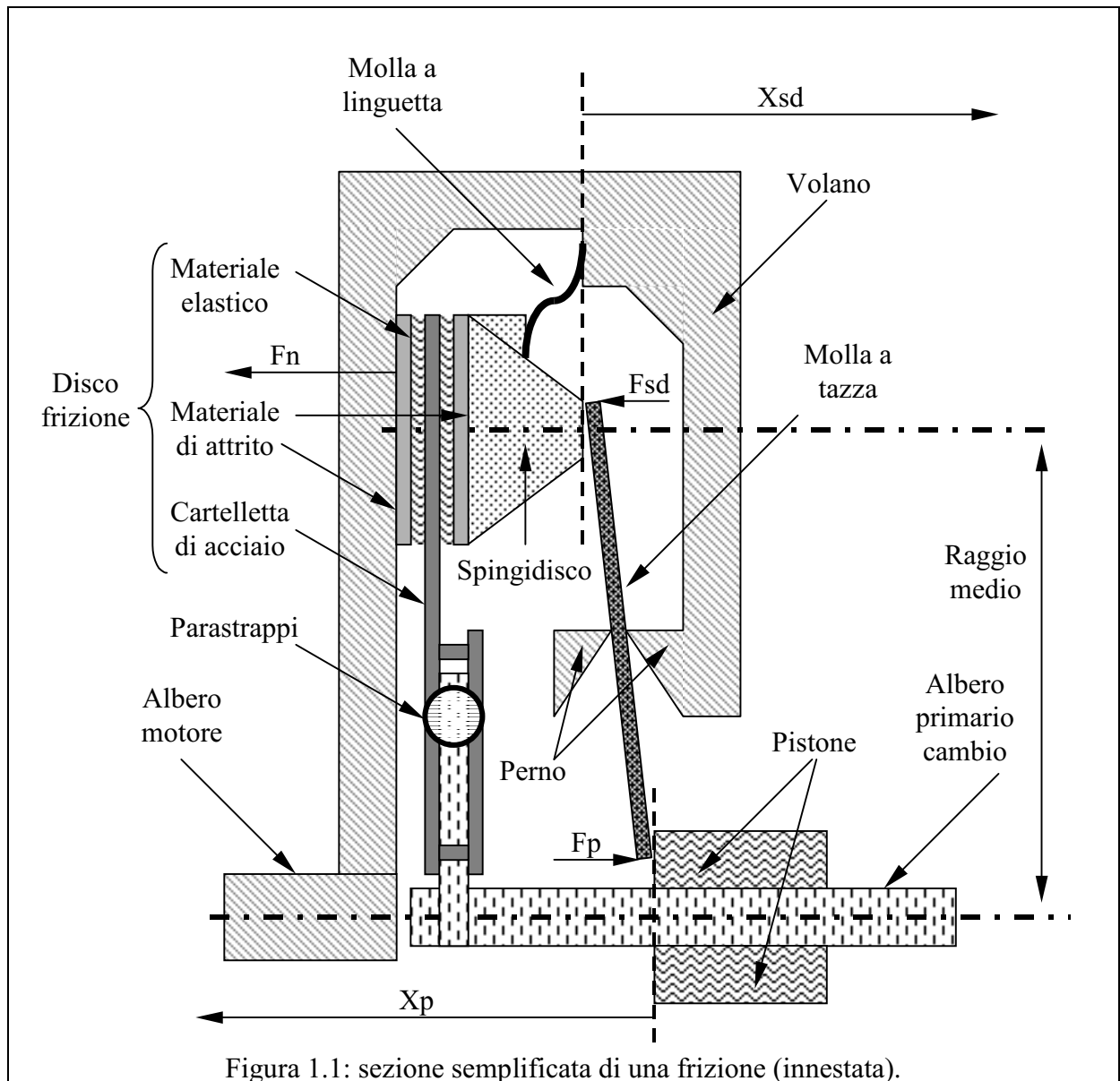


DESCRIZIONE ATTUATORE FRIZIONE PER SISTEMA AMT

1.1 Descrizione e schemi funzionali della frizione

Il sistema in esame ha il compito di sostituire l'azione del pilota sul pedale della frizione nelle partenze e nei cambi di marcia. Per ottenere questo risultato si utilizza un sistema elettroidraulico che permette di controllare la posizione dello spingidisco della frizione e quindi della coppia trasmessa fra il motore e la trasmissione.

La figura 1.1 riporta uno schema meccanico semplificato che permette di descrivere gli elementi essenziali che compongono una frizione. E' riportata solo una sezione perché la frizione è simmetrica rispetto all'albero del cambio.



In prima approssimazione, quando la macchina è in condizione di marcia, il disco della frizione ruota solidalmente con l'albero primario del cambio, mentre il volano è rigidamente collegato all'albero motore.

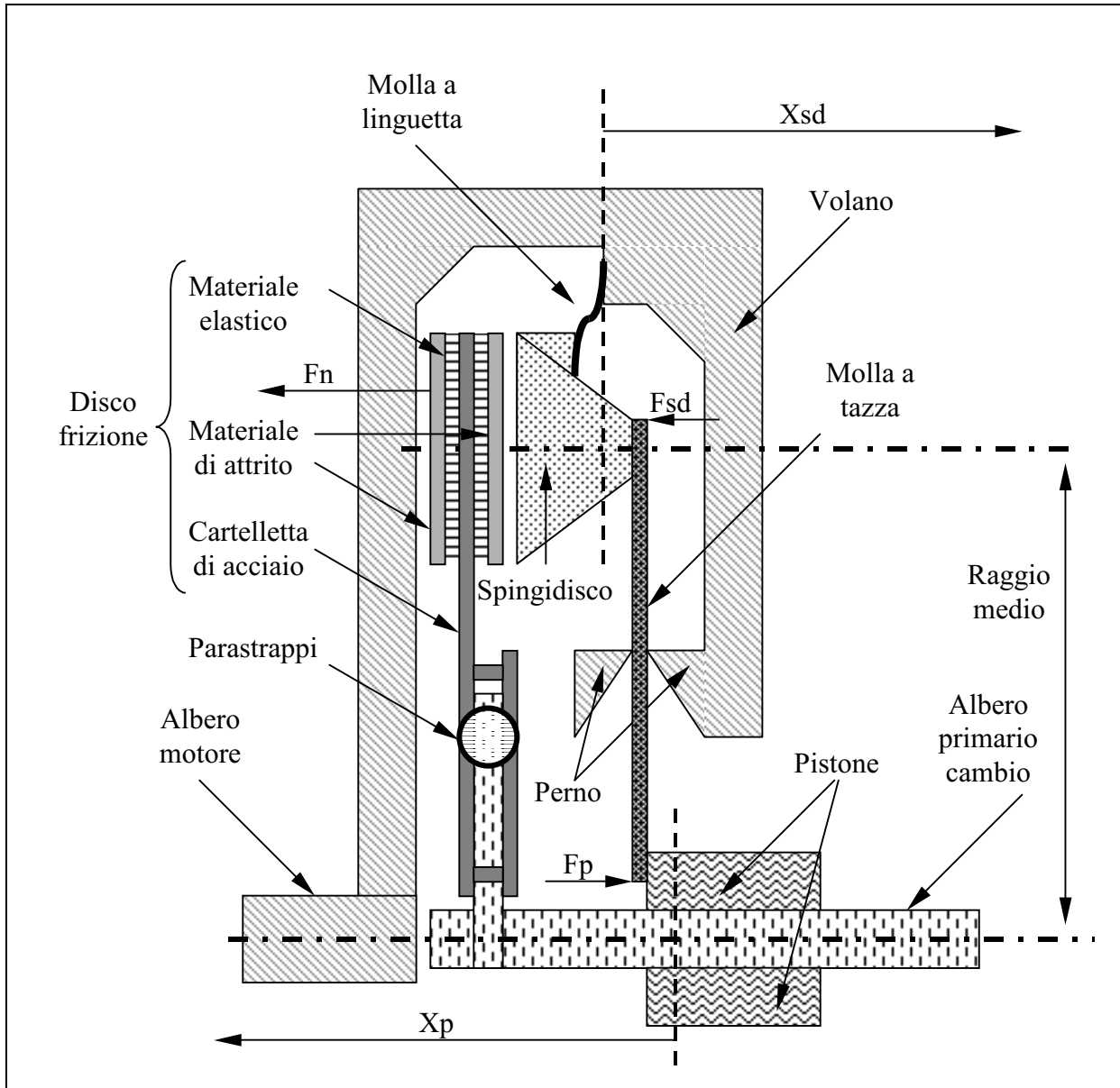


Figura 1.2: sezione semplificata di una frizione (disinnestata).

Lo spingidisco ha il compito di comprimere saldamente il disco della frizione sul volano. Qualitativamente, quando tale pressione è sufficientemente elevata, l'albero motore e il primario del cambio sono costretti a ruotare alla stessa velocità e tutta la coppia generata dal motore viene trasferita sul cambio. In questo caso la frizione è innestata, come in figura 1.1.

Quando invece lo spingidisco si stacca dal disco della frizione, l'albero motore e il primario del cambio possono ruotare a velocità diverse. Sono dunque completamente scollegati e le loro dinamiche sono indipendenti. In questo caso la frizione è disinnestata, come in figura 1.2

Fra le due posizioni estreme di innesto e di disinnesto, esiste una condizione intermedia in cui il disco della frizione è a contatto con il volano e con lo spingidisco, ma la pressione che quest'ultimo esercita è troppo bassa per mantenere uguali le velocità dei due alberi.

In questo caso la frizione sta slittando e solo una frazione della coppia generata dal motore viene trasmessa sul cambio.

Nella partenza di un'automobile, la frizione è inizialmente disinnestata e il pedale azionato dal pilota è completamente abbassato. Alzando gradualmente il pedale, la frizione inizia a slittare e, per effetto della coppia trasmessa sulle ruote, la vettura comincia a muoversi. Nel momento in cui il pedale è completamente sollevato, la frizione è innestata e i giri delle ruote sono, in prima approssimazione, proporzionali ai giri del motore.

Nel sistema che stiamo considerando, il pedale della frizione è sostituito dal pistone indicato nelle figure 1.1 e 1.2. In particolare la posizione X_p è del tutto analoga alla posizione del pedale della frizione e la direzione indicata è quella per disinnestare la frizione. In altre parole spingere il pedale della frizione equivale a spostare il pistone nella direzione indicata da X_p .

La posizione del pistone e quella dello spingidisco sono in relazione fra loro a causa della molla a tazza o a diaframma. Essa è rappresentata schematicamente nella figura 1.3.

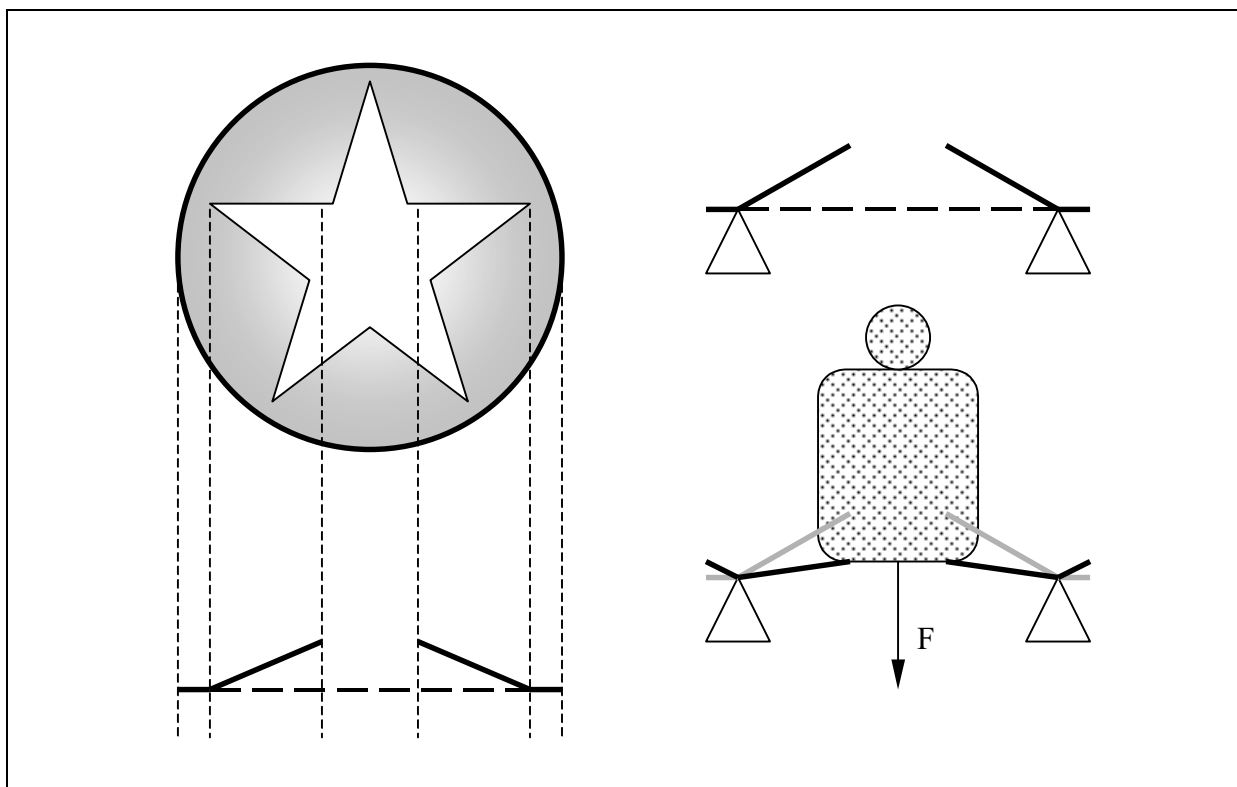


Figura 1.3: schema concettuale di una molla a tazza.

La molla a tazza è una molla bidimensionale: occorrono infatti 3 punti per individuarne completamente la forma e quindi la forza generata dalla molla nei tre punti.

Nel caso in esame i tre punti sono dati dalla posizione del perno (che considereremo fissa e dunque ci fornirà un punto di riferimento), dal punto di contatto con il pistone e dal punto di contatto sullo spingidisco.

Quando la frizione viene montata, la molla a tazza è inserita fra i perni ed è successivamente avvicinata allo spingidisco. La molla tende così a deformarsi e a comprimere lo spingidisco contro il disco della frizione. La forza che si genera in questo modo sullo spingidisco prende il nome di precarico. Esso deve essere tale da garantire l'innesto della frizione in qualunque condizione di usura dei dischi.

Con l'usura dei dischi (lo spessore del materiale di attrito si riduce), lo spingidisco a frizione innestata si allontana dai perni e la molla a tazza tende a riportarsi nella forma a riposo, quindi la forza che genera si modifica.

In posizione di riposo il pistone genera una forza trascurabile sulla molla e dunque sullo spingidisco agisce ancora il precarico.

Se il pistone si muove lungo X_p , la molla a tazza si deforma e l'estremità a contatto dello spingidisco tende a spostarsi nella direzione indicata da X_{sd} . In tal modo si contrasta il precarico e la pressione sui dischi diminuisce, permettendo così lo slittamento della frizione.

Infine, quando il pistone si trova in fondo alla sua corsa, la molla a tazza si deforma a tal punto da permettere il distacco dello spingidisco dal disco della frizione, quindi la frizione si disinnesta.

1.2 Descrizione e schemi funzionali del pistone

Uno degli aspetti fondamentali per il sistema è rappresentato dal comportamento dinamico pistone. Descrivere e modellare la sua dinamica significa infatti, per quanto detto nel paragrafo precedente, poter stimare la coppia trasmessa fra l'albero motore e il primario del cambio. Inoltre, come vedremo, è anche l'elemento su cui si concentrano le maggiori peculiarità del sistema in termini di attriti di varia natura, funzioni non lineari e altri. Lo schema meccanico semplificato del pistone è riportato nella figura 1.4.

Il pistone rappresenta il collegamento fra la parte idraulica e la parte meccanica del sistema. Trascuriamo per semplicità il fatto che l'albero primario del cambio ruota mentre il pistone è fisso rispetto al telaio dell'automobile.

Il pistone crea, con l'albero del cambio, una cavità ermetica in cui entra ed esce olio. La quantità di olio nella camera determina la posizione del pistone. Sottraendo olio il pistone arretra e viceversa.

Sul pistone agiscono anzitutto le forze dovute alla molla a tazza e alle molle sul ritorno del pistone. Queste ultime hanno un effetto marginale che, per facilitare la descrizione del sistema, possiamo inizialmente trascurare, anche se saranno incluse nel modello.

E' ora evidente che per introdurre olio nella cavità è necessario vincere la forza generata dalla molla a tazza. Pertanto la pressione P_x dell'olio nella camera moltiplicata per l'area A deve vincere la forza generata dalla molla a tazza. Cambiando P_x attraverso l'elettrovalvola, si modifica quindi la posizione del pistone.

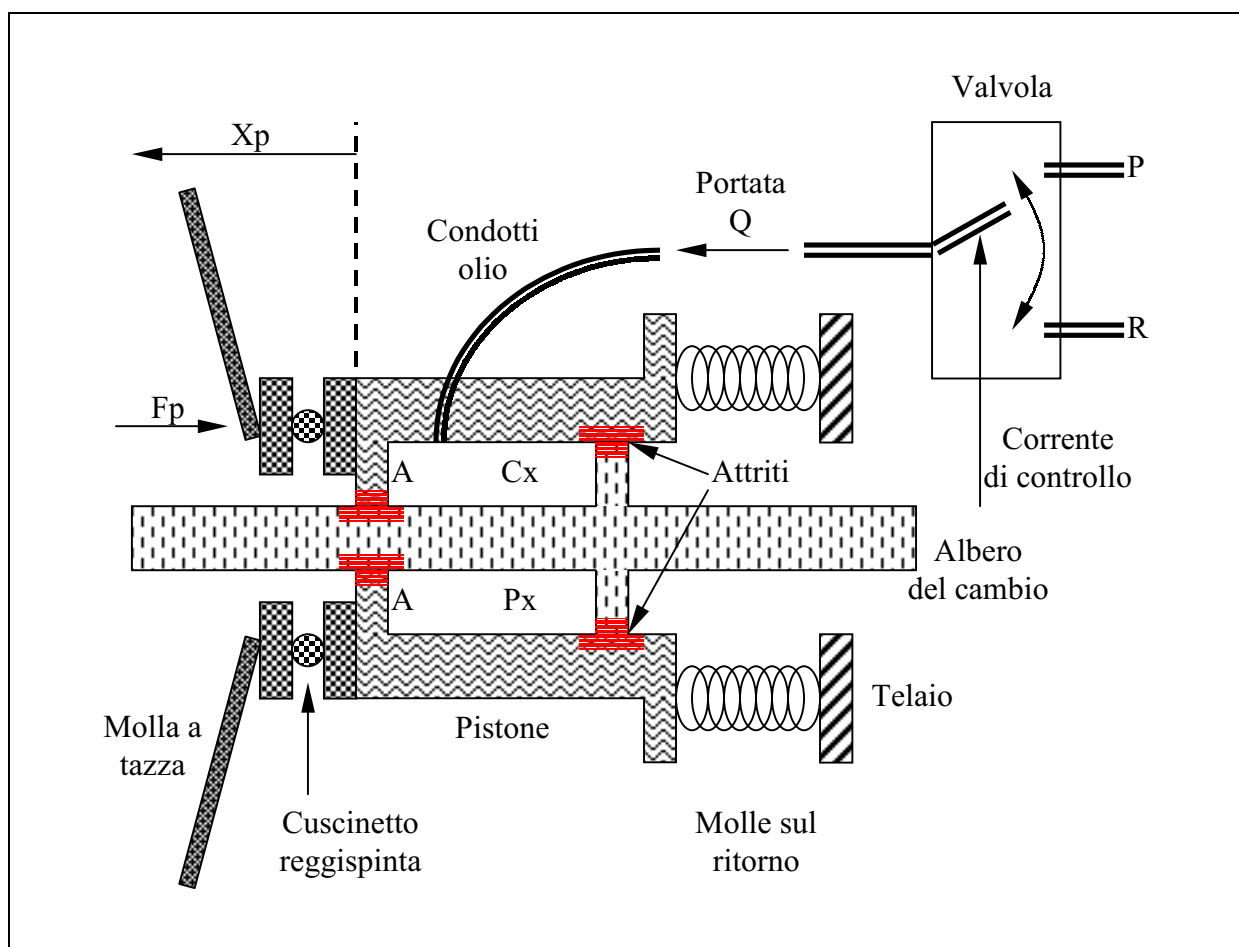


Figura 1.4: schema meccanico semplificato del pistone.

Come vedremo meglio nel prossimo paragrafo, l'elettrovalvola è in grado di collegare, attraverso il condotto idraulico, la camera con la pressione di alimentazione P (alta pressione) o con il ritorno R (bassa pressione). Quando la camera è collegata con P, l'olio fluisce nei condotti, il pistone avanza e la pressione P_x tende a seguire la forza generata dalla molla a tazza sul pistone.

Un aspetto fondamentale per la descrizione della dinamica del pistone, è rappresentato dai fenomeni di attrito. Occorre infatti considerare che, per mantenere l'olio all'interno della camera evitando perdite, sono necessarie delle guarnizioni a contatto sia del pistone, sia dell'albero del cambio. Esse provocano, principalmente, i seguenti tipi di attrito:

- Attrito viscoso o lineare (b): la forza generata per attrito è proporzionale alla velocità del pistone e con segno opposto.
- Attrito di primo distacco (bd): quando il pistone è fermo è necessario fornire una forza superiore ad una certa soglia per muoverlo. L'attrito di primo distacco è correlato con l'attrito coulombiano descritto al punto successivo.
- Attrito coulombiano ($bc < bd$): la forza generata per attrito è costante per qualunque velocità del pistone e con segno opposto rispetto ad essa. Questo tipo di attrito è strettamente complementare al precedente: uno si attua a pistone fermo, l'altro in fase di moto.

Per quanto detto, la dinamica del pistone è governata dall'azione di tre forze: la forza generata dalle molle (F_m in funzione della posizione X_p), la forza dovuta alla pressione P_x e infine dalle forze di attrito.

Il moto del pistone nella direzione X_p causa un allargamento della camera e quindi un assorbimento di olio. Quest'ultimo deve essere fornito dalla valvola.

1.3 Descrizione e schemi funzionali della valvola

La valvola rappresenta l'elemento intermedio fra la parte idraulica e la parte elettrica del sistema. Essa è una comune valvola commerciale controllata in corrente. Per descrivere il suo funzionamento facciamo riferimento allo schema semplificato riportato in figura 1.5.

La parte idraulica del sistema è caratterizzata da un serbatoio P, detto power unit, in cui è contenuto olio ad alta pressione (fra i 42 e i 60 bar) e da un serbatoio di scarico o ritorno R con bassa pressione (2 o 3 bar) che raccoglie l'olio in uscita dal circuito idraulico per immetterlo nella pompa che lo riporta in P.

In sostanza, P e R sono analoghi rispettivamente alla tensione di alimentazione e alla massa dei circuiti elettrici. La corrente è invece analoga alla portata di olio.

Per concludere l'analogia elettrica, è utile osservare che l'assorbimento di olio nella camera del pistone è equivalente al comportamento di una capacità.

L'elettrovalvola collega il condotto di uscita verso la camera del pistone alla pressione di alimentazione P o al ritorno R. Per ottenere questo risultato si modifica la posizione di una spoletta attraverso un campo magnetico generato dalla corrente di controllo.

Il movimento della spoletta è del tutto analogo rispetto a quello del pistone:

- La forza generata dal campo magnetico è contrastata dalla rigidità della molla (k_v). L'equilibrio fra queste due forze determina, a meno degli attriti, la posizione del pistone.
- Il moto della spoletta è condizionato dagli attriti viscosi (b_v), di primo distacco (bd_v) e coulombiani (bc_v).

Come si può notare dalla figura 1.5, la posizione della spoletta (v) determina il grado di apertura, verso P o verso R, del condotto di uscita. Sostanzialmente, al variare della corrente di controllo, cambia la resistenza idraulica offerta dalla valvola fra gli ingressi (P o R) e i condotti di uscita.

Il valore della pressione all'ingresso (P o R), il valore della pressione P_x all'uscita e il grado di apertura della valvola, determinano la portata Q entrante nel condotto di uscita.

In prima approssimazione si può dire che la portata nella valvola è determinata dalla corrente di controllo. Questa osservazione giustifica una descrizione semplificata della valvola attraverso l'uso delle funzioni di trasferimento.

La relazione fra la corrente di controllo (I) e la posizione della spoletta (v) può essere descritta attraverso una funzione di trasferimento con uno o due poli. La portata Q si determina poi attraverso una funzione non lineare che coinvolge: la pressione di ingresso, la pressione P_x e la posizione v della spoletta.

Questo tipo di descrizione semplificata può essere utilizzata per ridurre i tempi di simulazione, ma si allontana dal significato fisico dei fenomeni. Per questo motivo conviene ove necessario utilizzare una descrizione più complessa che contempi i fenomeni che caratterizzano il funzionamento della valvola, come le non linearità, l'isteresi e la zona morta nell'intorno della corrente di offset.

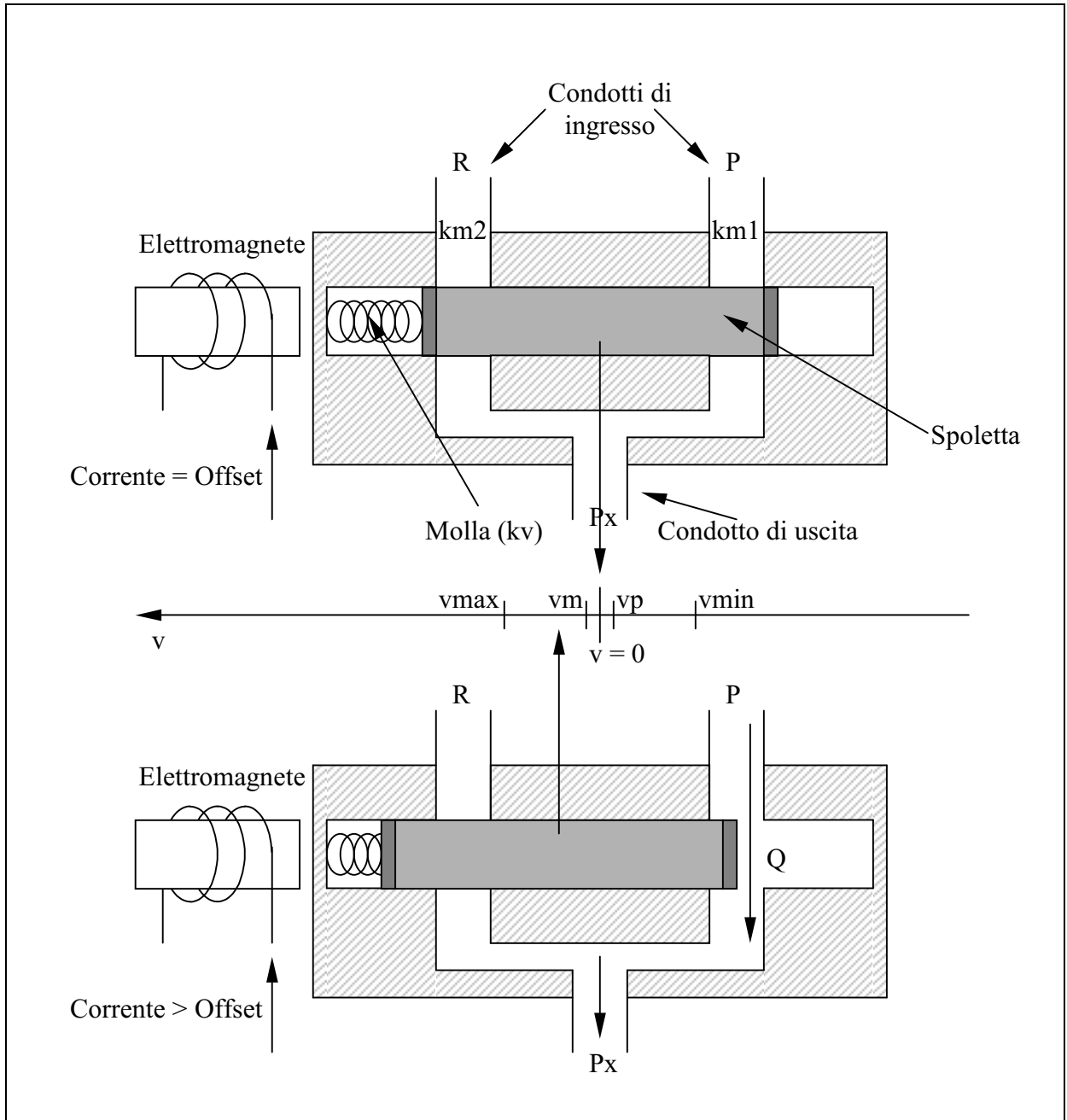


Figura 1.5: schema concettuale dell'elettrovalvola.

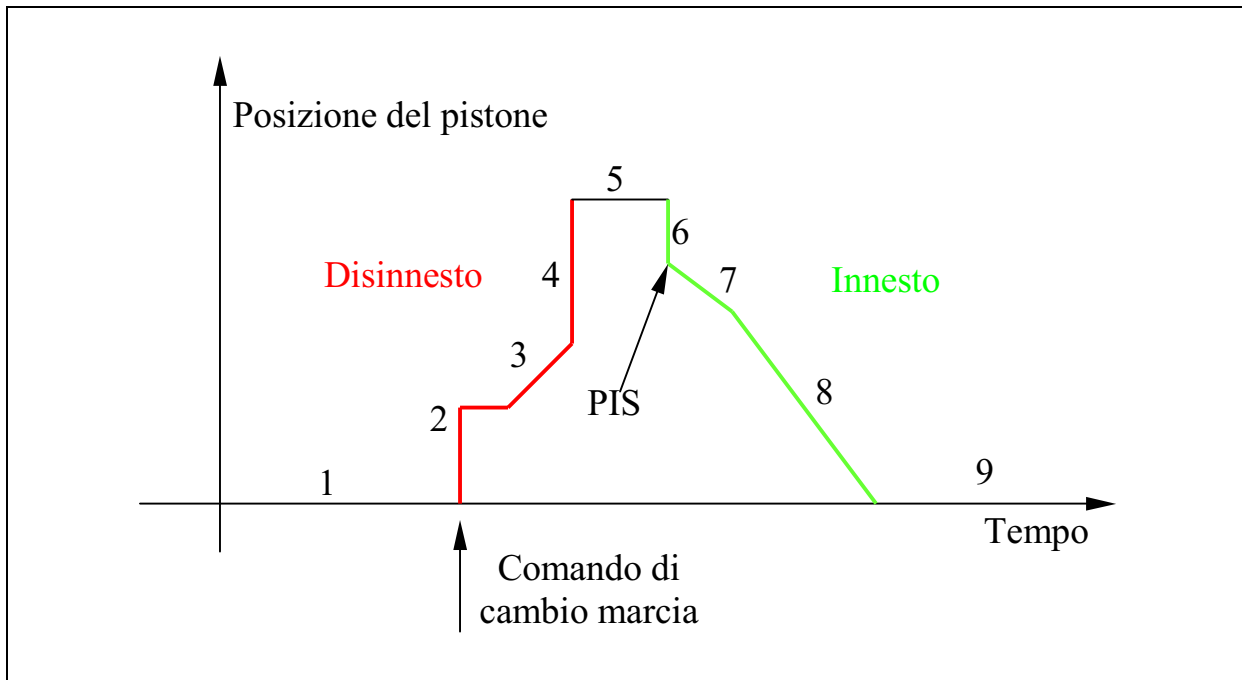


Figura 1.6: fasi del cambio di marcia.

Il riferimento di posizione indica quello che il pistone dovrebbe fare durante un cambio di marcia. La figura 1.6 ci permette di descrivere le varie fasi della suddetta manovra:

- 1) Il pilota non ha ancora dato il comando di cambio marcia. Il pistone è nella posizione di riposo e la frizione è completamente innestata.
- 2) Non appena il pilota ordina il cambio di marcia, il pistone si dovrebbe portare più velocemente possibile in prossimità del punto di slittamento della frizione. Per questo motivo viene dato un gradino come riferimento di posizione.
- 3) Il pistone si sposta lentamente permettendo il graduale disinnesto della frizione. Il distacco non può essere troppo veloce altrimenti il motore aumenterebbe troppo il suo numero di giri.
- 4) Quando il numero di giri del motore si distingue sufficientemente da quelli del cambio, la frizione può essere staccata completamente, per questo viene dato il gradino che porta il pistone nella posizione più avanzata.
- 5) Si attende l'innesto della nuova marcia.
- 6) Inizia ora il reinnesto della frizione. Il pistone, quando la nuova marcia è stata inserita, viene portato in corrispondenza del PIS (Punto di Incipiente Slittamento). In tale posizione la frizione è al limite del disinnesto, lo spingidisco e il disco si sfiorano appena.
- 7) La frizione viene innestata gradualmente per evitare che il numero di giri del motore scenda bruscamente.
- 8) Quando il numero di giri del motore e del cambio sono sufficientemente vicini, si completa l'innesto della frizione e si ritorna così al punto di partenza.
- 9) Il cambio marcia è concluso.

L'obiettivo finale del sistema di controllo della frizione, che è stato descritto fino a questo punto, è di poter scegliere, istante per istante, la frazione di coppia che deve essere trasferita dal motore al resto della trasmissione.

E' interessante notare che, per ottenere questo risultato si interviene su una grandezza, la posizione del pistone, che è indirettamente legata alla coppia. Questo aspetto complica notevolmente la gestione della frizione perché è necessario mantenere sotto controllo tutte le grandezze che legano la posizione del pistone alla coppia. In particolare è necessario sapere esattamente il P.I.S. e lo stato di usura dei dischi, in altre parole la caratteristica statica posizione-coppia della frizione.

MODELLO SISTEMA DI ATTUAZIONE FRIZIONE AMT

2.1 Dinamica e modello del pistone

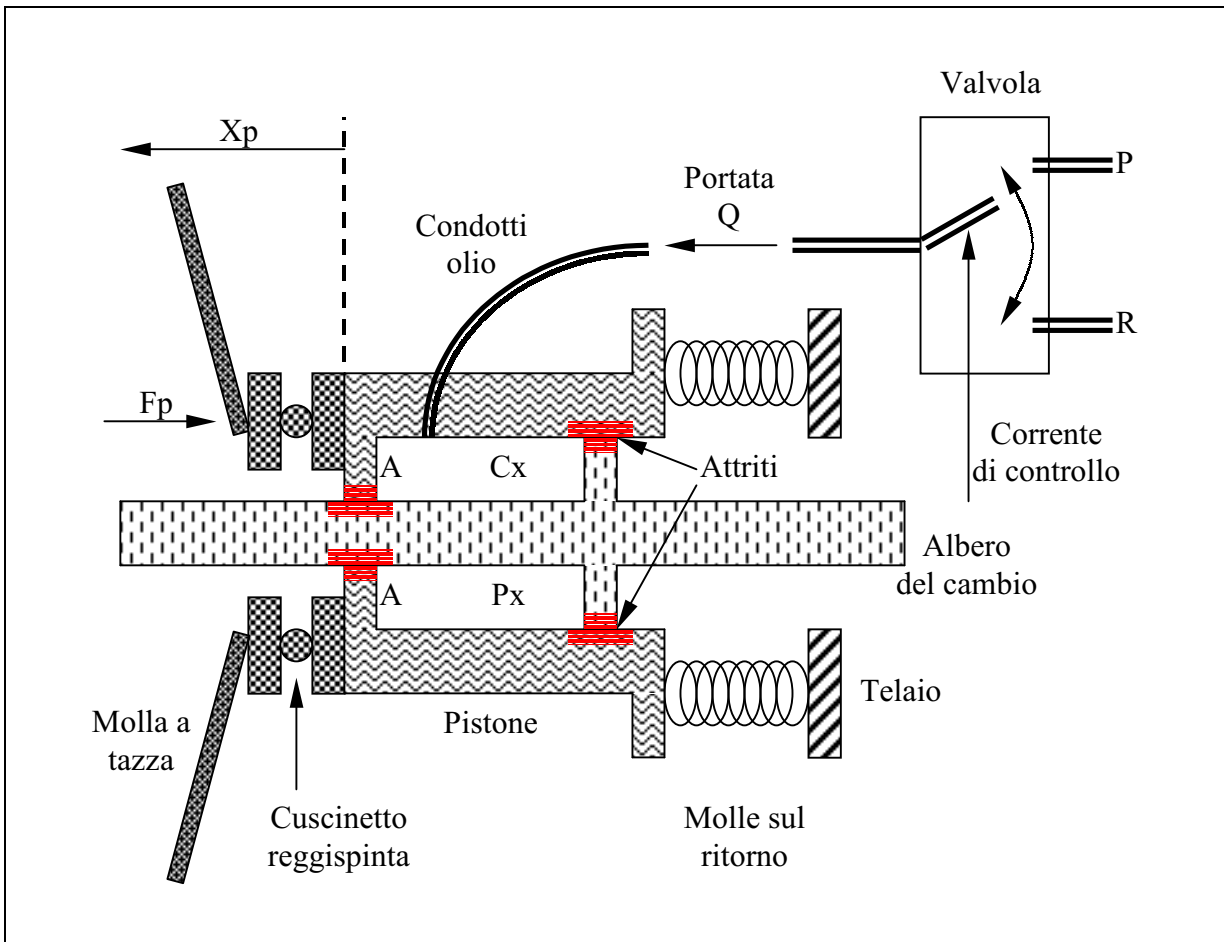


Figura 2.1: schema concettuale del pistone.

La dinamica del pistone è governata dall'azione di tre forze: la forza generata dalle molle (F_m in funzione della posizione X_p , essa comprende sia la molla a tazza, sia le molle sul ritorno del pistone), la forza dovuta alla pressione P_x e infine dalle forze di attrito. Pertanto l'equazione che descrive il moto lineare del pistone è:

$$m_p \cdot a_p = P_x \cdot A + F_m(X_p) + b \cdot v_p + bc \cdot \text{sign}(v_p) \quad (2.1)$$

Dove a_p e v_p rappresentano rispettivamente l'accelerazione e la velocità del pistone nella direzione X_p .

L'equazione che invece descrive le posizioni di riposo del pistone è la seguente:

$$P_x \cdot A + F_m(X_p) + bd \cdot \alpha = 0 \quad (2.2)$$

Dove α rappresenta un coefficiente compreso fra 1 e -1 . Se, per mantenere l'equilibrio, α supera i limiti imposti, il pistone si mette in moto e l'equazione da utilizzare è la (2.1).

Dall'equazione (2.2) si deduce che, a pari posizione X_p , esiste un intervallo di pressioni P_x che permette l'equilibrio del pistone a causa dell'attrito di primo distacco.

Il moto del pistone causa un allargamento della camera e quindi un assorbimento di olio. Esso si traduce pertanto in una portata entrante data da:

$$Q_x = A \cdot v_p \quad (2.3)$$

L'equazione (2.3) rappresenta il raccordo fra la dinamica della parte meccanica del sistema e il comportamento della parte idraulica.

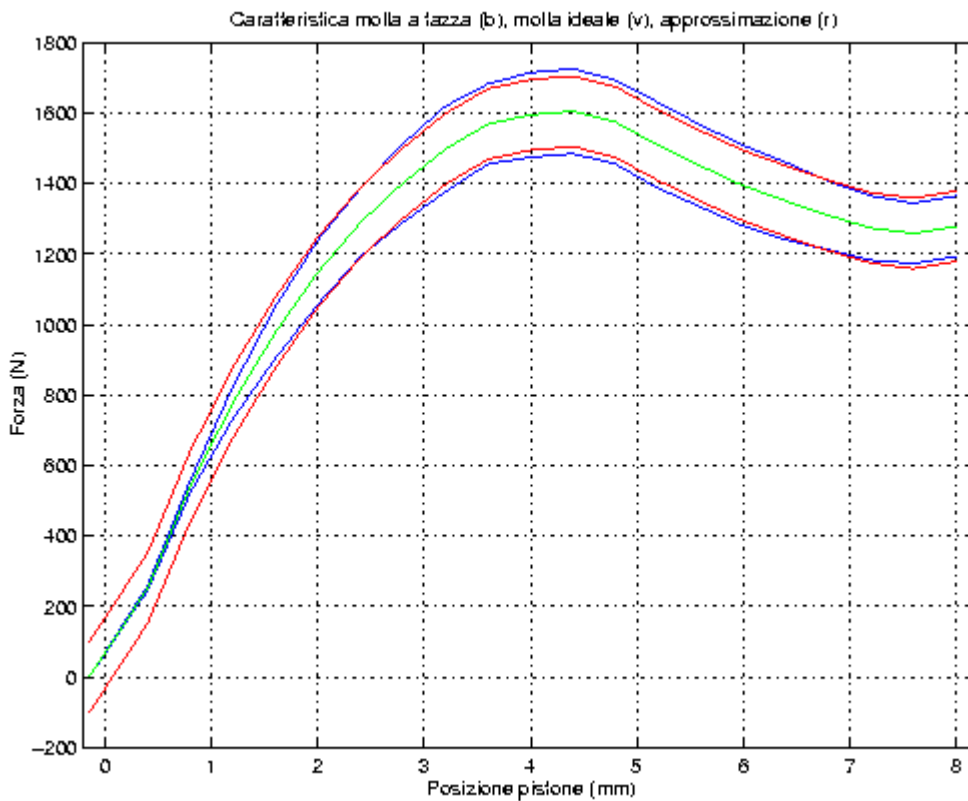


Figura 2.2: approssimazione dell'isteresi della molla a tazza.

Esaminando attentamente i dati sulla molla a tazza, è possibile notare che è presente una isteresi dovuta al fatto che la molla, deformandosi e tornando alla forma originale, trasforma una parte dell'energia assorbita in calore che viene dissipato. Questo fenomeno è importante perché interviene significativamente sulla dinamica del pistone.

Dal momento che la molla a tazza e il pistone si muovono mantenendosi sempre in contatto, il modo più semplice di considerare l'isteresi della molla è quello di attribuirlo come un ulteriore attrito coulombiano che agisce sul pistone.

La figura 2.2 mostra l'approssimazione che si ottiene con questo metodo. In blu è riportata la caratteristica sperimentale della molla con il disco della frizione nuovo. La curva verde è la media aritmetica delle due curve precedenti. Essa rappresenta la caratteristica della molla a tazza ideale, pertanto senza isteresi dovute alla deformazione. Le due curve in rosso sono ottenute aggiungendo e togliendo la stessa forza costante alla caratteristica ideale della molla a tazza.

Questa approssimazione può essere evitata considerando separatamente l'attrito statico sul pistone dall'isteresi della molla, ma a condizione di complicare il modello. Le simulazioni non hanno però indicato variazioni sostanziali e pertanto il modello più semplice è preferibile per i migliori tempi di simulazione.

Sommando alla caratteristica ideale della molla a tazza, il contributo delle due molle lineari, si ottiene il comportamento complessivo mostrato nella figura 2.3 nella condizione con disco della frizione nuovo.

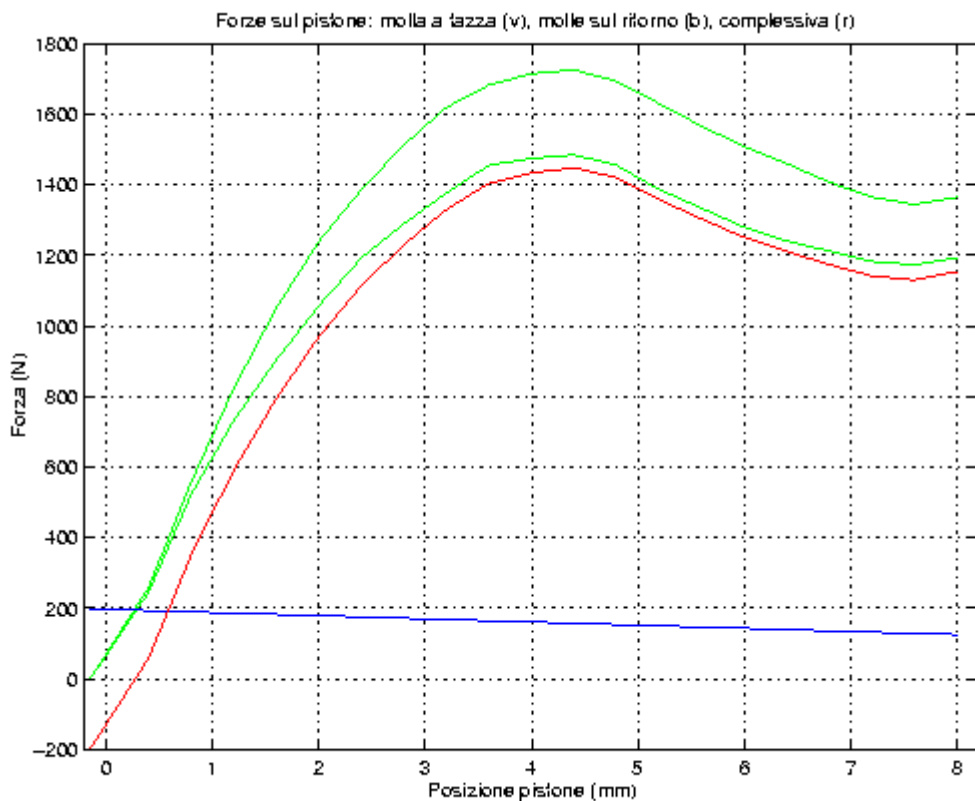


Figura 2.3: caratteristica complessiva delle molle.

Le equazioni elencate permettono di ricavare il modello P.O.G. del pistone. Esso è riportato nella figura 2.4.

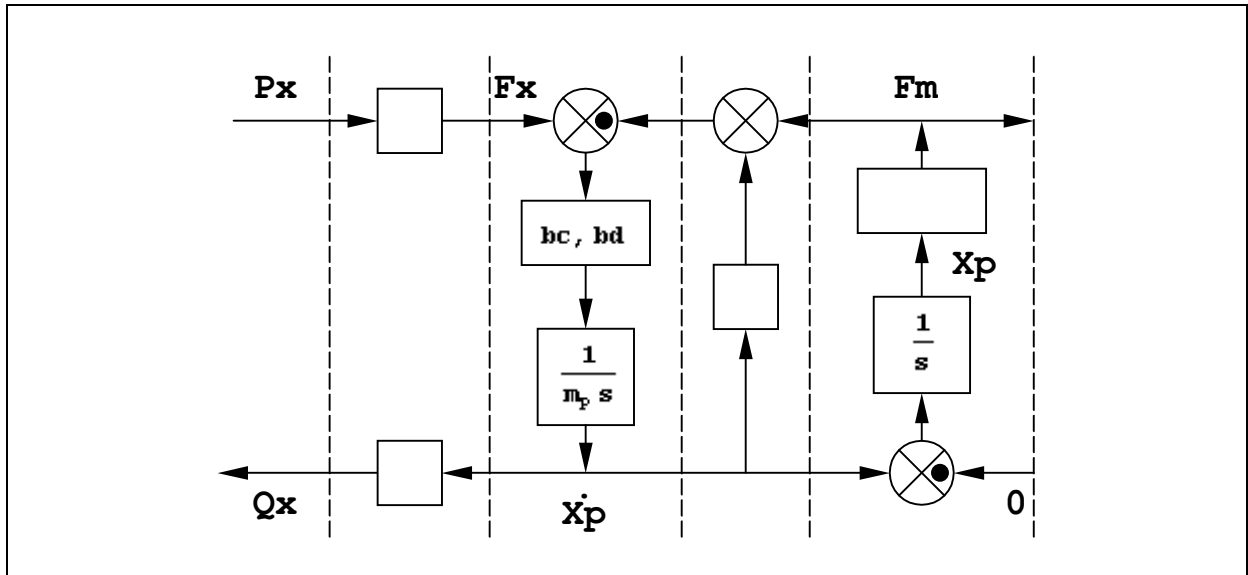


Figura 2.4: modello P.O.G. del pistone.

La pressione P_x agendo sull'area A , genera la forza F_x che spinge il pistone contro la molla a tazza. La forza F_x è contrastata dalla rigidità complessiva delle molle F_m e dall'attrito lineare b . L'attrito coulombiano e quello di primo distacco, sono descritti dai due parametri bc e bd . La risultante di tutte le forze agisce sulla massa m_p del pistone. La velocità di spostamento di quest'ultimo causa un assorbimento di portata sul circuito idraulico Q_x .

I parametri di questa parte del modello sono:

- La massa del pistone m_p e l'area A . Essi sono noti con precisione attraverso i dati tecnici del dispositivo.
- La caratteristica complessiva delle molle. Essa è stata ricavata partendo dai dati sperimentali e introducendo l'approssimazione sull'isteresi della molla a tazza indicata in precedenza.
- I coefficienti di attrito b , bc , bd . In questo caso non ci sono dati sperimentali che li evidenziano perché non sono state fatte misure opportune. Essi saranno dunque stimati attraverso le simulazioni.

2.2 Dinamica e modello della parte idraulica

La parte puramente idraulica del sistema è delimitata, da un lato, dalla valvola e dall'altro lato dal pistone.

I condotti idraulici, l'olio, le guarnizioni e la camera stessa, non sono perfettamente rigidi quindi si deformano, anche se in maniera quasi impercettibile, sotto l'effetto della pressione dell'olio. Tale cambiamento di forma causa un assorbimento di olio quando la pressione aumenta e viceversa. In queste situazioni si può utilizzare il concetto di capacità idraulica. Essa è del tutto analoga alla capacità elettrica, in questo caso però invece di accumulare carica, si accumula olio secondo la relazione:

$$Q_c = C_x \cdot dP_x/dt \quad (2.4)$$

Dove C_x è la capacità idraulica dei condotti e della camera, Q_c è la portata assorbita e P_x è la pressione nella camera, che si suppone uguale alla pressione all'interno dei condotti.

La portata Q , che deve essere fornita in uscita dalla valvola, risulta pertanto data dalla somma della portata Q_x assorbita dallo spostamento del pistone, e dalla portata Q_c dovuta alla capacità idraulica. Si può dunque scrivere che:

$$Q = Q_x + Q_c \quad (2.5)$$

Le due equazioni (2.4) e (2.5) portano direttamente al modello P.O.G. del sistema, riportato nella figura 2.5.

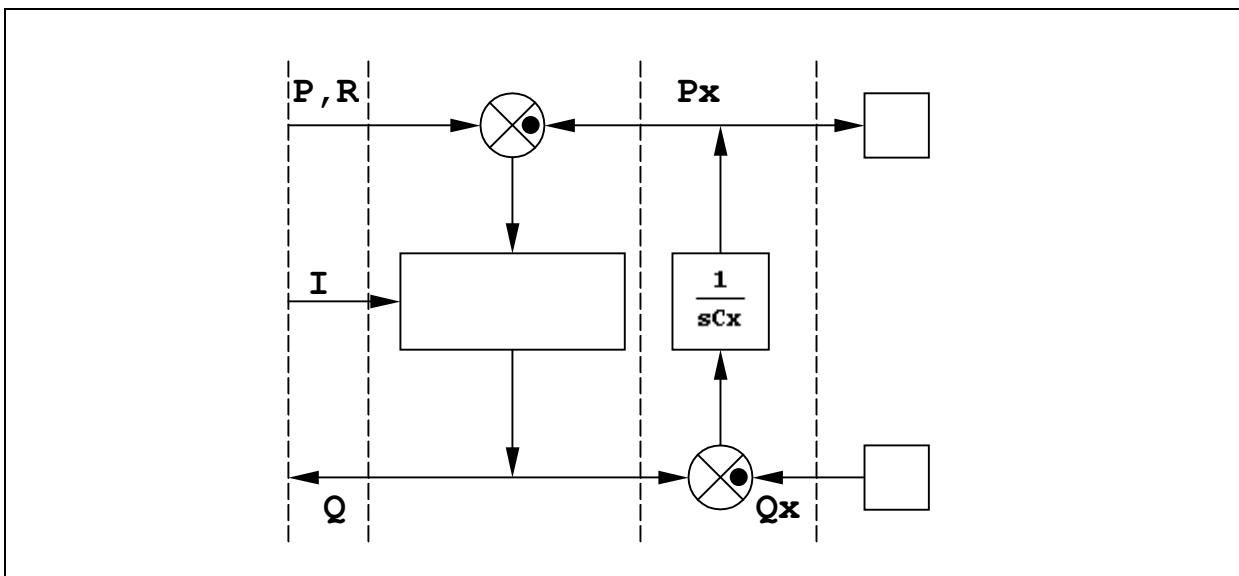


Figura 2.5: modello P.O.G. della parte idraulica del sistema.

I parametri di questa parte del modello sono:

- Le pressioni di alimentazione P e R. Esse sono state ricavate dalle caratteristiche tecniche del sistema.
- La capacità idraulica Cx. Essa non è ricavabile direttamente dai dati sperimentali, pertanto è stata stimata attraverso le simulazioni.

2.3 Dinamica e modello della valvola

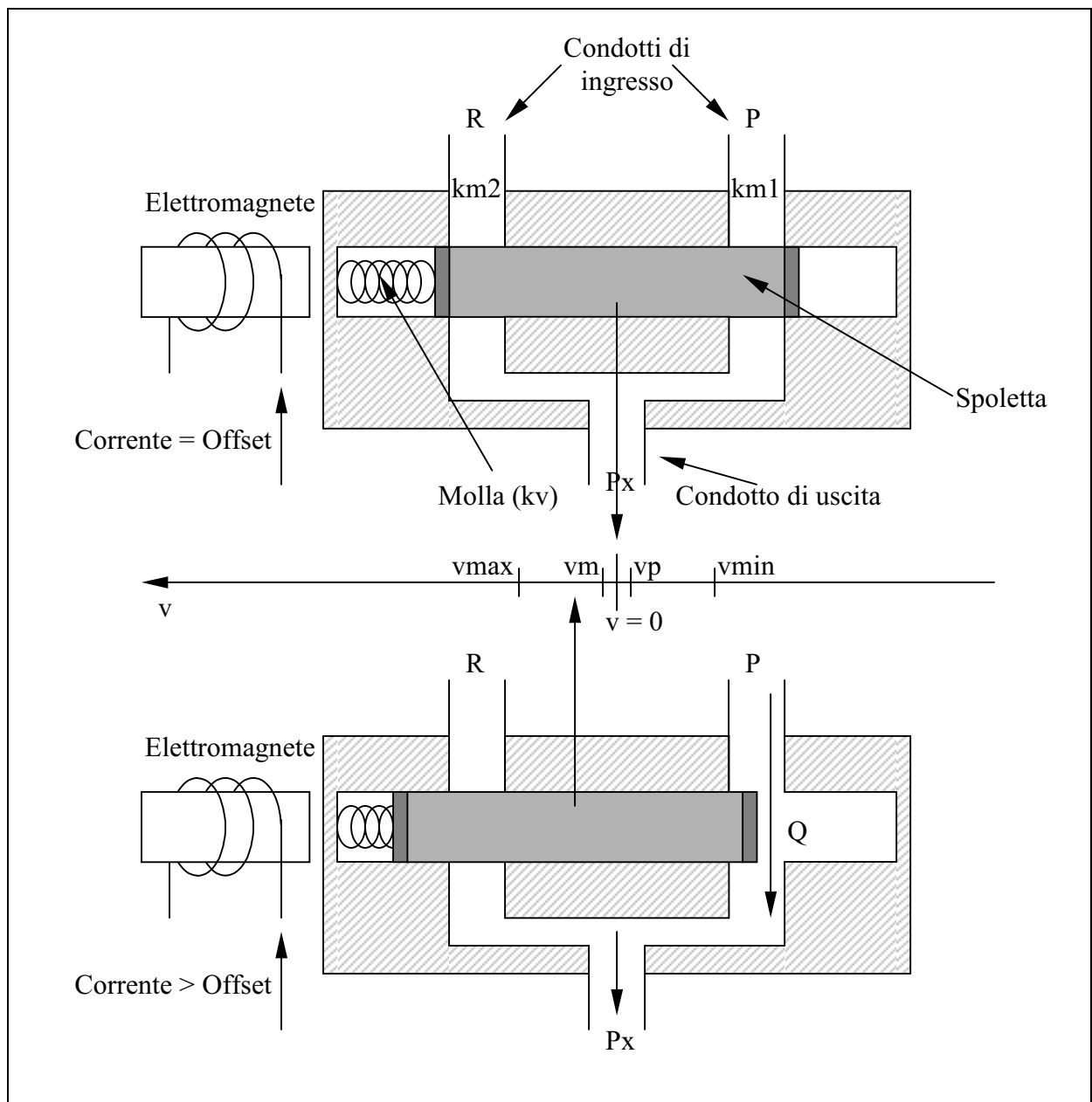


Figura 2.6: schema di funzionamento della valvola.

Dagli schemi meccanici forniti dal costruttore, si può dedurre che la portata Q di uscita della valvola varia, a pari differenza di pressione fra i condotti, con la posizione della spoletta interna. La corrente di controllo genera un campo magnetico il cui effetto finale è quello di spostare la spoletta e quindi modificare la portata Q . Sono dunque distinguibili due comportamenti indipendenti fra loro: la relazione fra la portata e la posizione della spoletta e il legame fra quest'ultima e la corrente di eccitazione.

Abbiamo quindi realizzato un modello della valvola che separa i due aspetti. Indicando con v la posizione della spoletta, la portata Q è data dalla relazione (con $P > P_x > R$ sempre vera):

$$\begin{aligned} Q &= K_{m1} \cdot f_1(v-v_m, P-P_x) && \text{per } v > v_m \\ Q &= 0 && \text{per } v_p \leq v \leq v_m \\ Q &= -K_{m2} \cdot f_2(v-v_p, P_x-R) && \text{per } v < v_p \end{aligned}$$

Le due posizioni v_p e v_m indicano la regione di funzionamento in cui la spoletta chiude entrambi i condotti. Essa è necessaria per evitare che, a causa delle tolleranze costruttive o dell'usura, si verifichi la contemporanea apertura di entrambi i condotti di ingresso verso l'uscita. Tale situazione sarebbe infatti analoga a una sorta di corto circuito in un dispositivo elettronico.

I dati sperimentali indicano che i due condotti non sono perfettamente simmetrici, sono quindi presenti due guadagni diversi: K_{m1} e K_{m2} che permettono di ricavare la portata Q in funzione delle pressioni di funzionamento.

La posizione della spoletta è influenzata dalla corrente di ingresso. Per modellare questo aspetto, abbiamo considerato un sistema con la massa della spoletta (m_v), una molla di richiamo lineare (di rigidità k_v), un attrito viscoso (b_v), un attrito coulombiano (b_{cv}) e un attrito di primo distacco (b_{dv}). La massa si sposta a causa della forza generata su di essa per effetto della corrente di ingresso.

In mancanza di informazioni dettagliate, questo modello intuitivo permette di spiegare e rappresentare il comportamento statico e dinamico della valvola:

- L'isteresi nella caratteristica statica è dovuta all'attrito coulombiano e all'attrito di primo distacco.
- La zona a portata nulla (per $v_p \leq v \leq v_m$) è dovuta alla forma della spoletta che deve essere in grado di chiudere entrambi i condotti di ingresso.
- La saturazione della portata per correnti alte o basse è dovuta alle due posizioni di fine corsa della spoletta (rispettivamente v_{max} e v_{min}).
- Il comportamento dinamico è dovuto allo spostamento della massa della spoletta in presenza della forza esercitata attraverso la corrente, della molla e degli attriti.

Per quanto detto, supponendo la molla k_v lineare, l'equazione che governa il moto della spoletta risulta data da:

$$m_v \cdot a_v = D_v \cdot I + F_{kx} \cdot v + b_v \cdot v_v + b_{cv} \cdot \text{sign}(v_v) \quad (2.6)$$

Dove a_v e v_v rappresentano rispettivamente l'accelerazione e la velocità della spoletta nella direzione v .

L'equazione che invece descrive le posizioni di riposo della spoletta è la seguente:

$$Dv \cdot I + Fkx \cdot v + bdv \cdot \alpha = 0 \quad (2.7)$$

Dove α rappresenta un coefficiente compreso fra 1 e -1 . Se, per mantenere l'equilibrio, α supera i limiti imposti, la spoletta si mette in moto e l'equazione da utilizzare è la (2.6).

Dall'equazione (2.7) si deduce che, a pari posizione v , esiste un intervallo di correnti I che permette l'equilibrio della spoletta a causa dell'attrito di primo distacco.

Il modello P.O.G. della valvola è molto simile a quello del pistone in quanto entrambi gli oggetti si muovono seguendo leggi del tutto analoghe. La differenza fondamentale sta nella possibilità di trascurare, in questo caso, gli effetti del flusso di olio sulla posizione della spoletta e la tensione indotta sull'avvolgimento dallo spostamento della spoletta. Il modello è riportato in figura 2.7.

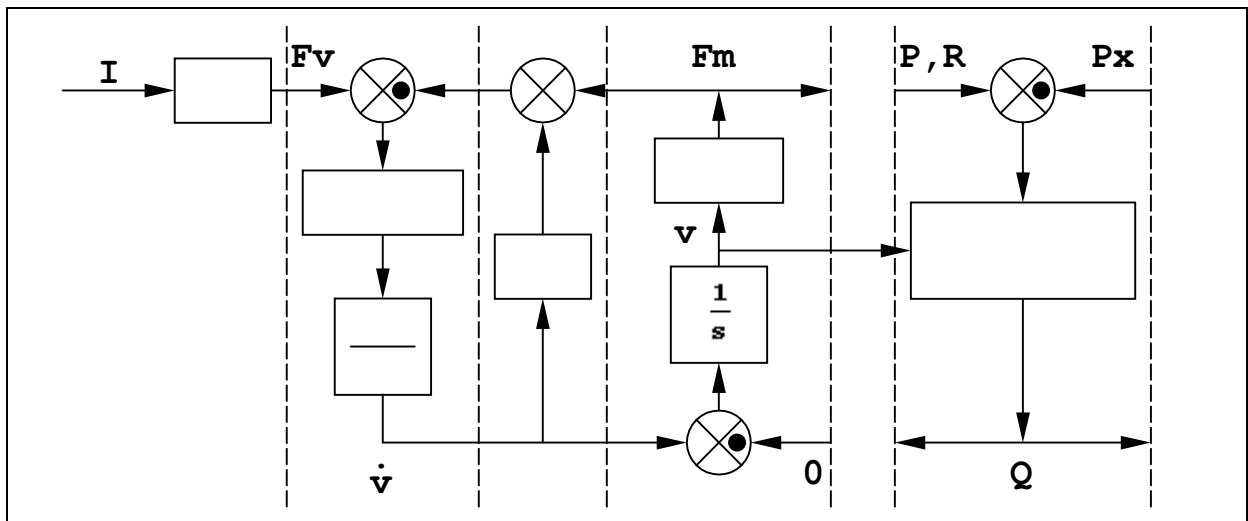


Figura 2.7: modello P.O.G. della valvola.

I coefficienti del modello si possono dividere in parametri statici e in parametri dinamici. I primi sono:

- I guadagni $Km1$ e $Km2$ dei due condotti di ingresso.
- Le funzioni $f1$ e $f2$ che indicano la portata Q in uscita in funzione della posizione della spoletta e delle pressioni di alimentazione.
- Il coefficiente di attrito coulombiano bcv . Esso può infatti essere misurato a partire da una misura statica nella quale gli effetti dinamici dovuti alla massa della spoletta e all'attrito lineare sono trascurabili.
- La caratteristica della molla.
- Le posizioni di fine corsa della spoletta ($vmax$ e $vmin$).
- L'ampiezza della zona morta (vp e vm).
- Il coefficiente Dv (linearizzato!) che esprime la forza generata dal campo magnetico sulla spoletta in funzione della corrente I .
- Il valore di offset della corrente.

Tutti questi parametri possono essere determinati ricorrendo alla caratteristica statica fornita dal costruttore e riportata nella figura 2.8.

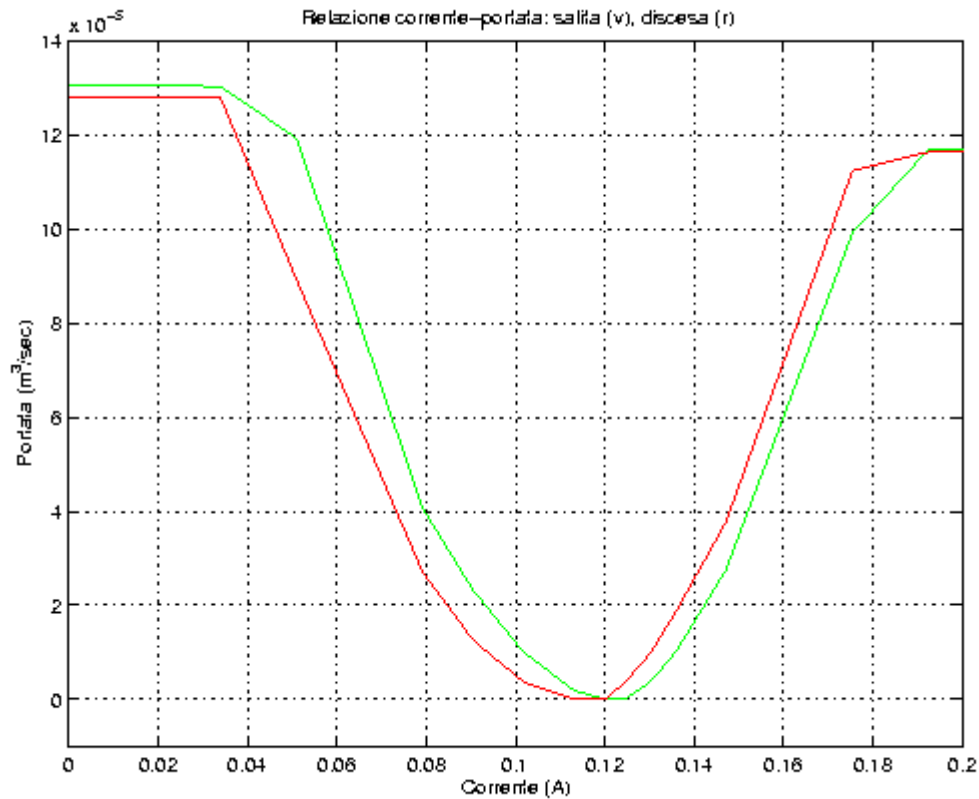


Figura 2.8: caratteristica statica di ingresso – uscita della valvola.

I parametri dinamici della valvola sono:

- La massa della spoletta.
- I coefficienti di attrito lineare b_v e di primo distacco b_{dv} .

Tutti questi parametri non sono stati forniti dal costruttore, pertanto sono stati stimati attraverso le simulazioni.

In particolare, l'aspetto essenziale della valvola è la sua velocità di risposta. Quindi, per determinare i parametri dinamici, abbiamo approssimato la valvola con un sistema lineare del secondo ordine di tipo massa – molla – ammortizzatore. Mediante le simulazioni è stata stimata la velocità di risposta della valvola e di conseguenza sono stati calcolati i parametri dinamici.

2.4 Ambiente di simulazione

I modelli P.O.G., descritti nei paragrafi precedenti, sono il punto di partenza per poter simulare il comportamento dinamico del sistema. L'uso delle simulazioni nel campo dei controlli automatici offre numerosi vantaggi:

- E' possibile verificare la qualità del modello realizzato confrontando i dati sperimentali con i risultati delle simulazioni. Maggiore è il numero dei dati sperimentali (coerenti fra loro, cioè misurati sullo stesso sistema), migliori sono le possibilità di individuare tutte le caratteristiche fondamentali che contraddistinguono la dinamica del sistema.
- Le simulazioni permettono la stima dei parametri che non sono direttamente valutabili attraverso misure sperimentali.
- Un modello validato dai risultati delle simulazioni permette una migliore comprensione del sistema da controllare. E' pertanto possibile capire l'effetto di ogni parametro del sistema e fornire utili indicazioni progettuali sulle direzioni di intervento per migliorare le prestazioni.
- Dato che il sistema è fortemente non lineare, non esistono tecniche teoriche semplici per il progetto dei regolatori. Per questo motivo, le simulazioni rappresentano un mezzo efficace e veloce per verificare l'esattezza dei calcoli teorici e per sperimentare tutte le possibili soluzioni.

Uno dei primi problemi del modello è stata la simulazione dei fenomeni di attrito di primo distacco e coulombiano. La figura 2.9 riporta lo schema Simulink per il sottosistema che descrive i suddetti fenomeni di attrito.

La velocità della massa determina la forza di attrito che agisce su di essa. Quando la velocità è diversa da zero, agisce l'attrito coulombiano. Esso è dato da una forza costante (b_c) che si oppone al moto. Essa viene sottratta a tutte le altre forze presenti in ingresso e che agiscono sulla massa. La forza F_t di uscita rappresenta la risultante di tutte le forze che determinano l'accelerazione della massa.

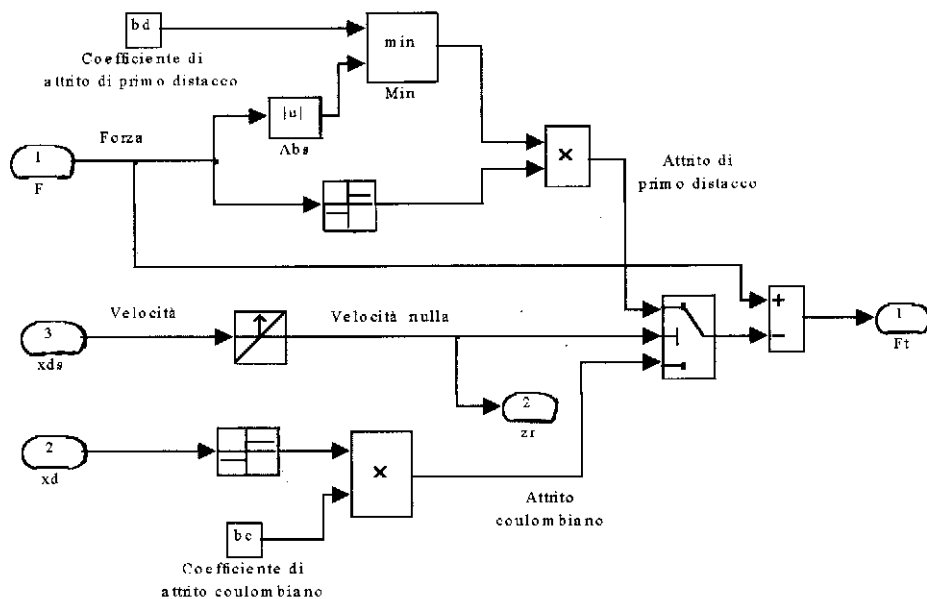


Figura 2.9: schema Simulink per la simulazione gli attriti di primo distacco e coulombiani.

Non appena la massa si ferma, interviene l'attrito di primo distacco. In dettaglio, se la somma delle forze di ingresso è inferiore alla soglia (bd) necessaria a muovere l'oggetto, la massa rimane ferma. Non appena le forze di ingresso superano il valore limite bd , la massa si mette in moto e si ricade nel caso precedente. L'attrito di primo distacco può anche agire per il solo istante in cui la massa si ferma per invertire il moto.

La figura 2.10 rappresenta lo schema Simulink della parte meccanica e della parte idraulica del sistema. Questo schema è esattamente la trasposizione dei modelli P.O.G. descritti in precedenza. Si può notare in particolare il blocco che permette la simulazione dell'attrito statico sul pistone.

La figura 2.11 riporta lo schema Simulink della valvola. Si possono chiaramente notare due sezioni distinte. La prima descrive la dinamica della spoletta per effetto del campo magnetico, degli attriti e della molla. La seconda esprime invece il legame fra la posizione della spoletta e la portata in uscita della valvola.

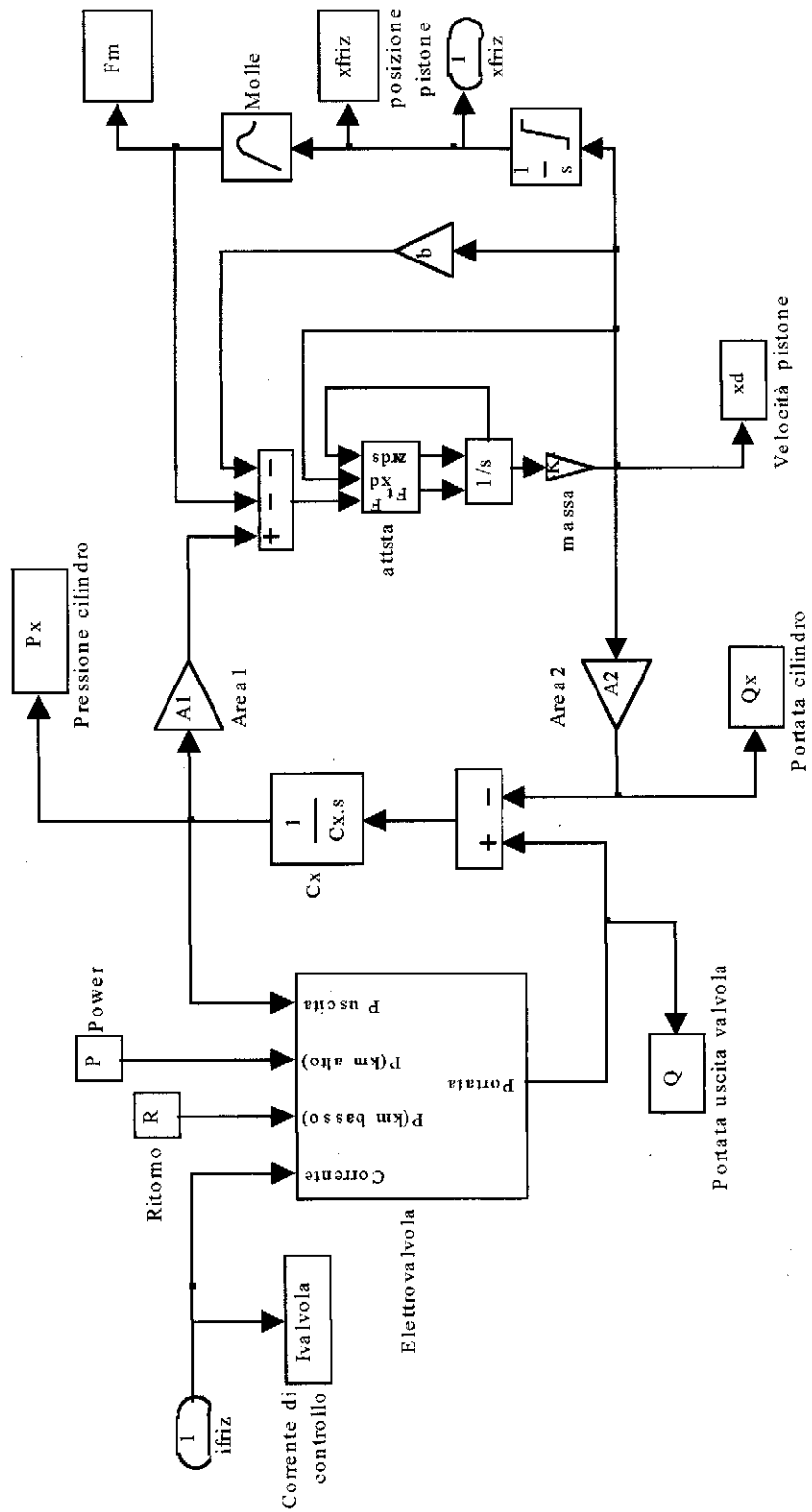


Figura 2.10: schema Simulink delle parti meccanica e idraulica.

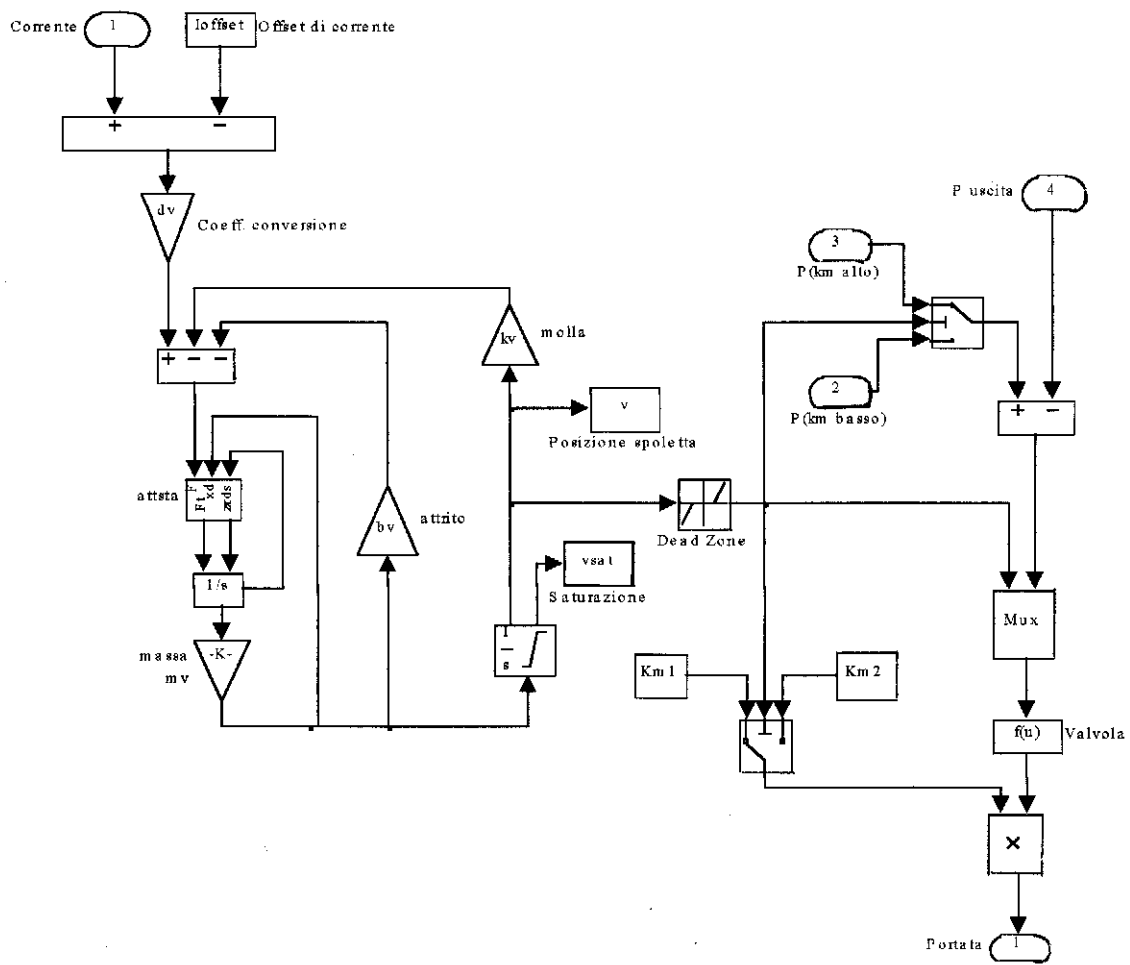


Figura 2.11: schema Simulink della valvola.

CONTROLLO FRIZIONE AMT

3.1 Regolatore con rete anticipatrice

Per velocizzare l'inseguimento del riferimento si può utilizzare un regolatore con una rete anticipatrice. Nei sistemi lineari questa semplice soluzione permette in molti casi di migliorare le prestazioni del sistema retroazionato. Essa infatti, quando può essere utilizzata, allarga la banda del sistema e introduce un anticipo di fase che permette di utilizzare guadagni più elevati senza pregiudicare la stabilità del sistema.

Lo schema del regolatore è riportato nella figura 3.1. Esso è caratterizzato da due elementi: un amplificatore lineare di guadagno K_p e dalla rete anticipatrice, la cui funzione di trasferimento contiene uno zero e un polo.

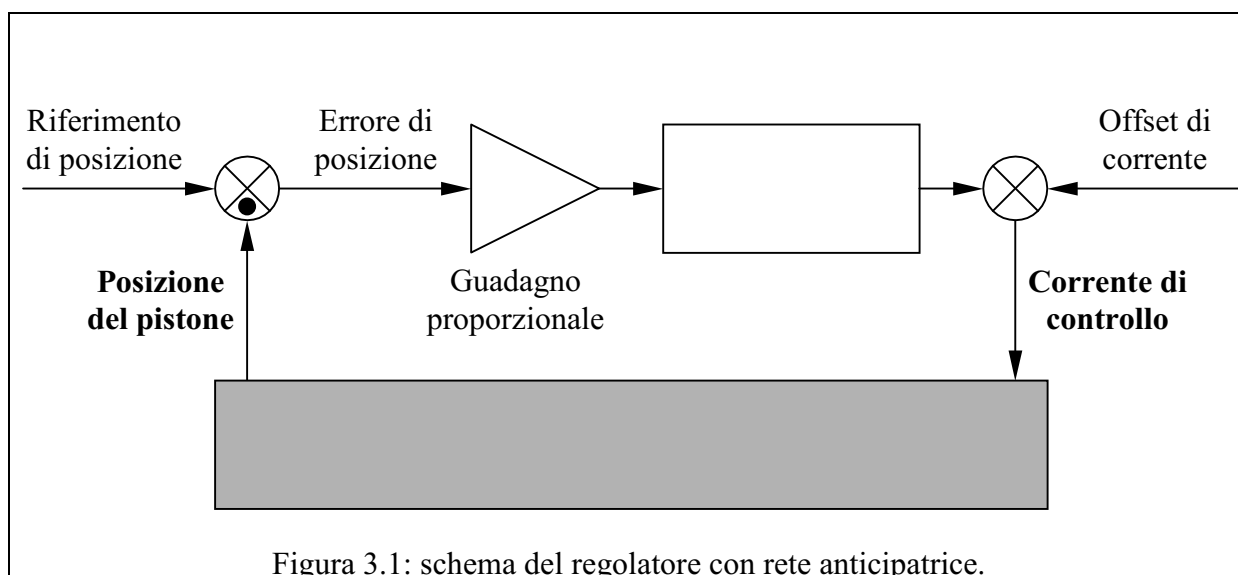


Figura 3.1: schema del regolatore con rete anticipatrice.

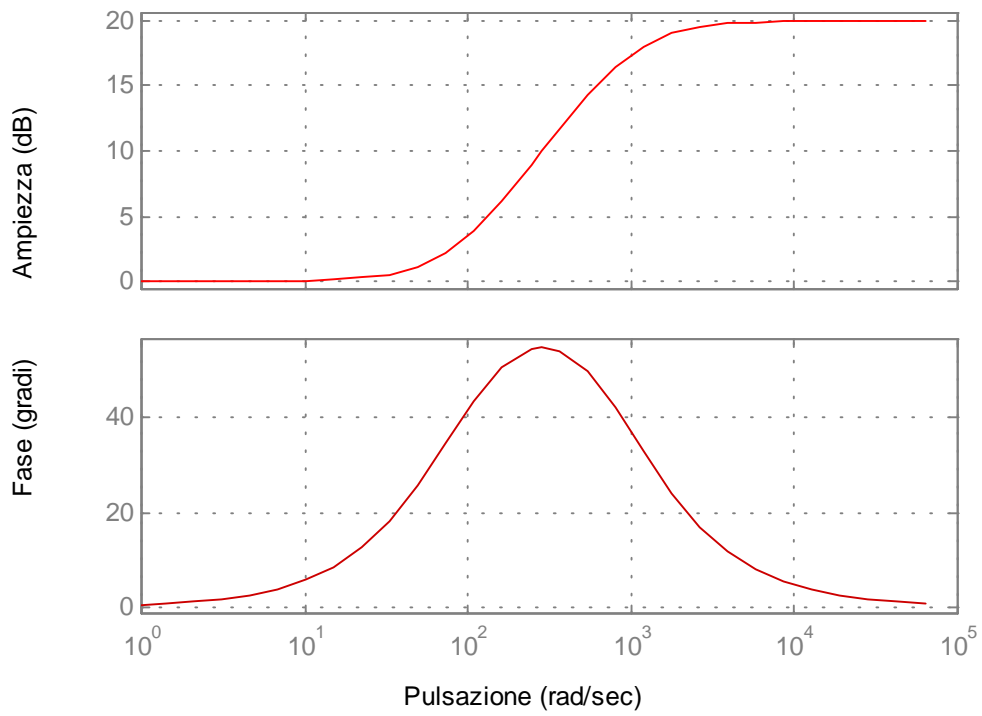
Per quanto riguarda i sistemi non lineari, manca un supporto teorico per il dimensionamento delle reti anticipatrici. Occorre quindi analizzare il comportamento degli elementi dinamici del sistema, in particolare della valvola, cercando una soluzione ragionevole.

Il comportamento dinamico della valvola può essere descritto, in prima approssimazione, mediante una funzione di trasferimento del secondo ordine con due poli. La rete anticipatrice è stata calcolata ponendo lo zero in prossimità dei due poli della valvola e il polo una decade oltre lo zero. Sostanzialmente lo zero della rete anticipatrice tende a cancellare l'effetto di uno dei due poli della valvola, spostandolo di una decade verso le frequenze più alte.

Dato che nella realtà la valvola è non lineare e le sue caratteristiche variano da campione a campione, lo zero della rete anticipatrice è stato scelto con un valore simile, ma non uguale a uno dei due poli della valvola.

Come indicato nella figura 3.2, l'effetto della rete anticipatrice è quello di allargare la banda della valvola e introdurre un anticipo di fase che ha un effetto stabilizzante sul sistema in esame. Occorre comunque ricordare che l'analisi attraverso le funzioni di trasferimento è, con questo sistema non lineare, soltanto indicativa.

Funzione di trasferimento della rete anticipatrice



Funzione di trasferimento: valvola (b), valvola+regolatore (r)

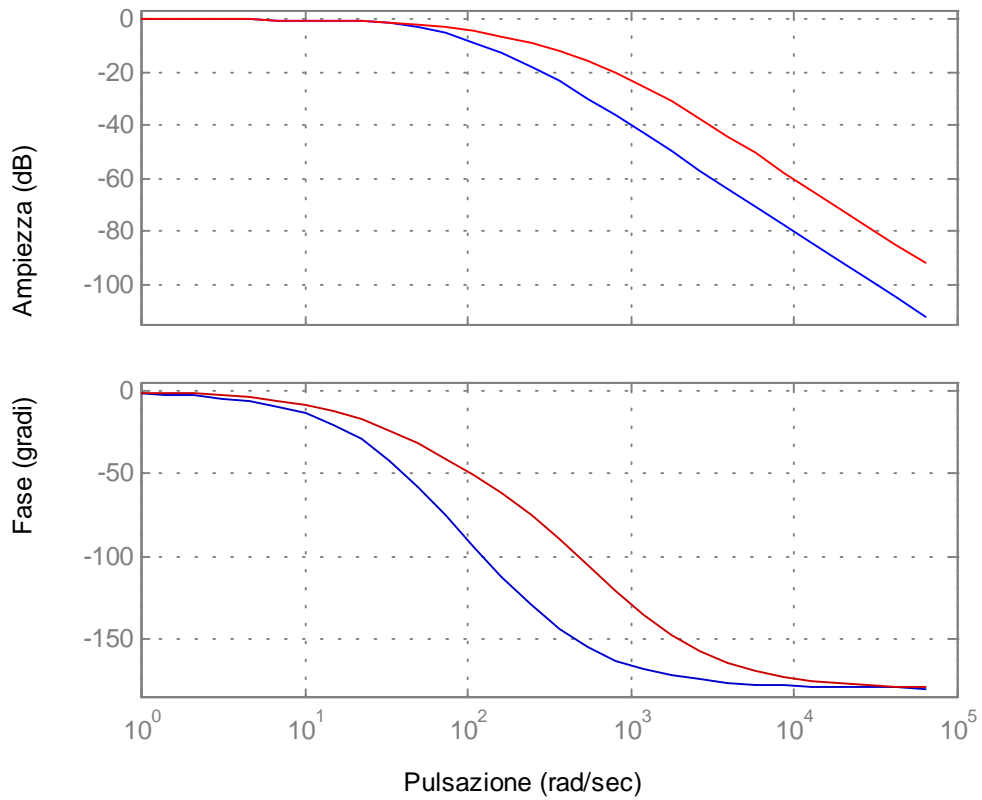


Figura 3.2: diagrammi di Bode relativi alla rete anticipatrice.

Spostando il polo della rete anticipatrice verso frequenze più elevate si ottiene un maggiore anticipo di fase e un ulteriore allargamento della banda. Non è consigliabile seguire questa possibilità perché una rete anticipatrice con un guadagno troppo alto (è legato alla distanza fra il polo e lo zero) può amplificare troppo gli eventuali disturbi alle alte frequenze (indicativamente sopra il polo) causando così problemi al sistema.

Dato che il dimensionamento della rete anticipatrice è stato fatto tenendo conto delle caratteristiche dinamiche della valvola, la stessa rete sarà utilizzata nel regolatore sul sistema con il sensore di pressione, ma con una collocazione diversa.

Il guadagno K_p dell'amplificatore lineare è stato scelto in modo da ridurre il più possibile l'errore a regime (a pistone fermo) e il ritardo di inseguimento delle rampe, senza introdurre oscillazioni e limitando gli overshoot.

Per osservare l'effetto del regolatore sul comportamento del sistema, abbiamo definito un riferimento di posizione costituito da (figura 3.3):

- Due impulsi rettangolari di diversa durata.
- Due rampe in salita e due in discesa di diversa pendenza.
- Una serie di gradini in salita e in discesa.
- Una serie di rampe in salita e in discesa.

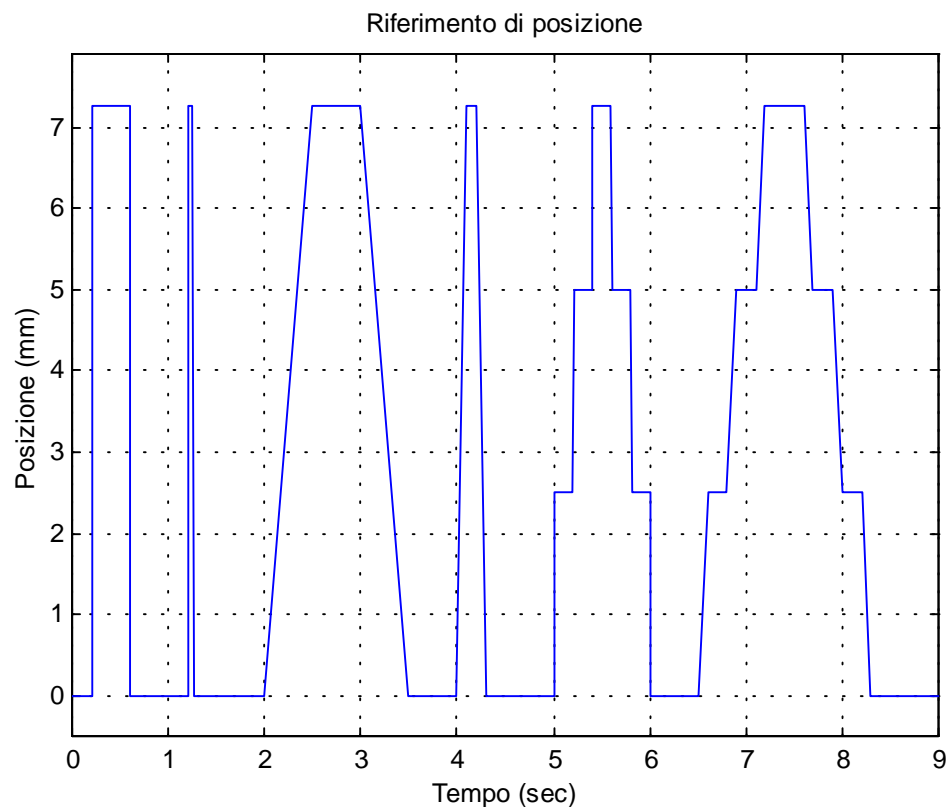


Figura 3.3: riferimento di posizione.

Questo riferimento (indicato in blu in tutte le figure seguenti) è stato dato come ingresso sia al modello del sistema originale, sia al sistema con il regolatore. Nelle figure seguenti, la risposta del modello originale è indicata in verde, mentre quella del sistema con il regolatore è rappresentata in rosso.

Il riferimento è stato definito con il solo scopo di confrontare il comportamento del modello con e senza il regolatore a fronte di segnali tipici. Non è quindi correlato alle manovre di cambio marcia o alle partenze.

Questo stesso riferimento sarà usato anche per valutare il comportamento degli altri regolatori, in modo da rendere confrontabili i risultati.

La risposta ai primi due gradini (figura 3.4) evidenzia un aspetto molto significativo del sistema: la velocità di risposta massima è condizionata dalla massima apertura possibile della valvola. Pertanto un impulso troppo breve rispetto allo spostamento richiesto non può essere seguito neppure con l'introduzione del regolatore.

E' possibile però osservare che il regolatore permette di ottenere una risposta, che si assesta con un overshoot minore rispetto al sistema originale, molto vicina alla posizione voluta. L'errore residuo è dovuto alla impossibilità di aumentare a piacere il guadagno K_p .

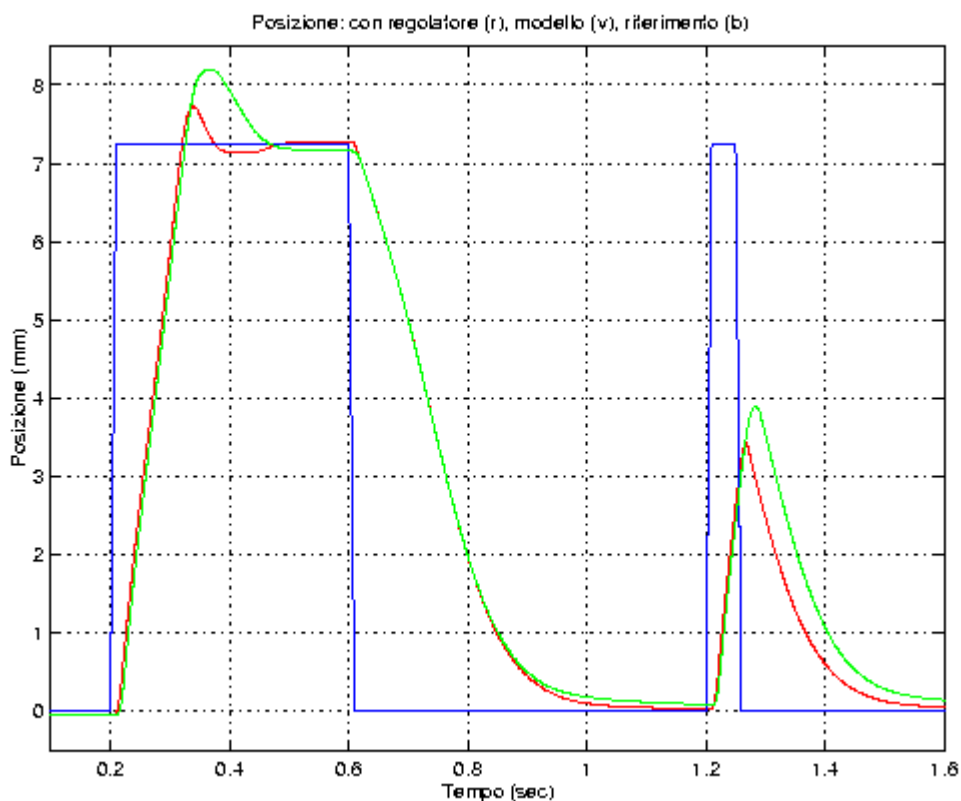


Figura 3.4: confronto fra le risposte a impulsi di diversa durata.

La limitazione sul massimo grado di apertura della valvola si manifesta anche nell'inseguimento di rampe molto veloci (figura 3.5). In questo caso però l'effetto della rete anticipatrice e del guadagno più elevato sono evidenti: il ritardo di inseguimento della rampa è molto inferiore rispetto a quello del sistema originale.

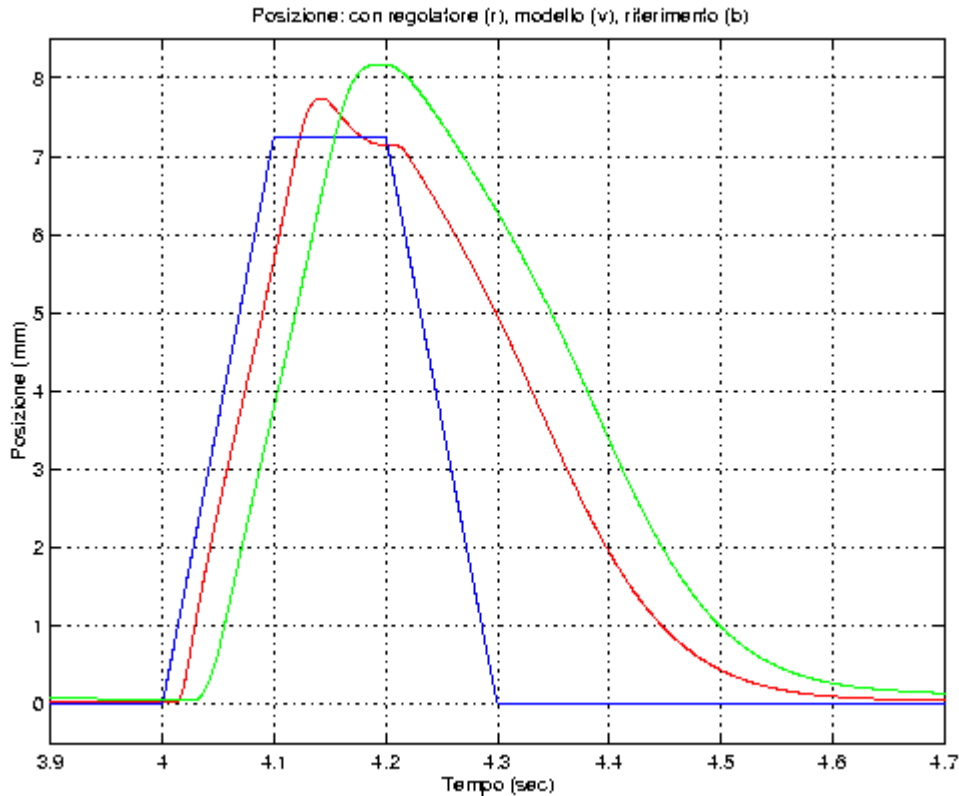


Figura 3.5: confronto sull'inseguimento di una rampa veloce.

Il sistema con la rete anticipatrice è in grado di seguire meglio anche le rampe più lente (figure 3.6 e 3.7). L'unico difetto evidente si osserva nella prima fase di salita della rampa quando il pistone si trova nella sua posizione più arretrata, compaiono infatti delle piccole oscillazioni che si attenuano mano a mano che il pistone avanza.

Questo comportamento è dovuto in parte alla relazione fra la portata e la differenza di pressione fra i condotti quando la valvola si apre verso P:

$$Q \cong K_m I \sqrt{P - P_x}$$

Il guadagno K_m della valvola è moltiplicato per la radice di $P - P_x$. Quindi il guadagno complessivo del sistema non dipende soltanto da K_p e da K_m , ma anche dalla differenza di pressione $P - P_x$.

Quando il pistone si trova nella sua posizione più arretrata la pressione P_x nel cilindro è uguale a R (3bar). Non appena la valvola si apre verso P (60bar) il guadagno complessivo del sistema è quello massimo possibile in queste condizioni e pertanto compaiono delle piccole oscillazioni. Quando il pistone si sposta, P_x aumenta e il guadagno complessivo diminuisce, facendo così scomparire le oscillazioni.

Questa analisi è confermata dal grafico della rampa in discesa (figura 3.7) dove non si osservano oscillazioni perché la differenza di pressione massima è di circa 20bar (la pressione P_x nel cilindro nella posizione più avanzata è di circa 25bar).

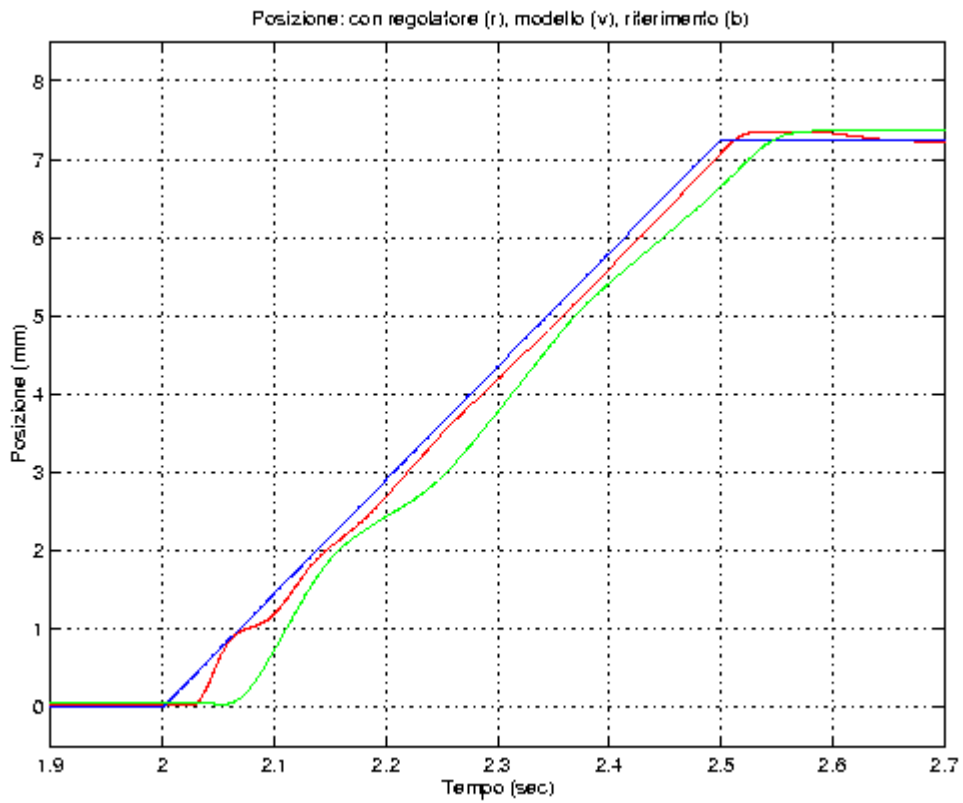


Figura 3.6: confronto sull'inseguimento di una rampa lenta in salita.

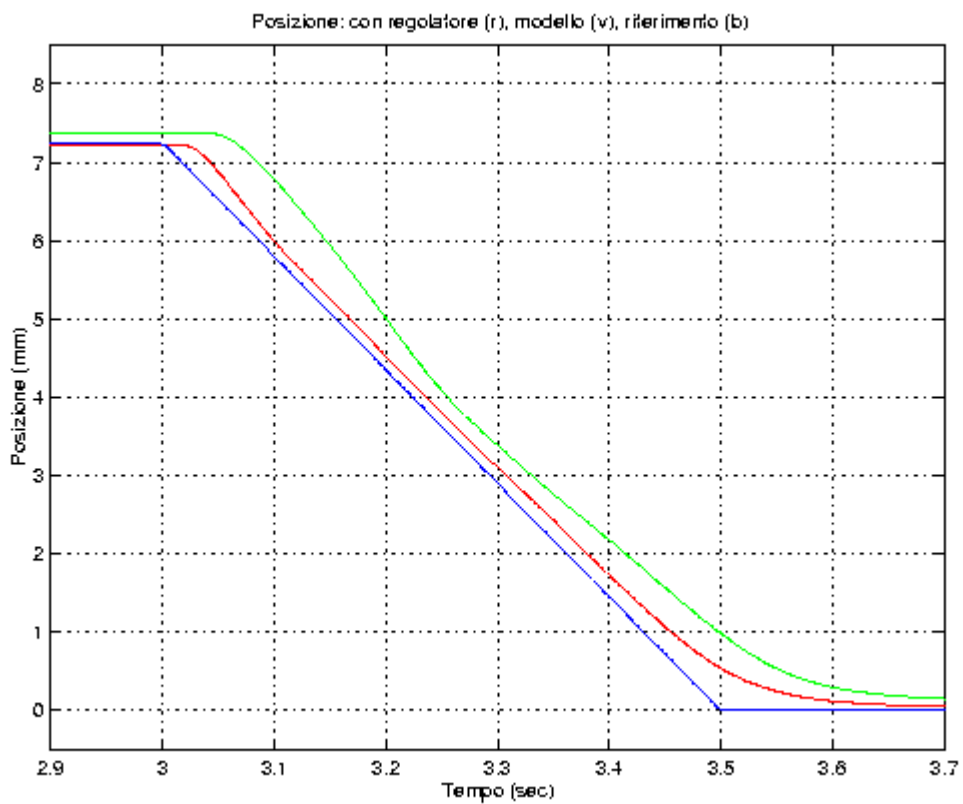


Figura 3.7: confronto sull'inseguimento di una rampa lenta in discesa.

Le figure 3.8, 3.9 e 3.10 mostrano le capacità del sistema con il regolatore di seguire brevi rampe e gradini con piccoli overshoot e con una discreta precisione nella posizione finale.

La figura 3.11 mostra la capacità del sistema con rete anticipatrice di velocizzare la risposta aprendo al massimo la valvola. In blu è indicato in riferimento, gli impulsi in verde indicano la saturazione della valvola nel sistema originale e quelli in rosso la saturazione con il regolatore.

Si può notare, in particolare, che la valvola viene aperta al massimo per inseguire le rampe molto veloci o i gradini anche se di piccola dimensione.

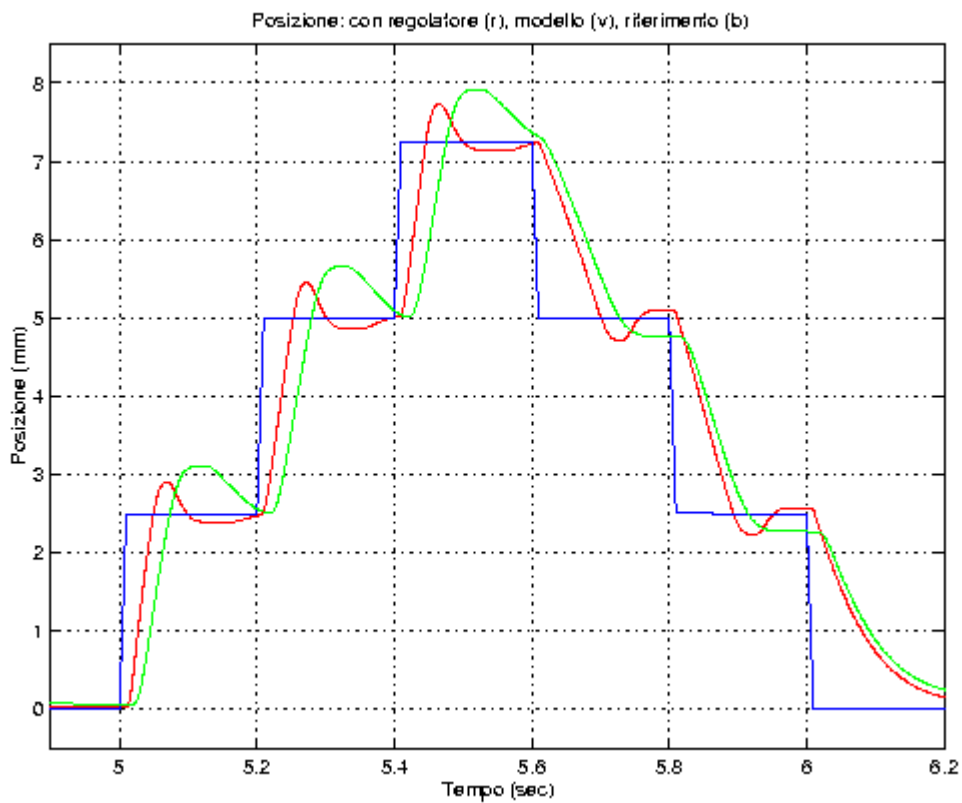


Figura 3.8: inseguimento di una sequenza di gradini.

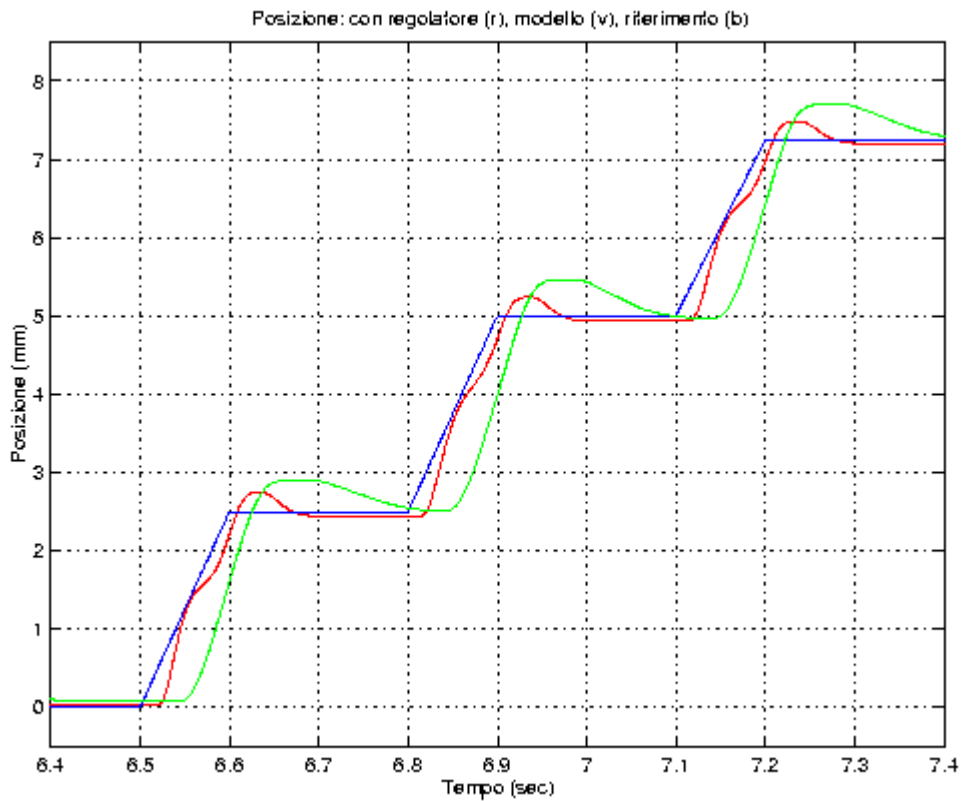


Figura 3.9: inseguimento si una sequenza di rampe in salita.

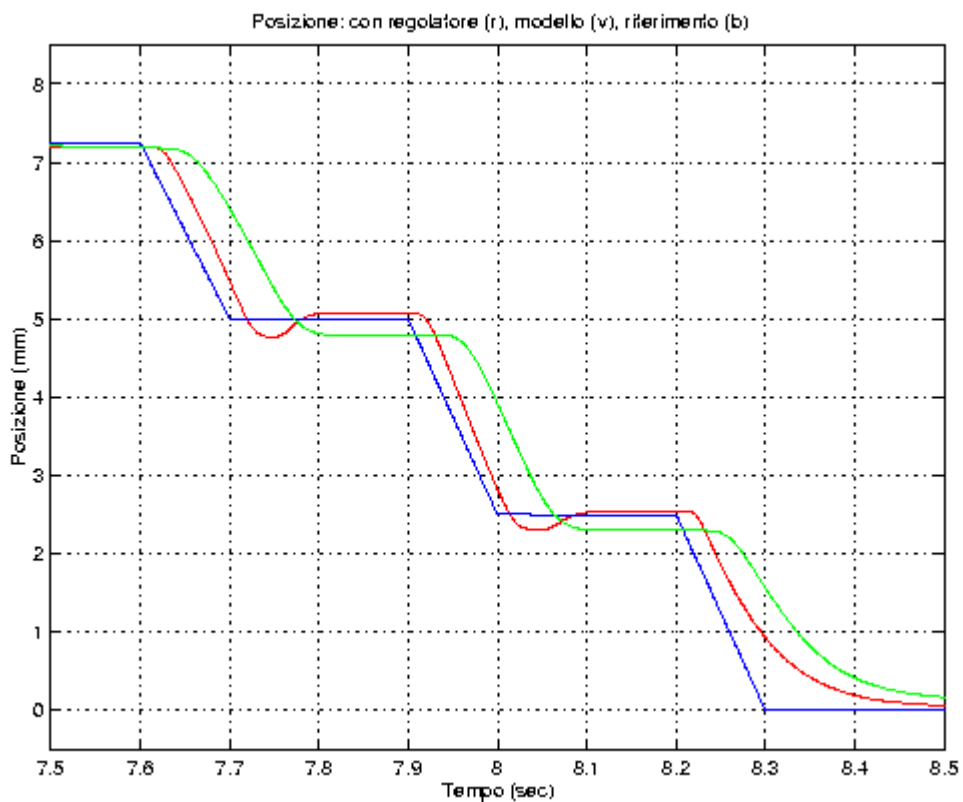


Figura 3.10: inseguimento si una sequenza di rampe in discesa.

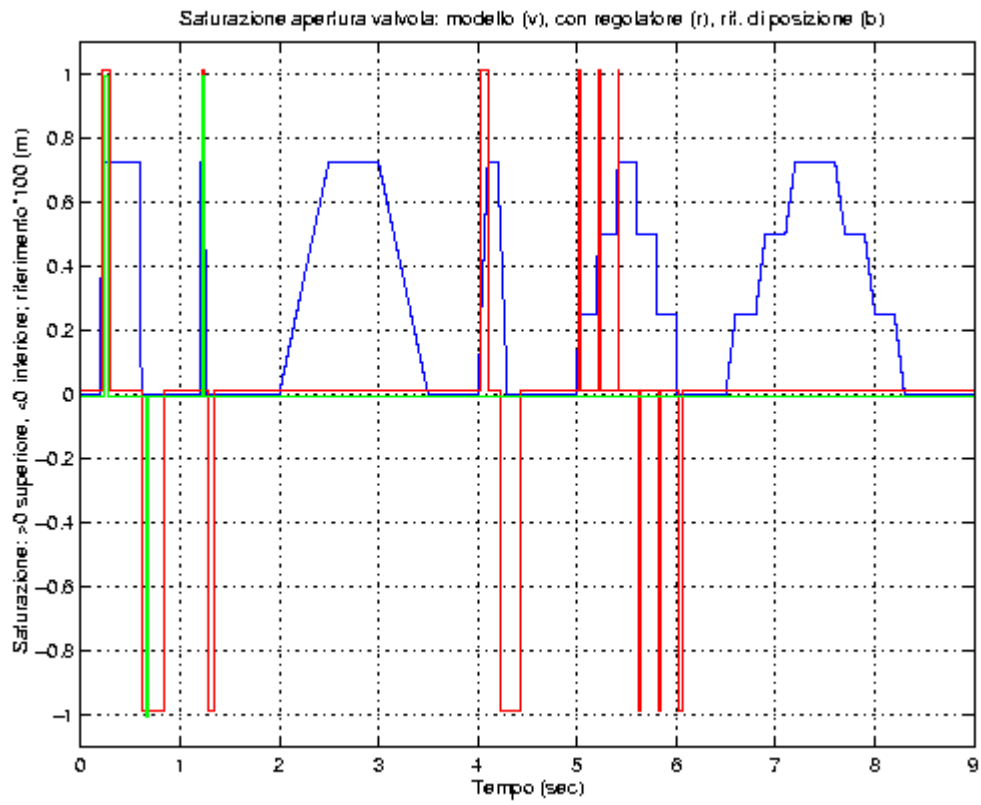


Figura 3.11: saturazione nell'apertura della valvola.

3.2 Regolatore con sensore di pressione

La posizione del pistone dipende essenzialmente dalla pressione interna al cilindro. Rilevando tale informazione mediante un sensore, è possibile controllare l'andamento della pressione nel tempo allo scopo di aiutare il controllo di posizione. Ottimizzando il controllo sulla pressione, si migliorano le prestazioni della parte idraulica del sistema e, nelle simulazioni, si ottiene un significativo miglioramento del comportamento dell'intero sistema.

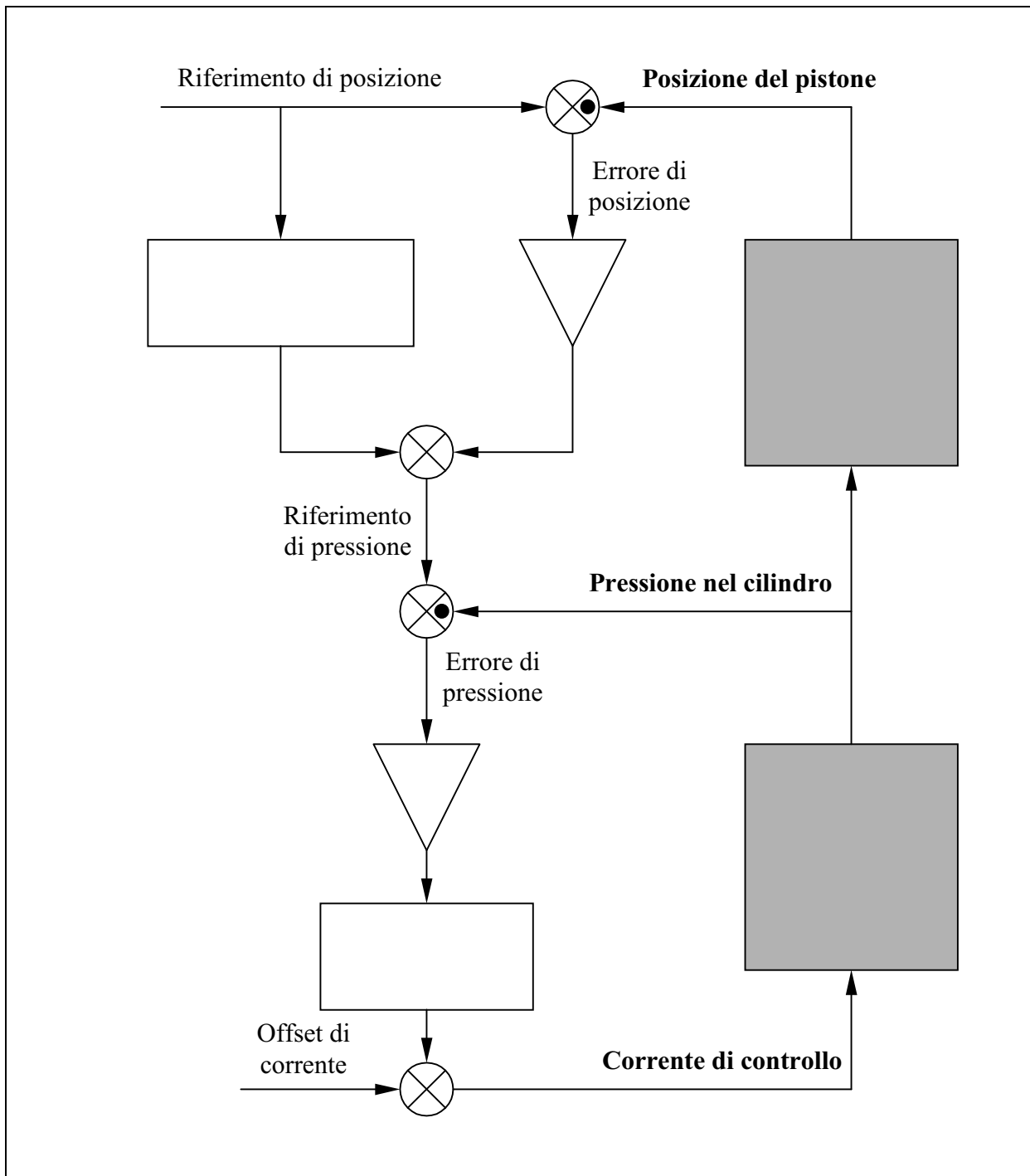


Figura 3.12: schema del regolatore con sensore di pressione.

Il regolatore più semplice è costituito da due anelli di retroazione concentrici. L'anello più esterno rileva la posizione del pistone e, confrontandola con quella desiderata, genera un riferimento di pressione per l'anello più interno. Quest'ultimo interviene sulla parte idraulica del sistema e cerca di inseguire il riferimento di pressione generato dall'anello esterno. Lo schema descritto è rappresentato nella figura 3.12.

In prima approssimazione, conoscendo il riferimento di posizione è possibile risalire alla pressione che si deve avere nel cilindro. Il sistema cerca quindi di portare la pressione al valore desiderato più velocemente possibile. A questo punto la posizione del pistone è corretta dalla retroazione esterna che compensa, in particolare, le non linearità dovute alle caratteristiche delle molle.

L'anello di retroazione interno è caratterizzato da due elementi: un amplificatore lineare di guadagno K_{px} e da una rete anticipatrice. Per ridurre il più possibile l'errore di pressione è necessario aumentare il guadagno K_{px} mantenendo stabile il sistema. Lo scopo della rete anticipatrice è appunto quello di velocizzare il comportamento della parte idraulica e di stabilizzare la retroazione anche quando il guadagno K_{px} è elevato.

L'anello esterno deve generare il riferimento di pressione conoscendo la posizione desiderata del pistone. Il modo più semplice per ottenere questo risultato è utilizzare le caratteristiche delle molle che esprimono la forza generata sul pistone al variare della posizione. Staticamente, a meno degli attriti, la forza impressa dalle molle è bilanciata dalla pressione nel cilindro. Si ottiene pertanto la relazione statica fra posizione voluta e pressione necessaria.

La relazione descritta non è però sufficiente per la generazione del riferimento di pressione per due motivi. Anzitutto, esiste un intervallo di valori di pressione a cui corrispondono, per effetto delle non linearità delle molle, tre diverse posizioni del pistone. Il secondo motivo è legato al problema di determinare con precisione la caratteristica delle molle nel sistema reale. Per generare dunque il riferimento di pressione corretto, è necessario introdurre l'amplificatore lineare di guadagno K_p .

L'errore di posizione a pistone fermo è approssimativamente tanto più piccolo quanto più elevato è il guadagno K_p ma quest'ultimo, per mantenere il sistema stabile, non può essere aumentato a piacere. Se la relazione fra posizione e pressione fosse nota esattamente (valutando tutte le caratteristiche del sistema e quindi anche gli attriti), si genererebbe sempre il riferimento di pressione corretto, l'uscita dell'amplificatore sarebbe dunque nulla così come l'errore di posizione a pistone fermo e non sarebbe necessario un guadagno K_p elevato.

Questi motivi sottolineano l'importanza dell'azione in avanti ottenuta attraverso la relazione statica fra posizione e pressione. Nelle simulazioni è possibile osservare che, per avere un errore di posizione piccolo, è sufficiente anche una conoscenza approssimativa della caratteristica delle molle.

Calcolo dei parametri del regolatore

Il regolatore in esame è caratterizzato dai due guadagni K_p e K_{px} , dallo zero e dal polo della funzione di trasferimento della rete anticipatrice e dalla relazione statica fra posizione e pressione.

Il comportamento dinamico della valvola può essere descritto, in prima approssimazione, mediante una funzione di trasferimento del secondo ordine con due poli. La rete anticipatrice è stata calcolata ponendo lo zero in prossimità dei due poli della valvola e il polo una decade oltre lo zero. Sostanzialmente lo zero della rete anticipatrice tende a cancellare l'effetto di uno dei due poli della valvola, spostandolo di una decade verso le frequenze più alte.

Dato che nella realtà la valvola è non lineare e le sue caratteristiche variano da campione a campione, lo zero della rete anticipatrice è stato scelto con un valore simile, ma non uguale a uno dei due poli della valvola.

La rete anticipatrice descritta è del tutto analoga a quella rappresentata in figura 3.2 relativamente al regolatore con la sola rete anticipatrice.

L'effetto della rete anticipatrice è quello di allargare la banda della valvola e introdurre un anticipo di fase che ha un effetto stabilizzante sul sistema in esame. Occorre comunque ricordare che l'analisi attraverso le funzioni di trasferimento è, con questo sistema non lineare, soltanto approssimativa.

Il valore del guadagno K_{px} è stato calcolato simulando il comportamento del sistema con la sola retroazione sulla pressione, quindi con $K_p=0$.

Come si può notare dalla figura 3.13, l'andamento della pressione nel tempo è caratterizzato da evidenti oscillazioni. Esse però sono filtrate dalla parte meccanica e pertanto possono essere tollerate perchè la risposta del sistema è molto più veloce.

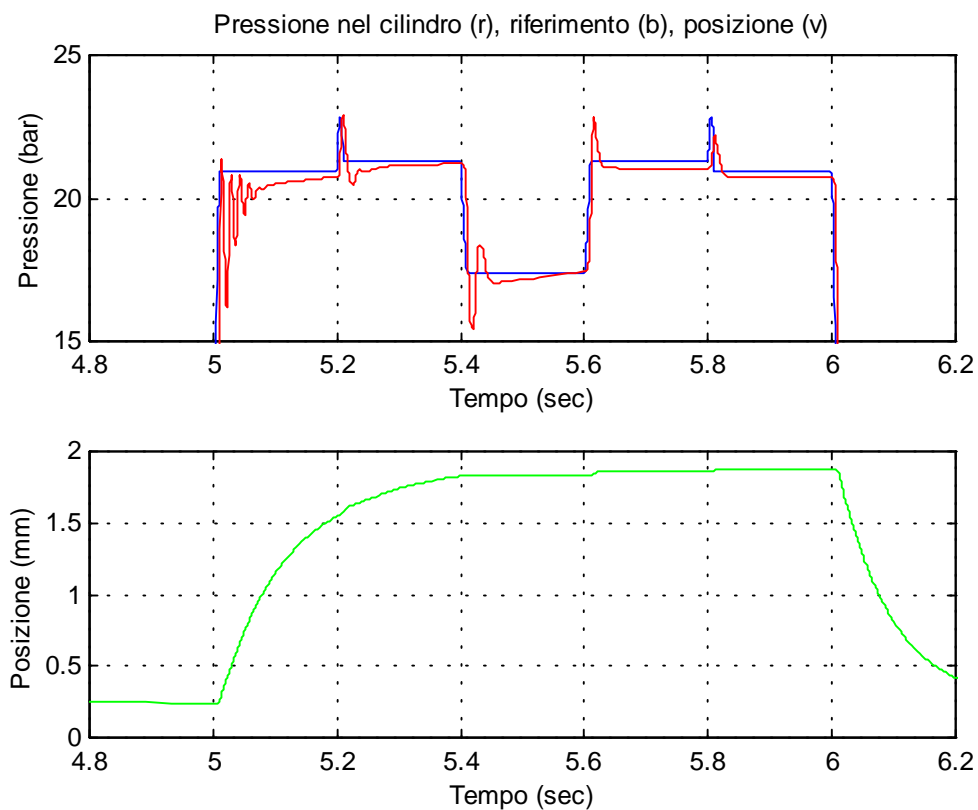


Figura 3.13: inseguimento del riferimento di pressione e corrispondente posizione del pistone

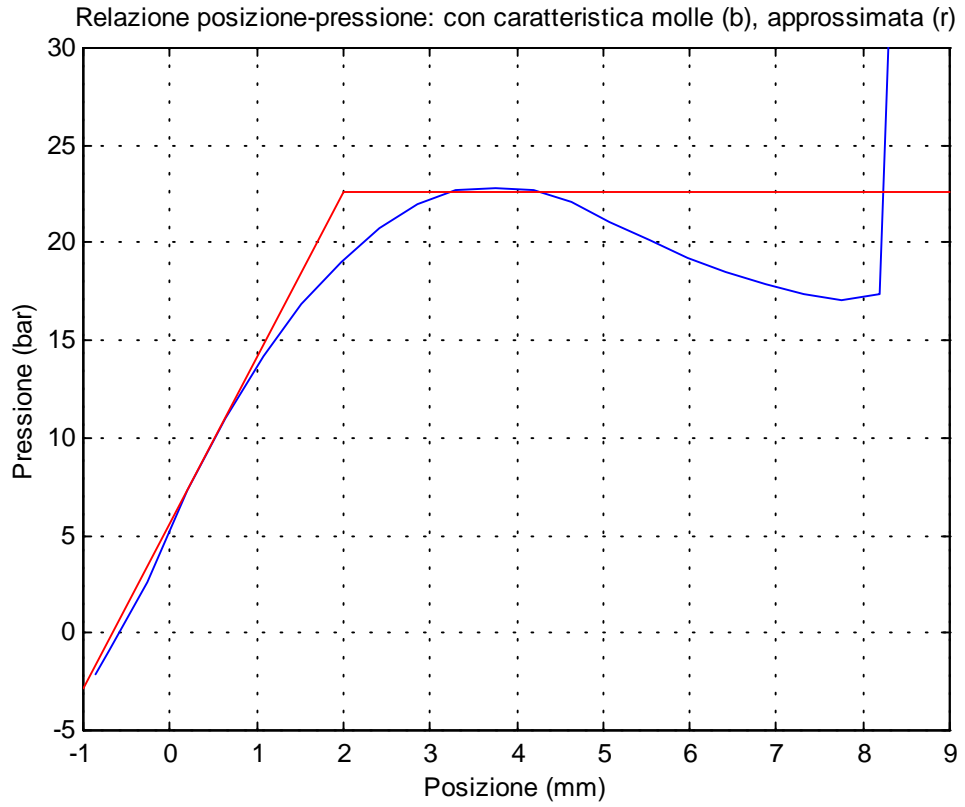


Figura 3.14: approssimazione della caratteristica della molla.

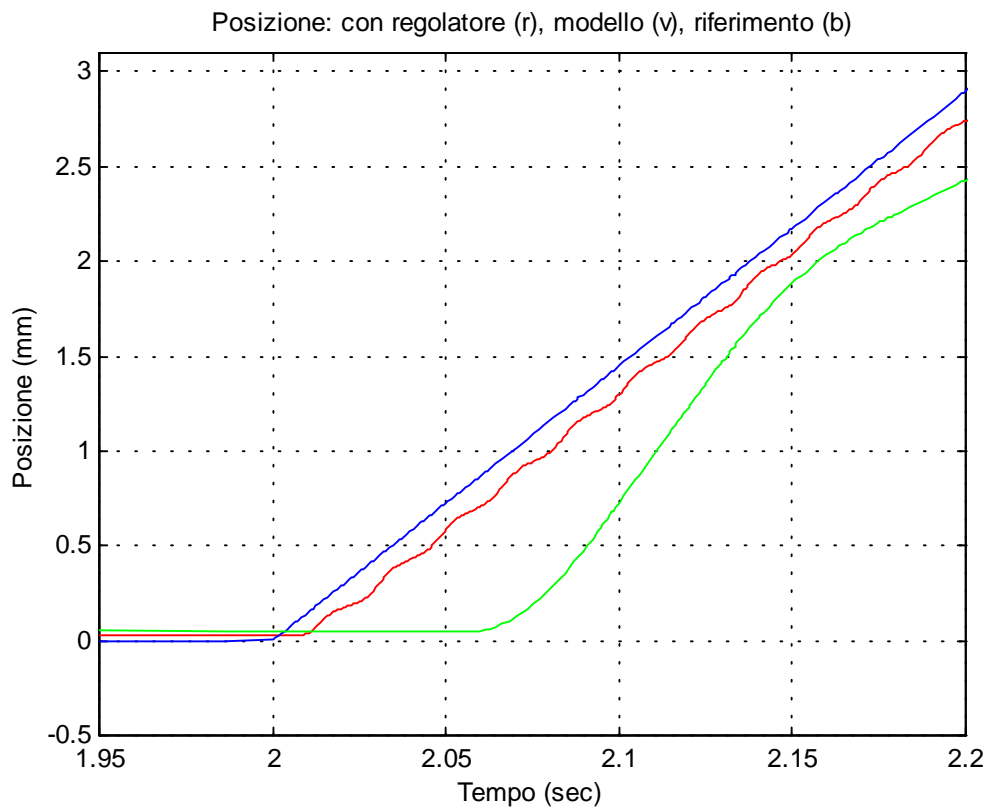


Figura 3.15: oscillazioni nell'inseguimento delle rampe.

L'azione in avanti, data dalla relazione statica fra posizione e pressione, è stata volutamente introdotta approssimando bruscamente la caratteristica reale delle molle che agiscono sul pistone (come evidenziato nella figura 3.14). Questa scelta si avvicina maggiormente alla situazione reale nella quale il sistema può misurare solo approssimativamente la relazione statica fra posizione e pressione.

Infine, il guadagno K_p è stato aumentato per ridurre il più possibile l'errore di posizione a pistone fermo, senza introdurre evidenti oscillazioni nell'inseguimento delle rampe e dei gradini. Il valore usato nelle simulazioni presentate introduce l'oscillazione indicata in figura 3.15 nell'inseguimento delle rampe.

Risultati delle simulazioni

Per osservare l'effetto del regolatore sul comportamento del sistema e per compararlo con le prestazioni dell'altro regolatore, abbiamo considerato il solito riferimento di posizione costituito da:

- Due impulsi rettangolari di diversa durata.
- Due rampe in salita e due in discesa di diversa pendenza.
- Una serie di gradini in salita e in discesa.
- Una serie di rampe in salita e in discesa.

Questo riferimento (indicato in blu in tutte le figure seguenti) è stato dato come ingresso sia al modello del sistema originale, sia al sistema con il regolatore. Nelle figure seguenti, la risposta del modello originale è indicata in verde, mentre quella del sistema con il regolatore è rappresentata in rosso.

La risposta ai primi due gradini (figura 3.16) evidenzia un aspetto molto significativo del sistema: la velocità di risposta massima è condizionata dalla massima apertura possibile della valvola. Pertanto un impulso troppo breve rispetto allo spostamento richiesto non può essere seguito neppure con l'introduzione del regolatore.

E' possibile però osservare che quest'ultimo permette di ottenere una risposta, che si assesta senza overshoot, molto vicina alla posizione voluta. L'errore residuo è dovuto alle imprecisioni (volute) nella relazione posizione – pressione e dalla impossibilità di aumentare a piacere il guadagno K_p .

Il limite sul massimo grado di apertura della valvola si ripercuote anche sull'inseguimento delle rampe molto ripide (figura 3.17). In questo caso però l'effetto del regolatore è evidente: il sistema riesce ad aprire la valvola quasi al massimo (i tempi di salita e di discesa sono confrontabili con quelli dell'impulso appena considerato) e a inseguire la rampa con un breve ritardo e senza oscillazioni.

Il sistema originale non è in grado di ottenere questi risultati perchè usa un controllo proporzionale, pertanto più piccolo è l'errore e minore è il grado di apertura della valvola. Di conseguenza il ritardo di inseguimento delle rampe è maggiore e non sfrutta pienamente l'apertura massima consentita dalla valvola.

La figura 3.18 mostra la capacità del sistema con il regolatore di velocizzare la risposta aprendo al massimo la valvola, a differenza di ciò che accade nel modello del sistema originale.

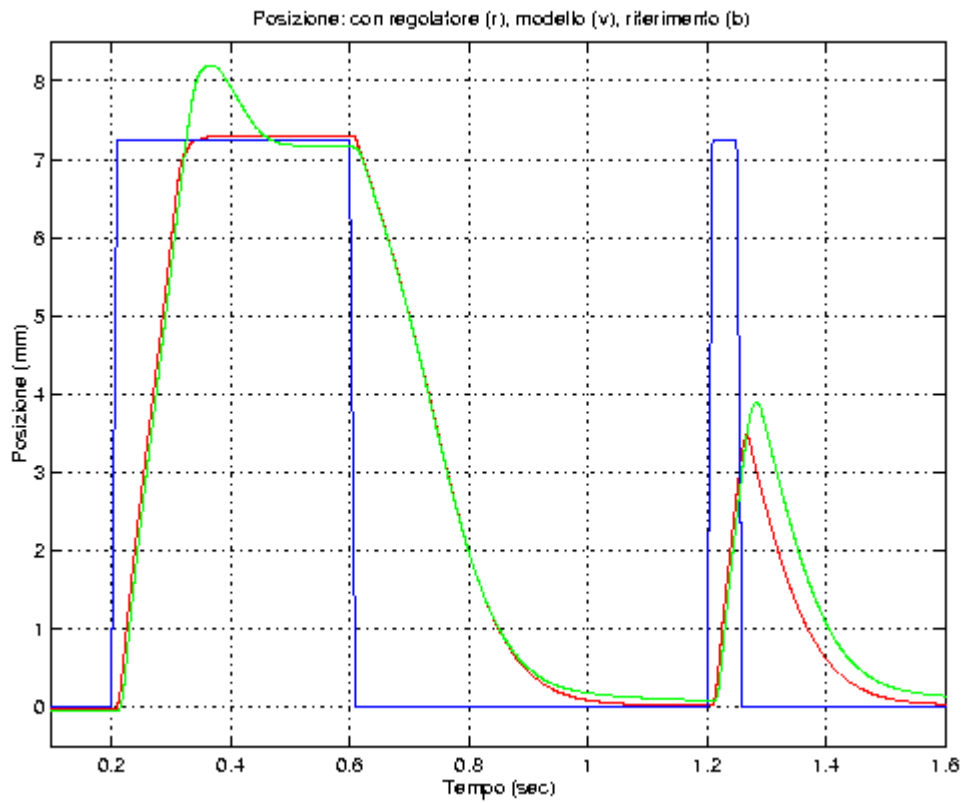


Figura 3.16: confronto fra le risposte a impulsi di diversa durata.

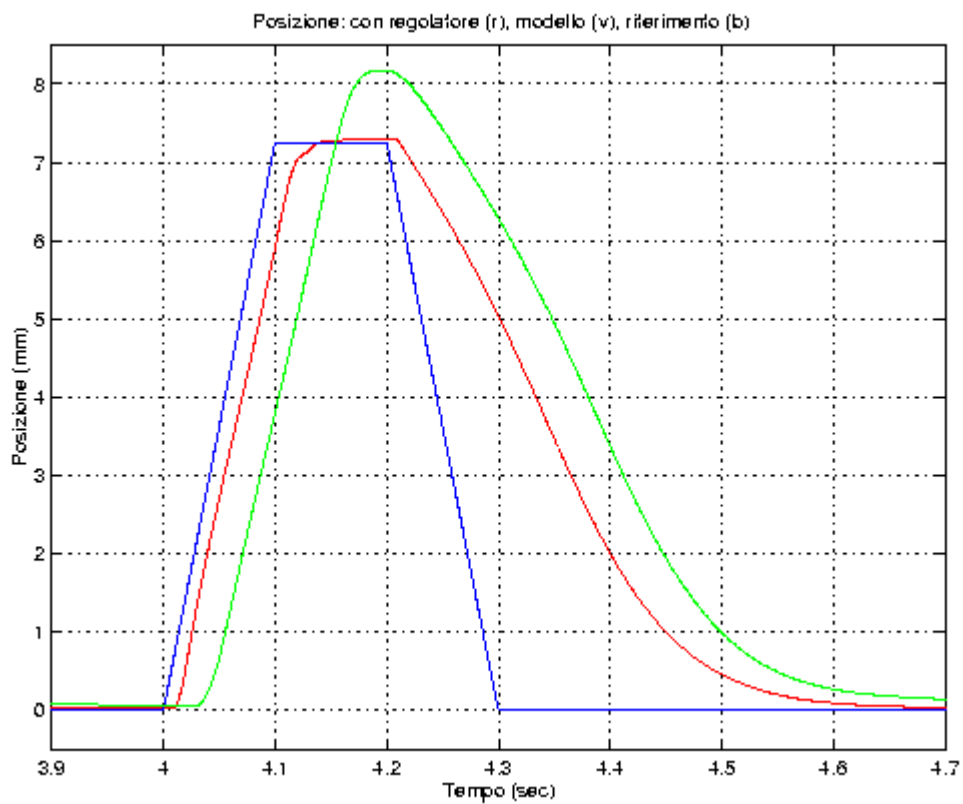


Figura 3.17: inseguimento di una rampa veloce.

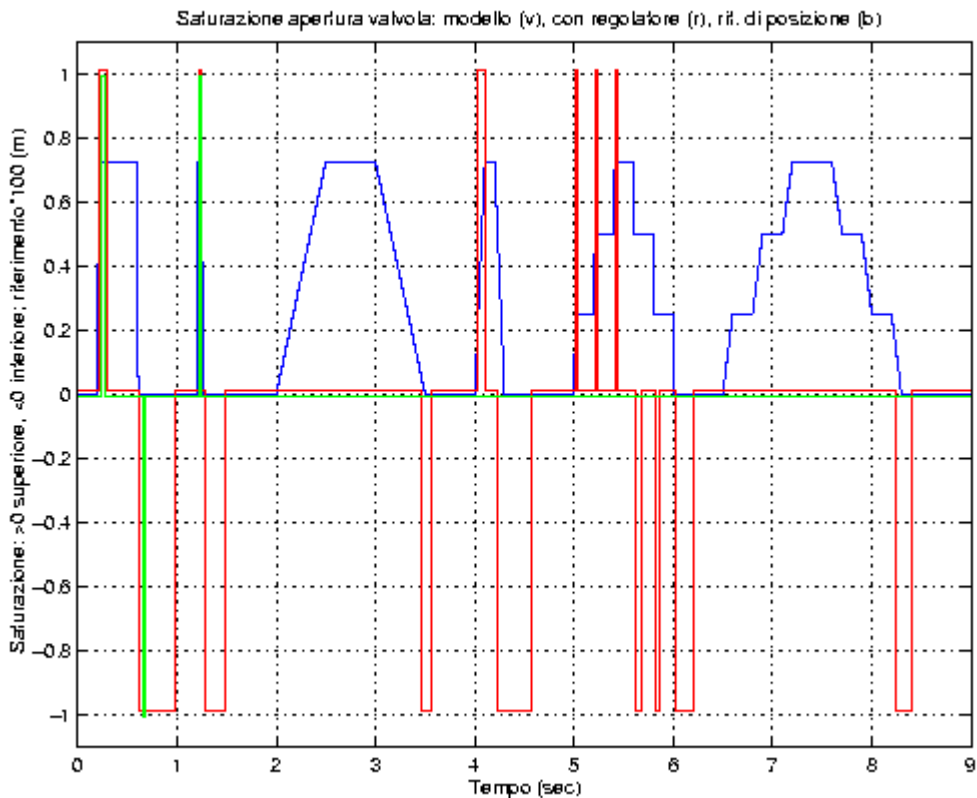


Figura 3.18: saturazione della valvola.

L'inseguimento di una rampa meno pendente (figure 3.19 e 3.20) avviene con un ritardo inferiore rispetto al modello del sistema originale, ma compare una piccola oscillazione. Essa può essere ridotta diminuendo K_p . In tal modo però aumentano leggermente il ritardo nell'inseguimento e l'errore a pistone fermo.

Le figure 3.21, 3.22 e 3.23 evidenziano le capacità del sistema con il regolatore di inseguire rampe e gradini senza overshoot e con una buona precisione nella posizione finale.

L'andamento della pressione e del suo riferimento sono indicati in un dettaglio nella figura 3.24. Le pressioni di ingresso della valvola sono comprese fra P (60 bar) e R (3 bar). All'interno di questo intervallo di pressioni, il riferimento è seguito molto velocemente, a parte le oscillazioni di cui si è già parlato.

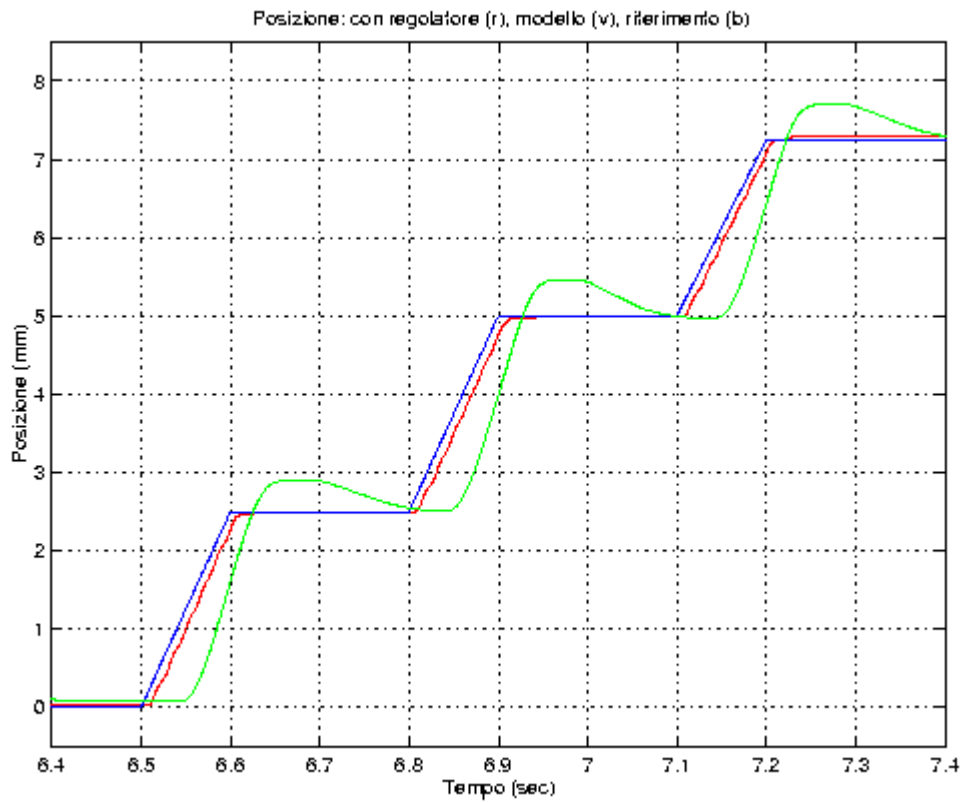


Figura 3.21: inseguimento di rampe in salita.

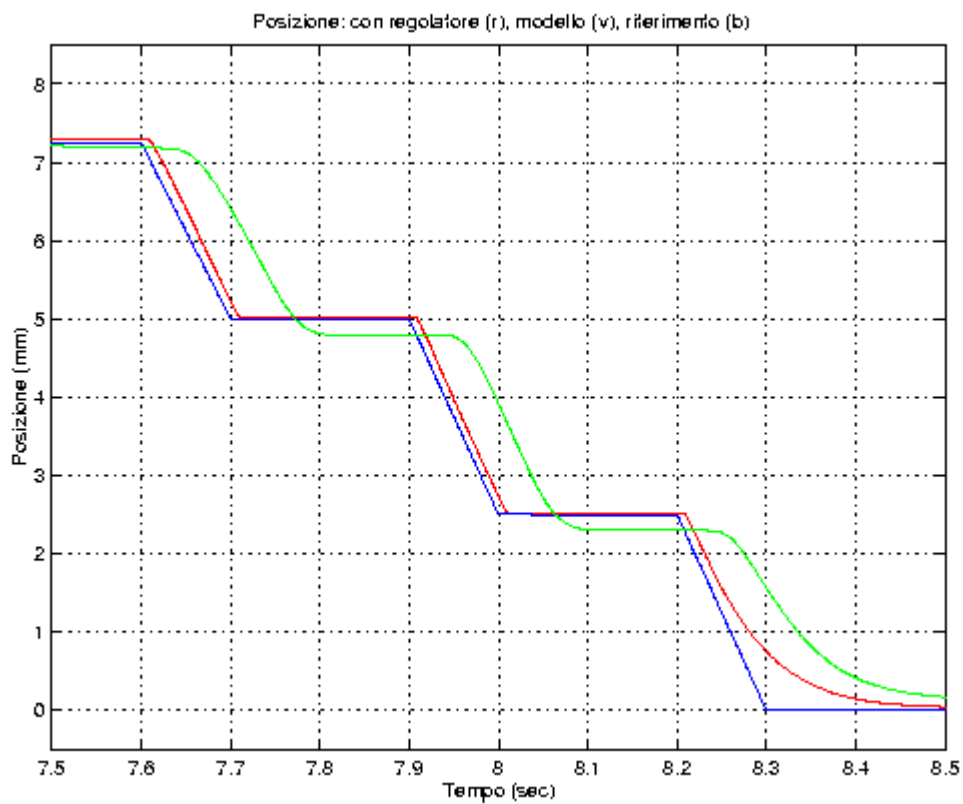


Figura 3.22: inseguimento di rampe in discesa.

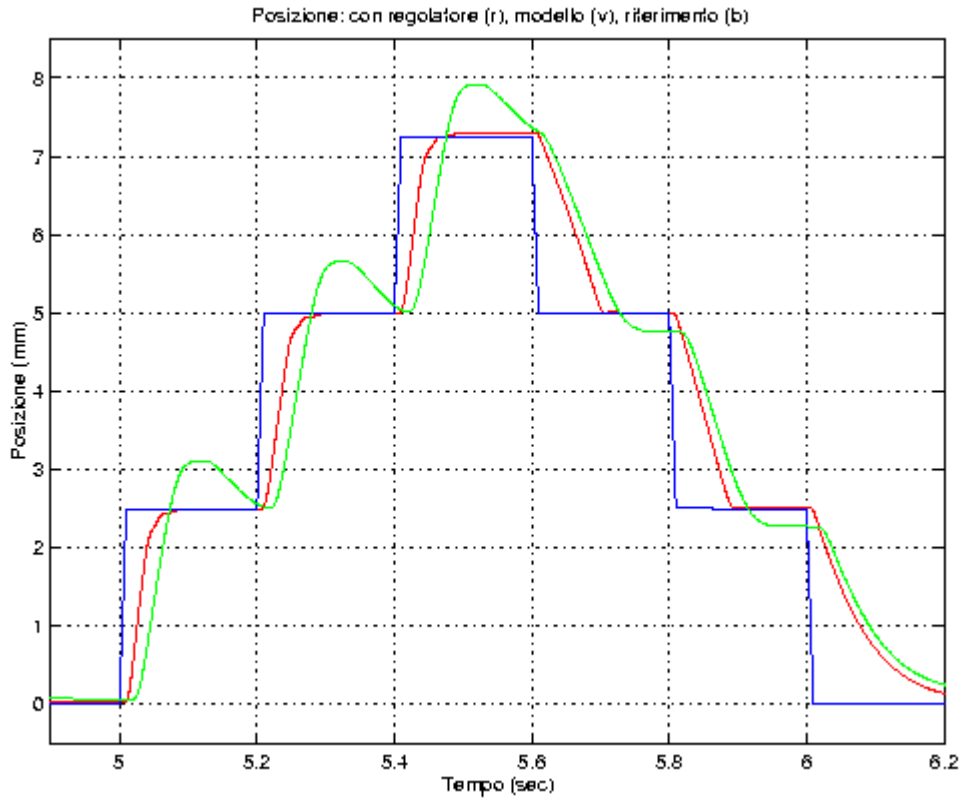


Figura 3.23: risposta a una serie di gradini.

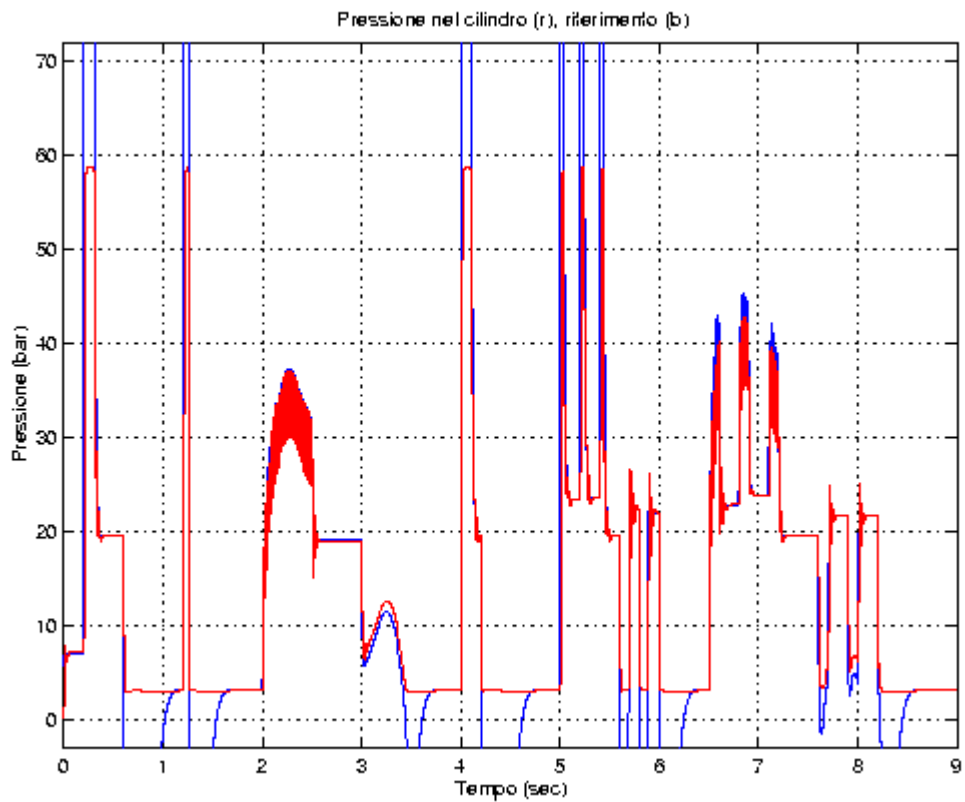


Figura 3.24: inseguimento del riferimento di pressione.

3.3 Regolatori tempo discreti

Il regolatore per il controllo dell'azionamento della frizione è realizzato attraverso una centralina che campiona i segnali ogni 10 millisecondi. Abbiamo dunque simulato il comportamento del sistema in presenza di un regolatore discreto funzionante con lo stesso tempo di campionamento.

I segnali collegati con il regolatore sono stati discretizzati. Oltre il tempo di campionamento, sono state introdotte le risoluzioni dei sensori e del generatore di corrente:

- Risoluzione di 1mA per la corrente di controllo (dai dati sperimentali).
- Risoluzione di 0.05mm per il sensore di posizione (dai dati sperimentali).
- Risoluzione di 0.5 bar per l'ipotetico sensore di pressione.

La figura 3.25 mostra un particolare dell'andamento nel tempo della corrente di controllo della valvola.

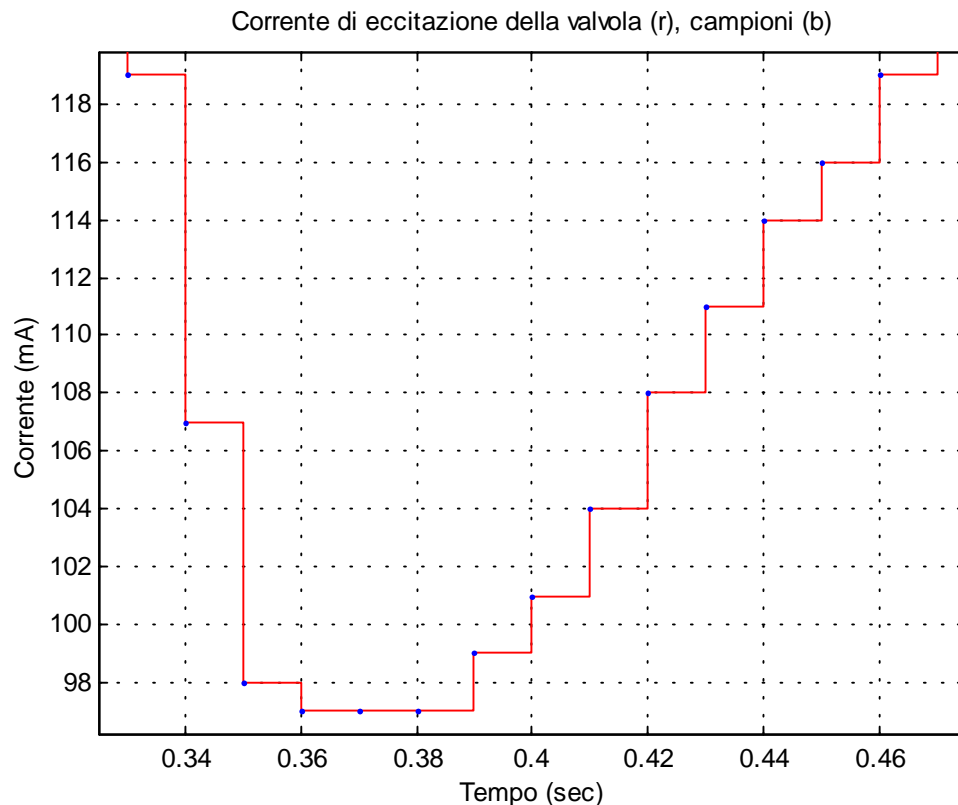


figura 3.25. corrente di controllo discretizzata.

Il tempo di campionamento di 10ms introduce inevitabilmente un ritardo nell'attuazione del controllo rispetto al caso tempo continuo. Qualitativamente, tale ritardo riduce l'efficacia delle reti anticipatrici e ha un effetto destabilizzante sul sistema. Per mantenere una risposta comunque soddisfacente è pertanto necessario ridurre i guadagni. Conseguentemente, il sistema avrà un errore a regime superiore e un maggiore ritardo nell'inseguimento delle rampe.

Le simulazioni mostrano che riducendo il tempo di campionamento a 1ms, le prestazioni del sistema sono equivalenti a quelle ottenute con l'uso di un regolatore tempo continuo.

Regolatore discreto con rete anticipatrice

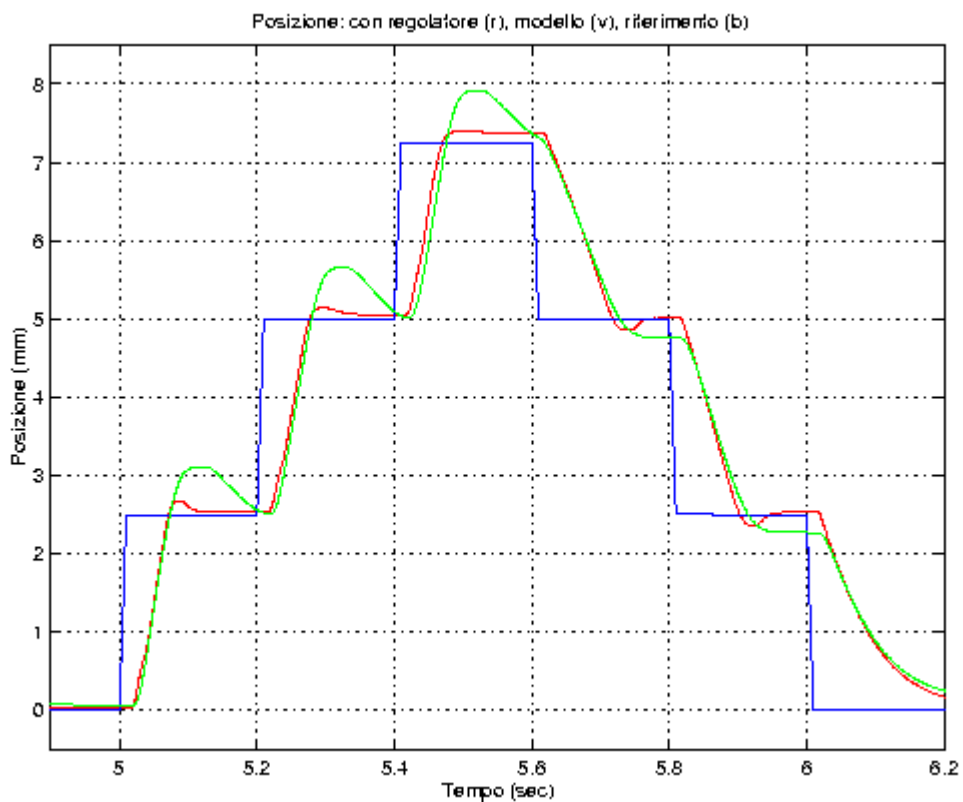


Figura 3.26: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

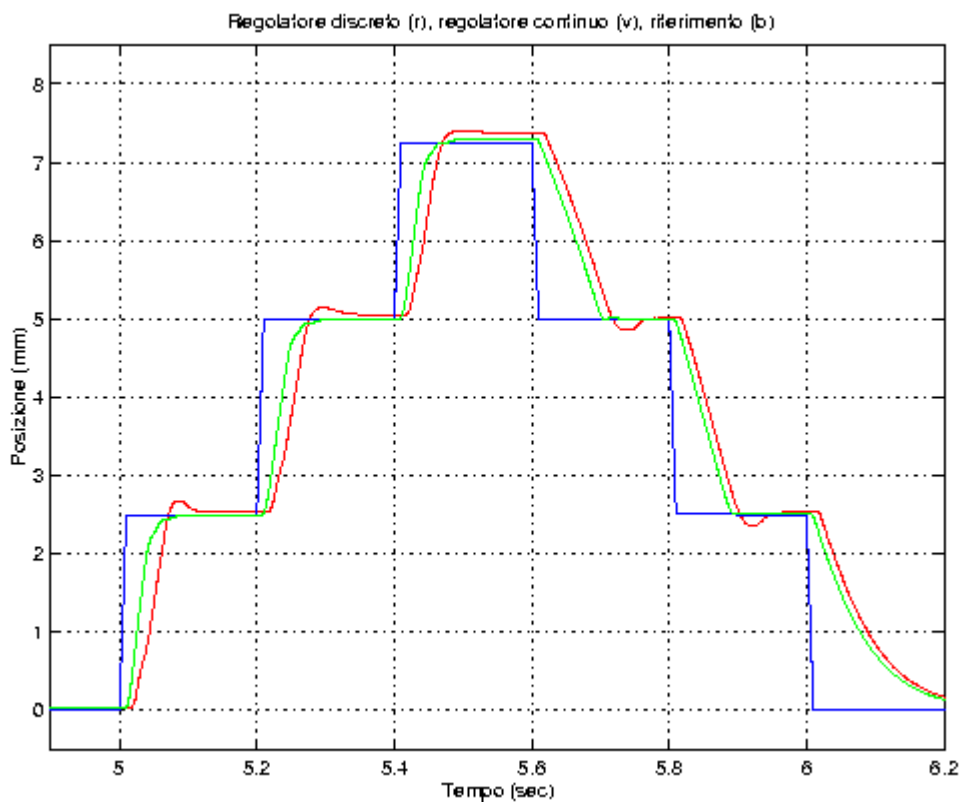


Figura 3.27: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

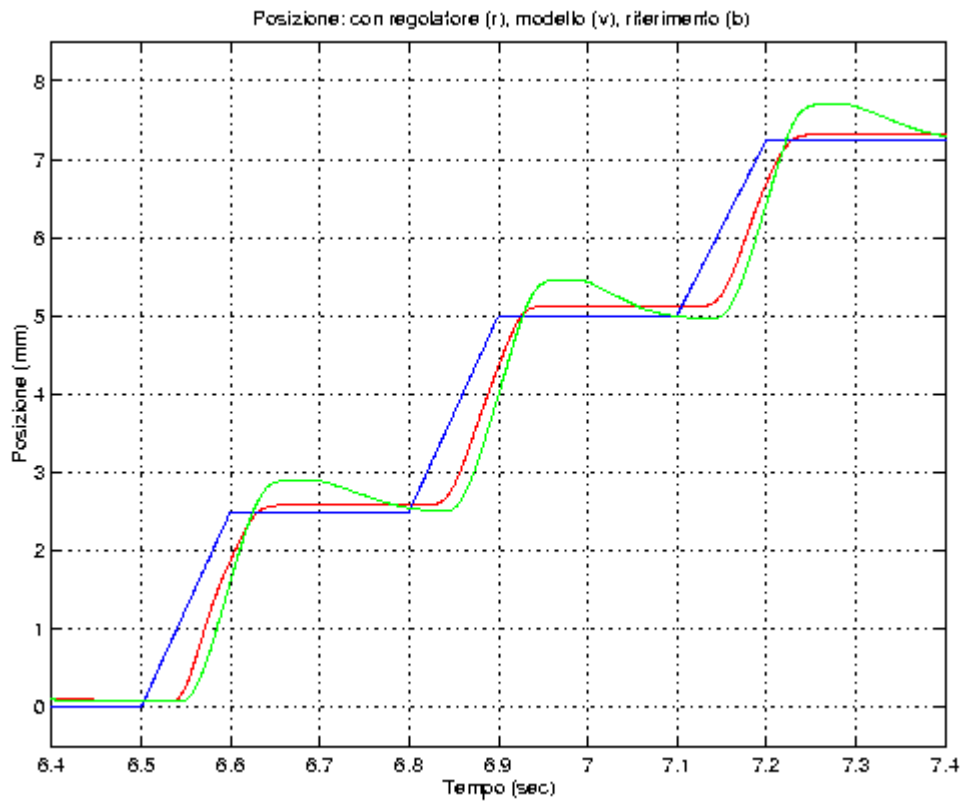


Figura 3.28: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

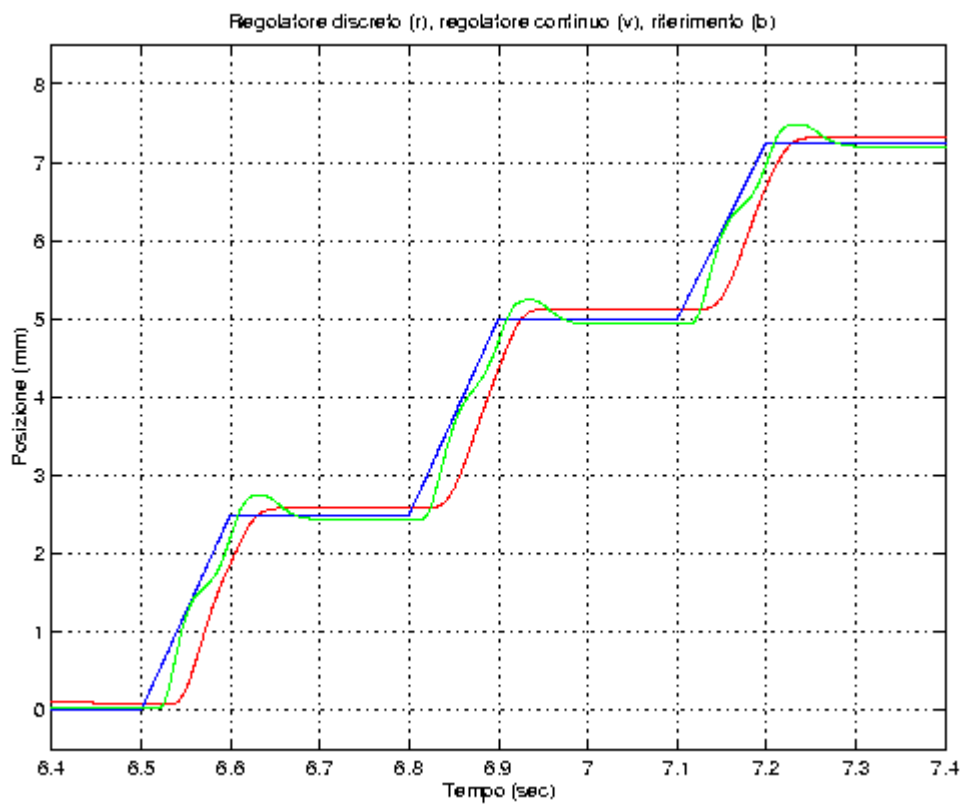


Figura 3.29: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

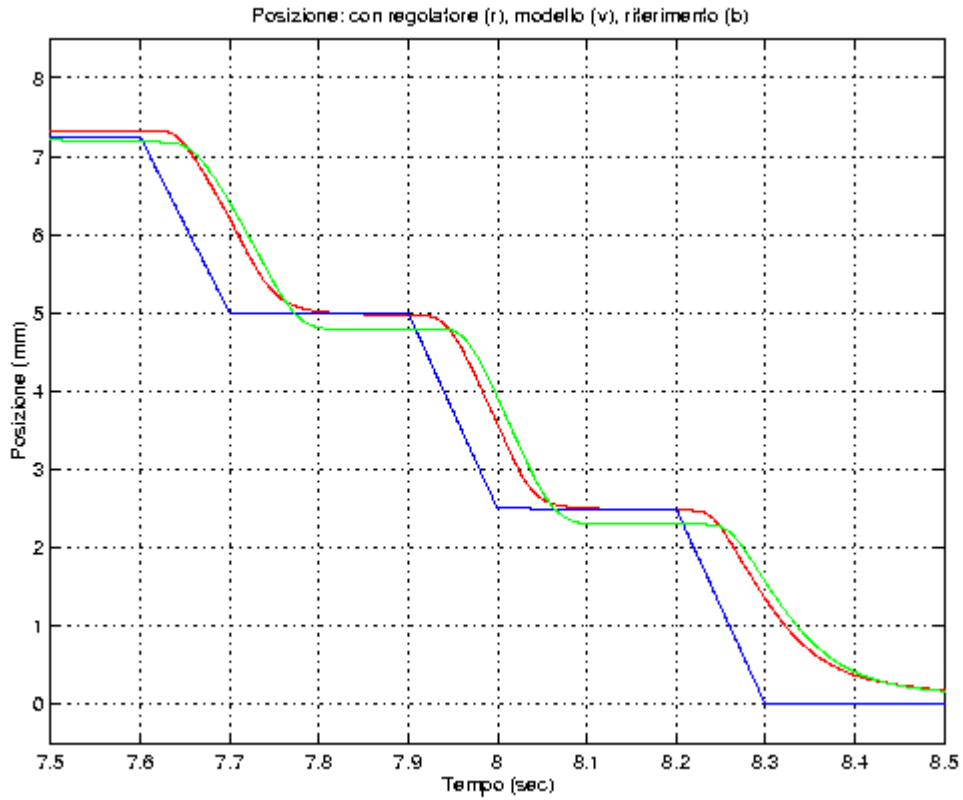


Figura 3.30: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

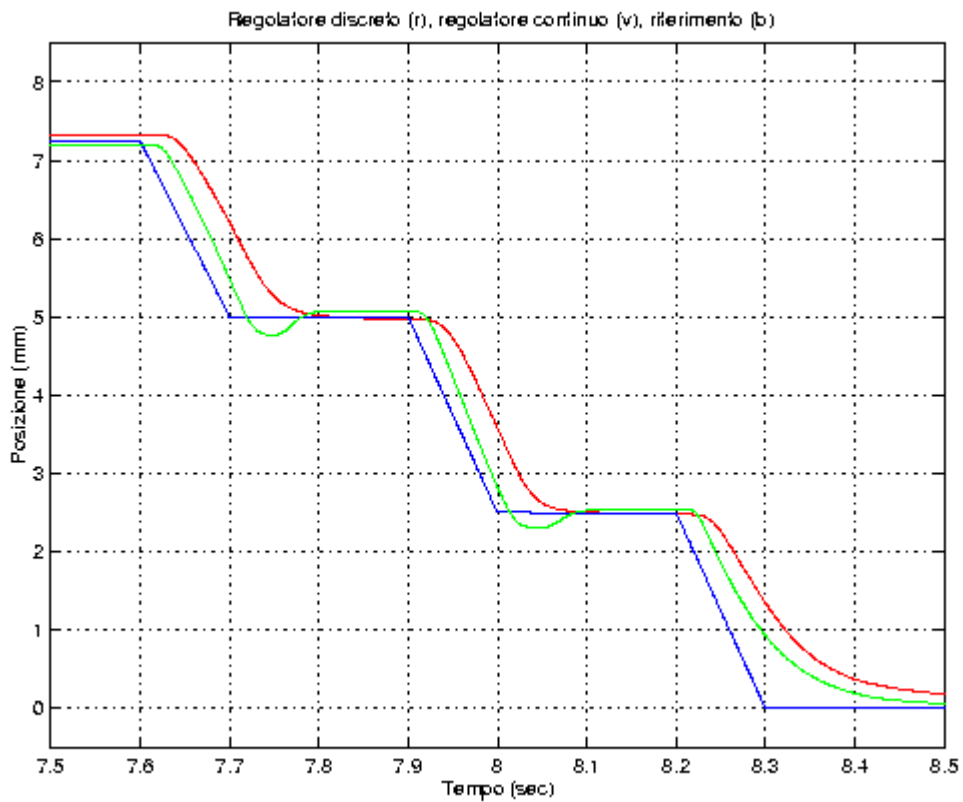


Figura 3.31: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

Le figure 3.26, 3.27, 3.28, 3.29, 3.30 e 3.31 mostrano, in risposta al riferimento (in blu) già considerato, le prestazioni del sistema con il regolatore che utilizza la rete anticipatrice.

In particolare le figure 3.26, 3.28 e 3.30 evidenziano il confronto fra la risposta del sistema con regolatore tempo discreto (rosso) e la risposta del sistema originale (verde), mentre le figure 3.27, 3.29 e 3.31 evidenziano il degrado di prestazioni causato dal regolatore discreto (rosso) rispetto al regolatore tempo continuo (verde).

Il tempo di campionamento di 10ms introduce un effetto di ritardo che destabilizza il sistema quando il regolatore presenta gli stessi parametri usati nel caso tempo continuo. Pertanto è stato necessario ridurre il guadagno proporzionale del regolatore.

Rispetto al sistema con regolatore continuo, le prestazioni sono leggermente diverse. La velocità di risposta è inferiore e i ritardi nell'inseguimento delle rampe sono superiori.

Il comportamento del regolatore discreto non è però degradato in modo evidente. Infatti, l'errore di inseguimento rimane molto basso e l'assestamento avviene senza overshoot a differenza del regolatore continuo.

Il regolatore discreto presenta prestazioni migliori rispetto al regolatore puramente proporzionale. Sebbene i tempi di risposta rimangano simili, il sistema con il regolatore discreto si assesta molto meglio intorno ai valori indicati dal riferimento.

Regolatore con sensore di pressione

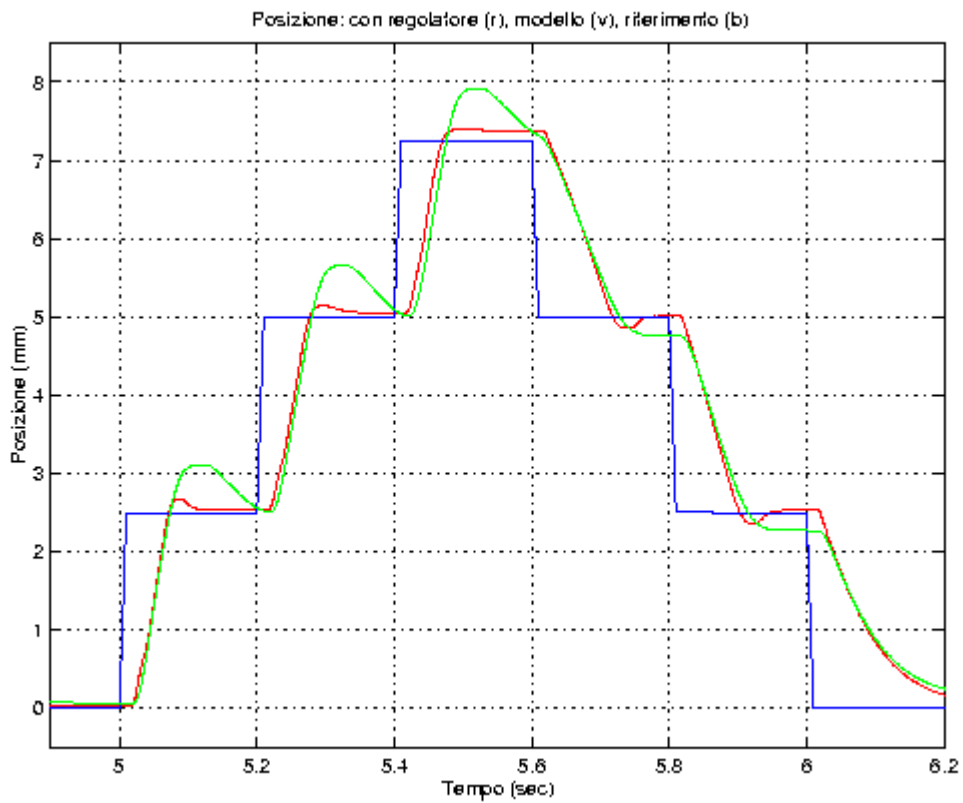


Figura 3.32: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

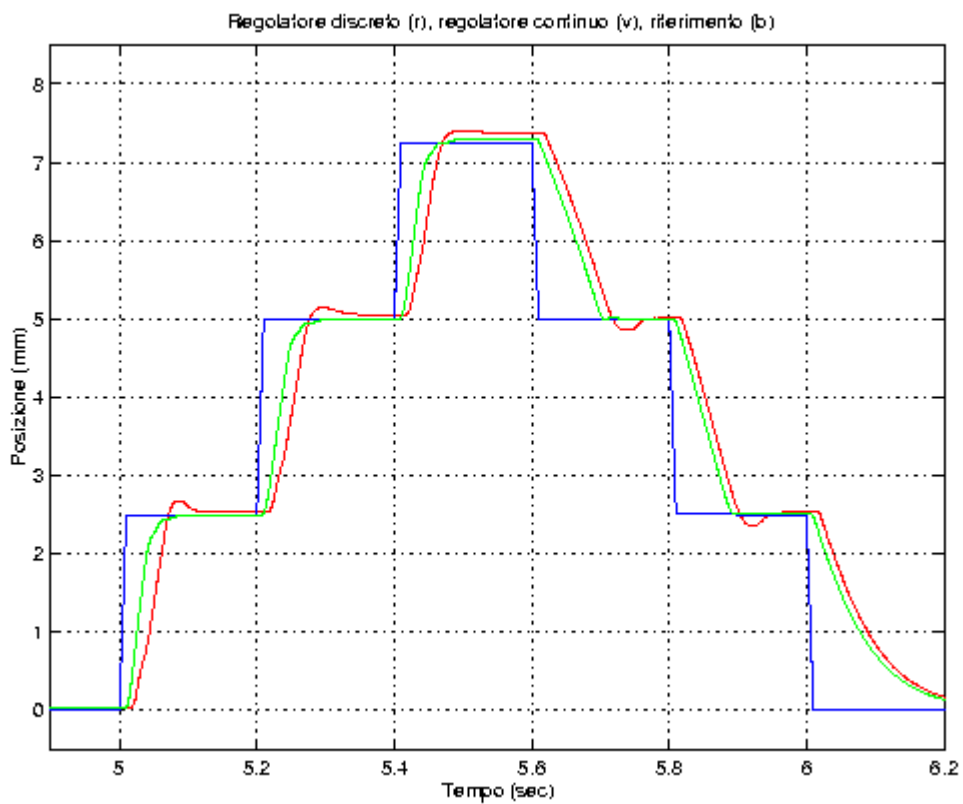


Figura 3.33: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

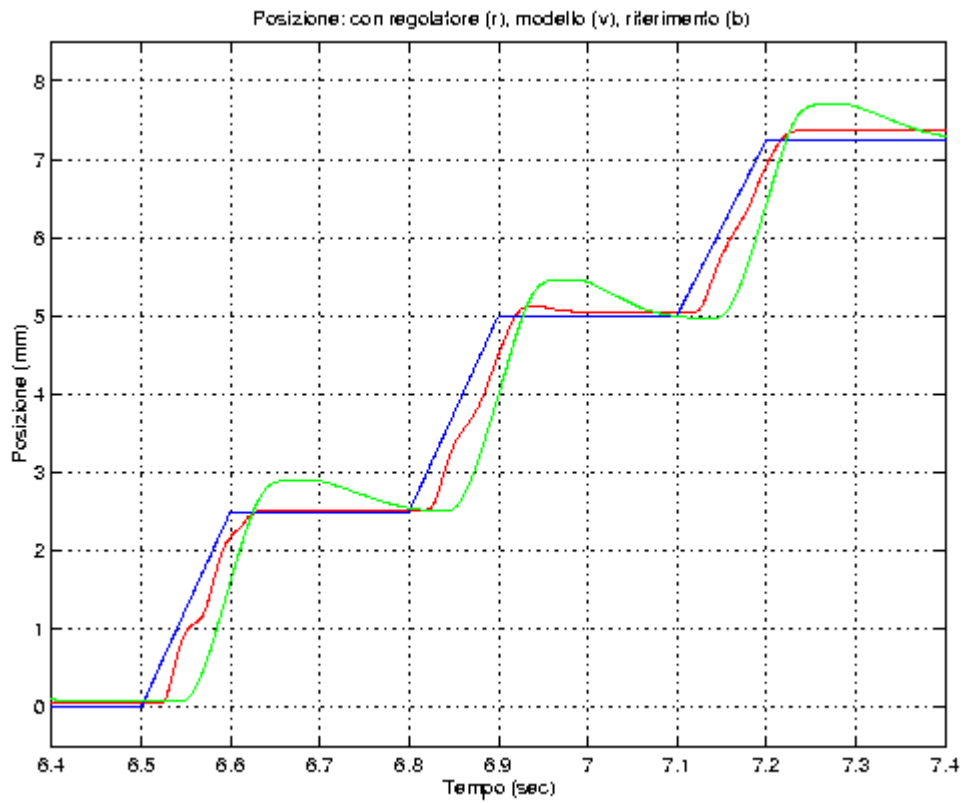


Figura 3.34: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

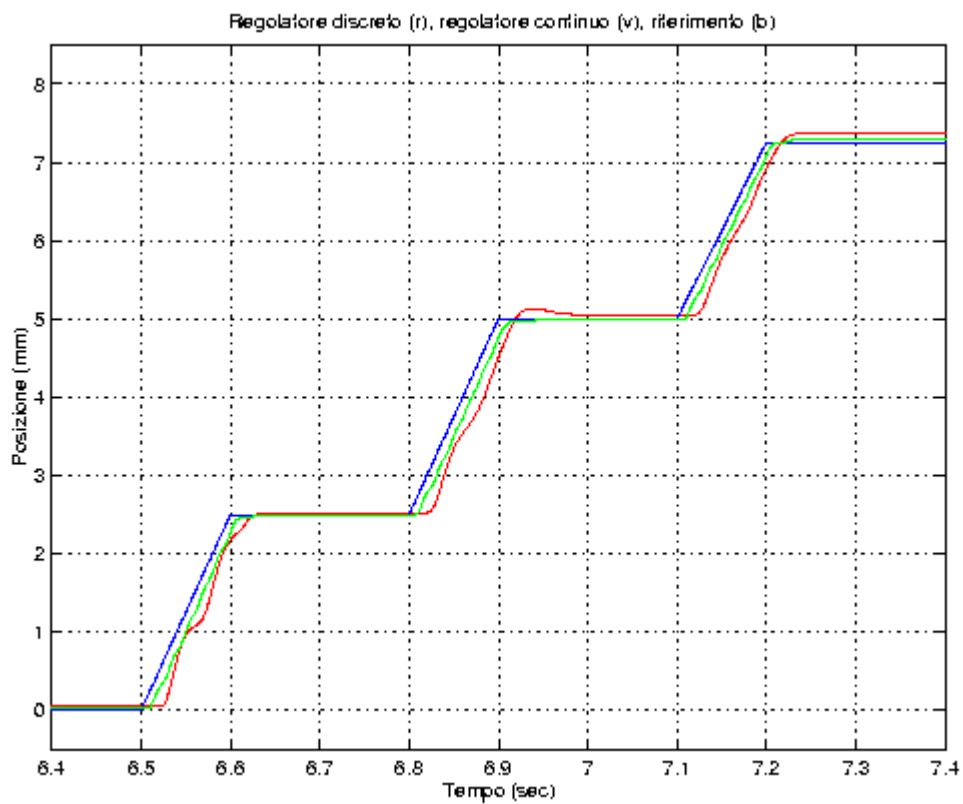


Figura 3.35: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

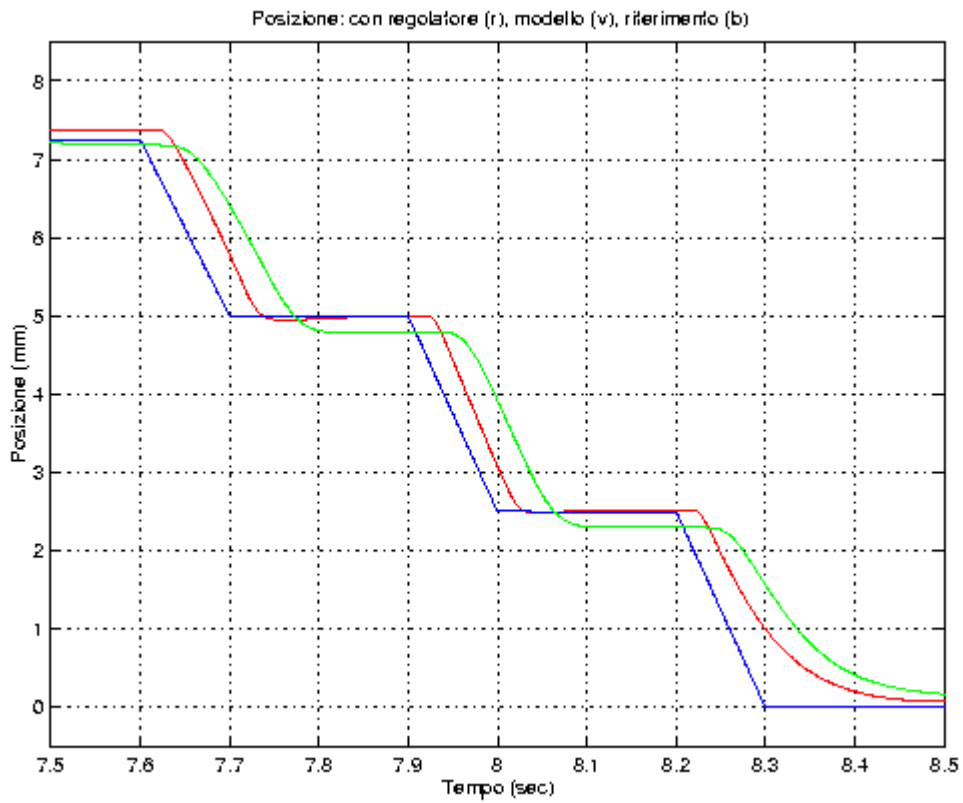


Figura 3.36: confronto fra regolatore originale e regolatore discreto.

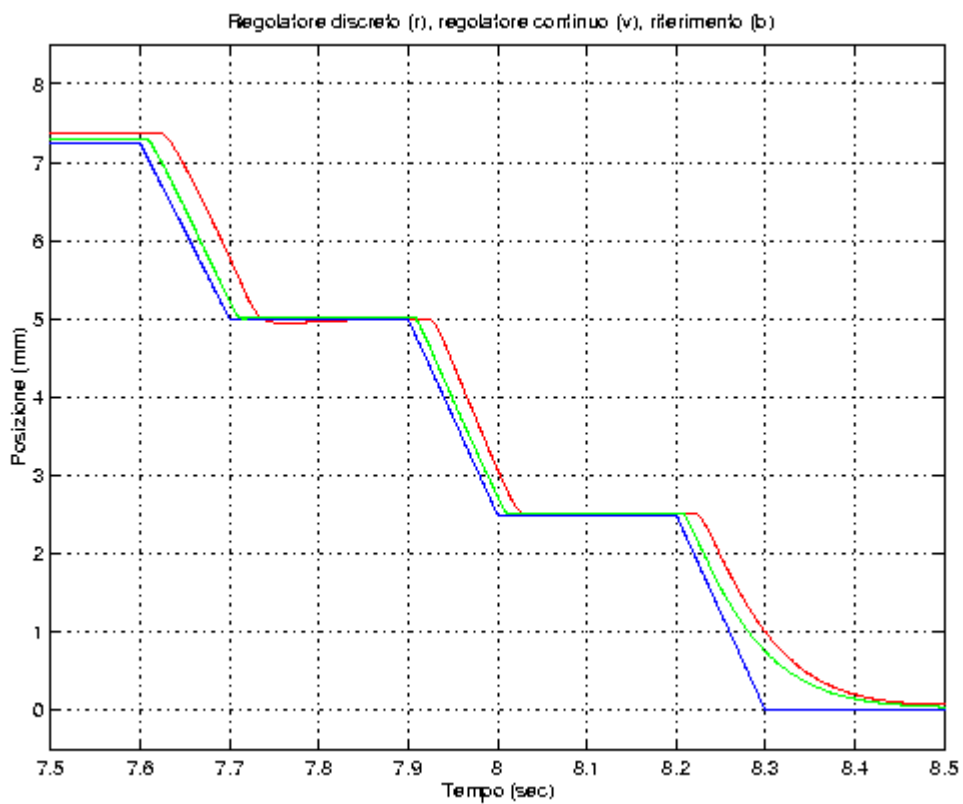


Figura 3.37: confronto fra regolatore continuo e regolatore discreto.

Le figure 3.32, 3.33, 3.34, 3.35, 3.36 e 3.37 mostrano, in risposta al riferimento (in blu) già considerato, le prestazioni del sistema con il regolatore che utilizza il sensore di pressione, la rete anticipatrice e l'azione in avanti.

In particolare le figure 3.32, 3.34 e 3.36 evidenziano il confronto fra la risposta del sistema con regolatore tempo discreto (rosso) e la risposta del sistema originale (verde), mentre le figure 3.33, 3.35 e 3.37 evidenziano il degrado di prestazioni causato dal regolatore discreto (rosso) rispetto al regolatore tempo continuo (verde).

Il tempo di campionamento di 10ms introduce un effetto di ritardo che destabilizza il sistema quando il regolatore presenta gli stessi parametri usati nel caso tempo continuo. Pertanto è stato necessario ridurre i guadagni proporzionale dei due anelli di retroazione del regolatore.

Il degrado nelle prestazioni è molto più evidente rispetto al regolatore che utilizza solo la rete anticipatrice.

Lo scopo di una retroazione sulla pressione è infatti quello di rendere la parte idraulica del sistema più veloce possibile. Questo obiettivo contrasta con il tempo di campionamento di 10ms. Quest'ultimo infatti vincola drasticamente la massima velocità ottenibile dalla parte idraulica e riduce così l'effetto positivo della retroazione in pressione.

Le prestazioni del regolatore sono comunque migliori rispetto alle corrispondenti del sistema originale. Occorre però osservare che il tempo di campionamento lungo annulla l'effetto positivo della retroazione sulla pressione. Si può infatti notare che le risposte del regolatore in esame non sono dissimili da quelle ottenute con la sola rete anticipatrice.

In conclusione, si può affermare che l'introduzione di un sensore di pressione nel sistema è significativa soltanto se si riducono i tempi di campionamento.