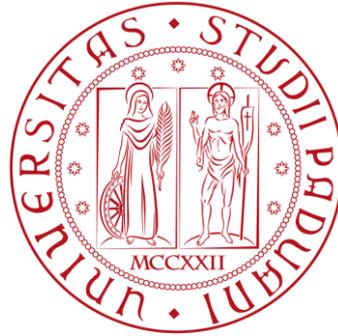


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA
MECCATRONICA

Controllo del moto di attuatori oleodinamici

Relatore: Ch.mo Prof. Dario Richiedei

Laureando: Loris Crestani

Anno Accademico 2014/2015

*Ad Andrea, a Paolo,
alla mia famiglia ed a tutti coloro
che mi sono stati accanto.*

Indice

Sommario	7
Introduzione	9
1. Effetti della comprimibilità del fluido	11
1.1. Fluidi idraulici	11
1.2. Considerazioni energetiche	12
1.3. Attuatori.....	13
1.4. Modello della valvola.....	15
1.4.1. Equazione di Bernoulli.....	15
1.4.2. Tubo di Venturi	16
1.4.3. Valvola a 4 vie	17
1.5. Analisi in frequenza di un sistema oleodinamico.....	18
1.5.1. Attuatore con carico inerziale	18
1.5.2. Attuatore con carico reale	21
1.5.3. Attuatore con carico e valvola.....	22
1.5.4. Calcolo di G_p (s)	22
1.5.5. Affinamento del modello della valvola.....	24
1.5.6. Sistema complessivo	27
2. Il controllo nei cilindri idraulici	31
2.1. Confronto tra controllo On-Off e controllo ad anello chiuso.....	31
2.1.1. Feedback	32
2.1.2. Opzioni per il controllo delle uscite	32
2.1.3. Controllo ad anello chiuso: Posizione – Pressione/forza	35
2.2. Semplificazione della regolazione dell'anello chiuso tramite feedforward	39
2.2.1. Il feedforward di velocità nel movimento del sistema.....	44
2.2.2. Regolazione dei feedforward di velocità.....	45
2.2.3. I feedforward di accelerazione compensano la comprimibilità del fluido	45
2.2.4. Tracciamento di un buon profilo di moto	47

3. Simulazione del controllo di posizione	51
3.1. Il circuito	51
3.1.1. Pompa.....	52
3.1.2. Valvola proporzionale.....	53
3.1.3. Cilindro	53
3.1.4. Fluido	55
3.1.5. Massa	55
3.1.6. Forza di contrasto.....	55
3.2. Il controllo	56
3.3. Risultati	58
3.3.1. Impostazione dei guadagni P e I (10s)	58
3.3.2. Impostazione del guadagno di feedforward di velocità (10s).....	59
3.3.3. Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione (10s).....	61
3.3.4. Impostazione dei guadagni P e I (95s).....	61
3.3.5. Impostazione del guadagno di feedforward di velocità (95s).....	62
3.3.6. Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione (95s).....	63
4. Conclusioni	65
Bibliografia	66

Sommario

Scopo di questo lavoro è la valutazione degli effetti su un sistema controllato, nel contesto del controllo di posizione di attuatori idraulici, a seguito dell'introduzione di guadagni di feedforward di velocità ed accelerazione, per mezzo di una simulazione in ambiente MATLAB/Simulink. In tale simulazione viene rappresentato uno scenario che trova applicazione nell'industria pesante.

Il primo capitolo introduce quali conseguenze comporta l'assunzione che il fluido idraulico sia comprimibile, come è realmente, sia in termini energetici sia nella modellizzazione di un sistema oleodinamico.

Il secondo capitolo tratta in maniera generale del controllo, ponendo l'attenzione sui guadagni di feedforward di velocità ed accelerazione. Viene presentato come l'adozione di tali guadagni, in parallelo all'utilizzazione di controllori PID, vadano a migliorare le prestazioni nei controlli di posizione degli attuatori idraulici.

Nel terzo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti con l'utilizzo del software MATLAB/Simulink su una simulazione di un sistema reale quale la rappresentazione di una pressa per il calettamento a freddo di una ruota su un assile di un veicolo ferroviario, nel quale viene confermato il miglioramento nel controllo di posizione del cilindro a conferma del carattere generale della trattazione nel capitolo due. Si nota anche come la comprimibilità del fluido si manifesti nel comportamento della risposta del sistema oleodinamico.

Introduzione

Col progredire della tecnica nelle lavorazioni industriali aumentano le necessità di avere a disposizione delle forze d'azionamento sempre più elevate, accompagnate talvolta da una notevole velocità degli spostamenti da effettuare.

I sistemi idraulici sono molto adoperati nel campo industriale, e sono i più usati per il posizionamento lineare di carichi elevati. Hanno una costruzione più pesante rispetto ai pistoni pneumatici, perché le pressioni di lavoro sono molto più elevate, ma consentono un posizionamento preciso dei carichi. Godono inoltre di grande affidabilità e solidità.

Nella maggior parte delle applicazioni sono facilmente controllabili sia in velocità che in accelerazione, grazie l'impiego di valvole e servovalvole.

L'oleodinamica di azionamento, di comando e di regolazione ha assunto un'importanza fondamentale nel settore dell'automazione, ed in questo contesto si inserisce il presente lavoro.

La trasmissione dell'energia in questi sistemi avviene per mezzo di fluido, che è un elemento essenziale dell'impianto oleodinamico, la cui scelta è determinante per un funzionamento regolare e per la durata delle apparecchiature. In genere il fluido è considerato incomprimibile. Anche se in prima approssimazione tale considerazione può essere accettata, è importante tenere presente che l'essere comprimibile è nella sua natura e si manifesta nelle problematiche di controllo del sistema.

1. Effetti della comprimibilità del fluido

Generalmente nella trattazione dei modelli idraulici viene fatta l'ipotesi che i fluidi, nella fattispecie i liquidi, siano incomprimibili. Per conseguenza l'energia interna del sistema meccanico viene definita solo dal contributo di energia cinetica di traslazione $E = \frac{1}{2}mv^2$.

Assumere il fluido incomprimibile può essere una ragionevole approssimazione della realtà. Ma nei cilindri reali il fluido è sottoposto a variazioni di volume che non sono esattamente corrispondenti al modello con fluido incomprimibile. Infatti quando un fluido si comprime si verifica un ulteriore accumulo di energia (detta energia potenziale di deformazione) che non può essere trascurato.

Per ottenere modelli che tengano conto della deformazione dei corpi, ma non siano difficili da trattare matematicamente, si considerano modelli a parametri concentrati (descritti da equazioni differenziali ordinarie, ovvero non alle derivate parziali), lineari (equazioni lineari), tempo invarianti (equazioni a coefficienti costanti).

1.1. Fluidi idraulici

I fluidi idraulici presentano una densità ρ quasi costante.

In effetti una cedevolezza o elasticità intrinseca nel fluido è sempre presente, e se anche la si volesse trascurare bisogna sempre tenere presente che i condotti nei quali il fluido scorre possono essere soggetti a deformazioni che possono essere pensate come cedevolezza del fluido stesso, in particolare a pressioni di esercizio elevate.

La relazione che lega la variazione relativa di volume alla pressione è la legge di Hooke:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{E} dp$$

con E modulo di comprimibilità o modulo di Bulk.

Per un fluido quale l'olio, il modulo di Bulk ha valori tipicamente attorno ai 12000 - 16000 bar (1bar = 10^5 Pa), quindi il coefficiente $1/E$ è effettivamente piccolo.

Tuttavia, considerando l'intero sistema fluido-condotto, il modulo di Bulk complessivo sarà una funzione di molti fattori che ne possono enfatizzare l'effetto.

Intendendo il volume di fluido come somma di un volume V_l di liquido e un volume V_g di gas o aria a formare il volume totale V_t sottoposto a compressione, si possono definire i moduli di Bulk E_l, E_g ed E_c rispettivamente per il liquido, per il gas e per il contenitore che si suppone non indeformabile:

$$\frac{1}{E_l} = -\frac{V_l \Delta P}{\Delta V_l}; \quad \frac{1}{E_g} = -\frac{V_g \Delta P}{\Delta V_g}; \quad \frac{1}{E_c} = -\frac{V_t \Delta P}{\Delta V_c}$$

Per E_g si intende il valore $(C_p/C_v)P$ e per l'aria è usato il valore $E_{aria}=1,4P$.

Il modulo di Bulk effettivo diviene:

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1}{E_c} + \frac{1}{E_l} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{E_g} \right)$$

Coinvolgendo i reciproci, E_e risulta minore di ogni altro valore E_l, E_c ed $E_g(V_t/V_g)$.

Si capisce come il modulo di Bulk effettivo sia influenzato anche dalle caratteristiche dell'impianto idraulico.

1.2. Considerazioni energetiche

Il prodotto pressione-volume è un lavoro. Ci si può chiedere quanto sia il lavoro necessario a mandare un certo fluido in pressione.

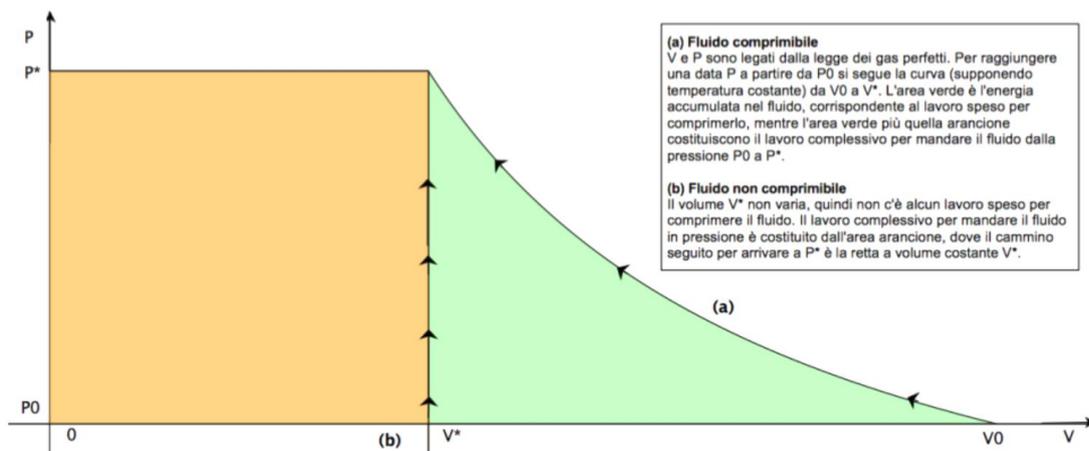


Figura 1.1 Grafico V-p di un fluido comprimibile con trasformazione isoterma (a), e di uno incompressibile (b)

La risposta è nel calcolo dell'integrale L_p (dove p indica la pressione):

$$L_p = \int_{p_0}^{p^*} V(p) dp$$

Questo integrale è minimo nel caso di fluido incompressibile: infatti, poiché il volume non può cambiare, o lo può fare minimamente, piccole variazioni di volume comportano grandi variazioni di pressione. Viceversa, se il fluido è comprimibile, vi sarà del lavoro aggiuntivo per portare il fluido al volume tale da poter avere la pressione desiderata. Quantificare questo lavoro è semplice: basta calcolare l'integrale duale al precedente, L_a (dove la a sta per accumulo):

$$L_a = \int_{V_0}^{V^*} p(V) dV$$

Naturalmente, questo integrale nel caso di fluido incompressibile vale 0, mentre nel caso di fluido comprimibile assume un duplice significato: da una parte, rappresenta il lavoro speso per comprimere il fluido, dall'altro rappresenta una energia immagazzinata nel fluido stesso.

La figura mostrava l'aumento di pressione di un fluido supposto incompressibile e di un gas con trasformazione isoterma, di difficile realizzazione nel caso pratico ma utile ai fini della compressione grafica dell'energia immagazzinata nei fluidi comprimibili.

1.3. Attuatori

Una pressione p è data dal rapporto di una forza F agente su una superficie di area A :

$$p = \frac{F}{A}$$

Nel caso di fluido in pressione, si può pensare che un motore abbia trasferito il momento nella pressione sul fluido stesso. L'attuatore opera la conversione opposta: l'energia del fluido sotto forma di pressione deve manifestarsi come forza agente su un carico: invertendo la relazione precedente si ottiene:

$$F = pA$$

La funzione di trasferimento F/p è la sezione del condotto entro il quale scorre il fluido.

Volendo essere più precisi, la pressione che si dovrebbe considerare non è tanto quella assoluta del fluido, quanto la differenza tra la pressione del fluido che muove l'attuatore e del il fluido nel quale è immerso il carico (solitamente aria), cioè la pressione relativa.

Rendimento: conseguenze della comprimibilità

Senza considerare alcuna perdita per attrito fluido-condotto, anche il solo assumere il fluido comprimibile rende la conversione di energia del ciclo meccanica-fluida-meccanica a rendimento minore di 1.

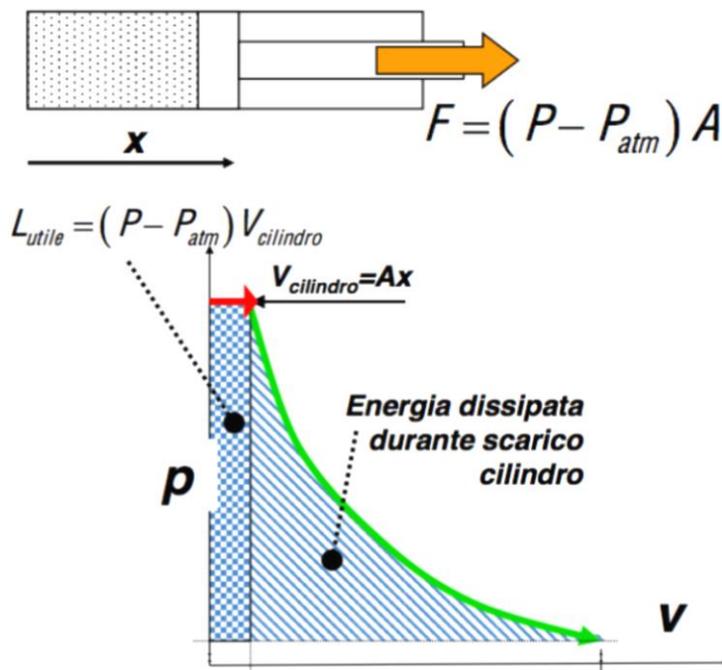


Figura 1.2 Conseguenze della comprimibilità

Supponiamo di scaricare il cilindro dalla pressione p a quella atmosferica p_{atm} . In partenza, il pistone dispone di un'energia, scritta in termini di grandezza del fluido pari a:

$$W_{utile} = (p - p_{atm})V_p$$

Con V_p si intende il volume del cilindro quando esso si trova a pressione p . Ricordando la Figura 1.1, dato che il fluido è comprimibile, una parte dell'energia utilizzata per comprimerlo non è utilizzata per compiere lavoro, ma viene persa nello scaricare la pressione secondo la curva descritta dalla Legge dei gas perfetti. Il rendimento pertanto, anche in assenza di qualsiasi altra forma di dissipazione, è intrinsecamente minore di 1.

1.4. Modello della valvola

1.4.1. Equazione di Bernoulli

Per un fluido incomprimibile e ideale, cioè senza perdite, che scorre in sistema chiuso, cioè senza scambi di massa con l'esterno, vale l'Equazione di Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = \text{costante}$$

In riferimento alla Figura 1.3 si ha:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho gh_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho gh_2$$

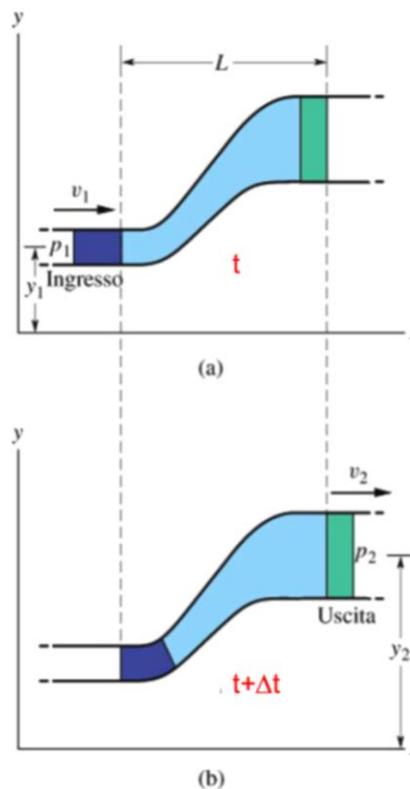


Figura 1.3 L'equazione di Bernoulli e il principio di conservazione dell'energia

L'equazione di Bernoulli è una riscrittura in termini di idrodinamica del principio di conservazione dell'energia. Vi è un termine di energia statica che il fluido ha e che è dato dalla sua pressione; un termine cinetico che dipende dalla sua velocità nel condotto; un termine potenziale in cui entra in gioco la quota da un livello di riferimento.

1.4.2. Tubo di Venturi

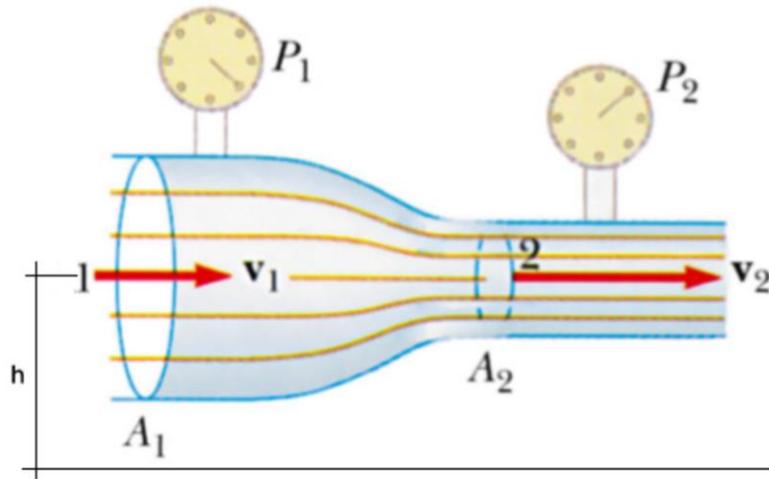


Figura 1.4 Il tubo di Venturi, o venturimetro

In riferimento alla Figura 1.4 viene applicata l'equazione di Bernoulli al tubo di Venturi.

Poiché $h_1 = h_2 = h$ il termine corrispondente si semplifica e si ottiene:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

Poiché il fluido è incomprimibile, vale la *continuità* per la portata:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \rightarrow v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1$$

Sostituendo e riscrivendo rispetto a v_1 si ottiene quindi:

$$v_1 = \sqrt{\frac{A_2^2}{A_1^2 - A_2^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

(1.1)

E naturalmente:

$$v_2 = \sqrt{\frac{A_1^2}{A_1^2 - A_2^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

1.4.3. Valvola a 4 vie

Dopo un piccolo richiamo all'equazione di Bernoulli ed alla sua applicazione del tubo di Venturi, viene fornito un esempio del modello di una valvola a cassetto. Si suppone che la valvola sia azionata in corrente e che valga il seguente legame con la posizione x dello stelo:

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\varepsilon\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1.2)$$

Cerchiamo ora di determinare la relazione ingresso-uscita tra la corrente e la portata che viene lasciata fluire. Per comprendere il funzionamento della valvola, o servovalvola, è opportuno iniziare dall'esame del flusso attraverso orifizi. Questo problema è il tubo di Venturi, di cui si sono calcolate le espressioni di velocità nell'equazione (1.1) in accordo con lo scenario in Figura 1.4:

$$v_1 = \sqrt{\frac{A_2^2}{A_1^2 - A_2^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

Moltiplicando per la sezione A_1 otteniamo la portata Q_1 , che diviene:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{A_1^2 A_2^2}{A_1^2 - A_2^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

Il coefficiente moltiplicativo che dipende dalle due aree A_1 e A_2 si può pensare direttamente proporzionale allo spostamento x dello stelo che spinge il fluido nel caso di valvole dalla geometria semplice. In generale, varrà la relazione

$$\sqrt{\frac{A_1^2 A_2^2}{A_1^2 - A_2^2}} = f(x)$$

cioè una funzione di x . Per semplicità, si considera inizialmente una dipendenza lineare dallo spostamento secondo il coefficiente k .

Si ottiene la seguente relazione generica:

$$Q = k x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1.3)$$

dove Δp è il salto di pressione tra la camera della valvola e la via verso quale fluisce il fluido. In prima approssimazione si può assumere che il coefficiente k e la caduta di pressione Δp siano costanti ed indipendenti dalla posizione x della valvola. Per queste ipotesi semplificative si avrà una relazione lineare tra portata e spostamento, e l'espressione (1.3) diventa:

$$Q = k x \quad (1.4)$$

Questo modello è detto *modello statico di valvola Q*. trasformando secondo Laplace, con condizioni iniziali nulle, ed utilizzando la funzione di trasferimento (1.2) si ottiene:

$$\frac{Q(s)}{I(s)} = \frac{k * \omega_n^2}{s^2 + 2\varepsilon\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1.5)$$

1.5. Analisi in frequenza di un sistema oleodinamico

1.5.1. Attuatore con carico inerziale

Se l'attuatore viene utilizzato per controllare la posizione di un carico di tipo inerziale, il sistema può essere schematizzato come uno del secondo ordine del tipo massa-molla con smorzamento molto piccolo. Di seguito si vede come avere un ordine di grandezza approssimativo delle massime prestazioni in termini di banda passante raggiungibili.

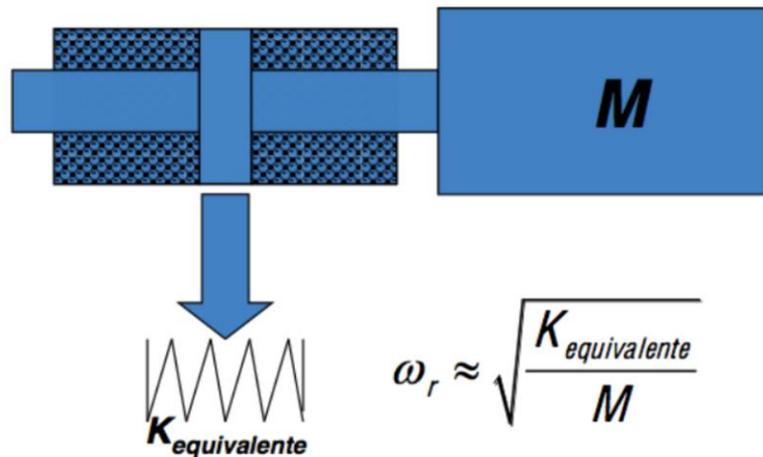


Figura 1.5 Sistema massa-molla equivalente all'attuatore

$$F = dpA = E_{fluido} \frac{dV}{V} A = E_{fluido} \frac{Ay}{V} A = E_{fluido} \frac{A^2}{V} y$$

da cui la costante $k_{equiv} = E_{fluido} \frac{A^2}{V}$. Ne consegue che la pulsazione di risonanza del sistema è:

$$\omega_r = \sqrt{\frac{A^2 E_{fluido}}{VM}}$$

(1.6)

Con V volume del fluido in una camera.

Le relazioni trovano fondamento assumendo i due volumi di fluido nelle camere come due molle come in figura:

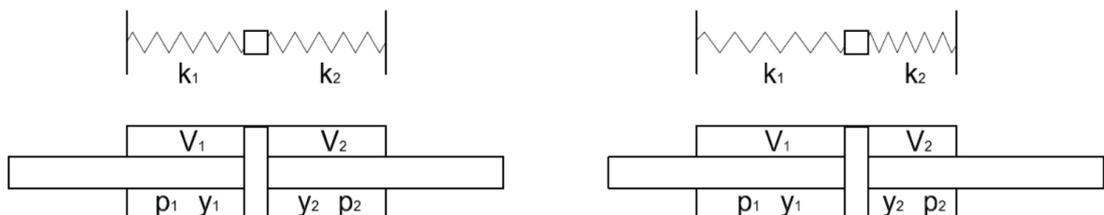


Figura 1.6 Molle di fluido nelle due camere del cilindro

Per la camera 1 si può scrivere:

$$k_1 = \frac{dF_1}{dy}$$

Con:

$$\begin{aligned} dF_1 &= -Adp_1 \\ dp_1 &= -E_{fluido} \frac{dV_1}{V_1} \end{aligned}$$

Quindi

$$k_1 = AE_{fluido} \frac{dV_1}{V_1} \frac{1}{dy} = AE_{fluido} \frac{A dy}{V_1} \frac{1}{dy} = \frac{A^2 E_{fluido}}{V_1}$$

Ed analogamente per la camera 2:

$$k_2 = \frac{A^2 E_{fluido}}{V_2}$$

La costante di rigidità equivalente sarà:

$$k_{equiv} = k_1 + k_2 = A^2 E_{fluido} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)$$

Il valore minimo della costante equivalente si trova quando il cilindro è al centro ($V_1=V_2$), quindi $V_1=V_t/2$ (con V_t volume di fluido totale delle due camere). In questa condizione

$$k_{equiv} = A^2 E_{fluido} \left(\frac{2}{V_t} + \frac{2}{V_t} \right) = \frac{4 A^2 E_{fluido}}{V_t}$$

e risulta

$$\omega_r = \sqrt{\frac{4 A^2 E_{fluido}}{V_t M}}$$

Nel caso più generale di cilindro asimmetrico:

$$\omega_r = \sqrt{\frac{E_{fluido}}{M} \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right)}$$

Questa equazione mostra com'era prevedibile che la frequenza naturale minima avviene per $V_1=V_2$. A seconda del movimento del cilindro da una fine all'altra della sua corsa, il coefficiente della molla del volume minore domina e la frequenza naturale aumenta.

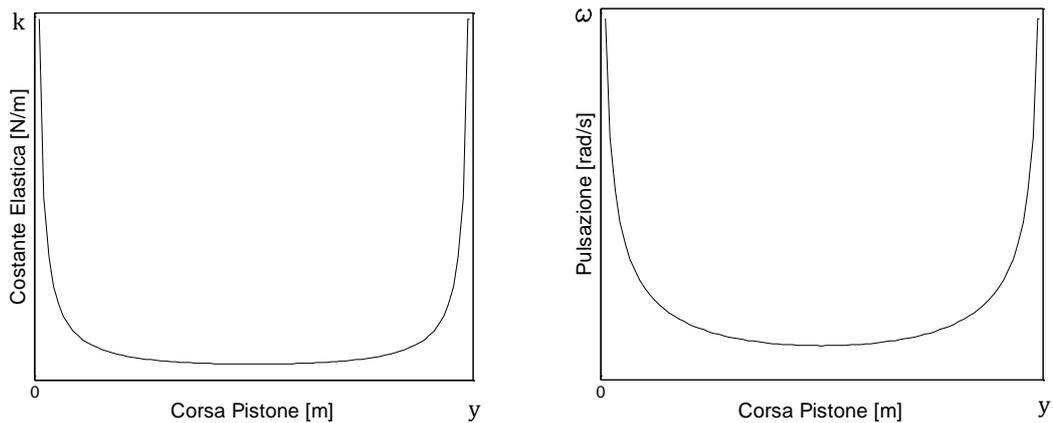


Figura 1.7 Andamento qualitativo della costante elastica e della pulsazione di risonanza in funzione della corsa del cilindro

1.5.2. Attuatore con carico reale

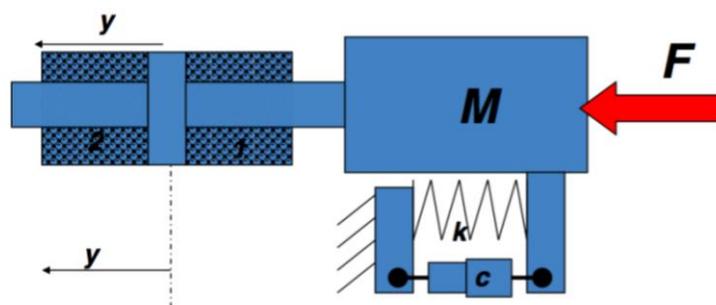


Figura 1.8 Sistema massa-molla-smorzatore equivalente ad attuatore-carico

Il sistema è del tipo massa-smorzatore con costante di rigidezza della molla pari alla somma di quella del carico e di quella equivalente dell'attuatore:

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + (k + k_{equiv})y = F \quad (1.7)$$

1.5.3. Attuatore con carico e valvola

Il risultato ottenuto in (1.5), con molte approssimazioni, ci permette di quantificare la portata in ingresso allo stadio successivo alla valvola in relazione alla corrente che pilota la valvola stessa. Tale portata è certamente legata al movimento del pistone dell'attuatore. Vale quindi concettualmente lo schema in Figura 1.9:

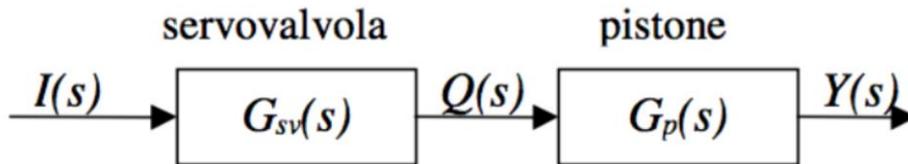


Figura 1.9 Schema a blocchi servo valvola+pistone

Per ottenere un buon modello di tutta la catena, è necessario definire la funzione di trasferimento $G_p(s)$ portata- movimento pistone dell'attuatore.

È inoltre necessario raffinare il modello della valvola rispetto al *modello di valvola* Q trovato in (1.4).

1.5.4. Calcolo di $G_p(s)$

Supponiamo di conoscere la portata Q in arrivo all'attuatore, caratterizzato da spostamento y e da una differenza di pressione tra le camere pari a p_m . la portata dell'olio nel cilindro può essere scomposta in più componenti:

$$Q = Q_0 + Q_c + Q_L \quad (1.8)$$

dove Q_0 è la componente incompressibile che causa il moto del pistone:

$$Q_0 = A \dot{y} \quad (1.9)$$

Q_c è la componente comprimibile che dipende dal modulo di comprimibilità e dalla pressione del carico:

$$\begin{cases} E_{fluido} = \frac{V p_m}{dV} \\ Q = \frac{dV}{dt} \end{cases} \rightarrow Q_c = \frac{V}{E_{fluido}} \dot{p}_m \quad (1.10)$$

mentre Q_L rappresenta le perdite del sistema. Trascurando quest'ultima componente, poiché le perdite saranno inglobate nel modello della valvola, e combinando (1.8) (1.9) e (1.10) si ottiene:

$$Q = A\dot{y} + \frac{V}{E_{fluido}} \dot{p}_m$$

da cui, trasformando secondo Laplace, con condizioni iniziali nulle:

$$Q(s) = AsY(s) + \frac{V}{E_{fluido}} sP_m(s) \quad (1.11)$$

Ora bisogna riscrivere p_m rispetto alla posizione y del pistone. La forza sviluppata dal pistone è:

$$F = A p_m$$

ma supponendo il sistema attuatore + carico in (1.7) si ha:

$$Ap_m = M\ddot{y} + c\dot{y} + ky$$

dove il contributo di k_{equiv} , essendo già presente nel conto della portata tramite Q_c , è stato omissso. Trasformando secondo Laplace, con condizioni iniziali nulle:

$$P_m(s) = \frac{s^2 M + cs + k}{A} Y(s) \quad (1.12)$$

Combinando tale relazione con (1.11) si ottiene infine:

$$G_p(s) = \frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{1}{As + \frac{V}{E_{fluido}}s \frac{s^2M + cs + k}{A}}$$

1.5.5. Affinamento del modello della valvola

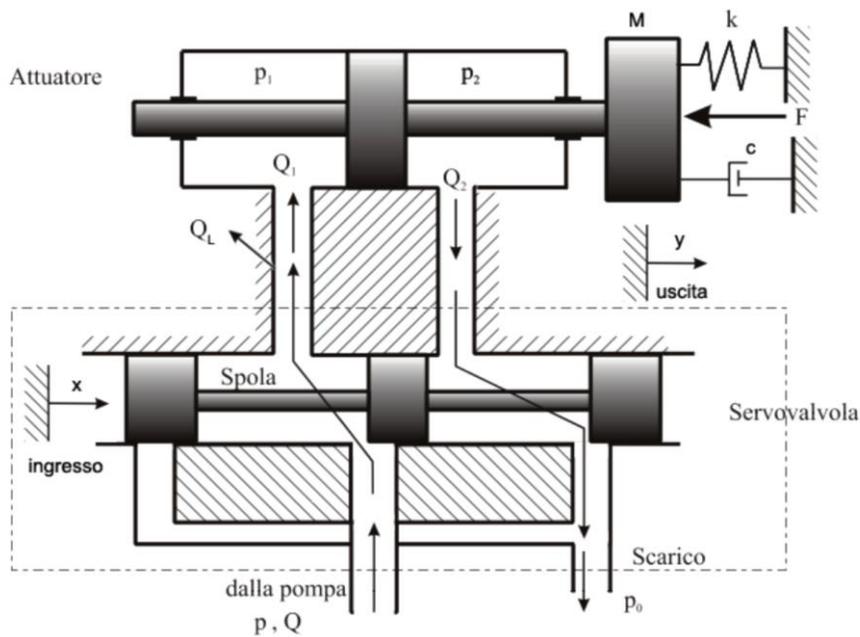


Figura 1.10 Sistema attuatore-carico-valvola

Tornando all'equazione della portata:

$$Q = k x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Nel caso più generale, come già sottolineato in precedenza, $k x = f(x)$, pertanto:

$$Q = f(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Nel caso specifico della servovalvola di Figura 1.10, si immagina il seguente scenario: se i pistoncini della servovalvola sono disposti nella posizione di riposo, questi chiudono completamente gli orifizi dei condotti ed il pistone principale rimane fermo. Spostando l'asta della servovalvola, per esempio verso destra, verrà messa in pressione p_1 la zona sinistra del cilindro, mentre nella zona destra la pressione p_2 scenderà rapidamente per l'apertura dello scarico a destra. L'olio in uscita viene raccolto in una vasca di raccolta e ripreso dalla pompa in un circuito chiuso. La pressione p_m indotta sul carico sarà la differenza tra le pressioni delle camere, cioè $p_m = p_1 - p_2$. La portata Q_1 entrante è legata invece alla caduta di pressione a cavallo dell'orifizio di entrata, cioè dalla differenza tra la pressione di alimentazione p e quella p_1 del cilindro:

$$Q_1 = f(x) \sqrt{\frac{2(p - p_1)}{\rho}}$$
(1.13)

Analogamente, la portata uscente Q_2 è legata alla caduta di pressione da p_2 a p_0 dello scarico, che possiamo supporre trascurabile a fronte della prima. Quindi:

$$Q_2 = f(x) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}$$
(1.14)

Il salto di pressione dell'attuatore, cioè che influenza il carico, è come detto $p_m = p_1 - p_2$; quello sulla valvola è $p - p_0 \approx p$. osservando che $Q_m = Q_1 = Q_2$ ed utilizzando (1.13) e (1.14) si ha:

$$p - p_1 = p_2$$

cioè $p = p_1 + p_2$. questa relazione, insieme con quella di p_m , ci permette di riscrivere le pressioni nel cilindro p_1 e p_2 come:

$$p_1 = \frac{1}{2}(p_m + p)$$

$$p_2 = \frac{1}{2}(p - p_m)$$

Queste due relazioni permettono di scrivere la portata della pompa in funzione della pressione che vede il carico. Prendendo ad esempio Q_I , si ottiene:

$$Q_1 = f(x) \sqrt{\frac{p - p_m}{\rho}} = Q_m = Q = f(x, p_m)$$

Questa equazione è quindi, come prevedibile, non lineare nella pressione sul carico. Volendo determinare la funzione di trasferimento tra l'ingresso al sistema, cioè la posizione x del cursore, e la posizione y dell'attuatore, occorre quindi linearizzare:

$$Q \approx f(x_0, p_{m0}) + \left. \frac{\partial f(x, p_m)}{\partial x} \right|_{x=x_0, p_m=p_{m0}} (x - x_0) + \left. \frac{\partial f(x, p_m)}{\partial p_m} \right|_{x=x_0, p_m=p_{m0}} (p_m - p_{m0})$$

Supponendo per semplicità di lavorare in condizioni iniziali nulle di Q , x e p_m , la forma della approssimazione lineare di Q è:

$$Q \approx h_x x - h_p p_m$$

con

$$h_x = \left. \frac{\partial f(x, p_m)}{\partial x} \right|_{x=0, p_m=0}, h_p = - \left. \frac{\partial f(x, p_m)}{\partial p_m} \right|_{x=0, p_m=0}$$

calcolate sulle condizioni iniziali. Trasformando secondo Laplace, con condizioni iniziali nulle:

$$Q(s) = h_x X(s) - h_p P_m(s) \tag{1.15}$$

con h_x e h_p definiti come *guadagno di flusso* e *coefficiente flusso-pressione* rispettivamente.

Queste operazioni di linearizzazione del sistema, pur essendo valide solo per piccole variazioni, sono abbastanza vicine alla realtà fisica del sistema da permetterne una sua analisi approfondita. Il parametro h_p può essere maggiorato per tenere conto anche delle perdite di pressione dovute al fluire del fluido lungo il condotto e nell'attuatore.

1.5.6. Sistema complessivo

Dalla (1.15) si capisce che la portata fornita dalla valvola dipende non solo dalla posizione dello stelo della valvola stessa, ma anche dal carico. Infatti, combinando (1.11) con (1.15) si ottiene dapprima:

$$h_x X(s) - A s Y(s) = \left(h_p + \frac{V}{E_{fluido}} s \right) P_m(s)$$

Dalla (1.12) si evince il rapporto ingresso-uscita tra la pressione p_m e la posizione y del pistone:

$$Y(s) = \frac{A}{s^2 M + c s + k} P_m(s)$$

Pertanto, come descritto in Figura 1.11, nel sistema è presente un effetto di accoppiamento, rappresentabile in uno schema a blocchi come una sorta di “retroazione naturale”, che sottolinea come, se y cresce, si riduce la portata della valvola, con effetto stabilizzante su y stesso.

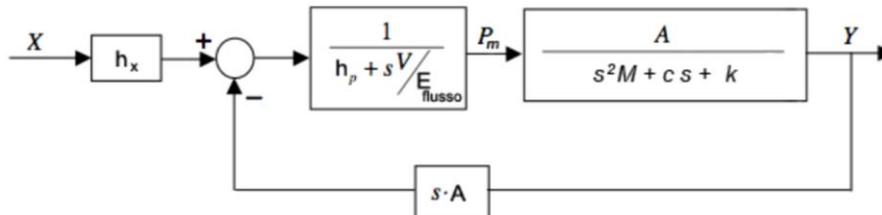


Figura 1.11 Rappresentazione del sistema

La funzione di trasferimento risultante vale:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = h_x \frac{A}{(s^2 M + c s + k) \left(h_p + \frac{V}{E_{fluido}} s \right) + A^2 s}$$

che riordinata secondo le potenze di s risulta infine pari a:

$$G(s) = \frac{h_x}{A} \frac{1}{\left(\frac{MV}{A^2 E_{fluido}}\right) s^3 + \left(\frac{Mh_p}{A^2} + \frac{cV}{A^2 E_{fluido}}\right) s^2 + \left(\frac{ch_p}{A^2} + \frac{kV}{A^2 E_{fluido}} + 1\right) s + \frac{kh_p}{A^2}} \quad (1.16)$$

ottenendo così il modello del terzo ordine.

Caso 1: fluido incomprimibile

Supponendo di avere $E_{fluido} \rightarrow \infty$, la (1.16) diventa:

$$G(s) = \frac{h_x}{A} \frac{1}{\frac{Mh_p}{A^2} s^2 + \left(\frac{ch_p}{A^2} + 1\right) s + \frac{kh_p}{A^2}}$$

Il sistema è sceso così di un ordine.

Caso 2: assunzione di viscoelasticità trascurabile

Supponendo k e c trascurabili, la (1.16) diventa:

$$G(s) = \frac{h_x}{As} \frac{1}{\left(\frac{MV}{A^2 E_{fluido}}\right) s^2 + \left(\frac{Mh_p}{A^2}\right) s + 1} \quad (1.17)$$

come si ricava facilmente, $G(s)$ presenta la risonanza tipica del fluido pari a quella calcolata in (1.6). Se a (1.17) si concatena la funzione di trasferimento dell'azionamento della valvola mostrata in (1.5), si ottiene il modello del quinto ordine:

$$G'(s) = \frac{k h_x \omega_n^2}{As} \frac{1}{\left(\frac{MV}{A^2 E_{fluido}}\right) s^2 + \left(\frac{Mh_p}{A^2}\right) s + 1} * \frac{1}{s^2 + 2\epsilon\omega_n s + \omega_n^2}$$

Il suo diagramma di Bode è mostrato in Figura 1.12 :

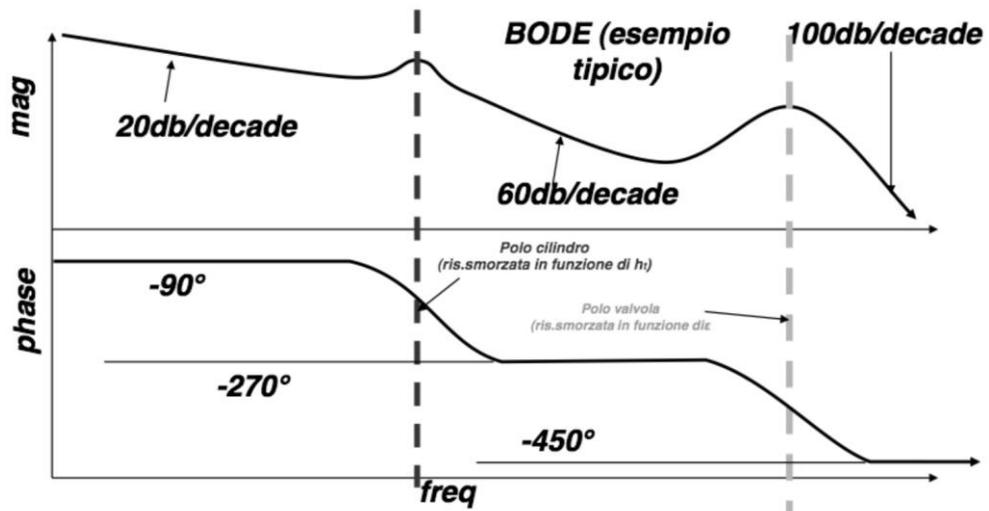


Figura 1.12 Diagramma di Bode nel Caso 2. Le due risonanze sono una quella del fluido (a bassa frequenza), l'altra dell'azionamento della valvola (alta frequenza)

La risonanza dovuta al fluido avviene a frequenze più basse di quelle dell'azionamento. La regione di lavoro preferibile è quella alla sinistra della prima risonanza, mentre tra le due risonanze il controllo dell'impianto è problematico anche a causa della fase fortemente oltre i -180° . Assolutamente proibitivo è avventurarsi oltre la seconda risonanza.

2. Il controllo nei cilindri idraulici

2.1. Confronto tra controllo On-Off e controllo ad anello chiuso

La decisione di usare un controllo di tipo on-off invece dei controlli ad anello chiuso dipende dalla considerazione di vari fattori, anche in relazione al tipo di obiettivo che si vuole ottenere.

Nei controlli di tipo on-off vengono specificati gli output, mentre i servocontrolli ad anello chiuso implicano un feedback lineare ed un'uscita lineare.

Fattori da considerare

Si possono usare valvole on-off senza feedback, con interruttori di limite (ad esempio finecorsa) per avere informazioni grezze, o si possono utilizzare con retroazioni di posizione e di velocità. Un feedback di tipo continuo può arrivare da un dispositivo analogico, come ad esempio un LVDT (linear variable differential transformer).

Si possono usare valvole proporzionali usando le stesse retroazioni cui sopra in un controllo ad anello aperto. Oppure nei sistemi più sofisticati l'encoder fornisce la retroazione che va a chiudere l'anello.

Le combinazioni tra tipi di controllo e retroazione sono elencati nella tabella seguente:

		Tipo di Controllo		
		On-Off	Anello Aperto con servovalvola	Anello Chiuso con servovalvola
Tipo di Retroazione	Nessuno	meno preciso	controllo a velocità limitata	/
	Con finecorsa	posizione buona	stop di posizione con rampa	/
	Continuo	posizione migliore	rampa alla posizione	il più preciso

Tabella 2.1

2.1.1. Feedback

Nessuno: il più economico. Il controllo è incrementato da operatori che si sostituiscono alla chiusura dell'anello usando la loro previsione contribuendo a far muovere l'attuatore con piccoli avanzamenti nelle due direzioni. Nel campo dell'automazione tale controllo è di limitata flessibilità. Le posizioni che il cilindro può raggiungere con certezza sono le due posizioni estreme. Inoltre la velocità è variabile essendo soggetta a variazioni del carico, pressione e dalla temperatura dell'olio. Tuttavia questo metodo è sufficiente in diverse applicazioni.

Con finecorsa: con sensori di limite e finecorsa. È usato sia per valvole on-off che per valvole proporzionali. Sebbene sia possibile collegare elettricamente finecorsa e fotocellule direttamente alle valvole o tramite relè, ciò che ne risulta è un sistema non flessibile. Quindi per fornire un'accettabile flessibilità computer o controllori programmabili sono spesso interposti tra rilevatori e valvole.

Continuo: il più flessibile. Gli encoder possono essere montati dentro o lungo il cilindro e offrono un feedback continuo. Elaborando tale informazione è possibile determinare ad esempio la velocità istantanea (ds/dt), di grande importanza nelle applicazioni che devono essere accurate e ripetibili.

2.1.2. Opzioni per il controllo delle uscite

Anello aperto con valvole on-off: è il più semplice, ed il più limitato. Presenta una certa difficoltà a sincronizzare il movimento. Utilizzando più valvole on-off si può controllare la velocità anche se in maniera irregolare. Nel passato un metodo comunemente usato era quello di combinare valvole ad alto flusso con valvole a basso flusso, e montate in parallelo: raggiunto un certo set point veniva chiusa la valvola ad alto flusso lasciando inserita la valvola a basso flusso fino a chiuderla una volta raggiunta la posizione desiderata.

Anello aperto con valvole proporzionali: aumenta l'accuratezza e la capacità di trasmissione rispetto le valvole on-off. Funzionano come sistemi semplici finché non viene raggiunta una zona di rampa. Vicino ad un set point, l'uscita viene diminuita in rampa in funzione della distanza rimanente al finecorsa. Non è strettamente ad anello

chiuso perché l'errore (distanza tra posizione istantanea e posizione target) non è usata come feedback, ma può essere efficace per carichi costanti.

Le valvole proporzionali funzionano sia per anello aperto che per anello chiuso (l'anello aperto a volte non basta di per sé). Se il processo è sufficientemente ripetibile, si può essere piuttosto sicuri dando all'output la velocità desiderata. La bobina della valvola può venire eccitata dall'uscita fornita da un PLC (ad esempio con un segnale -10V +10V) e fatta variare in maniera continua.

Una soluzione un po' più sofisticata sta nell'usare il feedback non per chiudere l'anello ma comandare in rampa l'uscita facendola variare in funzione della distanza (tramite PLC). Funziona molto bene dove la posizione non è così importante.

Un sorprendente numero di applicazioni usa il controllo ad anello aperto. Queste includono casi dove gli attuatori devono muoversi fino ad uno sconosciuto punto di stop, come una battuta meccanica, in modo da allineare o misurare oggetti (per esempio il tronco in una sega).

In modalità anello aperto, il controllore non lavora attivamente per far corrispondere la posizione istantanea, la velocità o la pressioni a valori predefiniti. Poiché non c'è accumulo di errore, l'attuatore non si muoverà bruscamente in avanti quando il carico sarà ridotto improvvisamente.

L'anello aperto è spesso combinato con un controllo ad anello chiuso in più parti del ciclo macchina dove questo possa essere più idoneo. Per esempio, l'anello aperto può essere usato nella direzione di ritorno per velocizzare l'apertura di una pressa perché l'oggetto lavorato venga espulso. La regolazione è semplificata dal momento che solo l'estensione (pressatura) deve essere regolata, ma non l'anello aperto.

Anello chiuso: caratterizzato da flessibilità, precisione, velocità. La precisione viene mantenuta al variare delle condizioni. Avere la disponibilità di un feedback continuo ed un anello chiuso è la combinazione massima nel controllo di questi sistemi.

Viene confrontata la posizione di feedback dal dispositivo con la posizione desiderata; la differenza tra target e posizione istantanea è amplificata.

Applicazioni con profili ad inseguimento, sincronizzazione o alto grado di flessibilità, accuratezza e velocità, o quelli che necessitano di mantenere la pressione con carichi variabili, devono usare un controllo ad anello chiuso.

I valori di amplificazione o di guadagno dei controllori tipicamente implementati (ad esempio in quelli di Delta Computer) sono:

- **P** guadagno proporzionale
- **I** guadagno integrativo
- **D** guadagno derivativo
- **Fv** guadagno di velocità, o feedforward di velocità
- **Fa** guadagno di accelerazione, o feedforward di accelerazione

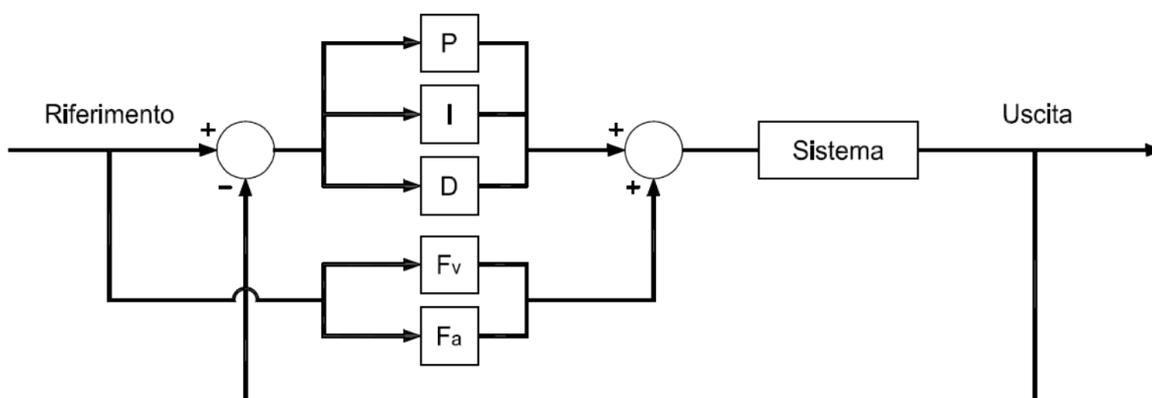


Figura 2.1 Schema a blocchi del controllore del sistema

I feedforward sono semplicemente dei guadagni ad anello aperto che sono usati come fattori di previsione in combinazione con il controllo ad anello chiuso. Per esempio, se si sa che l'attuatore si muoverà a $2 \text{ cm}/(\text{s} \cdot \text{V})$, dovranno essere forniti 4V per andare a 8 cm/s . Ovviamente questo viene assunto ipotizzando che il sistema idraulico risponda in maniera lineare e rigida, cosa che di fatto non è.

I PID servono a correggere le non linearità e le variazioni di carico. I guadagni F_v ed F_a servono a non dover far compensare larghi valori di errore ai PID, che risultano ad un incremento probabile di ritardi nella risposta ed instabilità.

Il concetto è semplice. Nella regolazione dei sistemi idraulici, sono richiesti guadagni separati per raggiungere velocità ed accelerazione desiderate in ogni direzione del moto. Nel momento in cui c'è movimento da un punto ad un altro verso il punto desiderato, il controllore genera target di velocità ed accelerazione. Questi target vanno moltiplicati rispettivamente per i loro guadagni per generare il moto richiesto come verrà spiegato più avanti.

In teoria, se calcolati bene, tali valori non dovrebbero generare errori.

Nella realtà i sistemi sono di rado esattamente lineari ed i carichi possono variare da ciclo a ciclo. Ciò causa errori che vengono corretti dal PID.

In generale, si dovrebbe essere in grado di predire l'uscita richiesta entro un 5% di quella desiderata con i guadagni di feedforward, così i componenti del PID nell'algoritmo dell'anello chiuso devono correggere solamente quell'ultimo 5%. Ciò è più conveniente che forzare i guadagni del PID a fare tutto il lavoro.

In alcune situazioni può essere conveniente, se non migliore, combinare Anello Aperto (nella prima fase del controllo) ed Anello Chiuso (dove è richiesto il controllo più spinto).

2.1.3. Controllo ad anello chiuso: Posizione – Pressione/forza

I sistemi idraulici possono applicare grandi valori di forza e mantenerli richiedendo piccola potenza.

In passato il movimento idraulico non era pensato per essere estremamente preciso (la maggior parte delle valvole era di tipo on-off ed il controllo tipicamente ad anello aperto, o venivano usati feedback imprecisi), che poi è andato sviluppandosi per la precisione di posizione fornita dai trasduttori e controlli ad anello chiuso per raggiungere posizionamenti accurati degli attuatori idraulici. Un problema che via via andava incontrandosi era che molte applicazioni, ad esempio nelle presse, richiedevano il controllo sia di posizione che di forza.

Nel passato venivano usate valvole di massima pressione per limitare la stessa, usata per applicare la forza, ma c'era un difetto dovuto a considerazioni di forza netta: i pistoni hanno due parti, e le valvole di massima reagiscono alla pressione su un lato (la pressione, e quindi la forza applicata, non è uguale nelle due parti). Piuttosto la forza applicata dal cilindro può essere misurata con una cella di carico, o approssimata calcolando la forza netta. Quest'ultima è calcolata misurando la differenza di pressione tra le due parti (cioè nelle due camere del cilindro) e moltiplicata per un valore che tiene conto della differenza delle aree del pistone.

Le celle di carico sono consigliate se i carichi sono bassi e dove non sono trascurabili, rispetto la forza fornita, le perdite d'attrito. Leggono la forza fornita dal pistone e non quella che agisce sul pistone. Sono però di difficile montaggio.

I trasduttori di pressione sono validi se le forze in atto rendono trascurabili le forze d'attrito, e sono montabili sul cilindro o sul collettore alla fine dello stelo del cilindro.

Sommando a ciò un accurato feedback di forza permette un controllo preciso della forza applicata. I vantaggi che ne derivano sono i seguenti:

- I picchi di pressione che possono causare danneggiamenti e trafilamenti possono essere ridotti e/o eliminati, con conseguenti abbassamento dei costi di manutenzione e aumento della vita dell'attuatore.
- Riduzione, nelle presse, di pezzi danneggiati e scartati.
- Produzione flessibile: si possono variare posizione e forza durante il ciclo di lavoro.
- Coordinamento di più assi in una pressa
- Facilitazione nel monitoraggio e diagnostica del processo
- La macchina può adattarsi alle variazioni della consistenza del carico e delle condizioni ambientali come temperatura ed umidità
- L'anello chiuso assicura un output di qualità significativa per adattarsi ai vari operatori della macchina, tra i cui fattori può incidere anche l'esperienza a seconda delle applicazioni.

Un controllore Posizione-Forza di Delta Computer, che è rappresentativo degli standard industriali, con accurati feedback di forza e di pressione può operare in 5 modalità:

1. Solo controllo di posizione
2. Solo controllo di forza
3. Controllo di posizione o di forza
4. Controllo di posizione con limitazione in forza
5. Smorzamento attivo

Il punto 1. è di ovvia interpretazione.

2. Oggigiorno sono spesso usati controlli di pressione/forza (p/f) e controlli a doppio anello posizione-p/f. Alcuni altri sistemi possono aver bisogno solamente di un anello chiuso per p/f e usare un anello aperto per la posizione.

In alcune applicazioni, i PID di posizione possono essere usati nel controllo p/f. Altre potrebbero aver bisogno di funzionalità speciali per combinare controllo di posizione ad anello aperto e PID ad anello singolo per p/f.

I doppi anelli posizione-p/f offrono maggiore flessibilità degli algoritmi ad anello singolo.

Poiché un controllore non potrà mai controllare pienamente posizione e forza, sono usati due PID: uno per la posizione ed uno per la forza, che devono essere sintonizzati adeguatamente; solo un PID può essere operante ad un certo istante.

3. Si può controllare la posizione o la forza ma non entrambe contemporaneamente. Risulta efficace quando si vuole accuratezza nella posizione o nella forza, ma non allo stesso momento.

Per il controllo di posizione è usato un algoritmo di controllo PID.

Per il controllo di forza è usato un altro algoritmo di controllo PID.

I due PID non interferiscono tra loro perché non agiscono allo stesso momento. Inizialmente agisce il controllo di posizione, avviene il contatto con il carico e quindi comincia ad agire il controllo in forza.

Il controllore deve essere in grado di passare dal primo al secondo controllo, matematicamente parlando, nel modo più regolare possibile, ossia garantendo continuità nel segnale di ingresso alla valvola.

Questo unisce il meglio delle due situazioni (posizione e forza), ma presenta un significativo problema: se il carico è rimosso nelle condizioni di forza l'attuatore cerca di arrivare all'obiettivo comunque, ma non avendo più il carico in contrapposizione rischia di spingere fino ad arrivare ad eventuali danneggiamenti.

4. I PID di forza e posizione agiscono in parallelo e viene usato il minimo dei due segnali PID e feedforward per controllare l'attuatore. L'attuatore avanza fino a che non viene raggiunto l'obiettivo di posizione oppure l'obiettivo di forza. Per quest'ultimo obiettivo si può prevedere un set point di sicurezza per far fermare

l'attuatore qualora tale obiettivo non venga raggiunto, come nel caso del punto precedente.

Può insorgere però un problema provando semplicemente a fare un movimento di posizione: per accelerare ci vuole forza, ed anche se si è in modalità controllo di posizione, potrebbe intervenire il PID di forza limitando l'output e facendolo diminuire prima dell'obiettivo di posizione. Tale problema può essere risolvibile ignorando il feedback di forza durante il movimento.

5. Invece di limitare in valore la forza come nel caso precedente, ne vengono limitate le oscillazioni. Diviene importante quando la frequenza naturale del carico e dell'attuatore è molto bassa. Spesso questi tipi di sistemi non possono muoversi in modo regolare. Lo smorzamento attivo riduce o elimina le oscillazioni controllando o limitando il rapporto dei valori di forza fornita quando ci sono delle escursioni di quest'ultima.

Dal momento che è richiesta forza per accelerare qualsiasi corpo, la forza fornita può essere pensata come "indicatrice" del movimento: se la forza non oscilla, il carico non oscilla.

Questo smorzamento presenta due limitazioni: nella prima le celle di carico non possono essere usate per fornire un feedback di smorzamento perché non danno alcun valore di forza finché non c'è contatto.

Nel secondo il rapporto che limita l'escursione nella forza nello smorzamento attivo può interferire con l'abilità del controllore di seguire un profilo di moto con conseguenti problemi di sincronizzazione.

Tuttavia lo smorzamento attivo può essere davvero utile in applicazioni che coinvolgono grandi masse, piccoli diametri del cilindro o consistenti lunghezze per tubi di gomma presenti tra valvole e cilindri.

Lo smorzamento attivo include parecchi metodi nell'uso di feedback e del controllore per rimuovere elettronicamente movimenti ed oscillazioni indesiderati.

È normalmente richiesto in sistemi che un rapporto alto tra attrito statico e dinamico.

In queste applicazioni la forza che insiste sul pistone incrementa fino a vincere l'attrito statico ed il pistone si muove. Quindi la forza sul pistone cala bruscamente ad un valore inferiore a quello della forza di attrito dinamico ed il pistone si ferma.

In qualsiasi sistema ove esista questo problema, la soluzione sarebbe limitare l'accelerazione, oppure il rapporto nel "cambio forza" tra attrito statico e dinamico. Resta comunque problematico controllare l'accelerazione istantanea tramite i trasduttori. Però avere alcuni metodi per ottenere un feedback di accelerazione è necessario. Usare un accelerometro è poco praticabile in genere.

È stata adottata questa alternativa: la differenza di pressione nel cilindro può essere sfruttata per stimare l'accelerazione. C'è bisogno di un controllore con analoghi ingressi analogici ed in grado di calcolare la differenza di forza dai segnali dei sensori di pressione.

Tale soluzione è meno accurata di quella dell'accelerometro ma è comunemente usata e molto efficace per risolvere i problemi di attrito e vibrazione.

Lo smorzamento attivo riduce il rapporto di forza (statico/dinamico) che cresce sul pistone e lo fa lavorare meglio quando l'obiettivo è quello di muoversi da un punto ad un altro nel modo più lineare possibile

Ovviamente questo limita i valori massimi di accelerazione e decelerazione, limitando la capacità di seguire fedelmente alcuni profili di moto come già accennato. Se questo è di primario obiettivo, si deve considerare l'ipotesi di usare un cilindro di diametro maggiore.

Un'altra alternativa di regolazione nell'algoritmo dello smorzamento attivo è usare un modello che ne stimi accuratamente le accelerazioni. Il vantaggio è che non c'è bisogno di altro materiale hardware. Lo svantaggio è che il sistema deve essere relativamente lineare per sviluppare un modello accurato.

Per performance migliori, è utile progettare il moto dell'asse idraulico per ottenere una certa frequenza naturale ed una risposta lineare.

2.2. Semplificazione della regolazione dell'anello chiuso tramite feedforward

Il progresso nei sistemi di controllo ad anello chiuso permette ai controllori di movimento di raggiungere i vantaggi associati alla potenza idraulica così come di incontrare i sempre più precisi requisiti di movimento delle applicazioni odierne.

I controllori che incorporano parametri di guadagno P (proporzionale), I (integrale) e D (derivativo) stanno diventando funzioni standard dei controllori di movimento, e gli algoritmi dedicati si sono evoluti per includere parametri addizionali come i guadagni di feedforward per permettere di incrementare la risposta dinamica del sistema diminuendo gli errori di velocità e di posizionamento. Il risultato è un miglioramento delle prestazioni del controllo, con vita della macchina più lunga e un movimento più “dolce”.

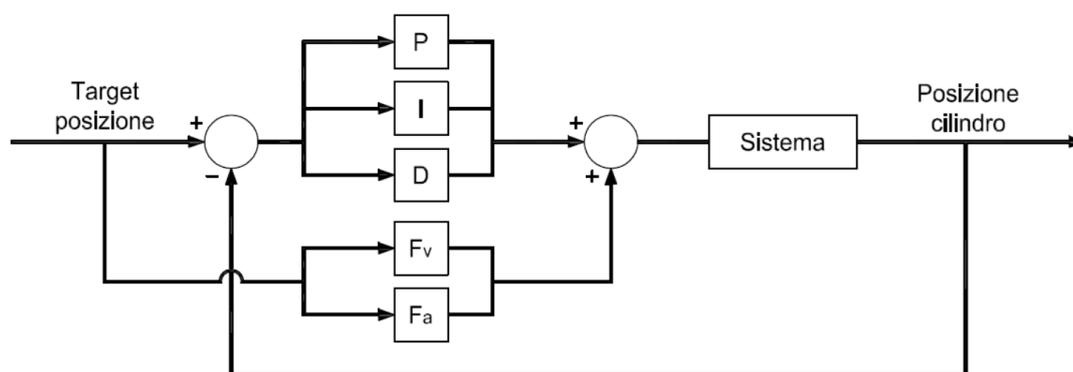


Figura 2.2 Schema a blocchi del sistema

Il guadagno proporzionale P è semplicemente moltiplicato dall'errore istantaneo per generare il contributo proporzionale all'uscita nel periodo appena successivo. Più grande è l'errore, più grande sarà l'uscita.

Il controllo proporzionale P lavorerà in maniera adeguata se il sistema idraulico presenta abbastanza attrito meccanico da fornire uno smorzamento. Tuttavia molti sistemi idraulici tendono ad essere sotto smorzati, quindi introducendo solo un guadagno proporzionale si tenderebbe a peggiorare qualsiasi carattere oscillatorio.

Dal momento che un controllore puramente proporzionale deve avere un errore per fornire l'uscita richiesta in maniera da raggiungere la velocità desiderata, sono presenti molti errori di inseguimento e tali errori aumentano all'aumentare della velocità. Quindi per anelli chiusi più restrittivi, sono richiesti anche altri termini di guadagno che giocano ruoli differenti.

Il guadagno integrativo I è semplicemente moltiplicato alla somma di errori di posizione nel tempo per generare il contributo integratore all'uscita. Se anche l'errore resta

piccolo in ogni istante, la somma degli errori, e quindi l'uscita risultante, incrementerà eventualmente fino a ridurre ulteriormente l'errore.

Il guadagno integrativo I è spesso necessario per permettere agli assi di muoversi alla posizione voluta in maniera veloce ed affidabile. Come menzionato sopra un controllo puramente proporzionale ha bisogno di un valore non nullo di errore per generare un'uscita non nulla. Idealmente, qualora esista, un piccolo valore di uscita muoverà l'attuatore al suo set point, ma le realtà meccaniche del sistema potrebbero trattenere l'attuatore dal raggiungimento del punto previsto. Il guadagno I integra i valori degli errori eventualmente incrementando l'uscita a qualsiasi valore sia necessario a far muovere l'attuatore.

Il guadagno derivativo D è moltiplicato all'errore tra le velocità di target e quelle istantanee.

Una limitazione del controllo usando guadagni PID da soli è che il termine proporzionale richiede un errore per generare un'uscita ed il termine ed il termine integratore richiede un errore nel tempo. Il controllo degli output che va alla valvola è sempre in risposta o in reazione all'errore tra la posizione desiderata e quella istantanea. In molti casi l'errore ha bisogno di essere abbastanza grande per fornire l'output desiderato se il guadagno proporzionale è usato da solo.

Aggiungendo l'elemento integratore cresce l'output per l'accumularsi degli errori, ma perché questo accada l'integratore ha bisogno di un certo intervallo di tempo. Spesso in alcune applicazioni, dove gli attuatori devono muoversi a piccoli intervalli di posizione e quindi piuttosto velocemente nel tempo, l'integratore è scarsamente utilizzato perché non riesce ad intervenire.

Qualora l'azione integrale generi il suo contributo, potrebbero esserci delle condizioni dove c'è un overshoot del target da parte del sistema. In tale situazione avviene un cambiamento di segno dell'errore, dovuto al superamento, per un certo valore, della posizione istantanea rispetto a quella desiderata: cosa generalmente da evitare in un sistema.

Incorporando componenti di feedforward nell'anello di controllo, un controllore di movimento può ridurre il bisogno da parte dell'integratore di "spostarsi" durante il movimento rispetto alla posizione desiderata. Tipicamente i controllori ad alte

prestazioni operano nel principio di generare un profilo di movimento, quindi chiudendo l'anello obbligando la legge di moto dell'attuatore a seguire quella di target. I feedforward fanno uso di tali informazioni.

Il target è aggiornato ad intervalli di tempo, ed il suo generatore calcola posizione, velocità, accelerazione desiderate prima di ogni aggiornamento del PID. Nel momento in cui il controllore sa quali sono i target di velocità ed accelerazione, è possibile fornire immediatamente un'uscita del controllo per raggiungere la velocità e l'accelerazione richieste per ogni aggiornamento dell'anello, invece di aspettare che il PID risponda all'errore sviluppato. L'ammontare dell'uscita è fissata da parametri di previsione, chiamati guadagni di feedforward.

A differenza dei guadagni PID, che sono in relazione all'errore di feedback, i guadagni di feedforward sono guadagni di previsione che sono moltiplicati per i target di velocità ed accelerazione e sommati assieme per generare un contributo all'uscita. Tale contributo è basato su un semplice calcolo (si indica con K_f la componente di feedforward per l'uscita):

$$K_f = K_v * Target\ Velocità + K_a * Target\ Accelerazione$$

Il movimento sarà influenzato quindi da diversi fattori: P, I, D, Fv, Fa si combinano tra loro a formare l'output di controllo. Tale output, che possa dipendere solo dai guadagni PID, solo dai guadagni di feedforward oppure da entrambi, genererà un'uscita. Al sistema non importa a chi sia dovuto l'output: in tutti i casi la stessa uscita sotto le medesime condizioni risulterà nella stessa velocità.

La Figura 2.3 mostra un sistema che usa i controllori di Delta Computers. In questo caso non sono utilizzati i controlli di feedforward. Si nota un certo ritardo della posizione istantanea (colore rosso) su quella di target (azzurra). Conseguentemente esiste un ritardo della velocità istantanea (viola) su quella di target (blu).

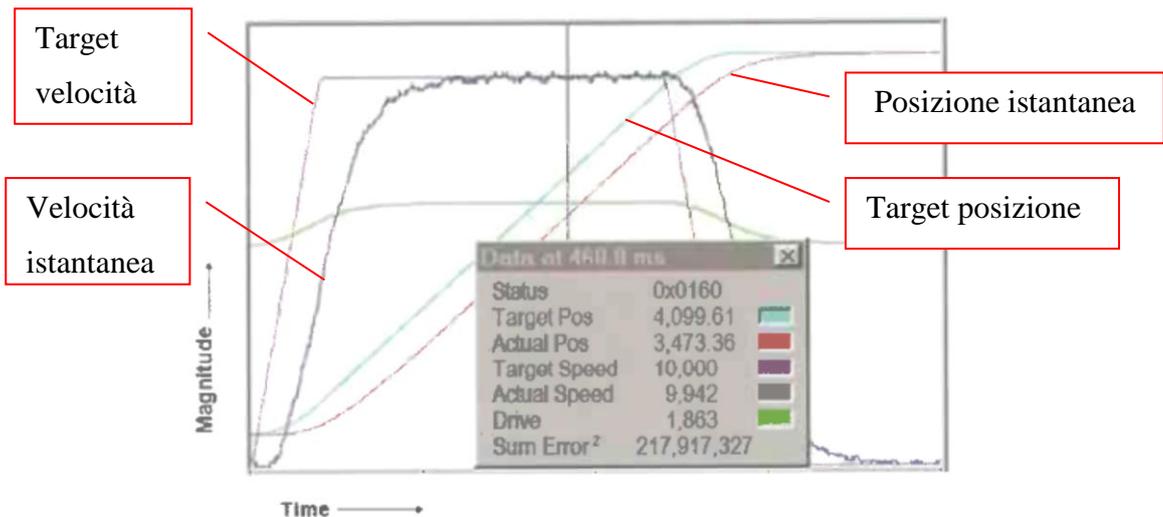


Figura 2.3 Esempio di controllo di un sistema con il solo utilizzo dei guadagni P, I, D

Nella seguente Figura 2.4 è introdotto un controllo di feedforward di velocità nel sistema. Si nota un piccolo ritardo in fase di accelerazione ed una piccola sovra elongazione in fase di decelerazione per quanto riguarda la posizione target su quella istantanea ma l'errore in generale è diminuito rispetto al caso precedente. Anche la velocità istantanea confrontata con quella di target presenta un notevole miglioramento nella risposta.



Figura 2.4 Esempio di controllo del sistema precedente con l'aggiunta del feedforward di velocità ai guadagni P, I, D

Poiché il feedback è usato nel calcolo, i guadagni del PID hanno bisogno di essere limitati in accordo da assicurare la stabilità del sistema. Spesso non è possibile aumentare tali guadagni per ridurre gli errori ad un livello accettabile senza causare oscillazioni o instabilità.

Il beneficio di avere l'uscita dipendente anche dai feedforward è che questi ultimi termini non hanno bisogno di un errore per generare un output. La chiave per produrre un sistema stabile e facilmente regolabile è che i valori di feedforward vadano a "comporre" l'uscita nella percentuale maggiore possibile e ovviamente i valori generati dal PID in percentuale minore possibile. Ciò comporta avere errori minori.

I progettisti dovrebbero fare affidamento sugli elementi del PID per compensare soprattutto gli effetti dei fattori ambientali sul sistema (ad esempio temperatura ed umidità), e per le non linearità della risposta del sistema che può cambiare nel tempo (ad esempio per un carico variabile), cose che non sono valutabili generando i valori di feedforward.

Per esempio, un maggiore carico può richiedere un output maggiorato del 32% invece che del 30% con il carico precedente per andare ad una data velocità. I componenti PID dell'anello di controllo richiedono solamente un errore tale da fornire quel 2% in più all'uscita, mentre il feedforward di velocità fa la maggior parte del lavoro.

2.2.1. Il feedforward di velocità nel movimento del sistema

I guadagni di feedforward di velocità sono usati dal controllore per calcolare l'uscita di controllo necessaria a causare il movimento dell'attuatore ad una data velocità.

Un attuatore idraulico lineare si muove come risultato di una quantità d'olio fornita ad una parte del pistone e di una rimossa dall'altra parte sotto il controllo di una servo valvola. Per muovere l'attuatore ad una data velocità c'è bisogno di una quantità proporzionale di olio per mantenere la forza impressa al pistone uguale al lavoro fatto, a causa del carico e delle forze d'attrito.

Si potrebbe stimare empiricamente quale valore di output ci serva a far muovere ad una data velocità. Questo è ciò che i termini di feedforward di velocità fanno automaticamente. L'effetto è quello di ridurre l'errore di posizione.

2.2.2. Regolazione dei feedforward di velocità

I guadagni dei feedforward di velocità possono spesso essere determinati semplicemente osservando le prestazioni dei movimenti durante l'anello aperto come descritto sopra, tuttavia alcune applicazioni hanno bisogno di ulteriori tentativi.

Per esempio, gli attuatori a stelo singolo devono essere regolati sia per la direzione di estensione che per quella di ritorno. A causa delle diverse superfici sulle due parti del pistone, per ognuna delle due direzioni è necessario assegnare dei guadagni di PID e feedforward differenti. Una buona notizia è che esiste un rapporto semplice tra i guadagni di estensione e rientro di feedforward.

Si possono determinare i guadagni ad esempio aumentando e diminuendo del valore di $\pm 10\%$ il segnale di controllo alla valvola ed annotando la velocità in ogni direzione. Anche se l'attuatore è simmetrico, alcuni sistemi sono intrinsecamente non lineari. Un esempio è un carico pesante sottoposto alla forza di gravità che in una direzione è a favore, nell'altra a sfavore di moto.

Idealmente, un sistema potrebbe operare interamente usando guadagni di feedforward settati in questa maniera. Dal momento che i sistemi reali hanno carichi variabili e piuttosto non lineari, alle funzioni di feedforward è bene integrare i guadagni PID.

2.2.3. I feedforward di accelerazione compensano la comprimibilità del fluido

I guadagni di feedforward di accelerazione sono usati dal controllore per stimare l'uscita del controllo come funzione dell'accelerazione. Questi guadagni sono necessari a compensare l' "effetto molla" o comprimibilità dell'olio nel sistema.

Un sistema idraulico è simile ad una massa (pistone) tra due molle (olio intrappolato nel cilindro). Idealmente, tutta l'energia (olio sotto pressione) applicata all'attuatore diventa energia cinetica con il movimento del pistone, ma in realtà una certa quantità di energia va ad aumentare la pressione che serve a fornire la forza necessaria a muovere il pistone. È come applicare una forza ad una estremità libera di una molla comprimendola finché una massa dall'altra estremità comincia a muoversi. La molla assorbe una certa quantità di energia potenziale nella compressione invece di trasferirla tutta in energia cinetica. È questa parte dell'energia che invece di cinetica diviene potenziale a causare

un ritardo nell'attuatore rispetto alla posizione target mentre accelera, ed introduce un bisogno di un guadagno di feedforward di accelerazione.

Tale guadagno incrementa l'uscita del controllo che va alla valvola mentre si accelera, così la valvola permetterà una maggiore energia all'attuatore e compenserà l'energia assorbita dalla compressione dell'olio.

Ciò ottimizza il sistema eliminando i ritardi e gli anticipi che possono incorrere quando cambia la velocità.

Nella Figura 2.5 seguente viene introdotto anche il feedforward di accelerazione. Si nota che le posizioni target ed istantanea sono praticamente sovrapposte e la velocità istantanea segue in modo migliore quella di target nel complesso.



Figura 2.5 Esempio di controllo del sistema con guadagni P, I, D e dei feedforward di velocità ed accelerazione

L'energia potenziale immagazzinata dall'olio è rilasciata in fase di decelerazione. Si trasforma in energia cinetica, causando spesso degli overshoot indesiderati. Anche qui può intervenire il guadagno di feedforward perché in questo caso è negativo ed è sottratto all'uscita di controllo.

Se regolata correttamente, l'accelerazione di feedforward causa il giusto ammontare di energia che compensa l'energia assorbita dall'olio durante la compressione, ed evita gli overshoot durante la decelerazione.

La parte impegnativa è il calcolo del valore da assegnare all'accelerazione di feedforward.

Un metodo è rappresentare un esperimento guidato e un processo di errore guardando il grafico del profilo di moto. Se la posizione istantanea è in ritardo (LAG) mentre si accelera ed in anticipo (LEAD) mentre si decelera, il feedforward di accelerazione deve essere incrementato. Va decrementato altrimenti.

Alcuni controllori sono supportati con strumenti automatici di regolazione per raggiungere il punto di ottimizzazione del PID ed aventi valori di feedforward più semplici.

L'obiettivo è minimizzare l'energia assorbita nella fase di accelerazione e rilasciarla in fase di decelerazione.

Rendendo più rigida la "molla" se ne riduce l'energia assorbita. In termini idraulici ciò significa cercare di concentrarsi sull'aumento della frequenza naturale del sistema minimizzando l'aria nell'olio ed incrementando l'area dei pistoni.

Montare le valvole sul cilindro aiuta ad avere una "molla" corta. Evitare di usare tubi in gomma tra valvola e cilindro evita un contributo all'instabilità del sistema, poiché essi assorbono energia.

2.2.4. Tracciamento di un buon profilo di moto

La combinazione di PID, feedforward, feedback continuo e valvole proporzionali, permette al controllore di arrivare in posizione usando valori di velocità ed accelerazione (e decelerazione) che l'utente può programmare. L'importanza di riuscire a programmare le accelerazioni si traduce nella riduzione di usura e strappi dell'attuatore.

Dal momento che il controllore moltiplica la velocità e l'accelerazione istantanee per i loro guadagni per determinare il contributo dei feedforward, questi valori dovrebbero cambiare gradualmente senza discontinuità altrimenti l'uscita cambierà anch'essa in modo discontinuo.

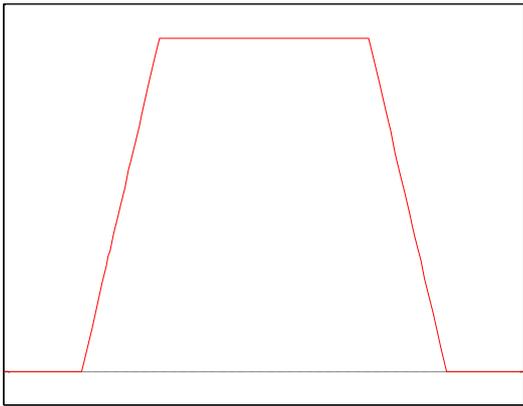


Figura 2.6 Esempio di un profilo con legge trapezoidale

Profilo trapezoidale: una legge trapezoidale come quella in figura dovrebbe usare solo feedforward di velocità (ci sono cambiamenti a gradino dell'accelerazione, anche se nella realtà tale comportamento è solo approssimabile); un profilo di questo tipo genererà senz'altro degli errori, seppur potrebbero essere tollerabili.

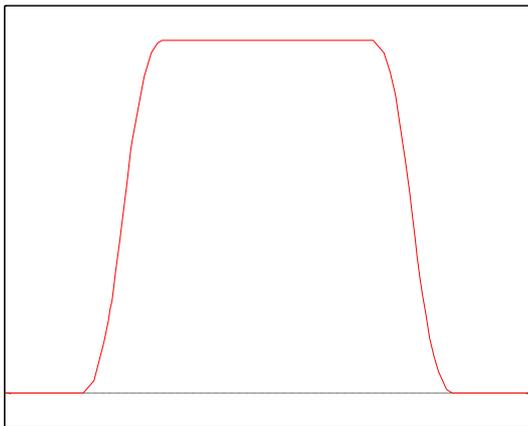


Figura 2.7 Esempio di un profilo ad S

Profilo ad S: in accordo all'uso contemporaneo dei feedforward di velocità ed accelerazione, un profilo di questo tipo che presenta dei graduali cambi di velocità, darà senz'altro dei vantaggi.

I-PD

Alcune volte la posizione target non è generata dal controllore, ma può essere generata da un joystick o da un anello periferico di un altro PID o qualche altra sorgente esterna. Ne segue un profilo che può essere soggetto a “rumore” a cui seguirebbe un'uscita dall'andamento “rumoroso”. Si può filtrare tale rumore per ottenere un profilo lineare, ottenendo quindi un output lineare.

Un'altra tecnica è usare un PID in configurazione I-PD. Tale configurazione usa l'errore solo per calcolare il termine integrativo. I termini P e D usano il feedback negativo dalla posizione istantanea. Questi ultimi termini non dipendono infatti dall'errore tra

posizione target e quella istantanea; il controllore non genererà grandi cambiamenti nell'uscita del controllo in risposta a riferimenti rumorosi o a cambi a gradino della posizione.

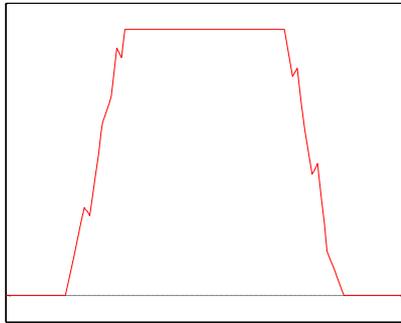


Figura 2.7 Esempio di segnale rumoroso

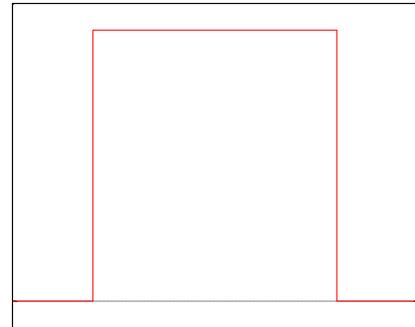


Figura 2.8 Esempio di segnale a gradino

I sistemi I-PD sono soggetti quindi a filtri passa basso a poli multipli. Ovviamente, poiché la posizione target non è seguita precisamente (a causa del filtro o dell'algoritmo dell'I-PD) c'è una limitazione nella precisione del tracciamento del profilo o nella sincronizzazione.

Quindi gli I-PD sono adatti praticamente solo a quelle applicazioni dove posizione, velocità ed accelerazione abbiano un andamento non lineare.

Riepilogo

Il controllo del movimento è tutto ciò che riguarda il raggiungimento preciso di posizione, velocità ed accelerazione controllando in modo ottimale l'energia. Aggiungere feedforward per controllare l'anello massimizza l'energia cinetica in riferimento al punto di lavoro.

Usare tali guadagni comporta un miglior rendimento in termini di precisione e movimento lineare senza oscillazioni ed instabilità, con errori di posizione attorno ad un ordine di grandezza inferiore rispetto ai risultati ottenuti con un PID usato da solo.

Calcolare il feedforward di velocità è relativamente semplice, mentre per calcolare quello di accelerazione è meglio servirsi di un controllore di movimento con capacità di regolazione automatica.

3. Simulazione del controllo di posizione

Nel presente capitolo viene presentato il lavoro fatto in ambiente MATLAB/Simulink che riguarda la simulazione del controllo di un sistema oleodinamico.

Trattasi di un sistema che prevede un attuatore che ha il compito di permettere il calettamento a freddo di una ruota su un assile di un veicolo ferroviario.

Nella trattazione si fa riferimento ad un controllo di posizione dell'attuatore tramite una valvola proporzionale che ha il compito di assicurare una certa portata al cilindro, con l'introduzione di feedforward di velocità ed accelerazione e conseguente valutazione del comportamento del sistema.

Le normative prevedono che l'operazione di calettamento venga effettuata fornendo una certa forza impressa sul mozzo della ruota da parte del cilindro. Tale forza deve restare dentro un range, il cui superamento dei limiti superiore od inferiore causa l'invalidamento dell'operazione. La bontà di quest'ultima è affidata alla generazione di un report che mostra l'andamento della forza fornita.

Durante l'operazione viene effettuato un controllo di posizione del cilindro. Si vuole assicurare che il calettamento venga portato a termine senza strappi per evitare un danneggiamento delle superfici a contatto.

3.1. Il circuito

Il circuito della simulazione è una semplificazione del sistema reale del quale si vuole valutare il comportamento qualitativo.

Il circuito di potenza è composto da una pompa, una valvola proporzionale ed un cilindro a doppio effetto a singolo stelo.

Nei punti successivi saranno elencati i parametri imposti agli elementi che compongono il circuito idraulico.

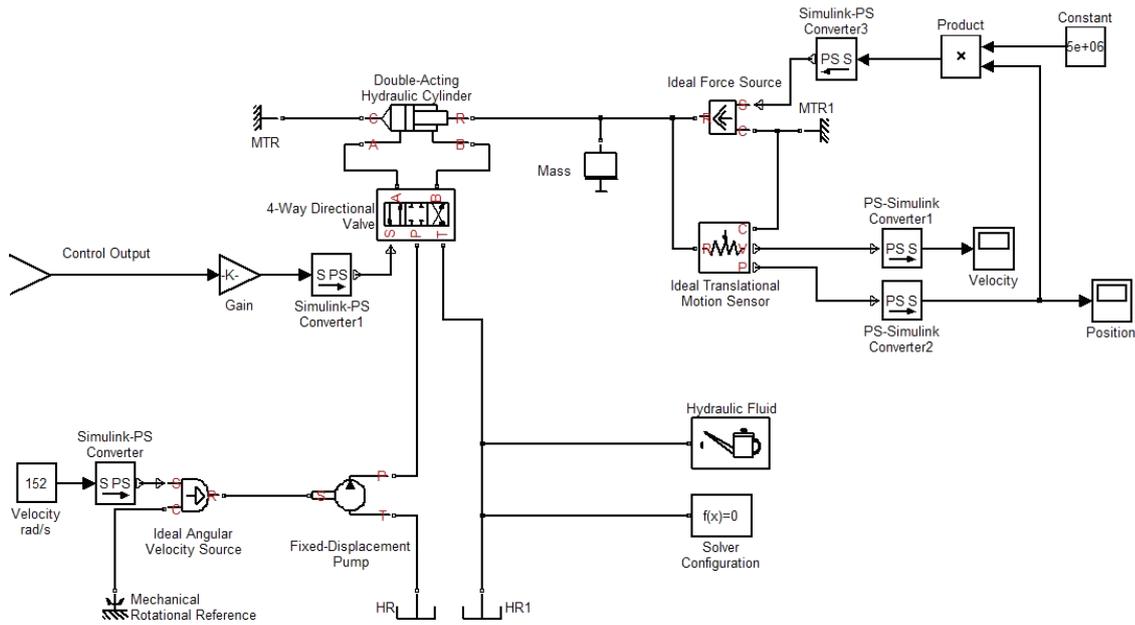


Figura 3.1 Circuito di potenza

3.1.1. Pompa

La pompa usata nel circuito presenta una velocità di 1450 giri/min (152 rad/s), con una cilindrata di $16 \text{ cm}^3/\text{giro}$ ($2,54\text{e-}06 \text{ m}^3/\text{rad}$). Le pompe usate in questo contesto hanno pressioni nominali elevate, e quella scelta presenta una pressione nominale di 320 bar = 32 MPa. Alla pompa viene impostata in ingresso la velocità nominale.

I parametri impostati sono presentati nella seguente figura:

Parameters	
Pump displacement:	2.5439e-06 m³/rad
Volumetric efficiency:	0.92
Total efficiency:	0.8
Nominal pressure:	3.2e+07 Pa
Nominal angular velocity:	152 rad/s
Nominal kinematic viscosity:	18 cSt

Figura 3.2 Parametri della pompa

3.1.2. Valvola proporzionale

La valvola proporzionale scelta è caratterizzata dai seguenti parametri:

Parameters	
Basic parameters	
Model parameterization:	By maximum area and opening
Valve passage maximum area:	2e-04 m ²
Valve maximum opening:	0.005 m
Flow discharge coefficient:	0.7
Critical Reynolds number:	12
Leakage area:	1e-12 m ²

Figura 3.3 Parametri della valvola proporzionale

All'ingresso della valvola arriva il segnale di uscita del controllore, condizionato opportunamente con un amplificatore. Il blocco *Simulink/PS Converter* serve a dare una unità di misura del segnale, necessaria perché quest'ultimo venga accettato in ingresso. L'unità di misura è impostata in [mm].

3.1.3. Cilindro

Il cilindro presenta le dimensioni di figura:

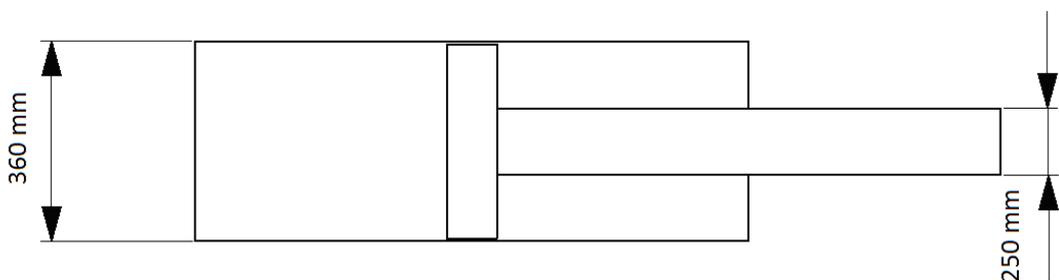


Figura 3.4 Dimensioni del cilindro

La corsa del pistone è di 900 mm. Gli andamenti della costante di rigidità della molla di fluido e della frequenza di risonanza in questo cilindro a singolo stelo rispondono alle seguenti relazioni:

$$k_{equiv} = E_{fluido} \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) ; \quad \omega_r = \sqrt{\frac{E_{fluido}}{M} \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right)}$$

con M la massa del pistone e della ruota, valutate attorno ai 450 kg. Le loro caratteristiche sono le seguenti:

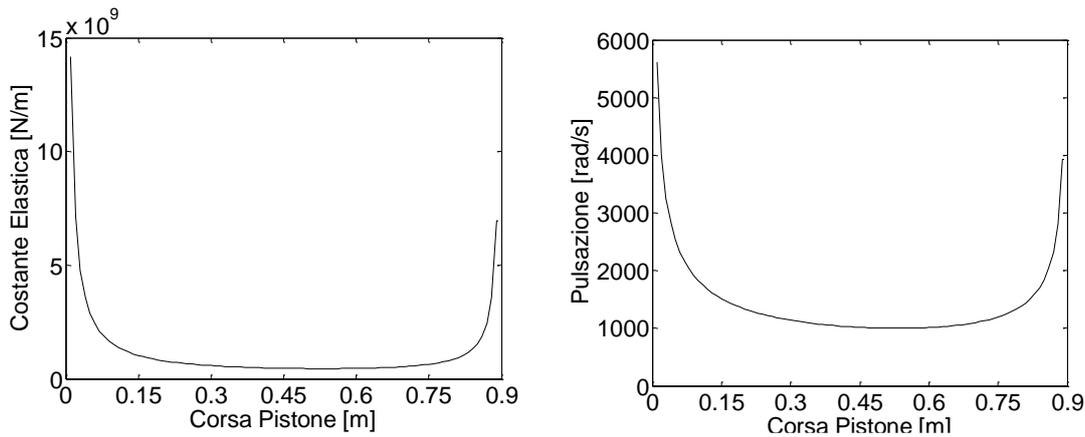


Figura 3.5 Andamento della costante elastica e della pulsazione di risonanza del cilindro

I parametri impostati sono i seguenti:

Parameters		
Piston area A:	0.101788	m ²
Piston area B:	0.0527	m ²
Piston stroke:	0.9	m
Piston initial distance from cap A:	0.45	m
Dead volume A:	1e-04	m ³
Dead volume B:	1e-04	m ³
Specific heat ratio:	1.4	
Contact stiffness:	1e+07	N/m
Contact damping:	150	N/(m/s)
Cylinder orientation:	Acts in positive direction	

Figura 3.6 Parametri del cilindro

3.1.4. Fluido

Per il fluido si è fatto riferimento ad un tipo scelto dalla libreria di Simulink, per il quale i parametri di densità, viscosità e comprimibilità sono già impostati come mostrato nella figura.

Parameters	
Hydraulic fluid:	ISO VG 46 (ESSO UNIVIS N 46)
Relative amount of trapped air:	0.005
System temperature (C):	50
Viscosity derating factor:	1
Fluid Properties:	
Density (kg/m ³):	861.519
Viscosity (cSt):	30.3296
Bulk modulus (Pa) at atm. pressure and no gas:	1.38484e+009

Figura 3.7 Parametri del fluido

3.1.5. Massa

La massa è stata impostata con un valore di 300 kg, come valore indicativo della massa della ruota.

3.1.6. Forza di contrasto

Poiché durante il calettamento la forza di attrito tra ruota ed assile aumenta in maniera lineare con l'aumento della posizione, per simulare la stessa si è usato un generatore di forza il quale valore si ottiene moltiplicando il valore dell'avanzamento del cilindro, che equivale all'avanzamento della ruota sulla superficie di portata, per una costante che è stata ricavata da un report.

In tale report il valore della forza arriva a circa 900 kN per un calettamento di 180 mm, la costante ricavata vale quindi 5 MN/m.

Nella figura seguente sono evidenziate le connessioni che sono state effettuate nella realizzazione del circuito.

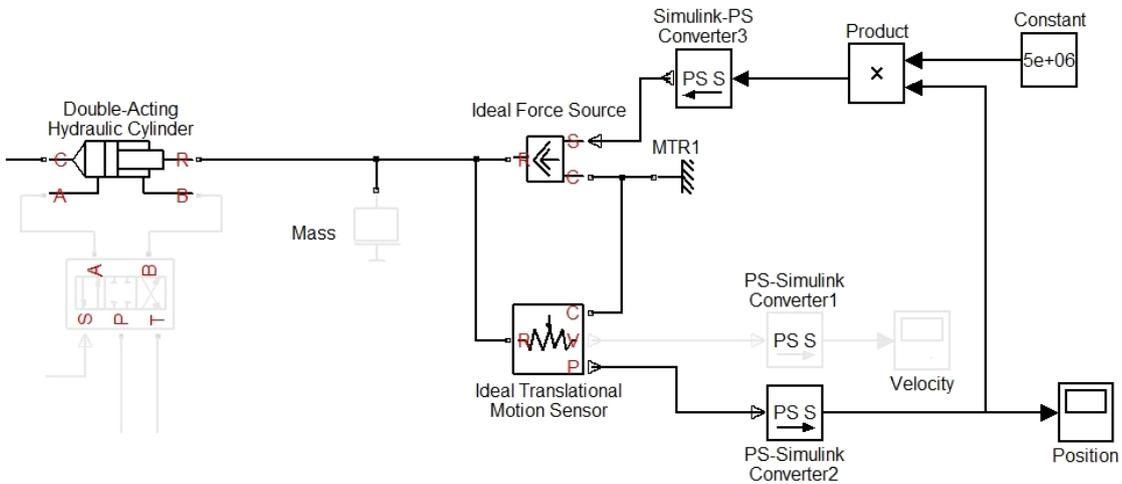


Figura 3.8 Simulazione della forza di contrasto

3.2. Il controllo

Analogamente a quanto presentato nel Capitolo 2, per questo sistema è previsto un controllore PID, con l'aggiunta di guadagni di feedforward di velocità e di accelerazione.

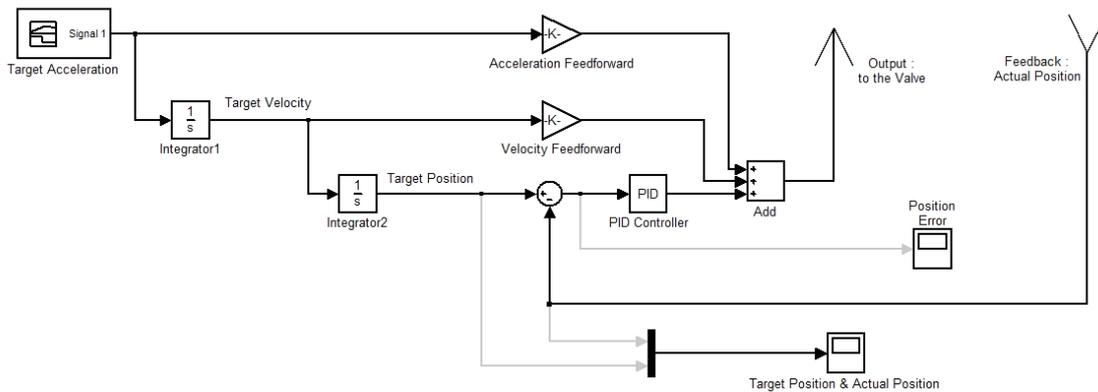


Figura 3.9 Circuito di controllo

Il riferimento di posizione è un segnale che varia con un profilo ad S ottenendo una velocità costante nel suo tratto centrale di circa 2 mm/s, tipica per questo tipo di applicazioni.

Di seguito ne sono riportati gli andamenti:

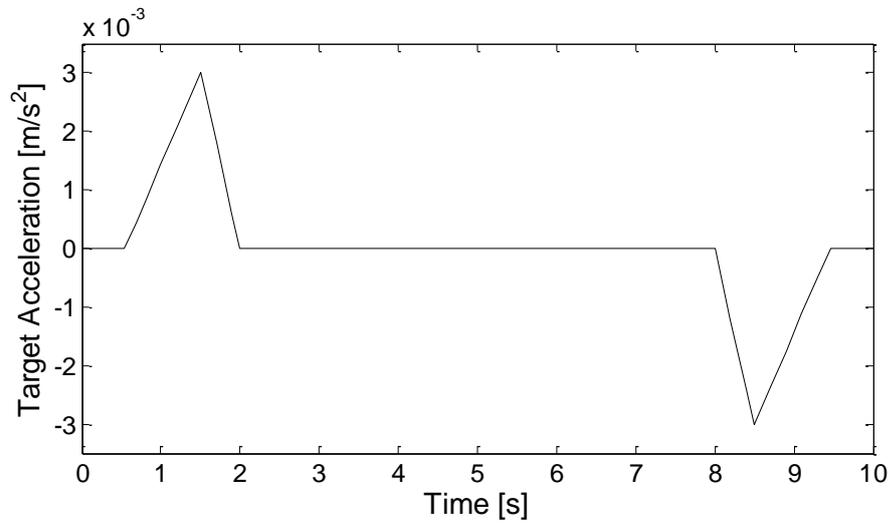


Figura 3.10 Target di accelerazione

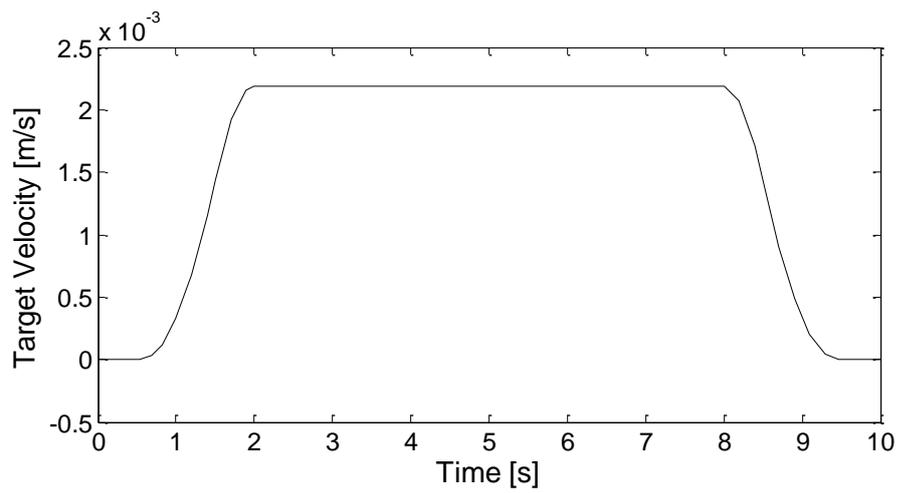


Figura 3.11 Target di velocità

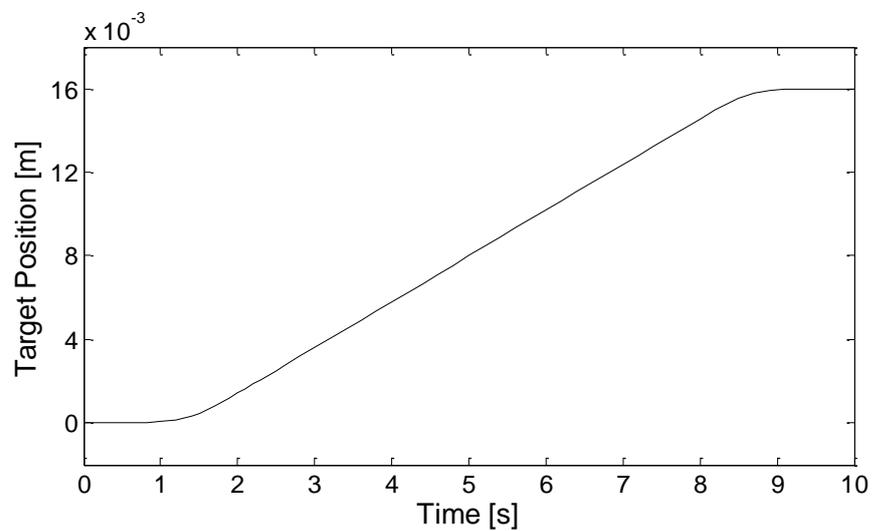


Figura 3.12 Target di posizione

3.3. Risultati

Nelle seguenti simulazioni si è valutato inizialmente il controllo su un tempo di 10 secondi con un teorico calettamento di 16mm in modo da avere un ordine nelle grandezze dei guadagni di feedforward di velocità ed accelerazione. Successivamente si è passati a simulare il caletto reale di 180 mm con un tempo di simulazione di 90 secondi, dove i guadagni del PID restano gli stessi, ma vengono aggiustati quelli di feedforward.

Il procedimento si è basato sui seguenti test di sintonizzazione, dove con TS si indica il tempo di simulazione:

3.3.1	TS=10s	Impostazione dei guadagni proporzionale ed integrativo
3.3.2	TS=10s	Impostazione del guadagno di feedforward di velocità
3.3.3	TS=10s	Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione
3.3.4	TS=95s	Impostazione dei guadagni proporzionale ed integrativo
3.3.5	TS=95s	Impostazione del guadagno di feedforward di velocità
3.3.6	TS=95s	Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione

Tabella 3.1

3.3.1. Impostazione dei guadagni P e I (10s)

L'impostazione del guadagno proporzionale ha suggerito di portarsi ad un valore attorno allo 0,6. Nella risposta del sistema con un guadagno più elevato si ottengono delle oscillazioni indesiderate nella posizione istantanea del cilindro ed anche nella velocità.

La variazione del termine integrativo non genera notevoli contributi in questo sistema. Il motivo può risiedere nel fatto che nei primi istanti di moto la "memoria" dell'errore non è ancora apprezzabile e quando il cilindro sta per arrestare la sua corsa la forza di attrito aiuta ad evitare indesiderate sovra elongazioni rispetto alla posizione di target. Il guadagno integrativo è stato impostato al valore 1.

Di seguito sono riportati i grafici dell'errore di posizione e della posizione istantanea in riferimento al target.

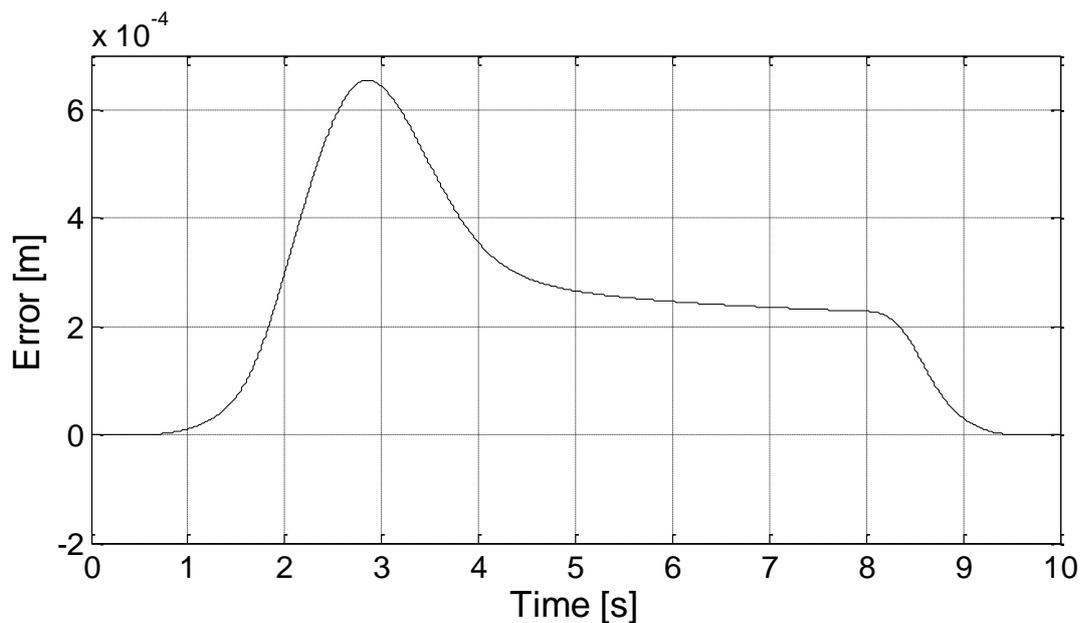


Figura 3.13 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con soli guadagni P e I

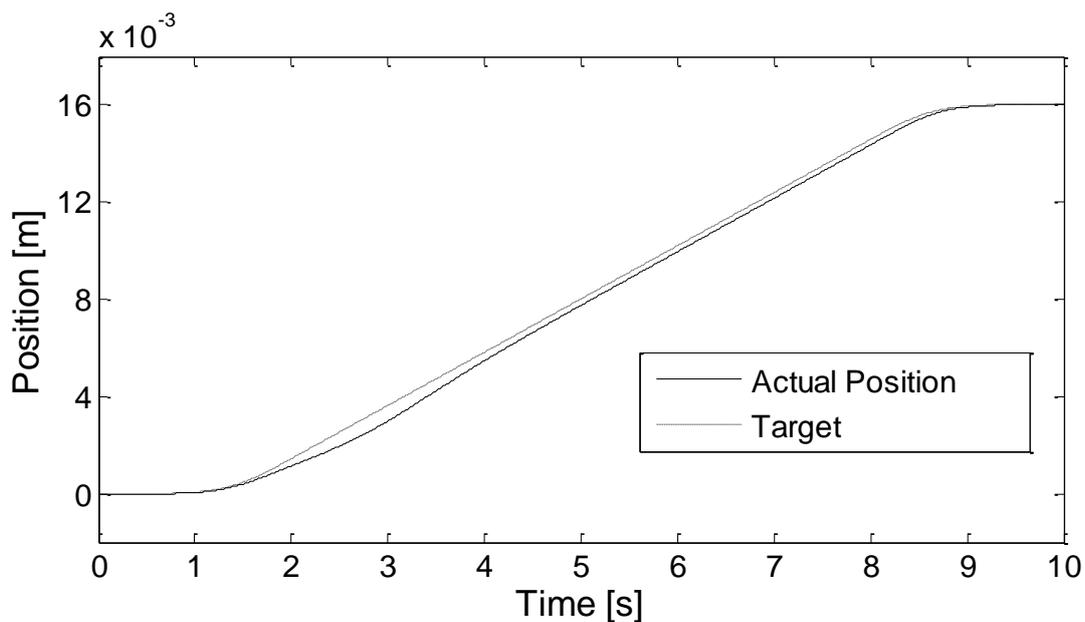


Figura 3.14 Target e posizione istantanea con soli guadagni P e I

3.3.2. Impostazione del guadagno di feedforward di velocità (10s)

Con l'introduzione del guadagno in questione si nota subito un marcato miglioramento dell'andamento dell'errore rispetto al caso con il solo PID. A valori troppo bassi del guadagno ovviamente ci si ritrova nella situazione precedente. Aumentando il guadagno si abbassa la curva dell'errore, ma aumentando troppo si incorre ad un anticipo

importante della posizione istantanea del cilindro nei primi istanti di moto (l'errore è negativo) così come negli istanti finali. Scegliendo un guadagno pari a 0.03 si ottiene la situazione di Figura 3.13 dove è presente un impercettibile anticipo della posizione istantanea all'inizio del movimento:

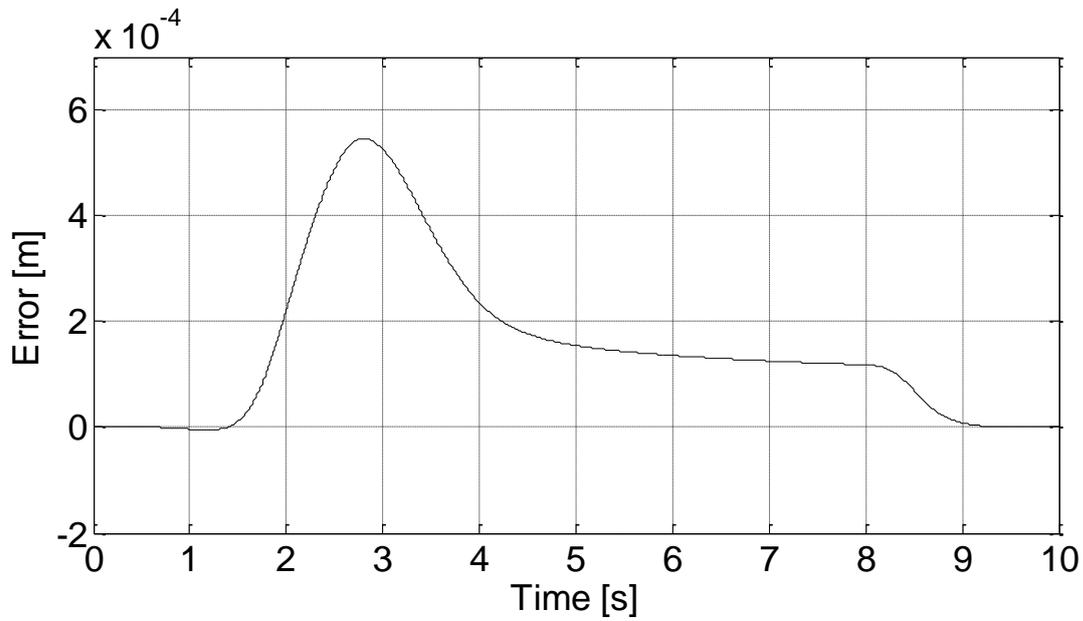


Figura 3.15 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con introduzione del feedforward di velocità

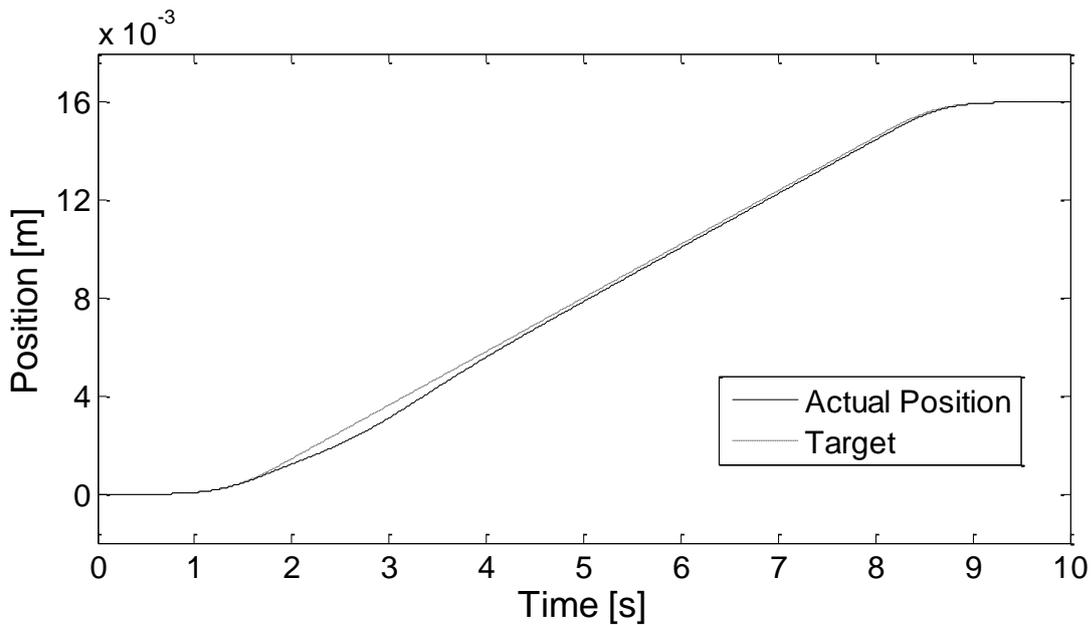


Figura 3.16 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con introduzione del feedforward di velocità

3.3.3. Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione (10s)

Il guadagno di feedforward di accelerazione non dà un contributo importante come il feedforward di velocità, ma se ne nota l'effetto negli istanti di accelerazione e decelerazione del cilindro, facendo restare sostanzialmente invariati i valori dell'errore tra posizione target e posizione istantanea nella fase centrale. Aumentando il valore del guadagno, come nel caso del precedente guadagno di velocità, il cilindro tende ad anticipare con la posizione il valore di target. In questa configurazione Nella figura seguente è presentato l'andamento dell'errore con un guadagno pari a 0,01. Tale guadagno sarebbe da diminuire, e con tale valore la risposta del sistema viene peggiorata, ma mette in evidenza essa reagisce

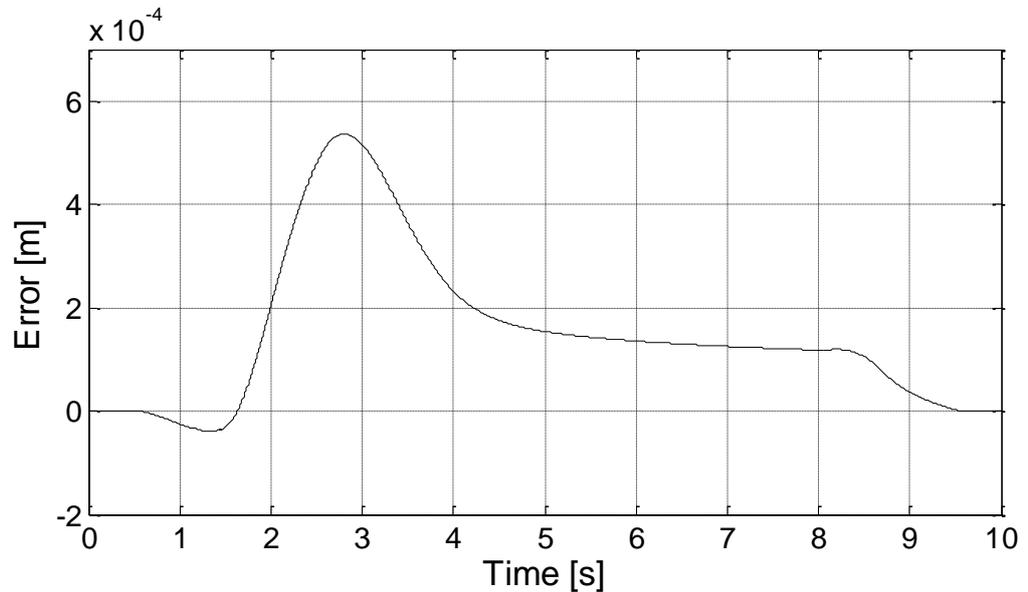


Figura 3.17 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con introduzione del feedforward di accelerazione

3.3.4. Impostazione dei guadagni P e I (95s)

I guadagni P e I sono rimasti gli stessi della simulazione a 10 secondi, rispettivamente 0,6 e 1. Nella figura seguente viene riportato l'andamento dell'errore della posizione istantanea del cilindro.

A causa della scala aumentata non saranno riportate le figure con target di posizione e posizione attuale poiché la differenza tra le due caratteristiche non è apprezzabile.

Si tenga presente che nelle seguenti prove a 95 secondi l'accelerazione è stata di poco variata rispetto ai casi precedenti.

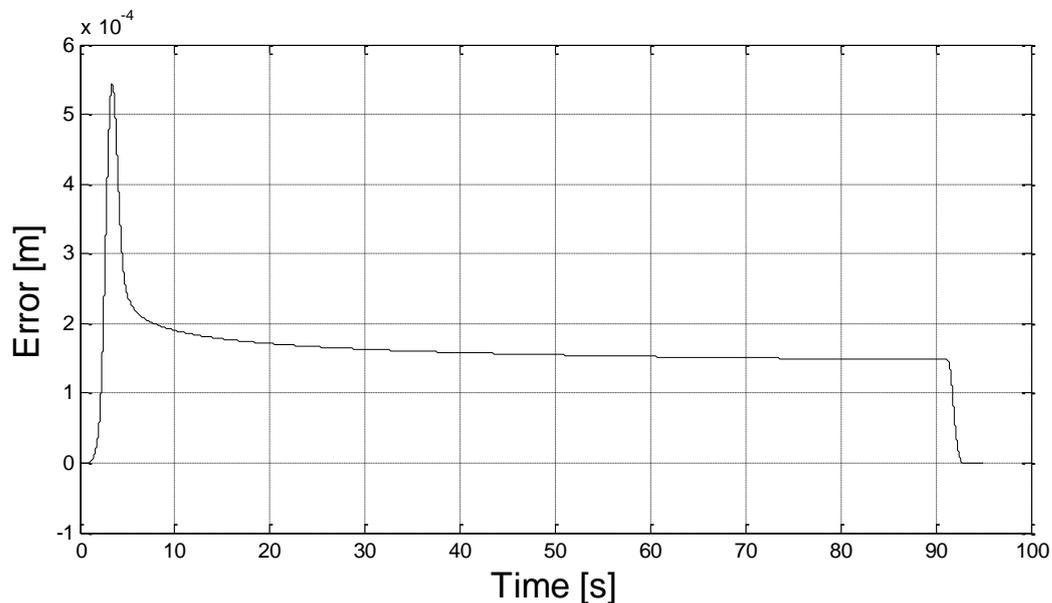


Figura 3.18 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con soli guadagni P e I

3.3.5. Impostazione del guadagno di feedforward di velocità (95s)

Il guadagno di feedforward di velocità è stato impostato al valore 0,043. Si nota che l'errore di posizione tende allo zero nella seconda metà della simulazione. Esiste un piccolo anticipo nella fase iniziale del moto, così come nell'ultima parte. I valori possono però ritenersi accettabili.

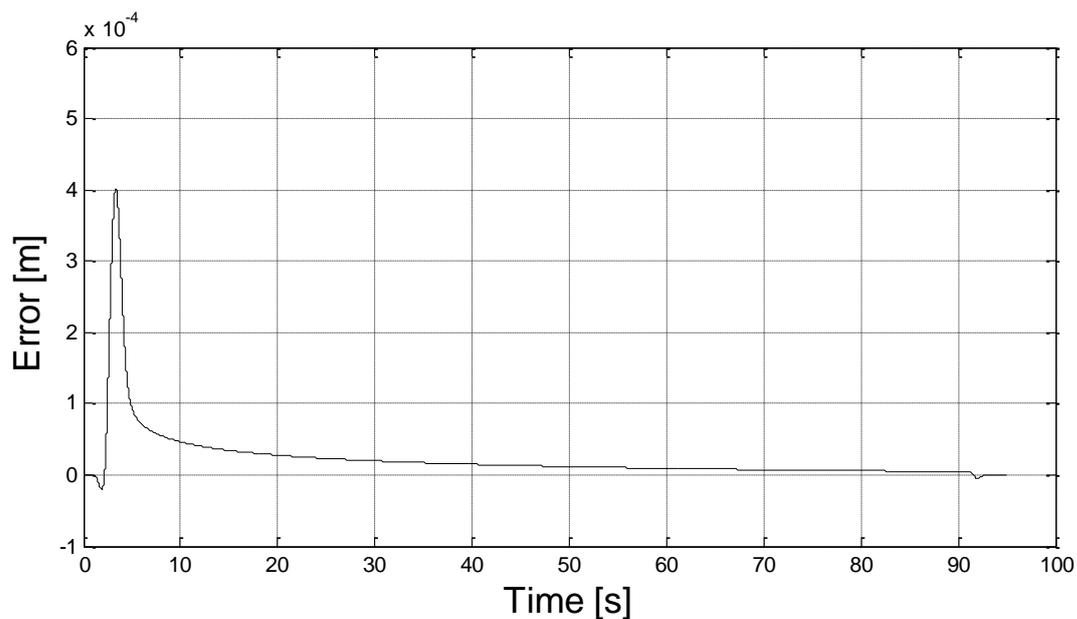


Figura 3.19 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con introduzione del feedforward di velocità

3.3.6. Impostazione del guadagno di feedforward di accelerazione (95s)

Nella seguente figura sono mostrati i benefici a seguito dell'introduzione del guadagno di feedforward di accelerazione avente valore 0,0015. L'anticipo di posizione iniziale non sembra essere accentuato rispetto alle condizioni precedenti, e comunque resta entro valori tollerabili. Si nota invece un miglioramento nella fase finale: il piccolo anticipo è stato eliminato.

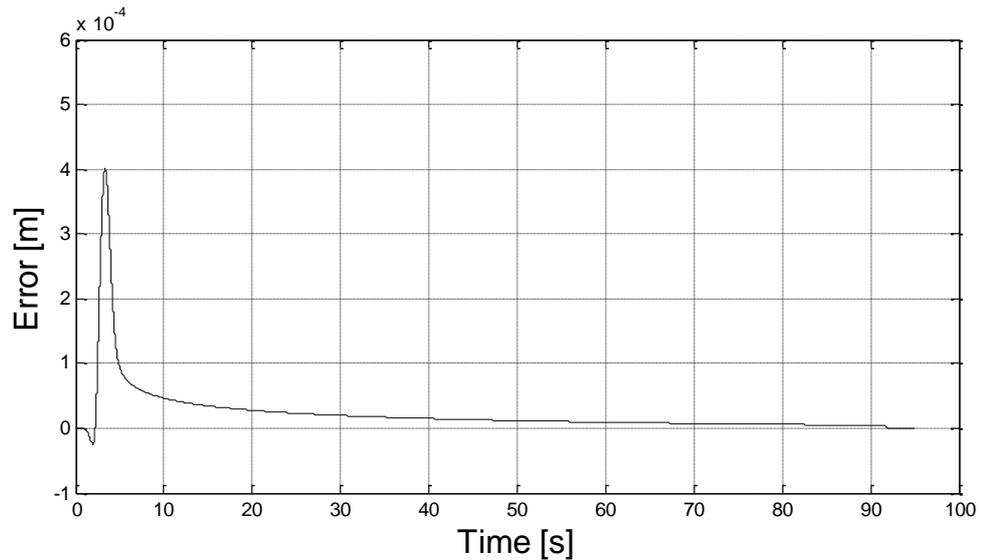


Figura 3.20 Errore tra target di posizione e posizione istantanea con introduzione del feedforward di accelerazione

4. Conclusioni

Dai risultati ottenuti con le simulazioni appare evidente il manifestarsi degli effetti della comprimibilità del fluido soprattutto nella prima fase di moto del cilindro, dove l'errore tra il target di posizione e la posizione istantanea assume un andamento a campana.

In questa fase, come espresso nel Capitolo 1, una parte dell'energia fornita al cilindro compie lavoro per comprimere il fluido a scapito dell'energia cinetica, che si traduce in un ritardo di posizione.

Il miglioramento del comportamento del sistema con l'introduzione dei guadagni di feedforward di velocità ed accelerazione risulta soddisfacente.

Con il solo contributo del primo si può apprezzare una diminuzione dell'errore nella fase centrale del moto al tendere dello zero nella simulazione a 95 s, ed un significativo miglioramento per quanto riguarda l'errore massimo nei primi secondi della simulazione, con conseguente diminuzione del valore dell'errore che il controllore PID si trova a correggere.

Anche con il feedforward di accelerazione si possono notare dei miglioramenti in termini di posizionamento del cilindro, anche se tende ad enfatizzare un piccolo anticipo in partenza, che può essere tra l'altro del tutto accettabile. Nella fase di decelerazione si nota quello che è in pratica un annullamento dell'anticipo del cilindro rispetto al target di posizione.

Il sistema oleodinamico in esame è caratterizzato da notevoli dimensioni del cilindro, forze elevate ed accelerazioni modeste. Il feedforward di accelerazione in questo caso non genera contributi evidenti, anche se partecipa positivamente nel migliorarne il comportamento.

Bibliografia

- [1] *Practical design for Fluid Power Motion Control*, Peter E. Nachtwey, Delta Computer Systems, Inc. 2013
- [2] *Hydraulic Control System* , Herbert E. Merritt, John Wiley & Sons, Inc. 1967
- [3] *Idraulica, seconda edizione* , Augusto Ghetti, Libreria Internazionale Cortina Padova 2006
- [4] *Capitolo 7 – Vibrazioni dei sistemi lineari ad un grado di libertà* , web.inge.unige.it
- [5] *Azionamenti a Fluido* , Note di Alessandro Martini, manualeautomazione.netsons.org
- [6] *Azionamenti oleoidraulici* , www.unibg.it

Ringraziamenti

Al Dott. Dario Richiedi, per la sua disponibilità