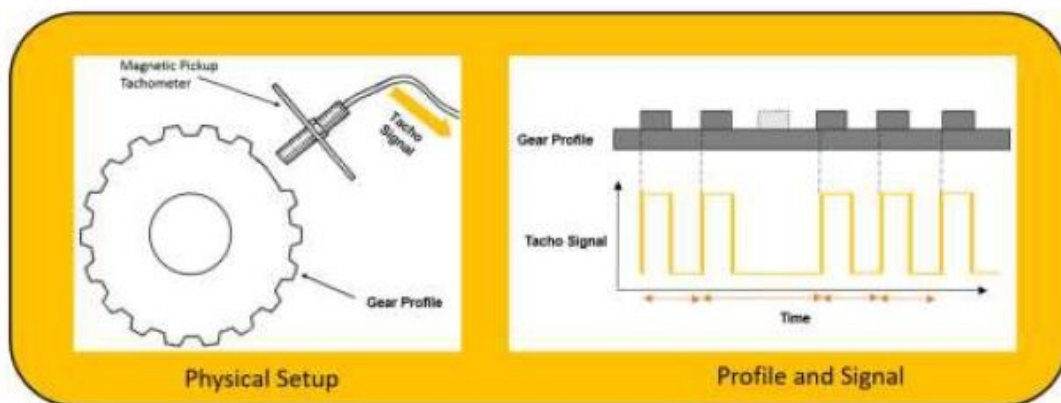


3.8 Segnale encoder in base angolo con accelerazione dell'albero motore

Non devono essere necessariamente delle tacche ma nel caso di ruote foniche abbiamo dei risalti sull’oggetto rotante, che possono essere già presenti, quindi il componente non richiede modifiche per inserire il sensore, oppure aggiungerli in posizioni consone per la lettura, in tal caso il lettore è un sensore ad induzione o di prossimità.

L’encoder per la nostra applicazione deve avere le seguenti caratteristiche:

- Essere munito della “tacca” di tipo 0, che può essere acquisito in modo separato oppure dobbiamo avere nel nostro segnale un particolare



3.9 Encoder con tacca mancata per lo zero dell'albero

comportamento che può dare un riferimento per quanto riguarda l'angolo di 0° . Un modo è quello di creare una discontinuità sul disco dell'encoder, come togliere una "tacca".

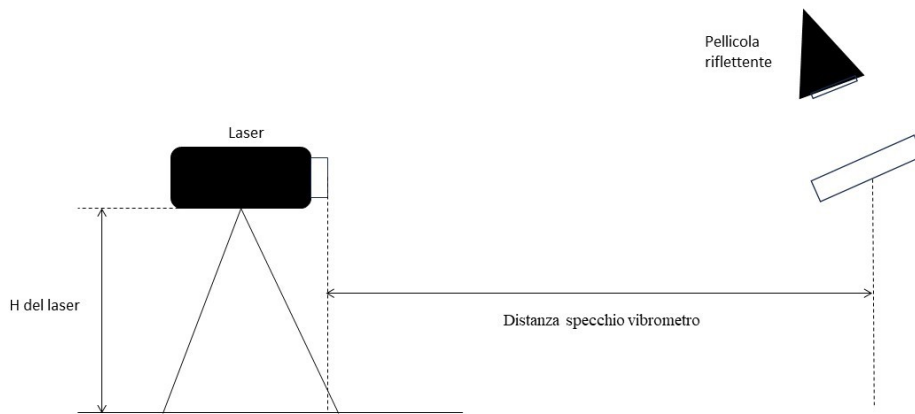
- Deve avere un'attenta risoluzione in modo da avere un'accurata trasposizione dal dominio del tempo a quello angolare

Il segnale così ottenuto può essere visto ed analizzato in base alle esigenze:

- Si possono analizzare i gradi, da cui è possibile vedere dettagliatamente le singole oscillazioni di velocità angolare;
- Si possono analizzare i giri o i cicli, che permettono di dividere i dati in parti significative; ossia non è detto che tutti gli eventi significativi avvengono in un giro; ad esempio in un motore a quattro tempi un ciclo corrisponde ad un giro dell'albero a camme, ma a due giri dell'albero motore;

3.4 Configurazione di misura

I sensori utilizzati nel banco di acquisizione sono un encoder ed un vibrometro laser doppler, tramite i quali vengono misurati rispettivamente lo spostamento angolare dell'albero a camme e la velocità di una valvola, con il corrispettivo spostamento. L'encoder è montato direttamente sull'albero che trasmette il moto, mentre il vibrometro è montato come nella figura 3.10. Il laser viene direzionato mediante una lente di focalizzazione su uno specchio posto sotto la testata, riflettendo il raggio a 90° e direzionandolo verso il piattello della valvola, sul quale è applicata una cartina retroriflettente che permette di ottimizzare la diffusività della superficie e di ottimizzare la rilevazione da parte del fotodiode.



3.10 Configurazione vibrometro

La velocità angolare dell'albero a camme viene misurata con un encoder a 720 "tacche", così da avere un incremento di $0,5^\circ$, il cui segnale viene condizionato mediante un convertitore ad impulsi. L'uscita del condizionatore dell'encoder è costituita da due segnali, quello della "tacca" 0, che non viene utilizzata, e quello del TTL a 720 "tacche", mandato alla scheda di acquisizione, che campiona il segnale ad alta frequenza di campionamento. Invece il segnale del vibrometro viene condizionato dal demodulatore in cui sono impostati i giusti fattori di sensibilità di velocità e spostamento. Il tutto collegato ad un sistema di acquisizione SCADAS.

3.5 Acquisizione ed analisi dei dati in base all'angolo

I dati ottenuti in base all'angolo, possono essere elaborati come segnali acquisiti in base al tempo, ad esempio mediante la "trasformata" di Fourier. La "trasformata" in questo caso trasformerà i dati dal dominio dell'angolo al dominio dei cosiddetti ordini e non dal dominio del tempo a quello delle

frequenze com'è di consuetudine. Gli ordini sono l'analogo delle frequenze, ossia quelli che misurano quante volte al secondo accade un evento, cioè ogni quante volte in un giro accade un determinato fatto. Come possiamo immaginare riferendoci agli ordini siamo nell'ambito delle macchine rotanti. Gli ordini sono legati alle frequenze dalle velocità angolari secondo:

$$f_n = (n/60) \cdot rpm ; n = 60 \cdot (f_n / rpm)$$

dove:

- n = Ordine;
- f_n = frequenze;
- rpm = velocità angolare;

Da ciò notiamo come, le frequenze che aumentano linearmente con la velocità di rotazione generano ordini costanti, mentre le frequenze costanti con la velocità di rotazione, rappresentate negli ordini, diventino iperboli. E' fondamentale fare queste valutazioni nelle frequenze, per comprendere da cosa possono scaturire alcuni comportamenti durante la rotazione del motore, perché possiamo andare in contro a frequenze che sono generate da malfunzionamenti meccanici.

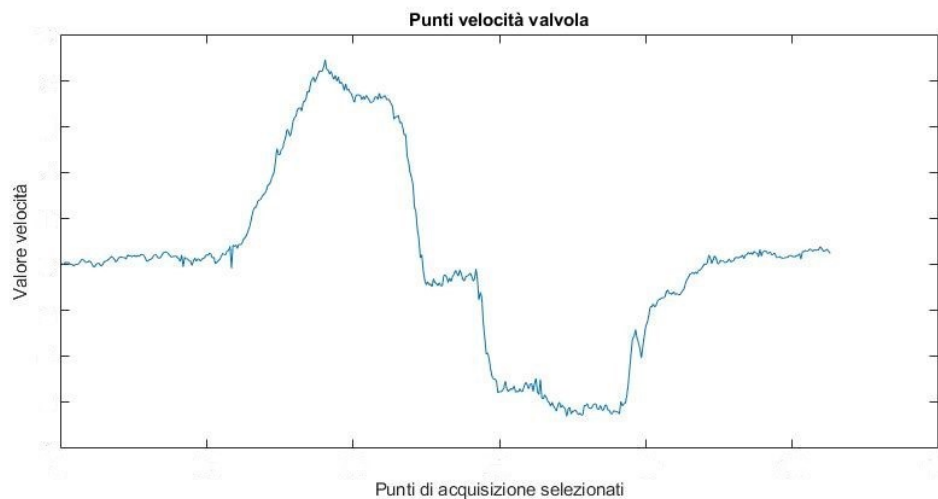
Una volta ottenuti tutti i dati relativi all'angolo di rotazione dell'albero a camme e della sua corrispettiva velocità della valvola, è stato possibile inserire tutte le acquisizioni corrispondenti ai diversi set-up del sistema di distribuzione ed al corrispettivo regime, in una unica matrice in Matlab. Tutto grazie all'architettura prima descritta, scegliendo poi dei regimi di funzionamento specifici.

Capitolo 4

4. Elaborazione dei dati

Tutte le acquisizioni eseguite con il sistema di misura citato nel capitolo 3, sono state inserite in una matrice Matlab dove per ogni riga abbiamo (come premesso tutti valori riguardanti le caratteristiche meccaniche dei bilancieri e dei regimi di misura saranno omessi):

- Prima colonna, la condizione di test, ossia motoring o firing
- Seconda colonna, la massa del bilanciere di apertura
- Terza colonna, la rigidezza del bilanciere di apertura
- Quarta colonna, la massa del bilanciere di chiusura
- Quinta colonna, la rigidezza del bilanciere di chiusura
- Sesta colonna, i regimi di funzionamento
- Le altre 720 colonne, sono i punti in cui sono stati acquisite le velocità



4.1 Punti di acquisizione

Entrando nel dettaglio, dato che l'acquisizione della velocità avviene ogni rotazione di $0,5^\circ$ dell'albero, ogni valore registrato durante il ciclo viene posto in modo successivo nella matrice sulle 720 colonne. Ciò implica che in ogni riga abbiamo il set-up con i regimi di funzionamento ed un ciclo completo di misure. Lo scopo del progetto portato avanti è proprio quello di valutare e trarre delle conclusioni, riguardo l'influenza sulle prestazioni della variazione di alcuni parametri costruttivi nel sistema di distribuzione, variando la massa e la rigidità dei bilancieri del cinematismo.

Lo studio e le misurazioni, sono state effettuate inizialmente tenendo fisso un bilanciere di apertura e sostituendo in momenti successivi il bilanciere di chiusura con altri che presentassero caratteristiche meccaniche diverse, poi successivamente si è sostituito anche il bilanciere di apertura, facendo lo stesso procedimento dell'altro. Ottenendo tutti i dati necessari allo studio per le velocità. Nello specifico i set-up del sistema desmodromico di cui si sono potute eseguire le misurazioni sono stati:

- Per il primo bilanciere di apertura avevamo a disposizione tre bilancieri di chiusura
- Per il secondo bilanciere di apertura, avevamo a disposizione due bilancieri di chiusura

Per quanto riguarda i regimi a cui sono state effettuate le misure, sono state sei diversi regimi per la condizione di “motoring” mentre per la condizione di “firing cinque”.

4.1 Punti caratteristici

Una volta ottenute tutte le acquisizioni dai diversi set-up del sistema di distribuzione, è stato possibile trovare una rappresentazione matematica per ogni ciclo di misura, quindi per ogni rotazione completa dell'albero.

Mostrando particolare interesse ad alcuni punti, in particolare il massimo ed il minimo delle velocità, e aspetti caratteristici nella rappresentazione caratteristica che individuiamo. Prendendo l'intervallo dei punti acquisiti è stato possibile fare un fitting della curva con il toolbox di Matlab, "Curve fitting", con cui si sono estratti i valori dell' R^2 , un indice di correlazione che permette di comprendere la bontà della funzione matematica ottenuta, tale valore sarà utilizzata in seguito per effettuare una pulizia dei dati ottenuti e per valutare quanto il polinomio ottenuto si scosterà dalla realtà. Per fare questo ad ogni ciclo di acquisizione, quindi nei 720 punti acquisiti, è stato

```
for ii =1:size(dati,1)
    vettore_1 = [dati(ii,7:end)];

    Posizione_max = [find(vettore_1 == max(vettore_1))];

    Prolungamento = [vettore_1(1,1:Posizione_max(1,1) +100)];

    Punti_tot = horzcat(vettore_1(1,Posizione_max-180:end),Prolungamento);

    Posizione_min = [find(Punti_tot == min(Punti_tot))];

    Punti_caratteristici = [Punti_tot(1,1:Posizione_min+180)];
```

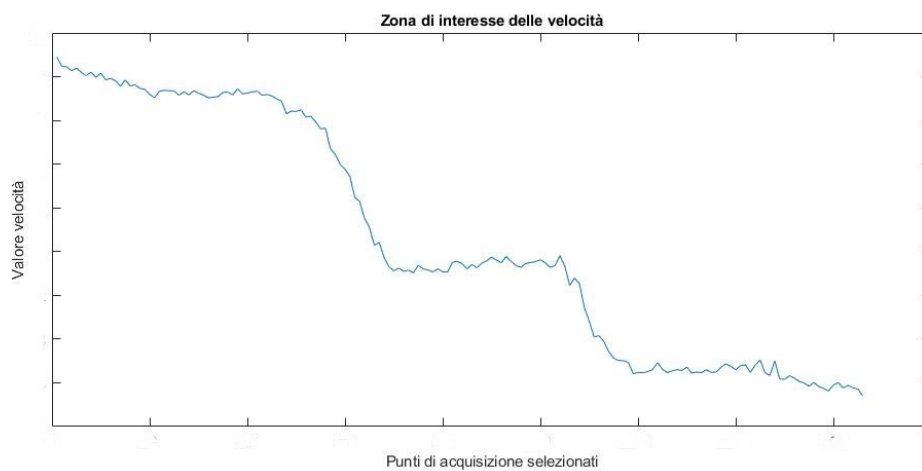
necessario prima identificare il massimo ed il minimo, poi per essere certi che i valori individuati fossero dei punti notevoli globali e non locali del moto si è applicato un offset di punti tanto da garantire questa proprietà. Una volta individuati tutti i punti di interesse ed eliminati i punti in eccedenza che

ci hanno permesso di individuare il massimo e minimo globale, si è proceduto ad effettuare il fitting.

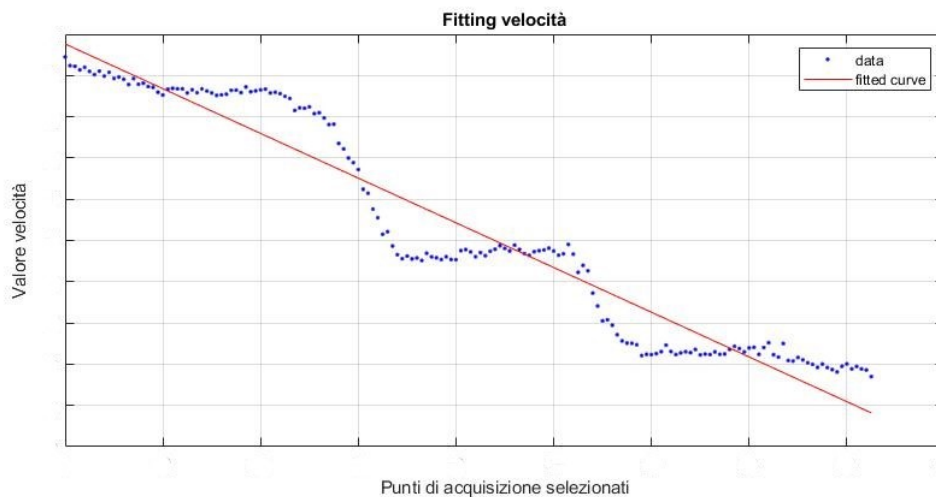
```
% Eseguo il fit del moto
[xData, yData] = prepareCurveData( Angoli_moto, Punti_moto );

% Set up fittype and options.
ft = fittype( 'poly1' );

% Fit model to data.
[fitresult, gof, residuals] = fit( xData, yData, ft );
```



4.2 Punti di interesse delle velocità



4.3 Fitting dei punti di interesse

Dopo di che, i dati ottenuti da ogni ciclo di acquisizione sono stati inseriti in delle matrici, che a loro volta selezionavano i dati dei cicli in base alle

condizioni di utilizzo, ossia in una matrice venivano accolti solo quei dati che provenivano dalla condizione di “motoring” e mentre l’altra di “firing”,

```
if (dati(ii,1) == 0);  
    count_f = count_f+1;  
    Matrice_motoring(count_f,:) = [dati(ii,2:6) max(Punti_tot) min(Punti_tot)...  
                                  max(Punti_tot)-min(Punti_tot) gof.rsquare(1,1)];  
else (dati(ii,1) == 1);  
    count_m = count_m+1;  
    Matrice_firing(count_m,:) = [dati(ii,2:6) max(Punti_tot) min(Punti_tot)...  
                                 max(Punti_tot)-min(Punti_tot) gof.rsquare(1,1)];  
end
```

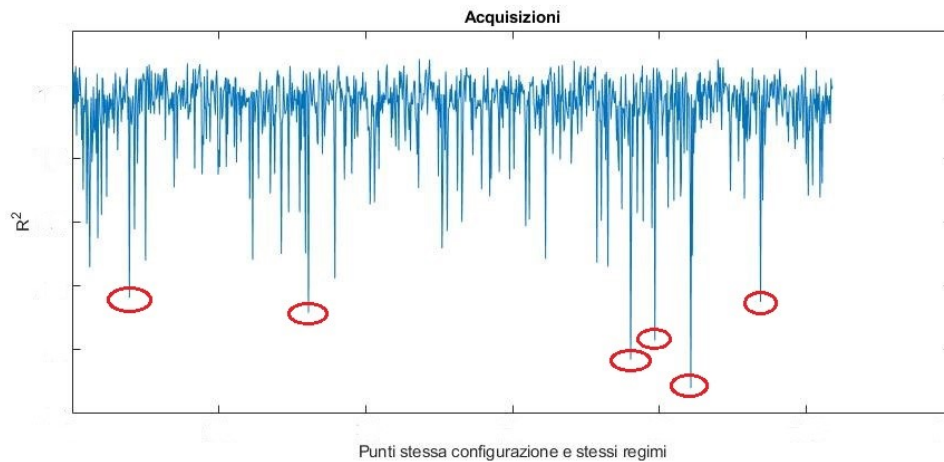
selezionate sia per le rigidzze che per le masse dei bilancieri. Nel dettaglio le matrici sono strutturate allo stesso modo, in particolare:

- Prima colonna: Massa del bilanciere di apertura;
- Seconda colonna: Rigidezza bilanciere di apertura;
- Terza colonna: Massa del bilanciere di chiusura;
- Quarta colonna: Rigidezza bilanciere di Chiusura;
- Quinta colonna: Regimi;
- Sesta: Velocità massima;
- Settima: velocità minima;
- Ottava: Differenza velocità massima e minima;
- Nona colonna: R2;

4.2 Screening dei dati

Una volta immagazzinati tutti i dati nel modo precedentemente descritto, è stato necessario effettuare una pulizia dei dati, essendoci dei valori che risultavano piuttosto distanti dal trend della maggior parte delle elaborazioni. Questi valori che si discostano particolarmente dagli altri, possono essere

provocati da disturbi durante le acquisizioni, avendo utilizzato strumenti piuttosto sensibili e risoluti.



4.4 Grafico per la valutazione dei punti anomali

Non è stato possibile applicare una soglia per ripulire in modo automatico i dati, in quanto si sarebbe andati incontro ad un eccessivo screening di quest'ultimi, pertanto la scelta migliore è ricaduto sulla scrematura manuale, ossia manualmente selezionare quali sono le acquisizioni in "fail". Per fare questo sono stati valutati sia il valore dell' R^2 , che delle velocità, ciò per ogni condizione di funzionamento del sistema di distribuzione. Per facilitare l'individuazione dei punti critici da eliminare, sono stati plottati tutti i punti di una determinata configurazione, evidenziando i picchi anomali che corrispondevano a dei punti nella matrice dei dati. Acquisiti tali punti si è provveduto alla cancellazione, all'interno della matrice. Il passaggio in questione è molto importante perché può modificare in modo significativo il risultato finale.

4.3 Clustering dei dati

Una volta eseguita la pulizia dei dati manualmente, ci troviamo in una condizione in cui ci sono molte acquisizioni per ogni set-up sperimentale e per ogni regime di funzionamento scelto. Da qui la necessità di prendere tutti i dati per ogni configurazione e per ogni regime, ed estrarre quello che deve essere un valore unico; nello specifico si è eseguita la media di tutti i valori individuati.

Si è creato un codice matlab che fosse in grado di iterare per ogni configurazione del sistema di distribuzione tutti i valori. Altra cosa da tener presente è che non tutti i bilanciari di apertura sono stati testati con gli stessi bilanciari di chiusura, ciò significa che il codice dovrà lavorare in base alle configurazioni con cui sono state eseguite le misure.

Quindi il primo step, è stato quello di individuare quali sono i bilanciari di apertura e creare un ciclo che iterasse i dati per quello specifico bilanciare di apertura cercando quali sono i bilanciari di chiusura con cui sono state effettuate le prove.

```
% itero per ogni bilanciare di apertura
for ii = 1:size(Tipi_bilancieri_ap,1)
    Bilanciere_ap = Tipi_bilancieri_ap(ii,1);
    n_dati_bil = n_dati_bil + size(find(Tipi_bilancieri_ap(ii,1) == Matrice_dati(:,1)),1);
    Tipi_bilancieri_ch = unique(Matrice_dati(c:n_dati_bil,3));
    c = n_dati_bil;
```

Secondo step, si crea un secondo ciclo annidato in modo da selezionare uno specifico set-up del sistema di distribuzione.

```
% itero per ogni bilanciare di chiusura
for jj = 1:size(Tipi_bilancieri_ch,1)
    Bilanciere_ch = Tipi_bilancieri_ch(jj,1);
```

Il terzo ciclo riguarda i regimi a cui sono state effettuate le acquisizioni, andiamo di conseguenza a prelevare tutti quei punti che riguardano quel caso specifico di utilizzo del sistema di distribuzione.

```
% itero per ogni regime a cui lavorano i singoli bilanciari
for zz = 1:size(Regimi(:,1))
    Giri = Regimi(zz,1);

    h = waitbar(0,'Divido per condizione...');
    steps = size(Matrice_dati,1);
    posizione = 1;
    Matrice_Rsquare = 0;
    Matrice_Min = 0;
    Matrice_Max = 0;

    for ff = 1:size(Matrice_dati(:,6))
        Dato = Matrice_dati(ff,:);
        if Bilanciere_ap == Dato(1,1);
            if Bilanciere_ch == Dato(1,3);
                if Giri == Dato(1,5);
                    Matrice_Rsquare (posizione,1) = (Dato(1,9));
                    Matrice_Max(posizione,1) = (Dato(1,6));
                    Matrice_Min(posizione,1) = (Dato(1,7));
                    posizione = posizione+1;
                end
            end
        end
        waitbar(ff / steps);
    end
end
```

Raccolti i punti, per individuare un unico valore, per ogni caratteristica di nostro interesse, che sia rappresentativo di tale configurazione, si è eseguita la media dei dati acquisiti. I valori ottenuti identificheranno un punto nello spazio 3d in cui saranno effettuati i fitting delle superfici, per questo motivo sono salvati in una matrice con una struttura molto simile a quella di ingresso al codice.

```

%faccio la media tra tutti i valori ottenuti dalle
%acquisizioni singole

Media_R = mean(Matrice_Rsquare(:,1));
Media_Max = mean(Matrice_Max(:,1));
Media_Min = mean(Matrice_Min(:,1));

if size(Matrice_Rsquare,1) ~= size(z,2);
    count = count + 1;
end
end
Matrice_valori(count,:) = [Bilanciere_ap Bilanciere_ch Giri Media_R Media_Max Media_Min];
close(h)
end
end
end

```

La differenza si trova nel fatto che è stato necessario effettuare un'ulteriore suddivisione, caratterizzando i valori rispetto alla rigidità o rispetto alla massa, quindi per ogni condizione di utilizzo, di motoring o firing, abbiamo altre due sotto-matrici, una con una caratterizzazione in base alla rigidità e l'altra rispetto alla massa. È importante questo passaggio in quanto ci permette di trarre delle conclusioni, sugli effetti provocati dal variare la massa o la rigidità dei bilancieri in uso. Pertanto, avremo una matrice con le prime due colonne che riportino, o la rigidità, o la massa, del bilanciere di apertura:

- Prima colonna, rigidità o massa bilanciere di apertura
- Seconda colonna, rigidità o massa bilanciere di chiusura
- Terza colonna, regimi
- Quarta colonna, R^2
- Quinta colonna, velocità massima
- Sesta colonna, velocità minima

In questo modo abbiamo ottenuto delle matrici caratteristiche da cui è possibile estrarre quelli che sono i punti in grafico 3D fissando uno dei due bilancieri.

4.4 Fitting delle superfici

Per semplificare il fitting delle superficie ed ottenere i polinomi di nostro interesse, si è creato un codice in grado di creare i vettori caratteristici, strutturati in modo adeguato, tali da identificare i punti in uno spazio 3d. Si è deciso di tenere invariata la particolarità meccanica del bilanciere di apertura, implicando nel grafico finale, che il set-up mostrato sia il confronto delle prestazioni variando le caratteristiche di massa e rigidità del bilanciere di chiusura.

Il fitting dei dati, come possiamo immaginare, dipende in senso stretto, dal numero di dati che possediamo e dalla qualità di questi. Nel caso in esame abbiamo una quantità sufficiente per ottenere un discreto fitting dei dati, sebbene un numero più elevato, avrebbe permesso di raggiungere delle precisioni più alte.

Si sono selezionate due tipologie di funzioni per il fitting, in base alle configurazioni che si avevano a disposizione. Nella condizione con bilanciere di apertura meno rigido, si è potuto usare un polinomio 2x2, avendo tre configurazioni del sistema di distribuzione; mentre per il bilanciere di apertura più rigido si è utilizzato un polinomio 1x1, perché

```
%% Polinomio 2x2 .
[xData, yData, zData] = prepareSurfaceData( Bil_ch_Cd1_motoring_rig, RPM_cd1_motoring, Min_cd1_motoring );

% Set up fitype and options.
ft_firing = fitype( 'poly22' );

% Fit model to data.
[fitresult_1, gof] = fit( [xData, yData], zData, ft_firing );

%% Polinomio 1x1
[xData, yData, zData] = prepareSurfaceData( Bil_ch_Cd2_motoring_rig, RPM_cd2_motoring, Min_cd2_motoring );

% Set up fitype and options.
ft_firing_2 = fitype( 'poly11' );

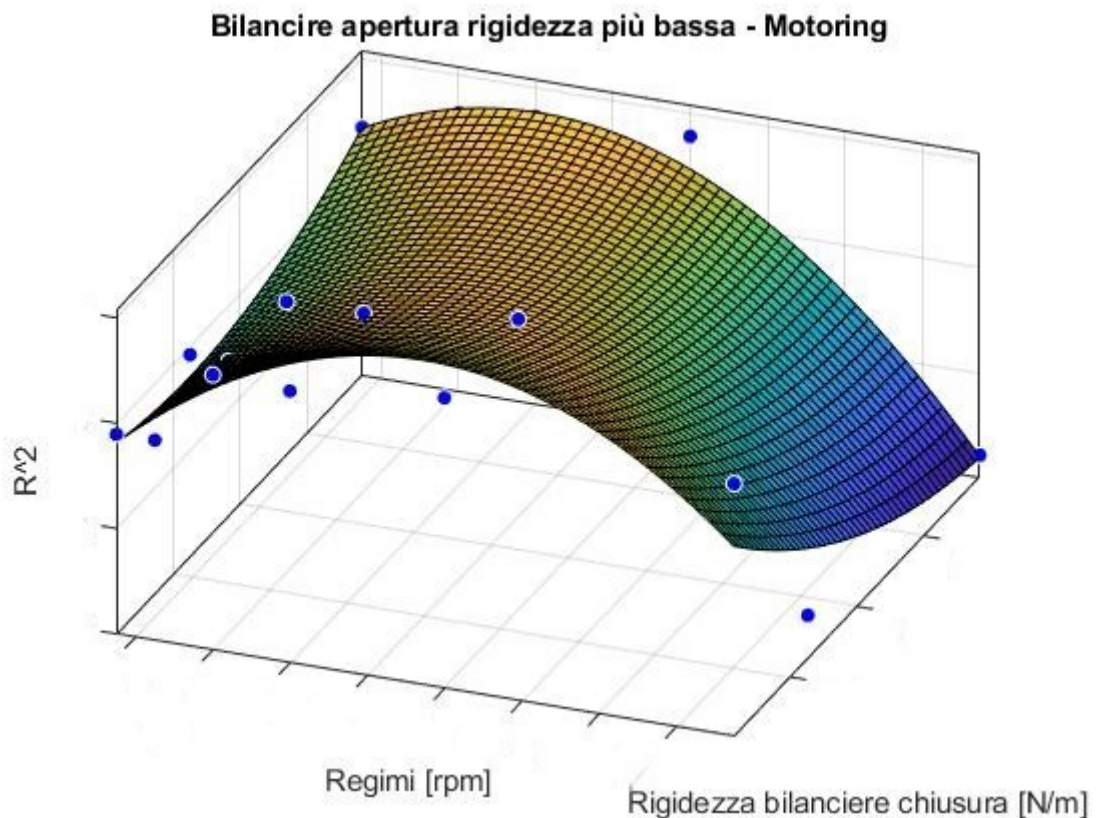
% Fit model to data.
[fitresult_2, gof] = fit( [xData, yData], zData, ft_firing_2 );
```

erano disponibili solo due configurazioni del cinematismo. I polinomi così ottenuti, verranno usati nel codice per la determinazione delle velocità che sarà successivamente descritto nel paragrafo 4.5.

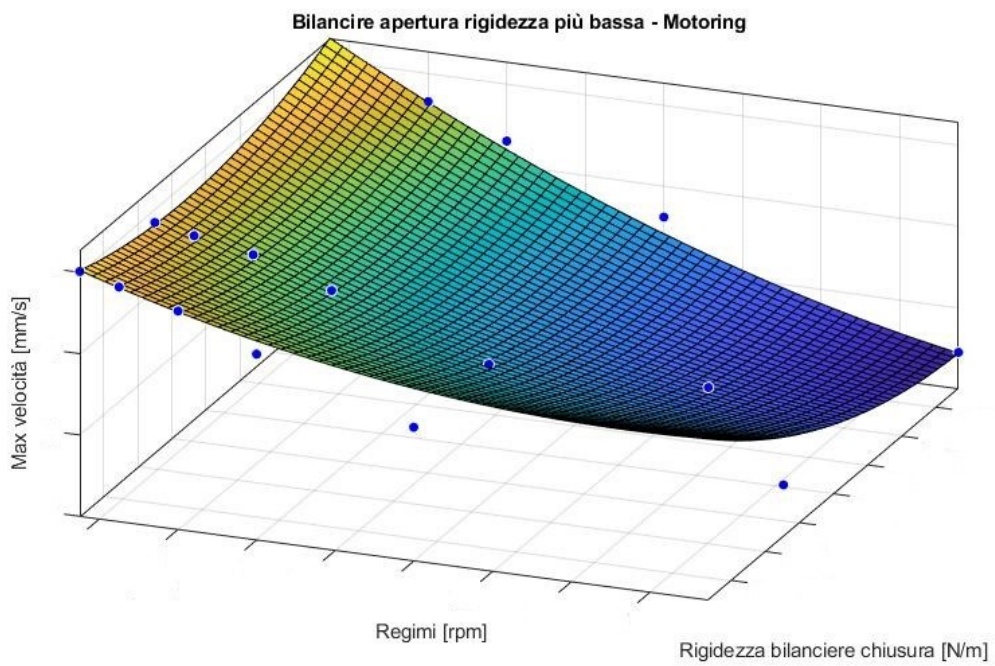
Con questi presupposti si sono fatti i fitting, di ogni configurazione del sistema di distribuzione, delle caratteristiche di nostro interesse come la velocità massima e minima, e l' R^2 . Il tutto per ogni condizione di utilizzo e per ogni parametro costruttivo (massa e rigidità dei bilancieri).

Di seguito vengono riportati i grafici dei fitting eseguiti, variando la rigidità come parametro costruttivo:

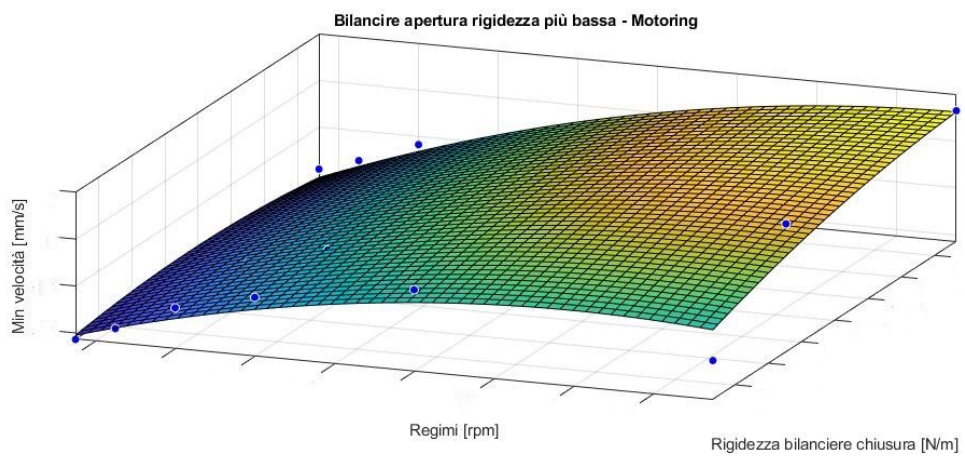
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura meno rigido, condizione di motoring;



4.5 R^2 bilanciere apertura meno rigido

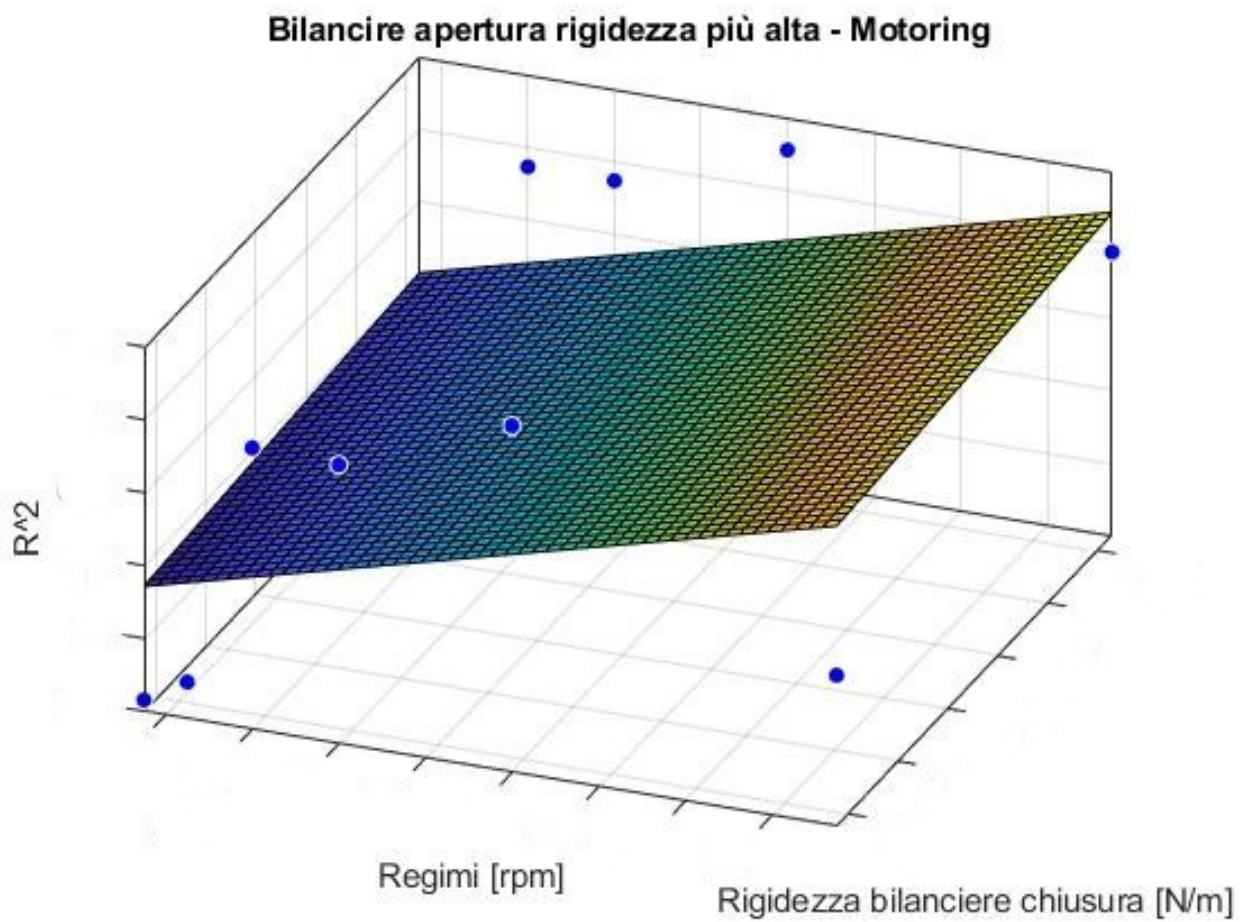


4.6 Velocità massima bilanciere apertura meno rigido

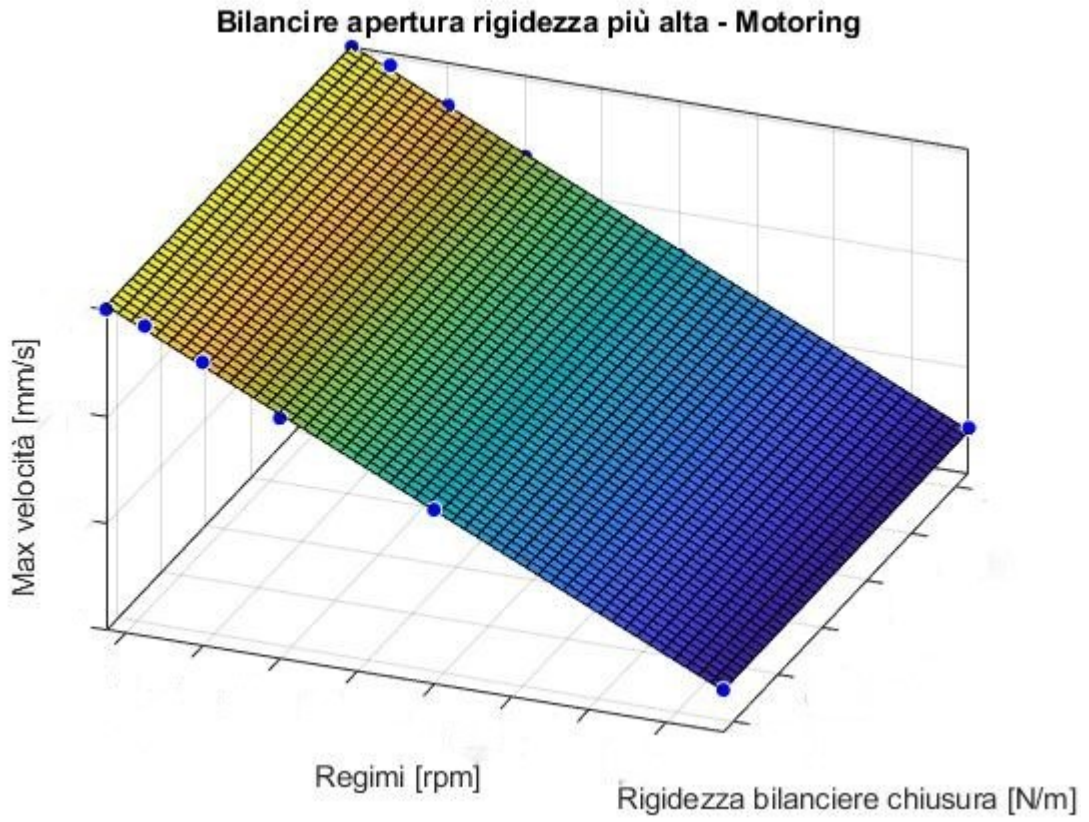


4.7 Velocità minima bilanciere apertura meno rigido

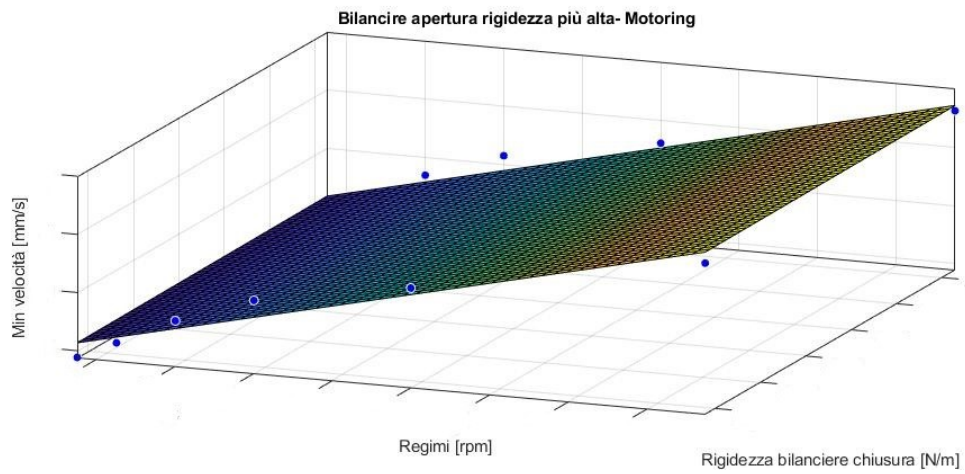
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura più rigido, condizione di motoring;



4.8 R^2 bilanciere apertura più rigido

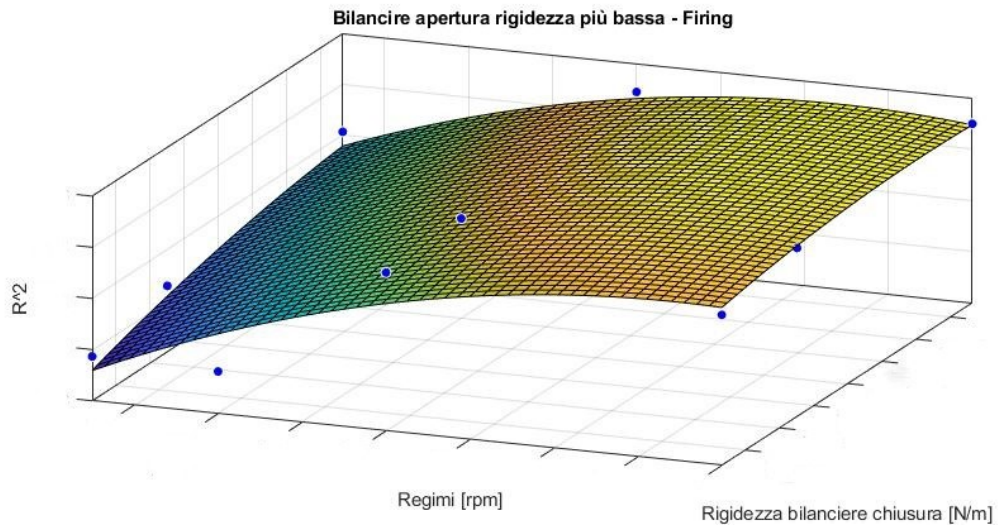


4.9 Velocità massima bilanciere apertura più rigido

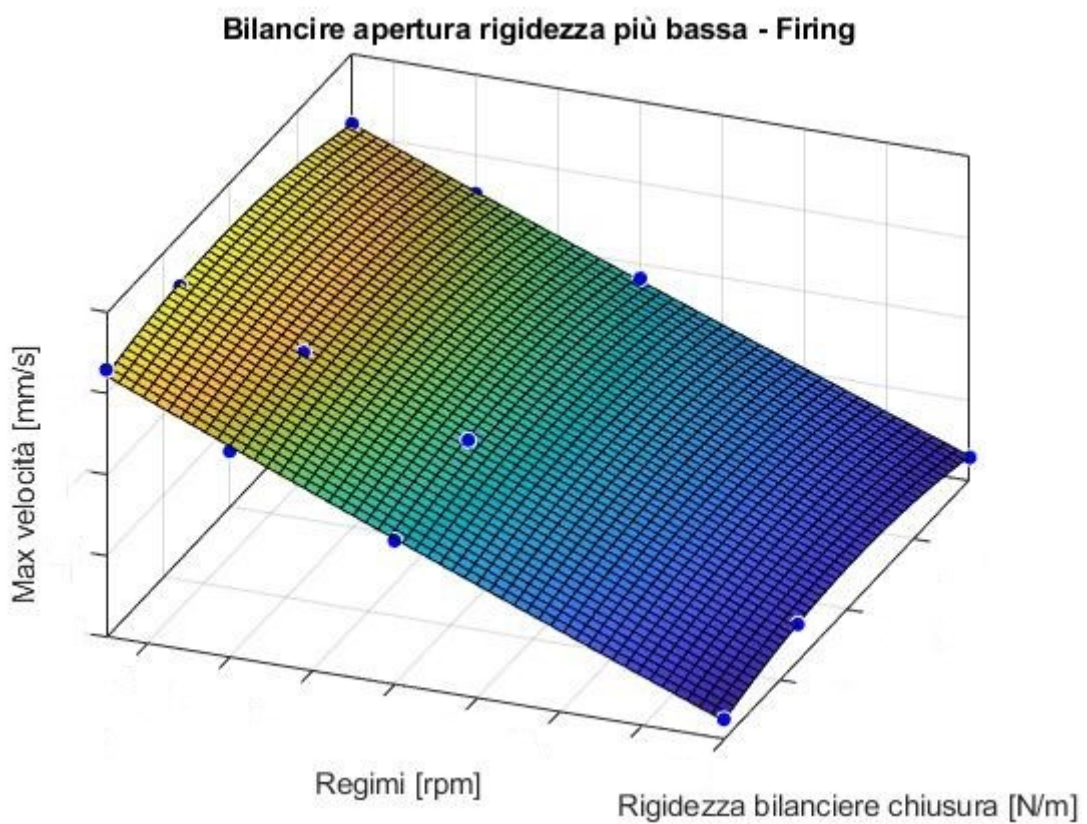


4.10 Velocità minima bilanciere apertura più rigido

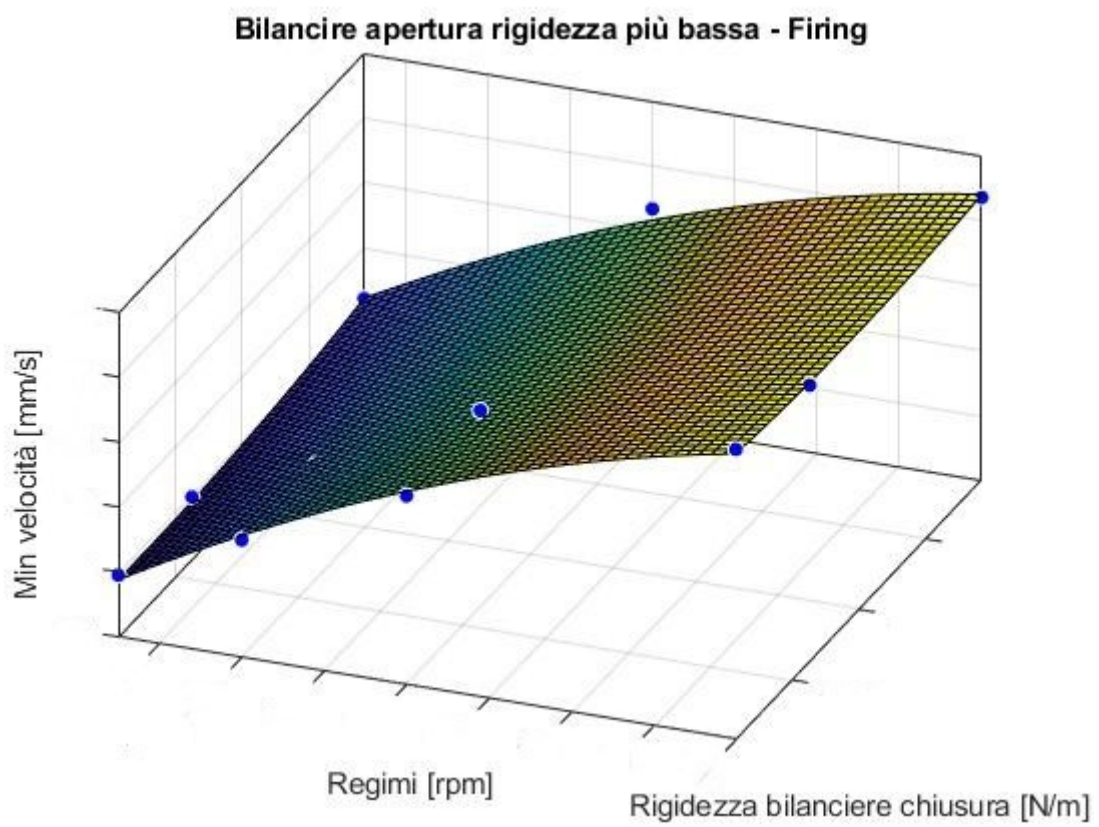
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura meno rigido, condizione di firing;



4.11 R^2 bilanciere apertura meno rigido

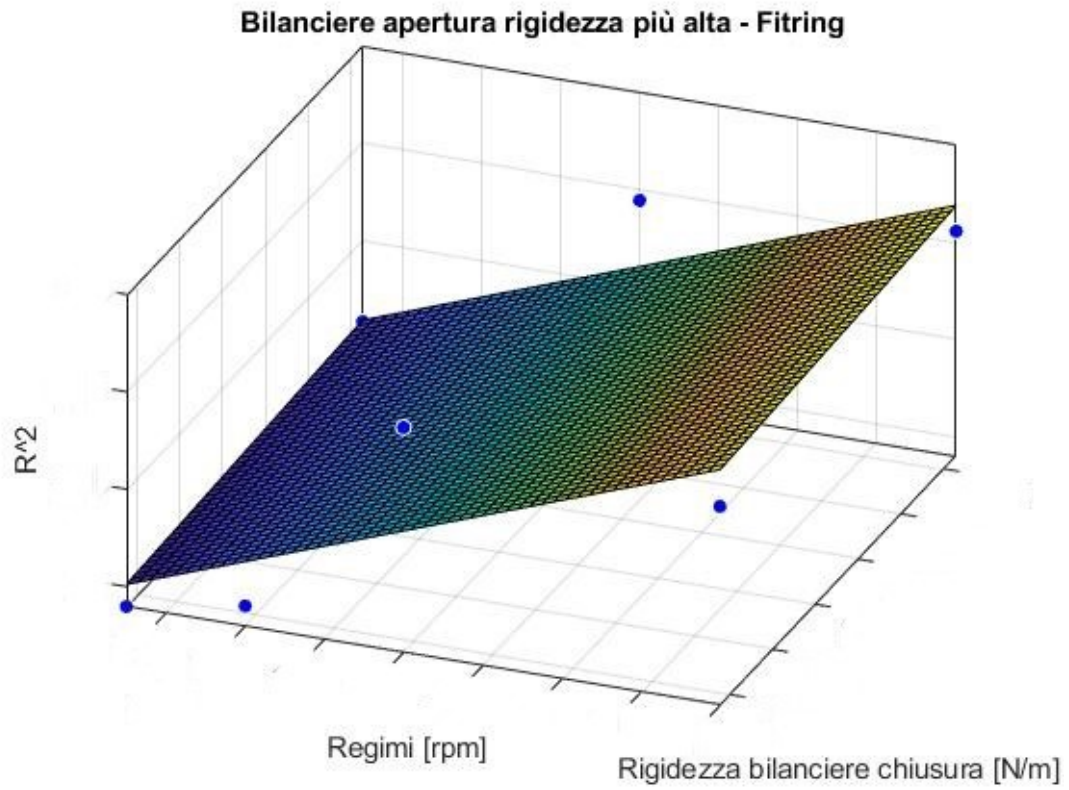


4.12 Velocità massima bilanciere apertura meno rigido

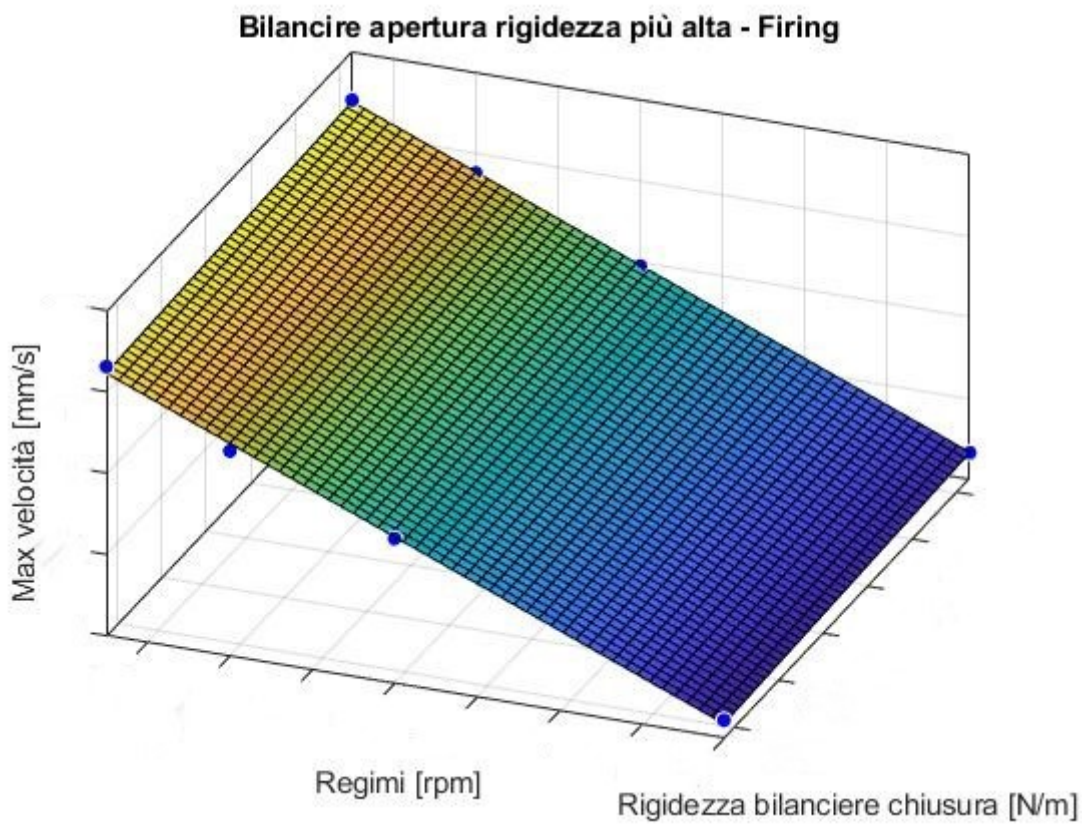


4.12 Velocità minima bilanciere apertura meno rigido

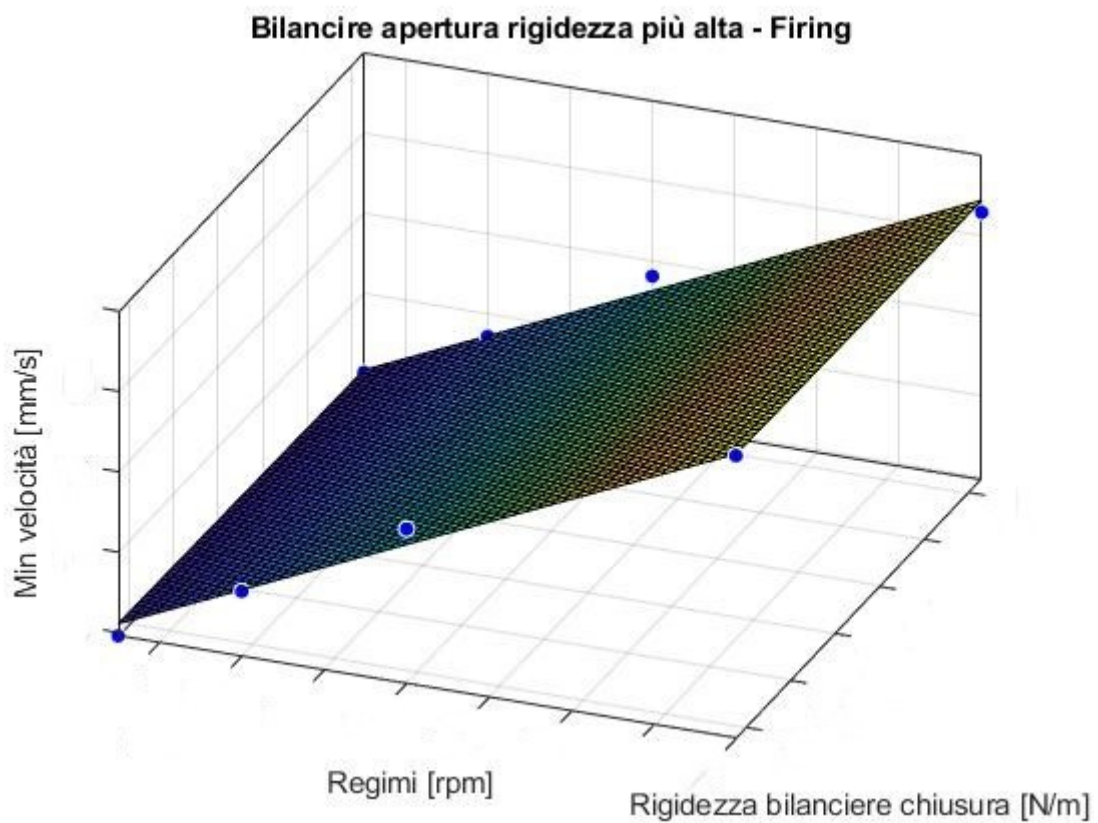
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura più rigido, condizione di firing;



4.13 R^2 bilanciere apertura più rigido



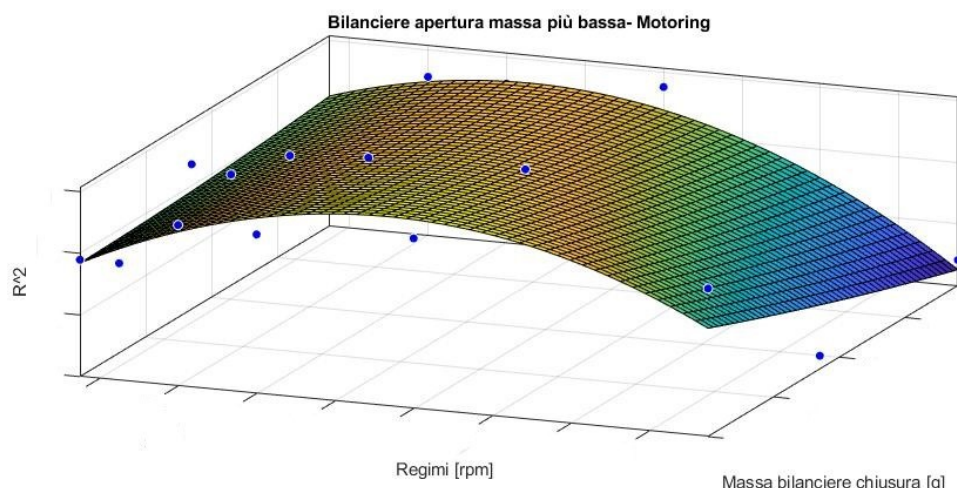
4.14 Velocità massima bilanciere apertura più rigido



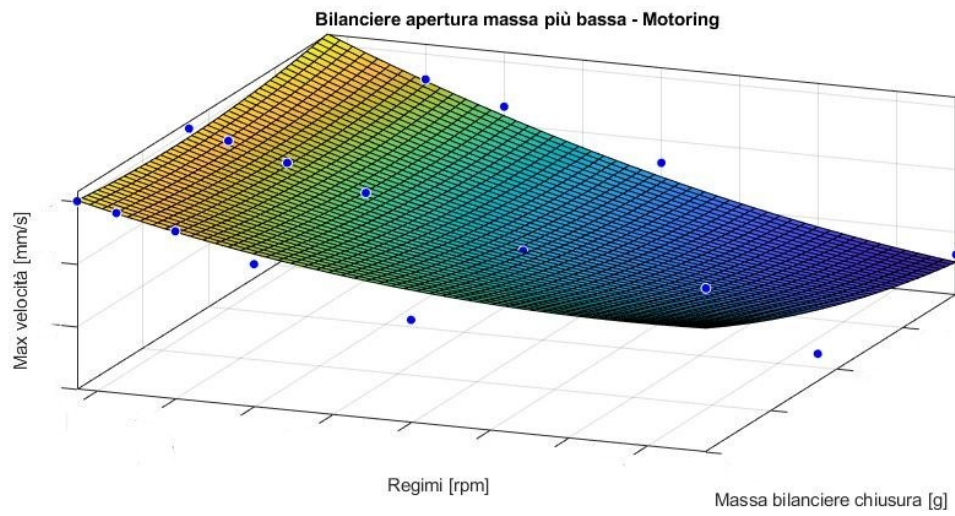
4.15 Velocità minima bilanciere apertura più rigido

In questo caso variando la massa:

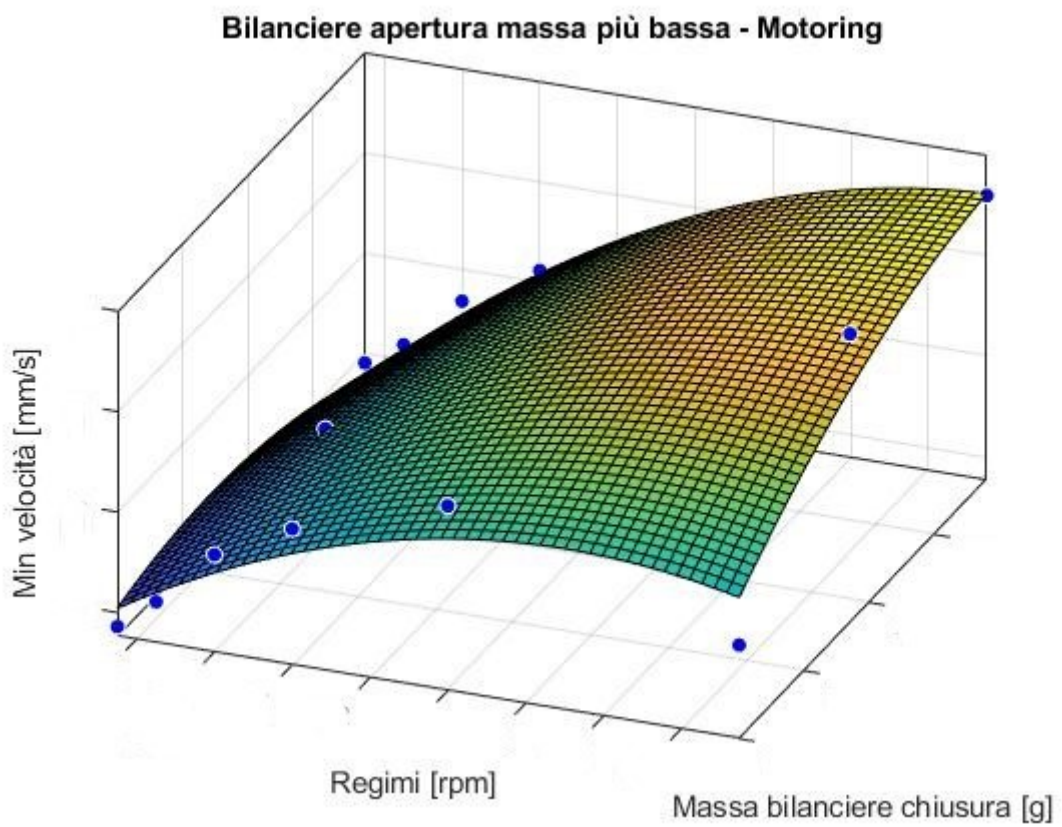
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura massa più bassa, condizione di motoring;



4.16 R^2 bilanciere apertura più leggero

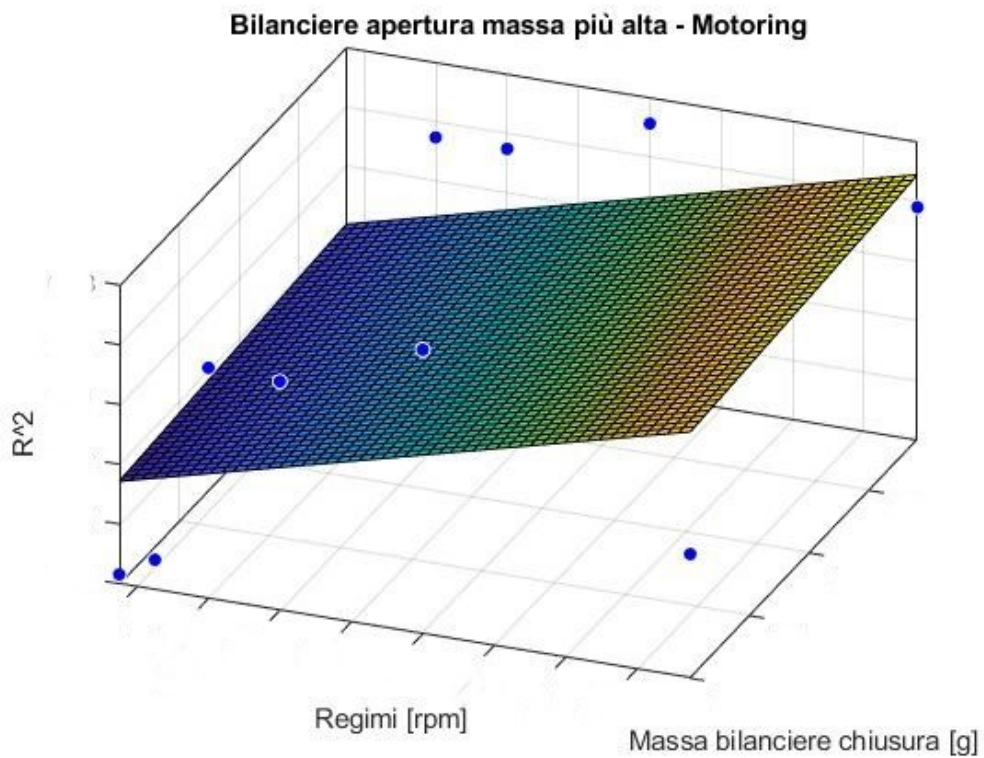


4.17 Velocità massima bilanciere apertura più leggero

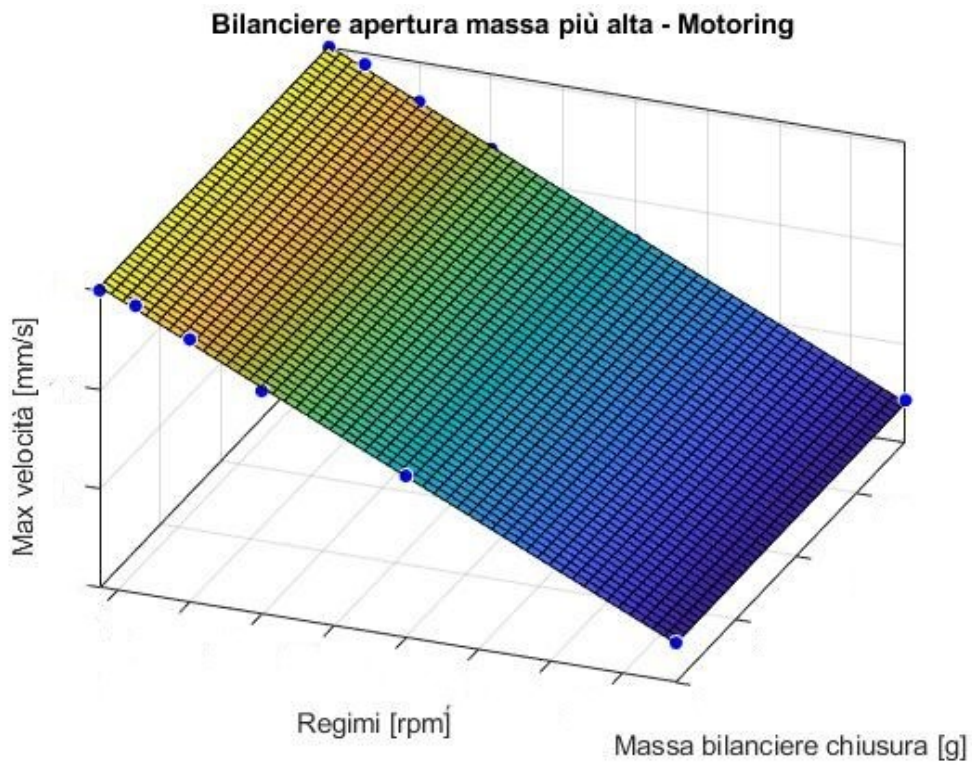


4.18 Velocità minima bilanciere apertura più leggero

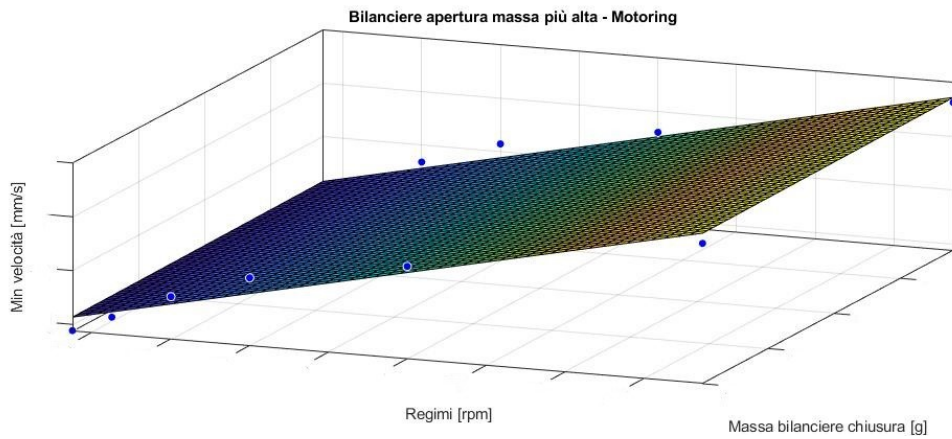
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura massa più alta, condizione di motoring;



4.19 R^2 bilanciere apertura più pesante

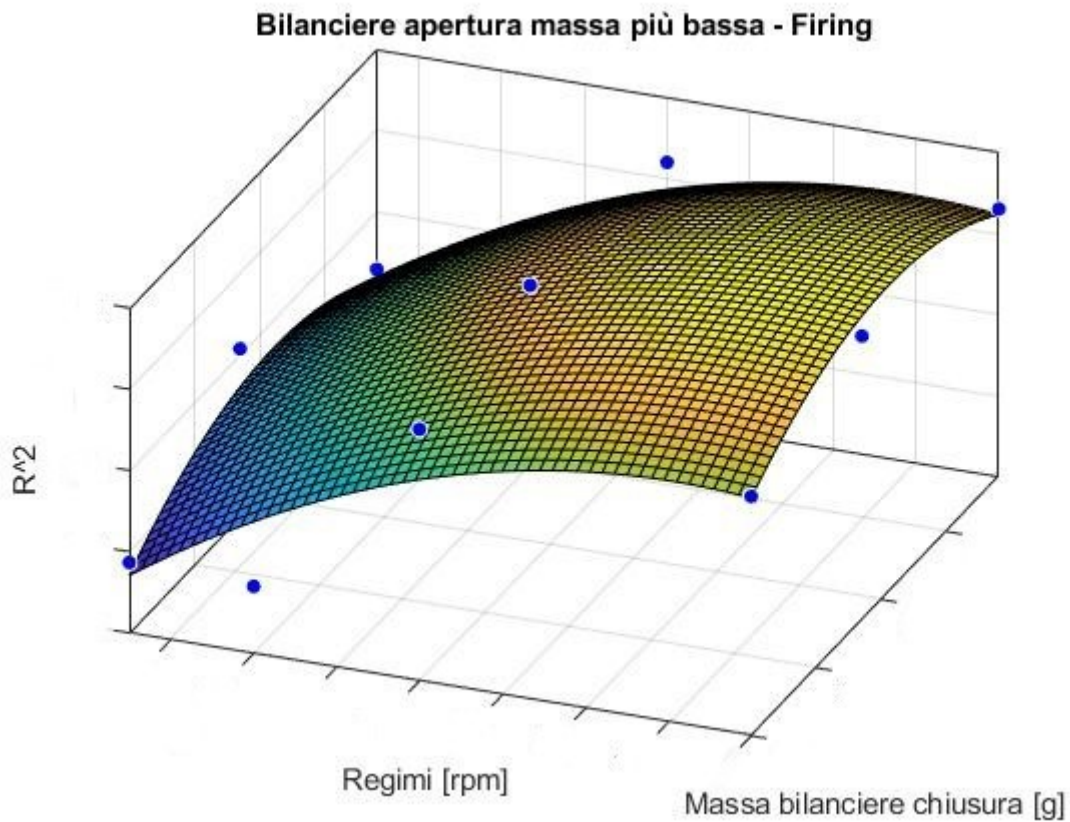


4.20 Velocità massima bilanciere apertura più pesante

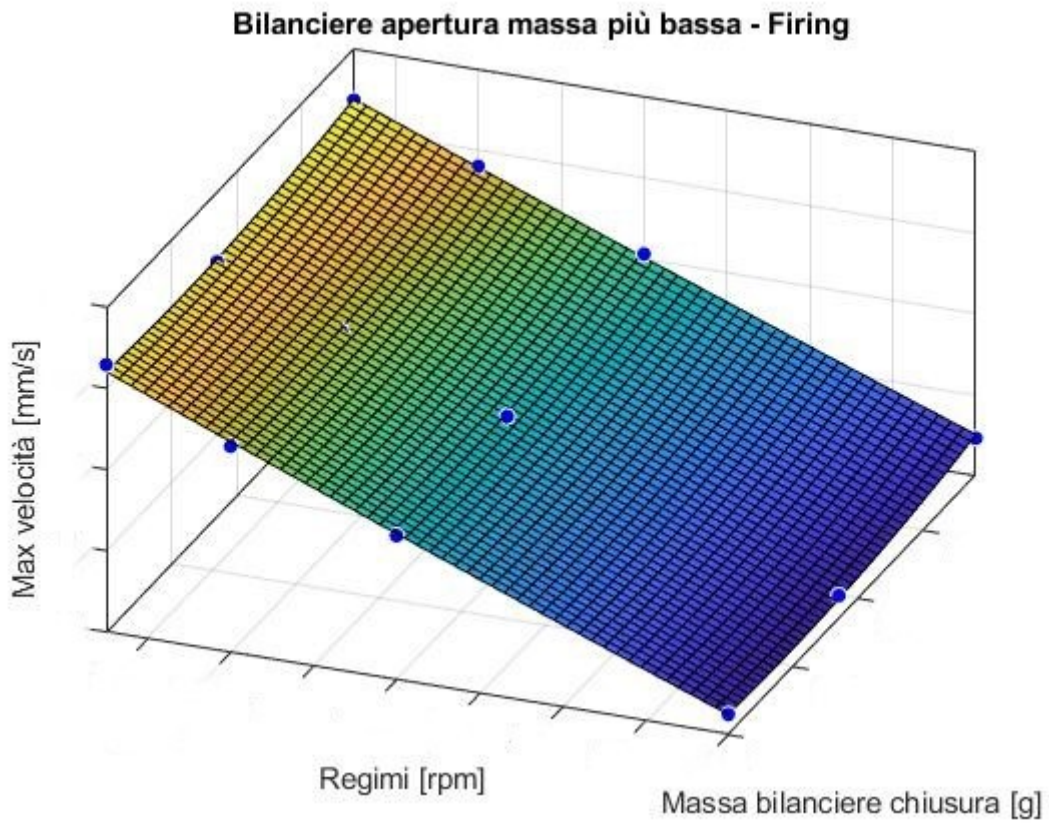


4.21 Velocità minima bilanciere apertura più pesante

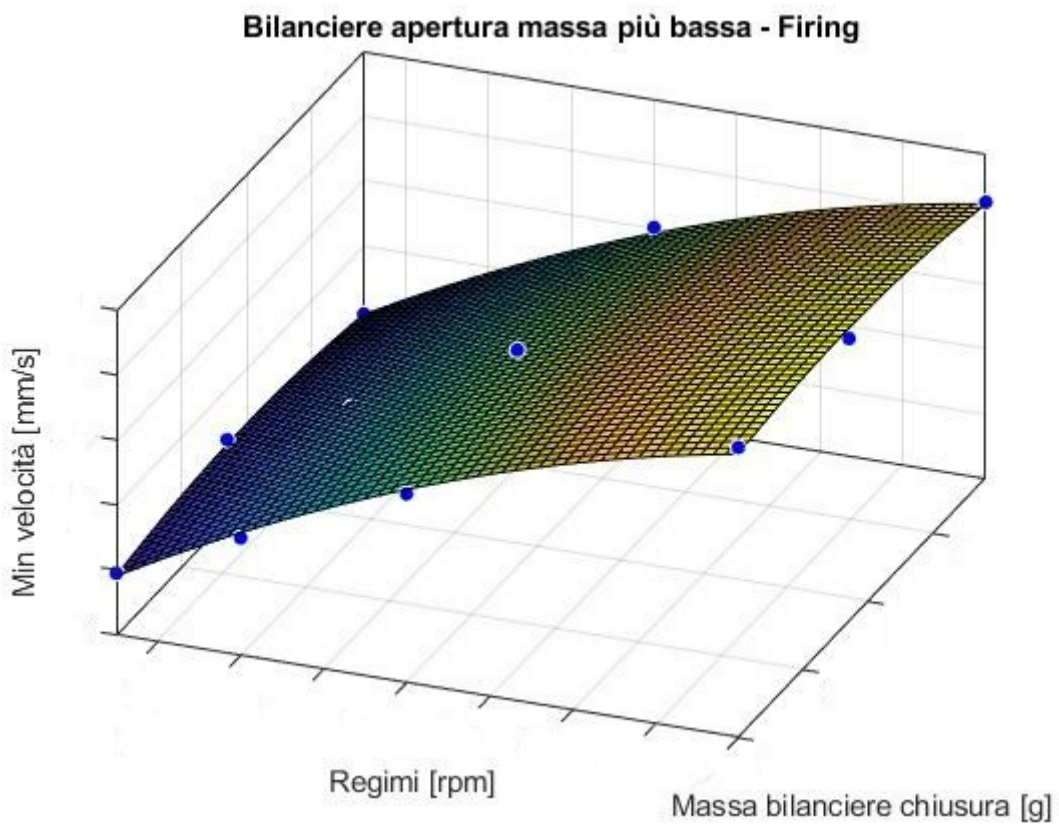
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura massa più bassa, condizione di firing;



4.22 R^2 bilanciere apertura più leggero

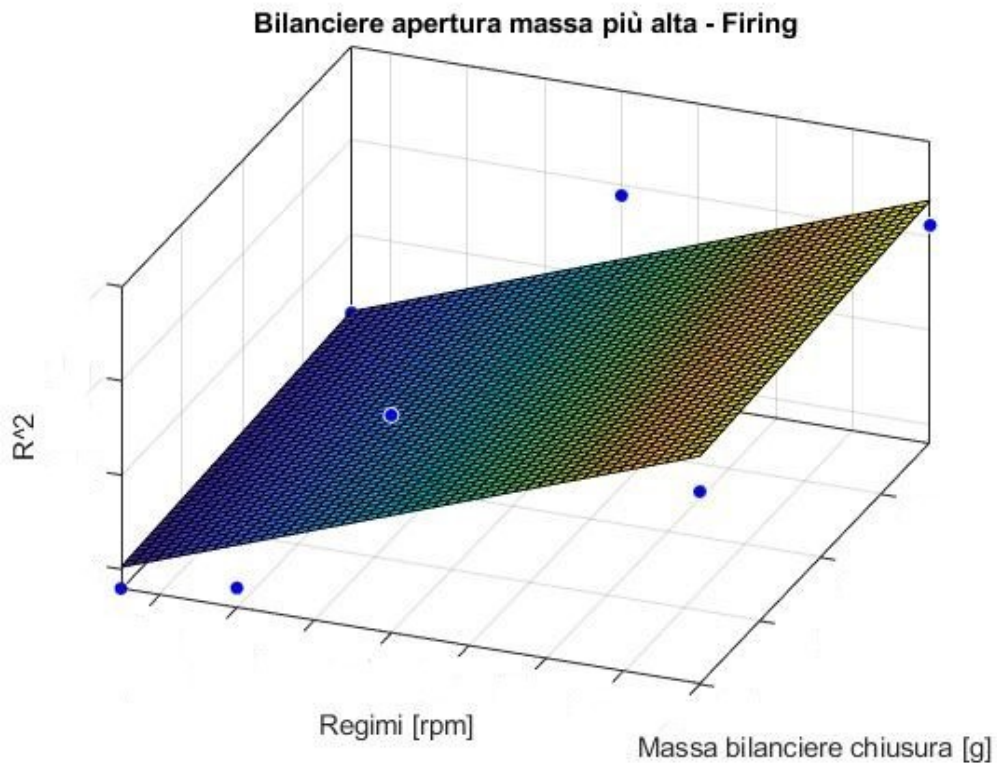


4.23 Velocità massima bilanciere apertura più leggero

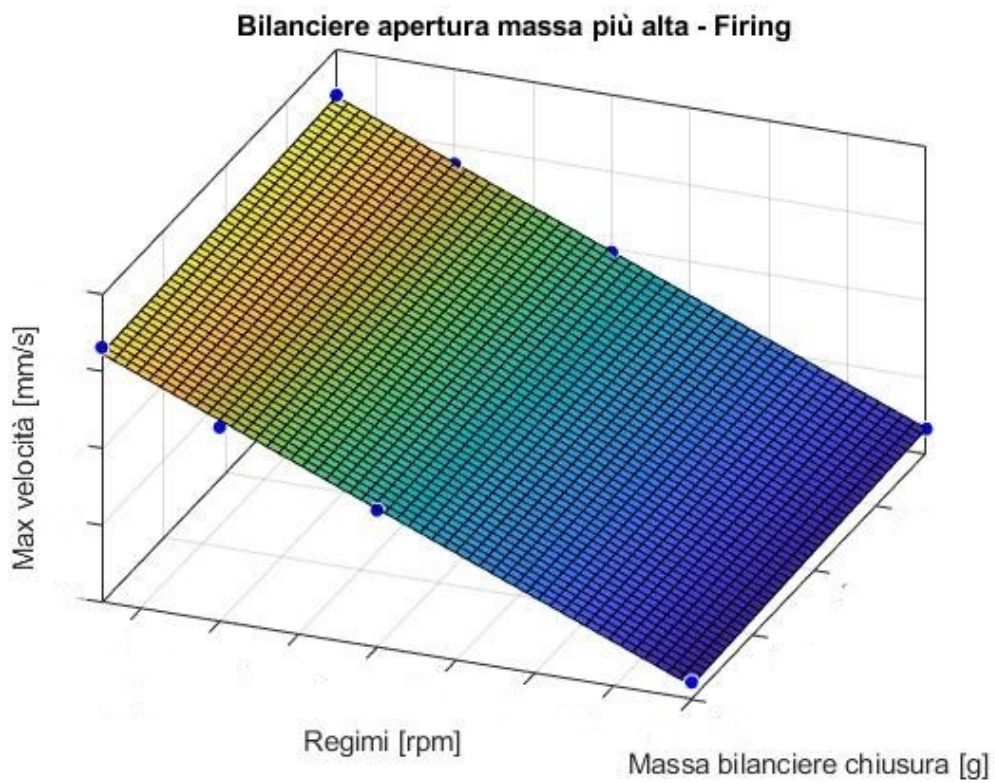


4.24 Velocità minima bilanciere apertura più leggero

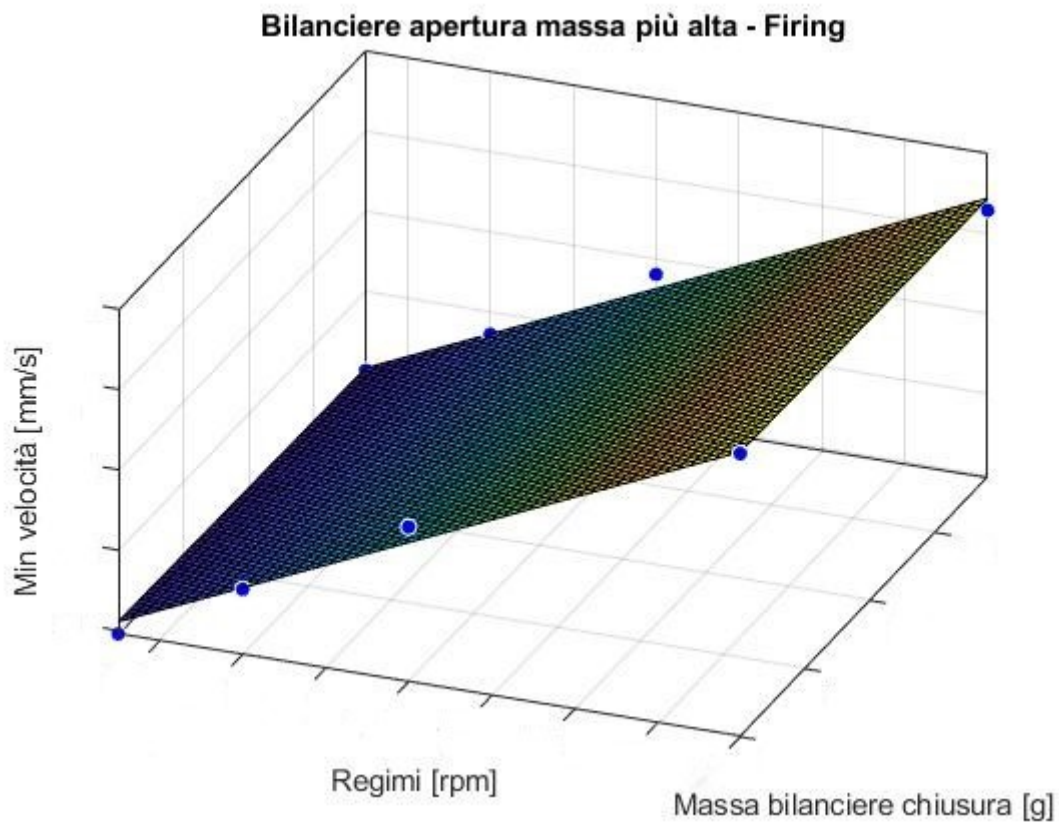
- Velocità massima, minima ed R^2 , bilanciere di apertura massa più alta, condizione di firing;



4.25 R^2 bilanciere apertura più pesante

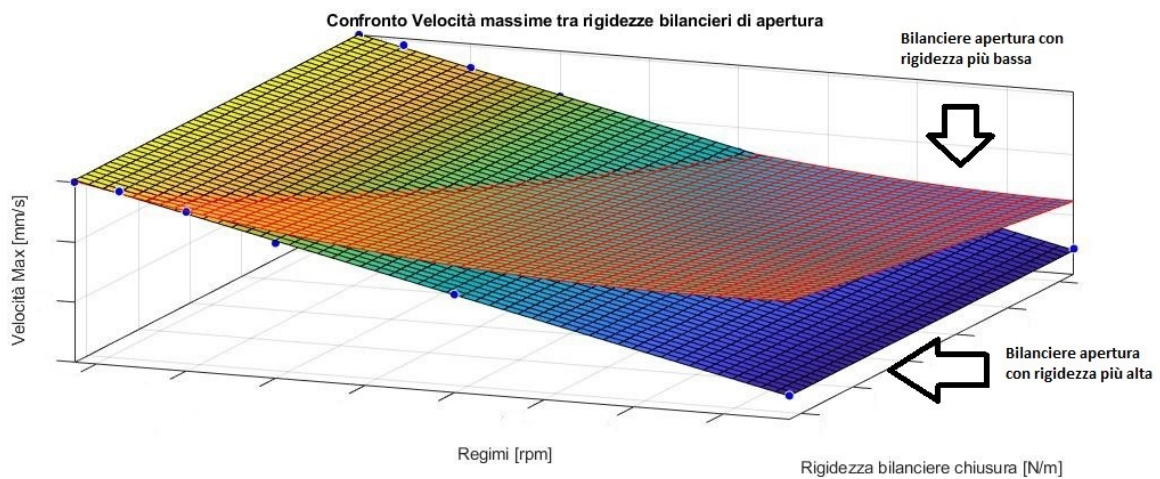


4.26 Velocità massima bilanciere apertura più pesante



4.27 Velocità minima bilanciere apertura più pesante

Per effettuare un lavoro completo, sono stati sovrapposti i grafici per mettere in evidenza le differenze comportamentali dei diversi set-up con bilancieri di apertura. Evitando di ripetere tutti i grafici verrà riportato soltanto il grafico di confronto della velocità massima raggiunta dalla valvola.



4.28 Confronto delle velocità massime dei diversi bilancieri di apertura secondo le rigidzze

4.5. Codice per ottenere le velocità variando i parametri costruttivi

Con i fitting precedentemente eseguiti, è stato possibile estrarre quelli che sono i polinomi rappresentativi dell'andamento reale delle velocità. Nel codice che sarà mostrato, pertanto, per motivi legati alla riservatezza saranno omessi i coefficienti caratterizzanti i polinomi. L'obiettivo di questo codice è quello di sfruttare le funzioni matematiche derivanti, per ottenere quelle che sono le velocità delle valvole in qualsiasi regime di funzionamento, rapportate a un determinato set-up dei bilancieri tra quelli analizzati. Il codice si focalizza sul parametro costruttivo della rigidezza, ma con qualche piccolo accorgimento, questo può essere usato anche per la caratteristica massa dei bilancieri.

La prima cosa che viene richiesta all'utilizzatore, è di selezionare la condizione di test, con la quale vorrebbe ricavare i valori delle velocità. Come precedentemente esplicitato si è eseguita una suddivisione tra

motoring e firing, avendo polinomi diversi. Una volta selezionata la condizione di azionamento del motore, l'utente sceglie quelli che sono i regimi di interesse.

```
while c<1
    Condizione = input('Condizione di utilizzo Motoring o Firing.....\n','s');

    RPM = input ('RPM\n');
```

Il codice in base agli input forniti, esegue la parte relativa con i polinomi caratteristici designati. Il quadratino con i puntini, riportato nelle righe sottostanti, sta a significare che all'interno di quel ciclo "while" è presente il codice per la lavorazione delle richieste.

```
%% Condizione di lavoro motoring o firing
while c<1
    Condizione = input('Condizione di utilizzo Motoring o Firing.....\n','s');

    RPM = input ('RPM\n');

    %% Condizione Motoring
    if Condizione == "Motoring";
        while a < 1 [...];

    %% Condizione Firing
    elseif Condizione == "Firing"
        while a < 1 [...];
    else
        Print ("Hai sbagliato condizione")
    end
```

Il codice prosegue, interrogando l'utente su quale sia la configurazione di cui vuole conoscere le proprietà; richiedendo in prima battuta quale sia la rigidezza del bilanciere di apertura, che gli permetterà di accedere ad una parte di codice in cui poi successivamente gli verrà richiesto di inserire in seconda battuta, il parametro di rigidezza del bilanciere di chiusura.

```

%% Condizione Motoring
if Condizione == "Motoring";
while a < 1
    Rigidezza_ap = input('Inserire la rigidezza del bilanciore di apertura: x[N/m] o x[N/m]....\n');
    if Rigidezza_ap == x;
        while b < 1;
            Rigidezza_ch = input('Inserire la rigidezza del bilanciore di chiusura: x[N/m] o x[N/m] o x[N/m]....');

```

All'interno sono posizionati degli "if" che vengono utilizzati per dare accesso ai polinomi specifici, in base al bilanciore di chiusura. Altro aspetto da ricordare è che avremo per il bilanciore di apertura meno rigido tre configurazioni diverse, mentre per il più rigido due. Ciò significa che, come input in base al bilanciore di apertura selezionato, saranno disponibili più o meno possibilità di scelta.

```

p00 = i;
p10 = i;
p01 = i;
p20 = i;
p11 = i;
p02 = i;
Vel_max = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2;

```

```

p00 = i;
p10 = i;
p01 = i;
p20 = i;
p11 = i;
p02 = i;
Vel_min = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2;

```

Il codice mostrato, riguarda la condizione di motoring in cui si è selezionato il bilanciore di apertura meno rigido, infatti come possiamo vedere abbiamo un polinomio di tipo 2x2 e non 1x1, come spiegato in precedenza nel paragrafo 4.4.

Avendo fissato tutti parametri di funzionamento e del cinematismo la cosa che rimane da fare, è quella di estrarre i valori effettivi delle velocità, questo è possibile andando ad accedere al polinomio caratteristico per la velocità massima e quella minima della valvola con quella configurazione.

Nel codice si sono gestiti anche i possibili errori di input che l'utente può commettere nell'utilizzo.

Conclusioni

Avendo creato il codice per ottenere le velocità delle valvole a qualsiasi regime di funzionamento del sistema di distribuzione, possiamo generare un'informazione molto utile per analizzare quale possono essere le prestazioni del motore a qualsiasi regime. Le informazioni possono essere utilizzate per creare dei setting di erogazione della potenza del motore o per mappature speciali, ad esempio per l'ingresso nella pit lane.

Altro aspetto che è emerso con lo studio delle velocità delle valvole variando i parametri di rigidità e massa, è che utilizzando un setting con bilancieri più leggeri si raggiungono velocità delle valvole più alte a regimi più bassi, sia per velocità positive che per velocità negative; mentre per quanto riguarda la rigidità dei bilancieri questa influisce allo stesso modo della massa, ma in modo meno importante.

La rigidità assume un ruolo particolarmente rilevante, quando i regimi di rotazioni sono molto alti, in quanto viene richiesto ai bilancieri di imprimere accelerazioni importanti e questo provocherà sul bilanciante una deformazione elastica più o meno influente, in base alla rigidità dello stesso. Altro aspetto, non di poco conto, è che i bilancieri devono avere una rigidità tale per cui gli venga impedita la condizione di risonanza durante gli urti. Questo comporterebbe, problemi meccanici o rottura dei componenti.

In conclusione il sistema desmodromico è un equilibrio tra caratteristiche meccaniche dei componenti e le prestazioni che si vogliono ottenere.

Bibliografia

- 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
- Carlini A., Rivola A., Delpiaz G., “Modelling the Elastodynamic Behaviour of a Desmodromic Valve Train”, in Tenth world congress on the theory of machines and mechanisms, Oulu, Finland, 1999
- F.Cingolani “SVILUPPO DI UN SISTEMA DI MISURA DEL MOTO VALVOLA E DELLE IRREGOLARITA’ DELLA VELOCITA’ ANGOLARE IN UN MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA”, Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica, Presso l’università politecnica delle marche, Italia, 2021

Sitologia

- Dominio in base angolo su Testlab:
<https://community.sw.siemens.com/s/article/Angle-Domain-What-is-it>
- Teoria alla base del vibrometro laser doppler di Michelson e Mach-Zehnder
[-https://physicsopenlab.org/2020/05/28/interferometro-di-mach-zehnder/](https://physicsopenlab.org/2020/05/28/interferometro-di-mach-zehnder/);
[-https://physicsopenlab.org/2020/05/16/interferometro-di-michelson-morley/](https://physicsopenlab.org/2020/05/16/interferometro-di-michelson-morley/)