



POLITECNICO DI MILANO

SCUOLA DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE

Corso di Laurea Magistrale in Automation and Control Engineering

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**MODELLISTICA E CONTROLLO ADATTATIVO DI UN
ATTUATORE IDRAULICO**

Relatore

Prof. Paolo Rocco

Correlatore

Ing. Renzo Villa

Tesi di laurea di

Michele Guidi

Matr. 852432

Alla mia famiglia

Ringraziamenti

Vorrei innanzitutto ringraziare il Prof. Paolo Rocco per l'opportunità di concludere il mio percorso accademico attraverso questo stimolante progetto.

Non smetterò mai di ringraziare l'Ing. Renzo Villa per la sua guida costante ed illuminante attraverso questo arduo cammino.

Un sentito ringraziamento anche all'Ing. Manuel Pencelli con cui ho condiviso parte di questa esperienza.

Un ringraziamento va a tutti gli amici e i colleghi conosciuti a Milano con cui ho condiviso indimenticabili momenti di angoscia, fatica ma soprattutto di felicità. Un particolare saluto va a Nicolò presente dall'inizio di questo cammino.

Un ringraziamento speciale ai miei carissimi amici Federico ed Emily che, nonostante la distanza, sono sempre molto presenti vicino a me e sempre pronti ad ascoltarmi e sopportarmi.

Un saluto anche a tutti i ragazzi "della Ripa" da cui ritorno sempre con grande gioia.

Ringrazio anche tutte le altre persone che mi sono state vicino, ma che per motivi di spazio non posso citare.

Infine il più grande ringraziamento va alla mia famiglia che ha sempre creduto in me, indipendentemente da tutto. A voi dedico questo lavoro.

Indice

Sommario	ix
1 Introduzione	1
1.1 Contesto Applicativo e obiettivo della tesi	1
1.2 Analisi della letteratura	2
1.3 Contributo della tesi e organizzazione dei capitoli	3
2 Modello del testbench	5
2.1 Descrizione e funzioni del testbench	5
2.2 Modellizzazione del sistema	7
2.2.1 Modello della Valvola	8
2.2.2 Modello del cilindro e del pistone	10
2.2.3 Modello della dinamica del carico	10
2.3 Modello senza perdite di trafilamento	11
2.4 Modello con perdite statiche del cilindro	11
3 Identificazione e Validazione	13
3.1 Identificazione dei parametri della valvola	13
3.1.1 Interpolazione polinomi	14
3.2 Deadzone e isteresi	17
3.3 Perdite di trafilamento della valvola	19
3.4 Identificazione delle perdite meccaniche	21
3.5 Modello complessivo identificato	23
3.6 Validazione del sistema	24
3.6.1 Limiti del modello	26
4 Controllo lineare e compensazione adattativa della deadzone	31
4.1 Linearizzazione	31
4.1.1 Punti di equilibrio	31
4.1.2 Sensitività ai punti di linearizzazione	33
4.1.3 Sistema Linearizzato	35
4.2 Controllo Lineare	36
4.2.1 Controllo proporzionale	37
4.2.2 Controllo in cascata	37
4.2.3 Azione feedforward e compensazione statica della deadzone	40

4.2.4	Schema di controllo	42
4.3	Simulazioni	43
4.3.1	Controllo in cascata	43
4.3.2	Controllo in cascata con azioni feedforward e compensazione della deadzone	45
4.4	Compensazione Adattativa della deadzone	47
4.4.1	Modello inverso della deadzone	47
4.4.2	Modello adattativo	49
4.5	Compensazione per valori costanti della deadzone	50
5	Controllo a dinamica inversa e compensazione adattiva della deadzone	53
5.1	Componenti del simulatore	53
5.2	Inversione del carico meccanico	54
5.2.1	Test dell'inversione del carico meccanico	55
5.3	Inversione della dinamica idraulica	55
5.3.1	Test dell'inversione dell'idraulica	58
5.4	Inversione del modello della valvola	59
5.4.1	Test dell'inversione della valvola	61
5.5	Controllo a dinamica inversa e compensazione della deadzone	62
5.5.1	Test al variare della deadzone	63
6	Conclusioni e sviluppi futuri	71

Elenco delle figure

1.1	Esempi di perforazione idraulica e pressa idraulica	2
2.1	Testbench	5
2.2	Elettrovalvola idraulica	6
2.3	Potenziometro Lineare	6
2.4	Sensore di pressione e cella di carico	7
2.5	Modello del sistema in compressione	8
2.6	Modello delle perdite statiche	12
3.1	(a) Spettro della velocità della velocità differenziata. (b) Componenti principali dello spettro	15
3.2	Posizione, pressioni e velocità del pistone	16
3.3	Coefficienti correttivi della caratteristica della valvola per diversi valori di apertura e interpolazione	17
3.4	Test sinusoidale: posizione, pressioni e comando della valvola	18
3.5	Test sinusoidale: velocità del pistone con dettaglio sulla deadzone	19
3.6	Caratteristica deadzone	19
3.7	Transitorio pressioni e confronto con evoluzione del primo ordine	20
3.8	Coefficienti di trafilamento nei test trapezoidali	21
3.9	Perdite meccaniche del sistema	22
3.10	Validazione posizione e pressioni del sistema con riferimento sinusoidale di ampiezza 0.35(a) e 0.5(b)	25
3.11	Validazione posizione e pressioni del sistema con riferimento sinusoidale di ampiezza 0.22(a) e 0.27(b)	27
3.12	<i>NMSE</i> del modello rispetto al sistema reale per diversi segnali	28
3.13	Confronto caratteristica della valvola al variare della massa	29
4.1	Mappa poli-zeri al variare del segnale di controllo x_v	34
4.2	Diagrammi di Bode al variare del segnale di controllo x_v	35
4.3	Mappa poli-zeri al variare della posizione del pistone x_p	36
4.4	Diagrammi di Bode al variare della posizione del pistone x_p	37
4.5	Schema del controllo proporzionale	38
4.6	Luogo delle radici	38
4.7	Controllo in cascata	39
4.8	Controllo dell'anello di velocità	39

4.9	Diagramma di Bode dell'anello di velocità	40
4.10	Controllo anello di velocità con antiwindup	40
4.11	Controllo proporzionale dell'anello di posizione	41
4.12	Controllo con feedforward dell'anello di posizione	41
4.13	Controllo P-PI con antiwindup e compensazione deadzone	42
4.14	Risposta allo scalino	43
4.15	Risposta allo sweep in frequenza	44
4.16	Dettaglio della zona morta	45
4.17	Risposta allo scalino	45
4.18	Risposta allo sweep in frequenza	46
4.19	Dettaglio della zona morta	47
4.20	Modello della deadzone	48
4.21	Modello inverso della deadzone	48
4.22	Schema a blocchi compensazione deadzone	49
4.23	Compensazione deadzone statica	50
5.1	Schema a blocchi del sistema	53
5.2	Schema dell'inversione del carico meccanico	54
5.3	Test carico meccanico	56
5.4	Schema dell'inversione dell'idraulica	57
5.5	Test inversione idraulica	58
5.6	Schema dell'inversione della valvola	59
5.7	Lookuptable per la generazione del segnale di controllo della valvola	60
5.8	Test inversione della valvola	61
5.9	Schema del controllo con compensazione della deadzone	62
5.10	Test controllo dinamica inversa al variare della deadzone	64
5.11	Dettaglio posizioni e riferimento con controllo dinamica inversa al variare della deadzone	65
5.12	Test deadzone costante	66
5.13	Test deadzone costante	67
5.14	Test deadzone tempo variante	68

Elenco delle tabelle

3.1	Valori NMSE delle prove di validazione sinusoidali di ampiezza 0.35 e 0.5	26
3.2	Valori NMSE delle prove di validazione sinusoidali di ampiezza 0.22 e 0.27	28

Sommario

La capacità degli attuatori idraulici di sviluppare grandi forze con ingombri relativamente ridotti ha reso questo tipo di tecnologia estremamente interessante per svariati settori industriali.

Tuttavia, a causa della presenza di incertezze parametriche e forti non linearità nel modello matematico, per questi sistemi, vengono spesso utilizzati dei controllori in anello aperto.

Questo lavoro si pone l'obiettivo di derivare, identificare e validare il modello dei singoli componenti di un attuatore idraulico e sviluppare un'opportuna strategia di controllo.

In particolare, in seguito a numerosi esperimenti in anello aperto effettuati su un banco di prova sperimentale, sono stati identificati i parametri incogniti delle equazioni del modello matematico.

Successivamente, per l'attuatore idraulico, sulla base delle conoscenze acquisite, sono stati sviluppati un controllore in cascata di tipo P-PI e un controllore a dinamica inversa.

Dall'analisi delle simulazioni del sistema di controllo è risultato fin da subito evidente che l'incertezza sulla zona morta delle valvole è particolarmente critica dal punto di vista delle prestazioni di inseguimento di una traiettoria.

Per questo motivo, per entrambi i controllori, è stato sviluppato un algoritmo di identificazione on-line delle soglie della zona morta che vengono poi utilizzate in un opportuno compensatore.

I modelli e gli algoritmi sono simulati attraverso l'ambiente open-source OMEdit mentre l'apparato sperimentale per i test è stato messo a disposizione da un'azienda.

Abstract

The ability of hydraulic actuators to develop large forces with relatively small size has made this type of technology extremely interesting for many industrial areas. However, due to the presence of parametric uncertainties and strong non linearities in the mathematical model, for these systems, open loop controllers are often used.

This work aims to derive, identify and validate the model of the individual components of a hydraulic actuator and to develop a suitable control strategy.

In particular, following several open loop experiments performed on an experimental test bench, the unknown parameters of the mathematical model equations were identified.

Subsequently, for the hydraulic actuator, based on the acquired knowledge, a P-PI cascade controller and a reverse dynamics controller were developed.

From the analysis of the simulations of the control system it was immediately evident that the uncertainty about the dead zone of the valves is particularly critical from the point of view of the pursuit performance of a trajectory.

For this reason, for both controllers, an on-line identification algorithm has been developed for the dead zone thresholds that are then used in a suitable compensator.

The models and the algorithms are simulated through the open-source OMEdit environment while the experimental test equipment has been made available by a company.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Contesto Applicativo e obiettivo della tesi

Il settore degli azionamenti oleodinamici è in rapida crescita, tra gli usi più comuni possiamo trovare:

- Sollevamento: ascensori, montacarichi, carrelli elevatori
- Industriale: bracci per la perforazione, presse per lamiera, movimentazione di materiale
- Edile e agricolo: ruspe, escavatori, macchine per la raccolta di frutta, irrigazione
- Componentistica di veicoli aerei e terrestri: freni, sospensioni, flap, carrelli

I principali motivi che hanno portato gli azionamenti idraulici ad ottenere tanta attenzione sono le ingenti forze sviluppabili a fronte di dimensioni ridotte, presentando contemporaneamente robustezza e quindi esigua necessità di manutenzione. Nella maggior parte delle applicazioni industriali, però, la posizione dei cilindri è regolata attraverso schemi di controllo in anello aperto oppure direttamente da un operatore che comanda l'apertura delle valvole corrispondenti. Questo implica la realizzazione di movimenti non sempre precisi e prevedibili.

Questo lavoro si pone come obiettivo lo studio dettagliato del modello di ogni componente di un attuatore idraulico(valvole, pistoni, ecc.) e il conseguente sviluppo di strategie di controllo avanzate per questa famiglia di attuatori.

In particolare viene posta attenzione alle non linearità introdotte dalla valvola che sono principalmente riconducibili a fenomeni di isteresi e zone morte. Viene proposta una modellizzazione orientata al controllo della valvola comprendente questi fenomeni.

Per ottenere buone capacità di inseguimento vengono sviluppati due controllori diversi estesi con un algoritmo di compensazione adattiva della zona morta della valvola.



Figura 1.1: Esempi di perforazione idraulica e pressa idraulica

Il primo è un controllo proporzionale P-PI con azione feedforward, mentre il secondo è un controllore a dinamica inversa.

Entrambi i controlli vengono testati e confrontati con e senza l'uso di compensazioni adattative della zona morta.

1.2 Analisi della letteratura

Nel campo delle tecnologie dei sistemi di controllo e del controllo del moto, [1] propone la trattazione degli aspetti concettuali, metodologici e descrittivi inerenti la realizzazione di attuatori e azionamenti, di tipo elettrico e oleodinamico.

In [2] sono descritti i principali tipi di cilindri idraulici e meccanismi per l'attuazione, partendo dai più semplici fino a quelli di struttura più complessa.

Partendo dalle caratteristiche di flusso del cilindro controllato dalla servovalvola del crochet idraulico nel laminatoio a nastro caldo, in [3] viene discusso un nuovo modello matematico per cilindro idraulico controllato da servo valvola. In particolare vengono presentati dei modelli semplificati per cilindri simmetrici, cilindri asimmetrici e cilindri a pistone.

Nello studio descritto in [4] un braccio robotico con azionamenti idraulici viene suddiviso in sottosistemi che vengono studiati approfonditamente in maniera indipendente attraverso fasi di modellizzazione ed identificazione.

Un interessante insieme di studi sul controllo per il problema del posizionamento con attuatori idraulici è presentato in [5]: il sistema è interpretato attraverso l'insieme del sottosistema meccanico e di quello idraulico. Viene quindi presentato un controllo in cascata dei sottosistemi.

In [6] viene proposto uno studio del controllo adattativo dei sistemi generici, con un approfondimento sulle non linearità presenti nei sensori e negli attuatori.

In [7] invece, introduce un controllo adattativo nei casi in cui si riscontri una zona morta con soglie sconosciute.

In [8] viene riproposto un controllo in cascata questa volta corredato di componenti di stima della zona morta.

Infine dopo lo studio del controllo adattativo in cascata effettuato in [9], in [10] viene proposto un controllo adattativo in cascata con compensazione adattativa della zona morta.

I comportamenti fortemente non lineari e la variabilità di alcuni parametri hanno reso per molto tempo difficile un utilizzo ottimale dei sistemi idraulici se non attraverso importanti sovradimensionamenti del pistone e controllando il sistema con semplici strutture lineari. Lo sviluppo di attuatori veloci e precisi ha consentito l'utilizzo di tecniche di controllo sempre più avanzate, stimolando così l'attenzione del campo accademico e quello industriale.

L'utilizzo di approcci adattativi per la compensazione risulta particolarmente efficace nei sistemi affetti da non linearità sconosciute o da parametri incerti. In [11] vengono combinate tecniche backstepping con un semplice controllo robusto dotato di compensazione adattativa. Lo schema di controllo proposto in [12] affianca tecniche di stima adattativa ad un controllo sliding mode. In [13] si propone uno schema di controllo con compensazione parallela feedforward, i cui parametri variano adattativamente in base alla stima delle frequenze naturali del servo elettroidraulico.

Negli studi proposti in [14],[15] e [16], sono presentate delle metodologie di controllo con struttura variabile.

In [17] viene studiata la messa a punto di un controllo PID ottimo, mentre controlli adattativi basati su reti neurali e su controlli fuzzy sono presentati rispettivamente in [18] e [19].

1.3 Contributo della tesi e organizzazione dei capitoli

L'obiettivo della presente tesi è sintetizzare un controllore di posizione molto accurato basato sulla conoscenza approfondita del modello del sistema. Infatti dopo le fasi di derivazione, identificazione e validazione del modello del sistema ci si è concentrati nello sviluppo di controlli via via sempre più complessi ed efficaci.

La prima tipologia di controllo proposta è di tipo proporzionale P-PI in cascata, viene successivamente proposta un'azione feedforward e una di compensazione adattativa della deadzone.

Infine viene introdotto un controllo basato sull'inversione della dinamica dei sot-

tosistemi con compensazione adattativa della deadzone.

La tesi è organizzata come segue:

Nel *Capitolo 2* dopo una breve presentazione del banco di prova sperimentale e delle sue componenti, vengono introdotti i rispettivi modelli matematici.

Nel *Capitolo 3* sono descritti i processi di identificazione per i vari parametri. Viene infine validato il modello ottenuto confrontandolo con il sistema reale.

Nel *Capitolo 4* viene proposto un controllore in cascata composto da un controllo lineare di posizione P-PI con azioni feedforward e compensazione statica della deadzone. Dopo uno studio più approfondito della zona morta viene infine proposta una compensazione di tipo adattativo.

Nel *Capitolo 5* viene descritto il processo che ha portato alla sintetizzazione di un controllore a dinamica inversa. Dopo aver nuovamente introdotto la compensazione adattativa della deadzone, viene confrontata l'efficacia del controllo con e senza questa componente.

Infine, nel *Capitolo 6*, vengono riportate le considerazioni conclusive e delineati i possibili sviluppi di ricerca futuri.

Capitolo 2

Modello del testbench

In questo capitolo viene presentato il banco di prova sperimentale, da ora in avanti chiamato testbench, descrivendone la composizione ed il funzionamento. Successivamente si presentano i modelli utilizzati per descriverne il moto ed i fenomeni dinamici che lo caratterizzano.

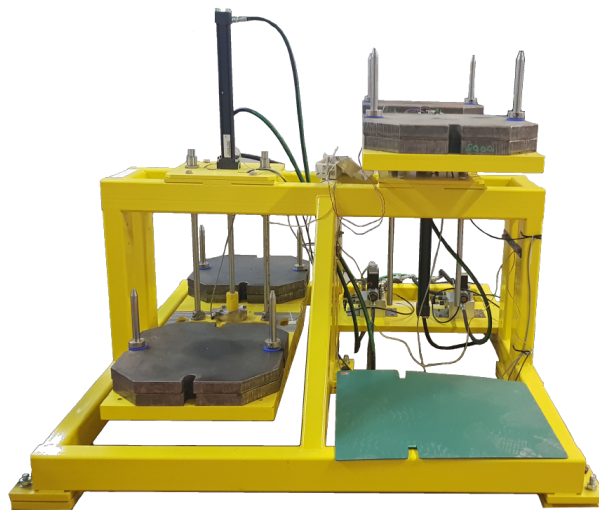


Figura 2.1: Testbench

2.1 Descrizione e funzioni del testbench

L'apparato sperimentale è composto da due diversi sistemi indipendenti. Lo scopo di entrambi i sistemi è quello di spostare e controllare la posizione verticale di due piatti, azionati dai rispettivi cilindri idraulici, sui quali è possibile posizionare delle masse di carico. I due piatti sono collegati alla struttura attraverso un sistema idraulico composto di cilindro e pistone. Il sistema complessivo è controllato da due servovalvole collegate ad una pompa idraulica e al sistema per il recupero del

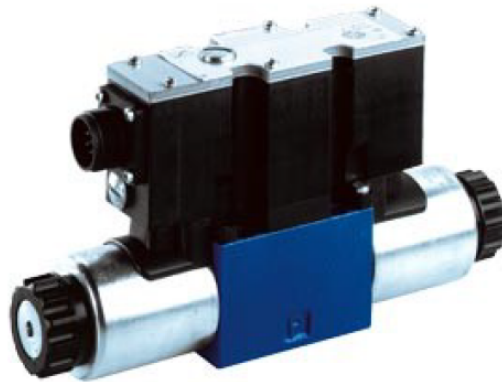


Figura 2.2: Elettrovalvola idraulica

fluido. Dalla figura (2.1) si può osservare sulla sinistra un pistone con carico in trazione mentre a destra uno con un carico in compressione. Più in dettaglio il pistone del testbench è caratterizzato da un cilindro differenziale, cioè un pistone in cui lo stelo collegato al piatto è presente solo in una delle due camere. Questa caratteristica lo rende quindi asimmetrico. Il funzionamento della camera con pistone è a doppio effetto, quindi entrambe le portate in entrata ed in uscita del fluido nelle due camere sono controllabili. Per questo motivo è stata utilizzata una elettrovalvola a 4 vie e 3 posizioni. Per consentire lo spostamento di fluido è presente una pompa volumetrica a pressione controllabile, questa consente di mettere in pressione il sistema idraulico che fa quindi fluire l'olio quando la valvola è in una posizione tale da consentire il passaggio di fluido.

Il testbench è corredato di sensori necessari per il controllo e la supervisione dello stato del sistema, nonché per l'identificazione e la validazione del modello.

Per la misura della posizione del vassoio e del carico sono presenti dei sensori di



Figura 2.3: Potenzimetro Lineare

posizione, questi sono due potenziometri lineari che attraverso una lettura elettrica sono in grado di restituire l'altezza attuale.

Per le misure di pressione sono presenti cinque sensori, all'uscita della valvola uno lato meter-in ed uno meter-out per entrambe le valvole e l'ultimo all'uscita della pompa.

Attraverso una cella di carico è possibile effettuare misure di forza e di peso, della struttura e del carico.



(a) Sensore di pressione.



(b) Cella di carico.

Figura 2.4: Sensore di pressione e cella di carico

In figura (2.5) è mostrata una schematizzazione della parte di sistema caratterizzata da un carico in compressione.

2.2 Modellizzazione del sistema

In questo paragrafo verranno presentati i modelli matematici utilizzati per descrivere i componenti che costituiscono il sistema precedentemente illustrato. Da qui in avanti verranno indicate con lettera maiuscola le grandezze fisiche a cui stiamo facendo riferimento, mentre con il pedice la parte del sistema a cui fa riferimento quella grandezza.

Con le lettere V si indicano i volumi delle camere, con le lettere M , D e g si indicano rispettivamente la massa, lo smorzamento e l'accelerazione di gravità. Attraverso x_p viene indicata la posizione del pistone, e di conseguenza anche quella del carico rispetto alla parte superiore del pistone.

Le principali grandezze idrauliche utilizzate sono le pressioni che sono indicate con la lettera P , e la portata volumetrica che è indicata con la lettera Q .

Con pedice 1 verrà indicata la parte del cilindro a contatto con la base pistone senza lo stelo, mentre con il pedice 2 la camera contenente lo stelo. Con il pedice p vengono indicate le grandezze fisiche della pompa, mentre con la t si indicano quelle del serbatoio.

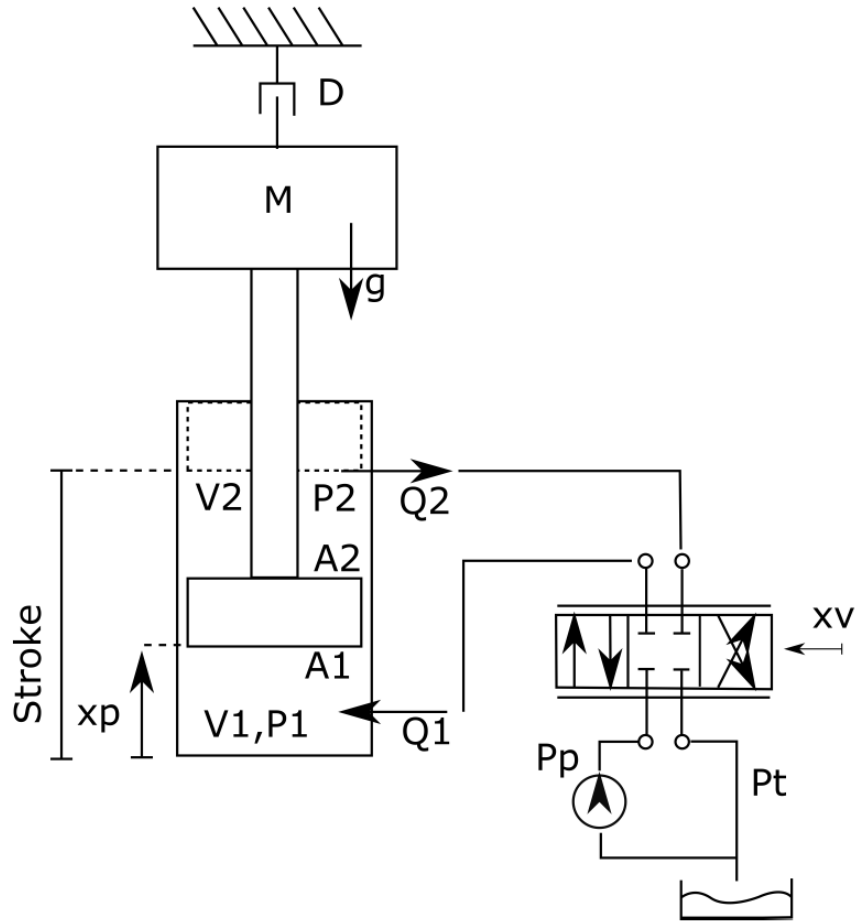


Figura 2.5: Modello del sistema in compressione

2.2.1 Modello della Valvola

Le portate di fluido che attraversano la valvola sono descrivibili in funzione del segnale di comando applicato alla valvola stessa. Tale segnale è indicato con x_v , i suoi valori variano in un range compreso tra $[-1,1]$ dove i valori estremi indicano apertura massima nelle due direzioni e il valore zero indica valvola chiusa.

Il modello è derivabile semplicemente dall'equazione di Bernoulli ed è possibile ottenere l'equazione per la portata verso la prima camera del cilindro:

$$\frac{1}{2}\rho v_p^2 + P_p = \frac{1}{2}\rho v_1^2 + P_1$$

E' stato considerato un valore del segnale di controllo positivo ($x_v > 0$) ovvero uno scambio di fluido tra la pompa e la prima camera del cilindro. Sono state indicate con v_p la velocità del fluido proveniente dalla pompa, con v_1 la velocità del fluido entrante nella prima camera e con ρ la densità dell'olio. Non sono stati considerati il termine gravitazionale e la comprimibilità del liquido in quanto il suo valore è molto alto, $\beta \Rightarrow \infty$.

Indicando con A_v la sezione nominale della valvola e con $A(x_v)$ l'apertura variabile della valvola in base al comando x_v , considerando $v_p = \frac{A(x_v)}{A_v}v_1$ otteniamo:

$$\frac{\rho}{2} \frac{A(x_v)^2}{A_v^2} v_1^2 + P_p = \frac{1}{2} \rho v_1^2 + P_1$$

da cui possiamo raccogliere i termini

$$\left(1 - \frac{A(x_v)^2}{A_v^2}\right) v_1^2 = \frac{2}{\rho} (P_p - P_1)$$

ed infine

$$v_1 = \frac{A_v}{\sqrt{A_v^2 - A(x_v)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_1)}$$

Considerando che il rapporto tra la portata volumetrica e la velocità del fluido è esattamente uguale all'ampiezza dell'orifizio da cui passa il fluido si ottiene:

$$Q_1 = \frac{A(x_v)A_v}{\sqrt{A_v^2 - A(x_v)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_1)}$$

Dalla geometria circolare degli otturatori è possibile derivare le superfici:

$$A_v = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$A(x_v) = \frac{\pi}{4} d^2 x_v^2$$

dove d è il diametro dell'apertura circolare. Utilizzando queste ultime nell'equazione della portata precedentemente ottenuta, e prendendo in considerazione anche aperture con valori negativi della valvola otteniamo la prima portata:

$$Q_1 = \text{sign}(x_v) \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1 - x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1} \quad (2.1)$$

dove viene considerata la differenza di pressioni

$$\Delta P_1 = \begin{cases} P_p - P_1, & \text{se } x_v > 0 \\ 0 & \text{se } x_v = 0 \\ P_1 - P_t, & \text{se } x_v < 0 \end{cases}$$

Allo stesso modo è possibile derivare le equazioni per l'altra camera:

$$Q_2 = \text{sign}(x_v) \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1 - x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_2} \quad (2.2)$$

$$\Delta P_2 = \begin{cases} P_2 - P_t, & \text{se } x_v \geq 0 \\ 0 & \text{se } x_v = 0 \\ P_p - P_2, & \text{se } x_v < 0 \end{cases}$$

2.2.2 Modello del cilindro e del pistone

Il modello del cilindro determina le pressioni delle due camere in base alle portate provenienti dalla valvola e alla posizione del pistone. Dalla legge di capacità idraulica, trascurando in un primo momento le perdite di olio, otteniamo:

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 P_1}{\beta} \frac{dt}{dt} \quad (2.3)$$

$$-Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 P_2}{\beta} \frac{dt}{dt} \quad (2.4)$$

I volumi delle due camere dipendono dalla posizione del pistone x_p e sono descritti dalle equazioni:

$$\begin{aligned} V_1(x_p) &= A_1 x_p \\ V_2(x_p) &= A_2 (Stroke - x_p) \end{aligned}$$

dove indichiamo con *Stroke* lo spostamento massimo disponibile per il pistone. Possiamo quindi trovare le equazioni che descrivono le variazioni dei volumi:

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= \frac{dV_1}{dt} = A_1 \dot{x}_p \\ \dot{V}_2 &= \frac{dV_2}{dt} = -A_2 \dot{x}_p \end{aligned}$$

Sostituendo nella (2.3) e nella (2.4) si ottiene, infine:

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_1(x_p)} [Q_1 - A_1 \dot{x}_p] \quad (2.5)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_2(x_p)} [-Q_2 + A_2 \dot{x}_p] \quad (2.6)$$

2.2.3 Modello della dinamica del carico

L'equazione dinamica del sistema meccanico si ottiene svolgendo il bilancio delle forze applicate:

$$M\ddot{x}_p + D\dot{x}_p + Mg + f_{loss} = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (2.7)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M} [A_1 P_1 - A_2 P_2 - D\dot{x}_p - Mg - f_{loss}] \quad (2.8)$$

Lo smorzamento del sistema, indicato con il parametro D , viene considerato come distribuito omogeneamente lungo tutto il corpo dello stelo del pistone. Questo deriva dalle proprietà del fluido presente all'interno del cilindro.

Il termine f_{loss} racchiude le perdite meccaniche e gli attriti del pistone, non è al momento possibile descrivere il loro modello in quanto i suoi termini verranno identificati numericamente ed inseriti in seguito.

2.3 Modello senza perdite di trafilamento

Il modello completo del sistema viene quindi ottenuto unendo le equazioni (2.5), (2.6) e (2.8).

$$\begin{cases} \dot{x}_p = \frac{d}{dt}x_p \\ \ddot{x}_p = \frac{1}{M}[A_1P_1 - A_2P_2 - D\dot{x}_p - Mg - f_{loss}] \\ \dot{P}_1 = \frac{\beta}{v_1(x_p)}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) \\ \dot{P}_2 = \frac{\beta}{v_2(x_p)}(-Q_2 + A_2\dot{x}_p) \end{cases} \quad (2.9)$$

dove Q_1 e Q_2 sono definite dai modelli ottenuti in (2.1) e (2.2).

Come precedentemente detto questo modello non prende in considerazione le perdite statiche del cilindro, cioè del trafilamento di fluido dalle due camere attraverso la valvola.

Il modello complessivo del banco di prova sperimentale è quindi un sistema dinamico non lineare, che ha come variabili di stato $(x_p, \dot{x}_p, P_1, P_2)$, e come variabile di controllo x_v .

Per quanto riguarda il modello della pompa sono stati effettuati dei test ma la sua modellazione avrebbe aumentato la complessità del sistema in modo notevole e avrebbe richiesto un numero di test considerevole. Ci si è quindi limitati a considerare la pompa come un generatore di pressione costante $P_p = const.$

2.4 Modello con perdite statiche del cilindro

Il modello finora descritto (2.9) non tiene in considerazione delle perdite di fluido del cilindro attraverso la valvola. Questo fenomeno è piuttosto evidente e consente attraverso la valvola di far variare le pressioni delle due camere del cilindro. Durante le fasi di moto del pistone le pressioni all'interno delle camere andranno inevitabilmente ad aumentare, o diminuire, mentre per posizioni nulle della valvola ($x_v = 0$) le pressioni si stabilizzeranno su valori che consentono il mantenimento della posizione. Considerando la bassa comprimibilità del fluido la quantità di olio che viene scambiata è piccola, nonostante si rilevino anche variazioni di decine di *bar*.

Le perdite vengono descritte localmente come un flusso laminare che passa nella cavità e il modello usato per le descrivere il fenomeno è un flusso linearmente proporzionale alla differenza delle pressioni:

$$Q_{loss} = C\Delta P$$

Tenendo in considerazione che la valvola utilizzata dispone di 4 vie e che stiamo considerando il caso di valvola chiusa, si ricaveranno due flussi, uno per la prima camera e uno per la seconda. Entrambi i flussi hanno due componenti, la prima rappresenta le perdite con il canale che collega alla pompa e la seconda con quella

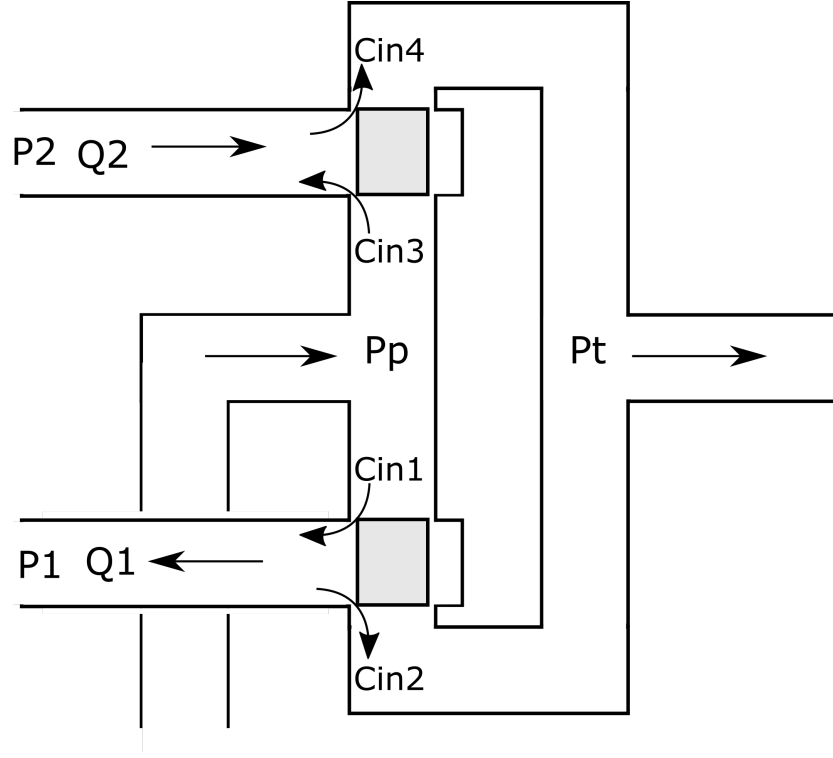


Figura 2.6: Modello delle perdite statiche

relativa al serbatoio. Rispettando le convenzioni sui segni dei flussi di (figura 2.6) otteniamo:

$$\begin{aligned} Q_{loss1} &= C_1(P_p - P_1) - C_2(P_1 - P_t) \\ Q_{loss2} &= C_3(P_p - P_2) - C_4(P_2 - P_t) \end{aligned}$$

Di conseguenza il nuovo modello dei flussi diventa:

$$Q_1 = \begin{cases} C_1(P_p - P_1) - C_2(P_1 - P_t) & \text{se } x_v = 0 \\ \text{sign}(x_v) \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1} & \text{se } x_v \neq 0 \end{cases} \quad (2.10)$$

$$Q_2 = \begin{cases} C_3(P_p - P_2) - C_4(P_2 - P_t) & \text{se } x_v = 0 \\ \text{sign}(x_v) \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_2} & \text{se } x_v \neq 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

Abbiamo quindi una nuova descrizione a tratti del sistema che prende in considerazione il caso in cui la valvola è chiusa.

Capitolo 3

Identificazione e Validazione

In questo capitolo vengono presentati gli esperimenti effettuati sul testbench per l'identificazione dei parametri della valvola. Vengono successivamente analizzate le non linearità del sistema e viene proposta una loro implementazione all'interno del modello. Il modello è poi completato attraverso l'identificazione dei parametri rimanenti i quali rappresentano le perdite di trafilamento e quelle meccaniche. Infine viene studiata la bontà del modello completo attraverso dei test di validazione.

3.1 Identificazione dei parametri della valvola

Le equazioni precedentemente presentate che rappresentano il fluire di olio scambiato tra la valvola e il pistone (2.1)(2.2), vengono modificate introducendo dei coefficienti correttivi, necessari per rappresentare fedelmente i flussi volumetrici reali:

$$Q_1 = \begin{cases} k_1^+(x_v) f(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p - P_1}, & x_v > 0 \\ k_1^-(x_v) f(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_t}, & x_v < 0 \end{cases}$$
$$Q_2 = \begin{cases} k_2^+(x_v) f(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2 - P_t}, & x_v > 0 \\ k_2^-(x_v) f(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p - P_2}, & x_v < 0 \end{cases}$$

dove

$$f(x_v) = \text{sign}(x_v) \frac{\pi}{4} d^2 \frac{x_v^2}{\sqrt{1 - x_v^4}}$$

I quattro parametri aggiuntivi $k_{1/2}^\pm$, due per ogni portata, rappresentano i polinomi interpolanti usati affinché la caratteristica della valvola simulata rispetti quella reale. Il pedice rappresenta a quale flusso appartiene il determinato polinomio, k_1 è relativo al flusso Q_1 mentre k_2 è usato per il flusso Q_2 . Gli apici \pm indicano invece se il polinomio interpolante è relativo alla posizione della valvola positiva oppure negativa.

3.1.1 Interpolazione polinomi

Per ottenere le equazioni che descrivono i polinomi interpolanti è necessario partire dalle equazioni dinamiche delle pressioni (2.5),(2.6).

Una volta raggiunto il valore di regime delle pressioni, $\dot{P}_1 = 0$ e $\dot{P}_2 = 0$, è possibile lavorare con le equazioni stazionarie:

$$\begin{aligned}\frac{\beta}{V_1(x_p)}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) &= 0 \\ \frac{\beta}{V_2(x_p)}(-Q_2 + A_2\dot{x}_p) &= 0\end{aligned}$$

da cui esplicitando le equazioni dei flussi (2.3) e (2.4) è possibile ricavare:

$$k_1^+ = \frac{A_1\dot{x}_p}{\sqrt{\frac{2}{\rho}P_p - P_1}} \frac{1}{f(x_v)} \quad k_1^- = \frac{A_1\dot{x}_p}{\sqrt{\frac{2}{\rho}P_1 - P_t}} \frac{1}{f(x_v)} \quad (3.1)$$

$$k_2^+ = \frac{A_2\dot{x}_p}{\sqrt{\frac{2}{\rho}P_2 - P_t}} \frac{1}{f(x_v)} \quad k_2^- = \frac{A_2\dot{x}_p}{\sqrt{\frac{2}{\rho}P_p - P_2}} \frac{1}{f(x_v)} \quad (3.2)$$

Conoscendo il segnale x_v , impostato per ogni esperimento, attraverso le misure dei sensori di pressione e alla velocità del pistone è possibile calcolare dei valori per i coefficienti $k_{1/2}^\pm$.

Attraverso l'utilizzo di segnali che consentano di raggiungere il valore stazionario delle pressioni, è possibile ottenere informazioni sulla caratteristica della valvola per diverse velocità. A questo punto attraverso dei polinomi interpolanti è possibile ottenere una curva caratteristica della valvola.

I segnali scelti come riferimento per l'identificazione sono dei trapezi, questi infatti ci consentono dopo un periodo di transitorio di raggiungere una velocità costante e di ottenere le misure ed i dati necessari. Il tempo di salita e di discesa scelti sono di 0.5s. Le velocità di salita e di discesa dipenderanno quindi dalla pendenza della rampa. Sono stati fatti esperimenti per ogni valore del segnale di controllo che consentivano di ottenere dati significativi. In particolare siamo partiti da un valore minimo di -0.8 fino ad un'ampiezza massima di 0.8 , omettendo i valori centrali tra -0.25 e 0.25 . La variazione di ampiezza tra un test e l'altro è di ± 0.05 .

Non è stato possibile eseguire dei test con risultati accettabili per valori appartenenti all'intervallo $[-0.20, 0.20]$ in quanto, nel caso di ampiezza -0.2 la velocità era troppo bassa e variabile per poterla valutare. Mentre per valori appartenenti al range $[-0.15, 0.20]$ non si ottengono movimenti dell'apparato sperimentale. La presenza di questo fenomeno ci dice che la valvola presenta una regione morta, denominata deadzone, nei valori centrali, e quindi che per valori troppo bassi del PWM non si ha una forza elettromagnetica sufficiente al movimento della spola. La durata del tratto costante del trapezio sarà variabile ed ininfluenza per questo tipo di esperimento.

E' bene fare attenzione che il testbench non raggiunga mai il finecorsa per evitare

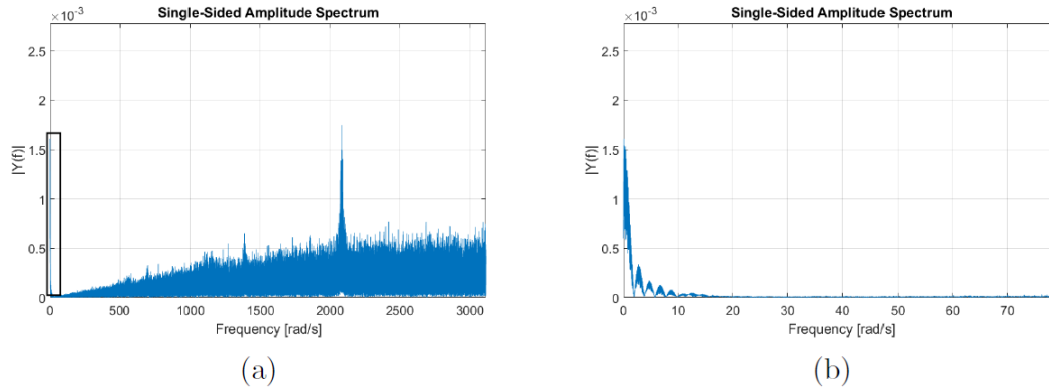


Figura 3.1: (a) Spettro della velocità della velocità differenziata. (b) Componenti principali dello spettro

impatti e problemi che potrebbero crearsi in seguito allo svuotamento di fluido di una camera. E' proprio per evitare che si raggiunga il finecorsa che i test hanno come limite valori di PWM compresi tra -0.8 e 0.8 , in quanto il pistone raggiunge velocità troppo alte e non c'è possibilità di stabilizzare le pressioni e raggiungere il valore di regime prima della collisione.

Si noti che non vi sono sensori di velocità del pistone, è quindi necessario calcolare questa grandezza derivando numericamente e filtrando il segnale proveniente dal sensore di posizione. Il segnale ottenuto dalla differenziazione del segnale della posizione è visibile in figura (3.1). Per il filtraggio è stato scelto un filtro di Butterworth con pulsazione di taglio $\bar{\omega} = 50 \text{ rad/s}$:

$$F(s) = \frac{1}{\left(\frac{s}{\bar{\omega}}\right)^2 + \sqrt{2}\frac{s}{\bar{\omega}} + 1}$$

Da qui in avanti ogniquale volta verrà considerata una misura di velocità del pistone è necessario ricordare che questa è ricavata dalla differenziazione dei valori di posizione e dal loro filtraggio.

Un esempio dei test effettuati è raffigurato in figura (3.2), dove è possibile notare che i valori stazionari delle pressioni e della velocità, non sono in realtà costanti ma oscillano intorno a un certo valore a causa dell'elasticità del sistema. L'inserimento di questo fenomeno complicherebbe notevolmente il sistema ed è stato quindi omesso. Per tali valori è stato usato il valore medio in quell'arco di tempo.

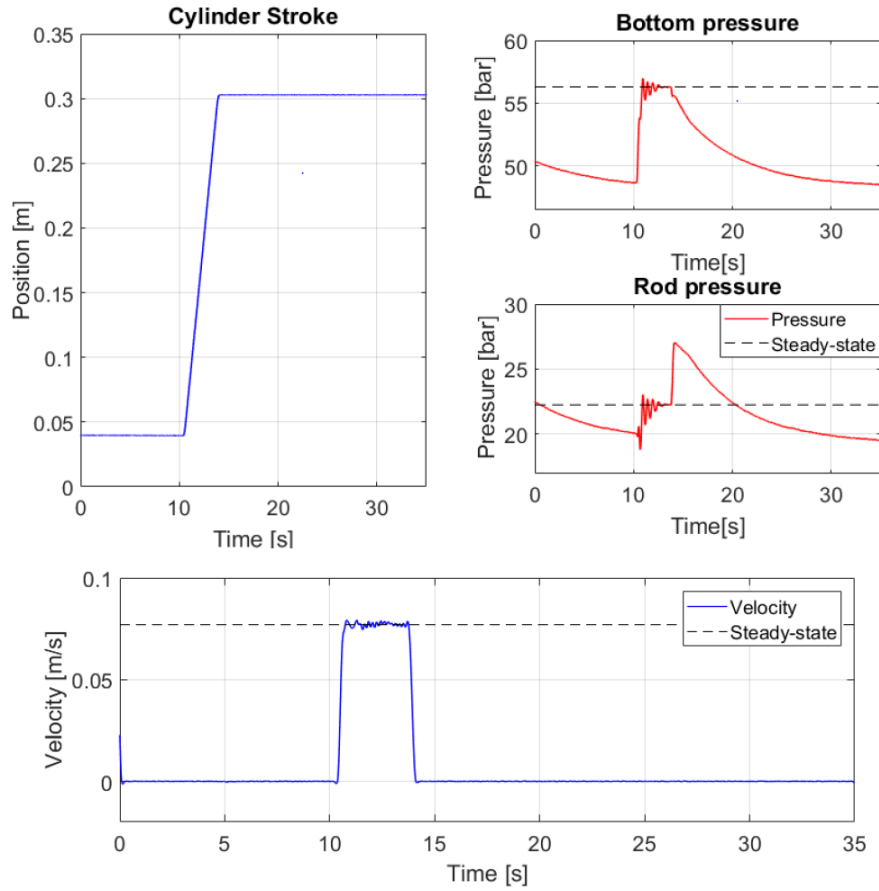


Figura 3.2: Posizione, pressioni e velocità del pistone

Per l'esperimento in questione abbiamo rilevato:

$$\begin{aligned}
 \bar{x}_v &= 0.5 && [1] \\
 \bar{P}_1 &= 56.3 && [bar] \\
 \bar{P}_2 &= 22.25 && [bar] \\
 \dot{\bar{x}}_v &= 0.077 && [m/s]
 \end{aligned}$$

che sostituiti alle equazioni (3.1) ci consentono di ottenere:

$$k_1^+(\bar{x}_v) = 0.0518 \quad k_2^+(\bar{x}_v) = 0.0338$$

Ripetendo il test appena descritto per un numero sufficiente di volte, con diversi valori di PWM, è possibile ottenere dei set di valori che rappresentano la caratteristica della valvola.

I polinomi sono stati ottenuti attraverso il toolbox Matlab (Curvefit Toolbox) ed utilizzando l'algoritmo dei minimi quadrati (Linear Least Square). Si è scelto di utilizzare un polinomio del quarto ordine in quanto rappresenta il miglior compromesso tra complessità e accuratezza. Il risultato dell'interpolazione è rappresentato

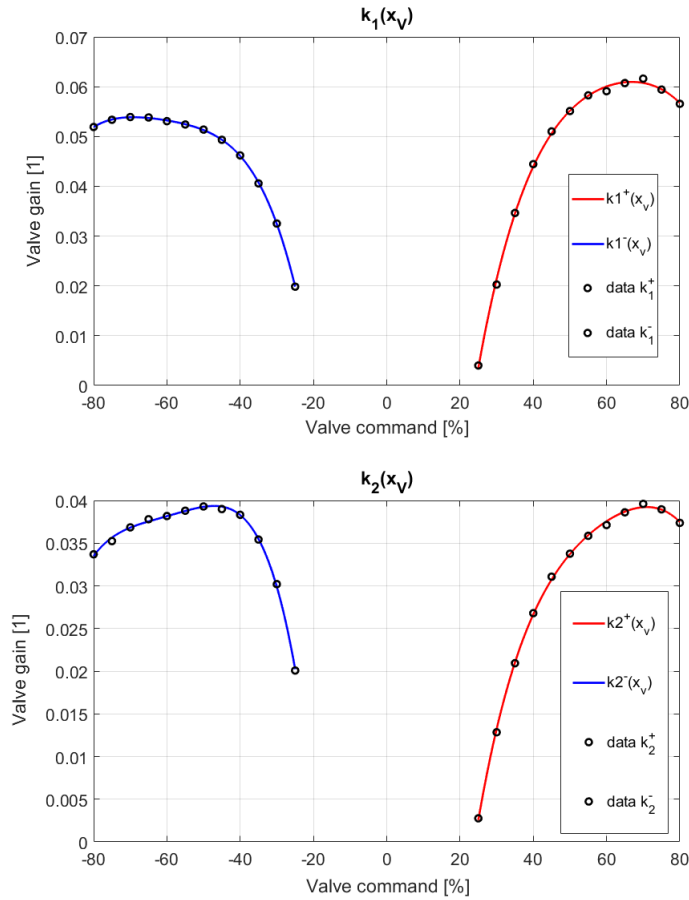


Figura 3.3: Coefficienti correttivi della caratteristica della valvola per diversi valori di apertura e interpolazione

in figura (3.3) ed è descritto dalle seguenti equazioni:

$$\begin{aligned}
 k_1^+ &= -1.1820x_v^4 + 2.9752x_v^3 - 2.9982x_v^2 + 1.4339x_v - 0.2094; \\
 k_1^- &= -1.3615x_v^4 - 3.3219x_v^3 - 3.0898x_v^2 - 1.3088x_v - 0.1608; \\
 k_2^+ &= -0.9004x_v^4 + 2.1465x_v^3 - 2.0205x_v^2 + 0.9120x_v - 0.1292; \\
 k_2^- &= -1.4949x_v^4 - 3.5942x_v^3 - 3.2372x_v^2 - 1.2822x_v - 0.1481;
 \end{aligned}$$

E' bene ricordare che a causa dei problemi precedentemente descritti questi polinomi hanno una valenza solo all'interno degli intervalli del segnale x_v : $[-0.80, -0.25]$ e $[0.80, 0.25]$ rispettivamente.

3.2 Deadzone e isteresi

Per caratterizzare la zona morta della valvola vengono fatti diversi esperimenti. La regione interessata per questo studio è la zona centrale della caratteristica della valvola. Vengono quindi eseguiti dei test con riferimento sinusoidale al fine di avere

dati esaustivi nella regione voluta. Il segnale scelto ha una frequenza $f = 0.3[Hz]$ e ampiezza $A = 0.4$, i risultati ottenuti sono osservabili nelle figure (3.4) e (3.5).

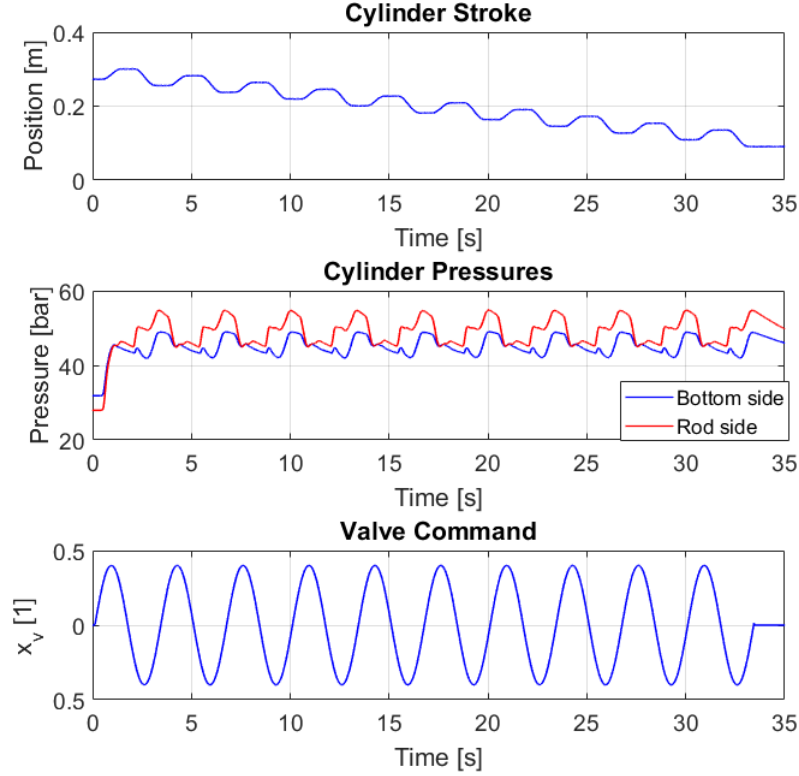


Figura 3.4: Test sinusoidale: posizione, pressioni e comando della valvola

Più nel dettaglio è possibile effettuare una stima corretta della zona morta andando a confrontare la caratteristica della portata rispetto al comando della valvola, il PWM, considerando una determinata differenza di pressione delle camere. L'assenza di sensori di flusso nella valvola o nel cilindro non consente di fare una misura diretta, dunque, trascurando momentaneamente la comprimibilità dell'olio è possibile stimare le portate volumetriche come segue:

$$\begin{aligned} Q_1 &= A_1 \dot{x}_p \\ Q_2 &= A_2 \dot{x}_p \end{aligned}$$

Andando a normalizzare i flussi volumetrici rispetto alla differenza delle pressioni $\Delta P = P_1 - P_2$ otteniamo quindi la caratteristica normalizzata $Q/\Delta P$, che rappresentata rispetto ai valori di apertura della valvola ci consente di ottenere i grafici di figura (3.6).

Sono state evidenziate le differenze tra la caratteristica della valvola in apertura, di colore rosso, e la caratteristica in chiusura, colore blu, e si è notata una leggera differenza tra le due curve. Questo fenomeno è un esempio di isteresi della valvola,

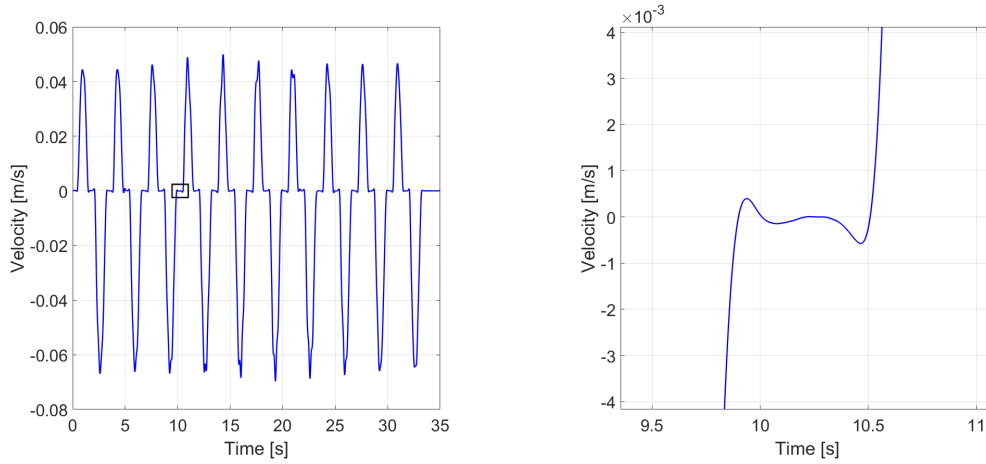


Figura 3.5: Test sinusoidale: velocità del pistone con dettaglio sulla deadzone

che essendo di piccola entità nel modello finale viene trascurato. Per $x_v > 0.3$ e $x_v < -0.35$, questo fenomeno di isteresi tende a scomparire e le caratteristiche si sovrappongono.

I valori della zona morta rilevati sono variabili a causa del fenomeno di isteresi appena descritto:

$$dz^- \in [-0.24, -0.17] \quad dz^+ \in [0.21, 0.28]$$

Sono stati considerati i valori medi dell'intervallo: $dz^- = 0.205$ e $dz^+ = 0.245$.

3.3 Perdite di trafileamento della valvola

Sin dai primi esperimenti e test sul banco di prova sperimentale è stato evidente che una volta assestato il testbench in una posizione si ha un rilassamento delle pressioni delle camere. Le pressioni cambieranno uniformemente fino al raggiungimento del loro valore stazionario che consente il mantenimento della posizione.

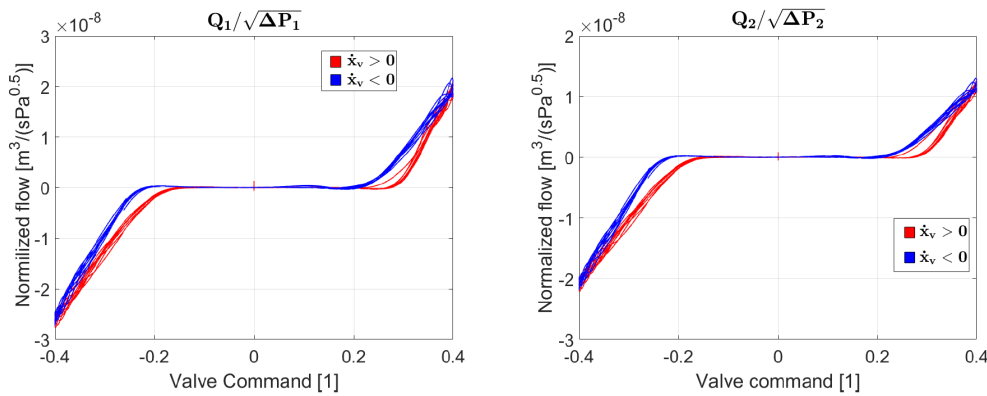


Figura 3.6: Caratteristica deadzone

Per poter procedere con l'identificazione è necessario effettuare dei test in cui dopo il raggiungimento di una posizione questa viene mantenuta per un tempo sufficiente per l'assestamento delle pressioni. A questo scopo è stato possibile utilizzare i test trapezoidali precedentemente eseguiti in quanto di durata sufficiente da permettere alle pressioni di raggiungere i valori stazionari.

Il trafilamento di fluido è descrivibile attraverso il modello presentato in (2.9), da cui possiamo estrarre le funzioni di trasferimento tra la valvola e le camere:

$$F_1(s) = \frac{P_1(s)}{P_p(s)} = \frac{\beta}{V_1} \cdot \frac{C_1}{s + \frac{\beta}{V_1}C_{12}} \quad F_2(s) = \frac{P_2(s)}{P_p(s)} = \frac{\beta}{V_2} \cdot \frac{C_3}{s + \frac{\beta}{V_2}C_{34}}$$

Nota la comprimibilità del fluido ed i valori dei volumi è possibile trovare la formula che rappresenta i coefficienti inseriti:

$$\begin{aligned} C_1 &= k_1 \tau_1 \frac{V_1}{\beta} & C_2 &= (1 - k_1) \tau_1 \frac{V_1}{\beta} \\ C_3 &= k_2 \tau_1 \frac{V_2}{\beta} & C_4 &= (1 - k_2) \tau_1 \frac{V_2}{\beta} \end{aligned}$$

Attraverso il comando Matlab *procest()* si effettua una stima delle curve delle pressioni e sono stati ricavati i valori per le funzioni di trasferimento, per l'esempio rappresentato in figura (3.7) si ottengono:

$$\begin{aligned} F_1(s) &= \frac{0.654}{6.878s + 1} \\ F_2(s) &= \frac{0.2595}{6.919s + 1} \end{aligned}$$

Da cui è stato possibile trovare i parametri:

$$\begin{aligned} C_1(s) &= 2.835 \cdot 10^{-15} & C_2(s) &= 1.4996 \cdot 10^{-15} \\ C_3(s) &= 7.4735 \cdot 10^{-15} & C_4(s) &= 2.1323 \cdot 10^{-14} \end{aligned}$$

In figura (3.7) è possibile confrontare la reale evoluzione delle pressioni con quella stimata attraverso questo processo.

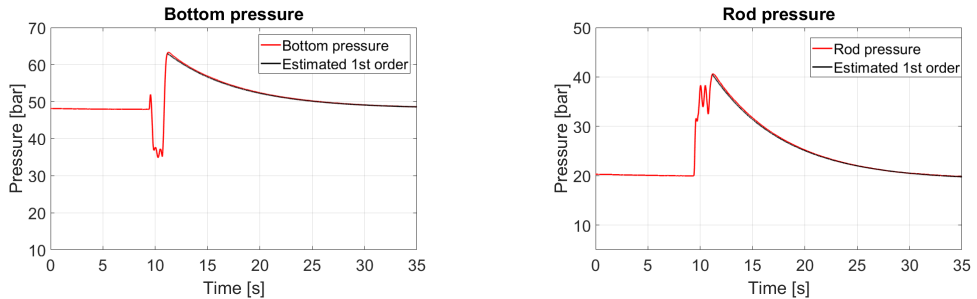


Figura 3.7: Transitorio pressioni e confronto con evoluzione del primo ordine

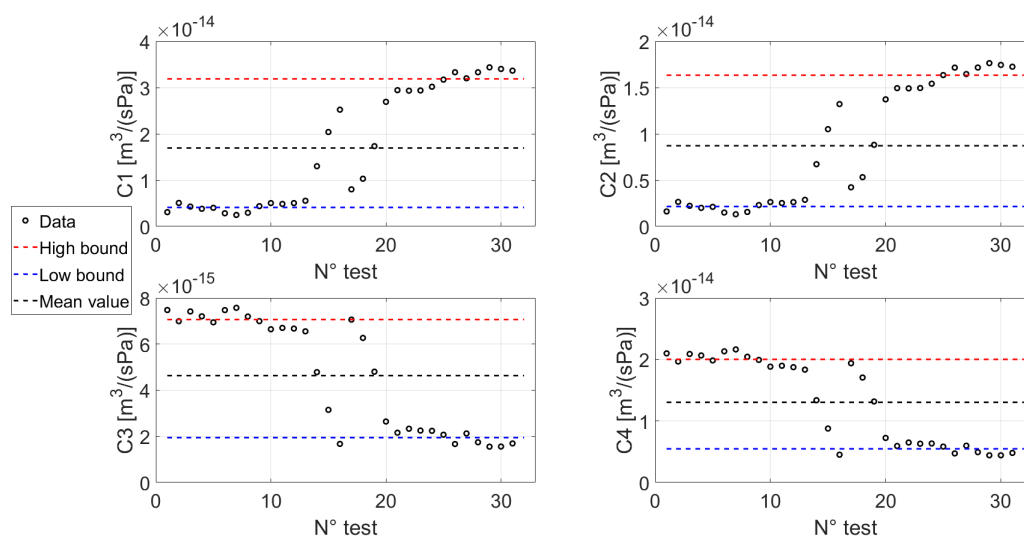


Figura 3.8: Coefficienti di trafileamento nei test trapezoidali

Ripetendo il procedimento per tutti i test trapezoidali precedentemente eseguiti, è stato possibile unire i dati provenienti da casi diversi e selezionare i valori finali per i coefficienti di trafileamento della valvola. Tutti i valori ottenuti dai test sono raffigurati in (3.8).

Come prevedibile i valori ottenuti dipendono fortemente dai fenomeni di deadzone e di isteresi precedentemente descritti, infatti si possono notare due diverse soglie in cui si assestano i risultati. Questo ci fa capire che l'assestamento delle pressioni a partire da aperture positive o negative della valvola influiscono nel trafileamento di fluido e che allo stesso modo la vicinanza alla deadzone modifica ulteriormente questo studio.

E' bene ricordare che l'obiettivo della tesi è la creazione di un modello fedele al sistema originale, ma pur sempre orientato al controllo. Le perdite a valvola chiusa possono quindi essere considerate come fenomeni marginali ed è quindi sufficiente usare dei valori medi per i coefficienti:

$$\begin{aligned} C_1(s) &= 1.694 \cdot 10^{-14} & C_2(s) &= 8.715 \cdot 10^{-15} \\ C_3(s) &= 4.632 \cdot 10^{-15} & C_4(s) &= 1.303 \cdot 10^{-14} \end{aligned}$$

3.4 Identificazione delle perdite meccaniche

Per procedere con l'identificazione degli effetti dissipativi del sistema è stato necessario l'utilizzo delle misure ottenute grazie alla cella di carico. E' bene ricordare che la cella di carico presente consente di eseguire solamente misure statiche, risulta quindi necessario la creazione di esperimenti in cui si raggiungono valori costanti delle velocità, $\dot{x}_p = \text{const}$. Il bilancio statico delle forze agenti sul sistema è:

$$f_{loss} = A_1 P_1 - A_2 P_2 - L_{cell} \quad (3.3)$$

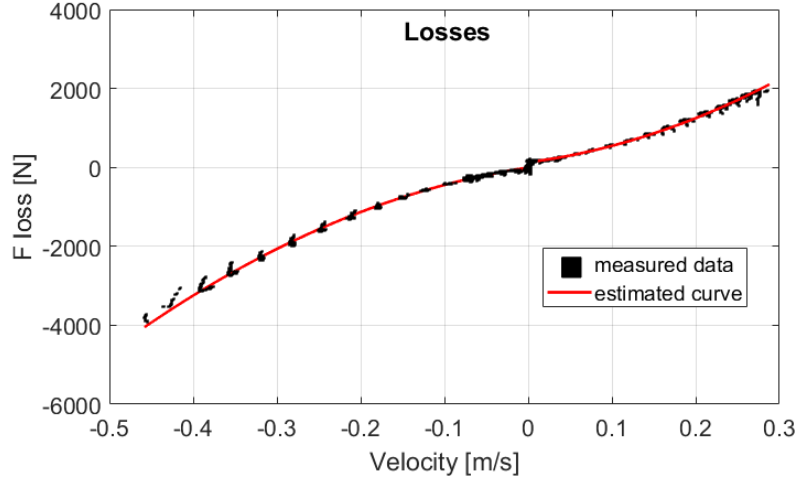


Figura 3.9: Perdite meccaniche del sistema

dove L_{cell} è la misura ottenuta dalla cella di carico, di conseguenza f_{loss} rappresenta la dispersione meccanica di forza, ovvero la differenza tra la forza esercitata dalle pressioni del fluido sul pistone e le perdite meccaniche.

Queste misure sono già disponibili attraverso i test a profilo trapezoidale e raffigurando i dati ottenuti in funzione delle velocità otteniamo le forze descritte in figura(3.9).

Si può notare la presenza di una discontinuità intorno ai valori nulli della velocità, questo è probabilmente dovuto ad un attrito statico Coulombiano causato dai contatti tra il pistone e le pareti del cilindro e il contatto dello stelo e l'apertura del cilindro.

Inoltre la componente di attrito viscoso cresce linearmente con la velocità, $f_{viscoso} = D\dot{x}_p$, possiamo quindi osservare che essendo la curva una parabola ci sono ulteriori componenti delle perdite. I valori ottenuti sono stati suddivisi in: attrito viscoso, dinamico e perdite di carico nel condotto. Questi fenomeni di attrito causano una diminuzione delle pressioni e sono probabilmente dovuti al moto del fluido nei condotti. Le cadute di pressione sono generalmente rappresentate come dei termini direttamente proporzionali al quadrato della portata e quindi al quadrato della velocità, trascurando la comprimibilità del fluido, otteniamo:

$$\Delta P_{loss} = \theta Q^2 = \theta A v^2$$

E' adesso possibile andare a modificare l'equazione meccanica (2.8) per includere i fenomeni qui riscontrati, ottenendo:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p &= \frac{1}{M} [A_1(P_1 - \Delta P_{1loss}) - A_2(P_2 - \Delta P_{2loss}) - f_r(\dot{x}_p) - D\dot{x}_p - Mg] = \\ &= \frac{1}{M} [A_1(P_1 - \theta_1 A_1 \dot{x}_p^2) - A_2(P_2 - \theta_2 A_2 \dot{x}_p^2) - f_r(\dot{x}_p) - D\dot{x}_p - Mg] \end{aligned}$$

dove f_r è la componente di attrito Colombiano:

$$f_r(\dot{x}_p) = \begin{cases} f_s, & \dot{x}_p = 0 \\ f_r, & \dot{x}_p \neq 0 \end{cases}$$

Raggruppando i termini della velocità:

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M}[A_1P_1 - A_2P_2 - f_r(\dot{x}_p) - D\dot{x}_p - (\theta_1A_1^2 - \theta_2A_2^2)\dot{x}_p^2 - Mg]$$

Infine definendo il paramatro $\zeta = \theta_1A_1^2 - \theta_2A_2^2$ otteniamo l'equazione finale

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M}[A_1P_1 - A_2P_2 - f_r(\dot{x}_p) - D\dot{x}_p - \zeta\dot{x}_p^2 - Mg] \quad (3.4)$$

Per l'identificazione dei tratti parabolici sono stati scelti dei polinomi di secondo grado. Attraverso il toolbox di identificazione *curvefit.m* di Matlab è possibile ottenere i parametri cercati:

$$\begin{array}{l} \dot{x}_v > 0 : \\ \dot{x}_v < 0 : \end{array} \left| \begin{array}{l} \zeta = 14285 \\ D = 2737 \\ f_d = 229 \\ \zeta = -12376 \\ D = 3152 \\ f_d \approx 0 \end{array} \right.$$

Attraverso questo procedimento abbiamo identificato tutti i termini delle perdite meccaniche per l'equazione (3.4)

3.5 Modello complessivo identificato

Il modello complessivo di tutte le funzioni descritte a tratti, tutte le perdite ed i coefficienti finora identificati è:

$$\begin{cases} \dot{x}_p = \frac{d}{dt}x_p \\ \ddot{x}_p = \frac{1}{M}[A_1P_1 - A_2P_2 - f_r(\dot{x}_p) - D\dot{x}_p - \zeta\dot{x}_p^2 - Mg] \\ \dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_1(x_p)}(Q_1 - A_1\dot{x}_p) \\ \dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_2(x_p)}(-Q_2 + A_2\dot{x}_p) \end{cases} \quad (3.5)$$

dove

$$Q_1 = \begin{cases} C_1(P_p - P_1) - C_2(P_1 - P_t) & \text{se } d_z^- < x_v < d_z^+ \\ k_1^+ \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_p - P_1)} & \text{se } x_v \geq d_z^+ \\ -k_1^- \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_t)} & \text{se } x_v \leq d_z^- \end{cases} \quad (3.6)$$

$$Q_2 = \begin{cases} C_3(P_p - P_2) - C_4(P_2 - P_t) & \text{se } d_z^- < x_v < d_z^+ \\ k_2^+ \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_p - P_2)} & \text{se } x_v \geq d_z^+ \\ -k_2^- \frac{\pi}{4} \frac{d^2 x_v^2}{\sqrt{1-x_v^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_2 - P_t)} & \text{se } x_v \leq d_z^- \end{cases} \quad (3.7)$$

Considerando i risultati ottenuti è possibile definire delle linee guida per i test necessari ad identificare un servomeccanismo idraulico:

Test Trapezoidali: questi test sono stati effettuati per ampiezze variabili del segnale di riferimento e variandone durata e forma consentono di:

- stimare i coefficienti correttivi dei flussi della valvola, nel nostro caso sono stati considerati indipendenti i casi di apertura positiva e negativa per entrambi i flussi
- stimare i coefficienti del trafilamento valvolare, dall'analisi dei transitori delle pressioni
- identificare le perdite meccaniche del pistone

Test Sinusoidali: utilizzando un riferimento sinusoidale è possibile avere una migliore comprensione degli effetti della deadzone e dell'isteresi.

E' bene ricordare che per l'identificazione dei parametri sono state necessarie un numero elevato di prove sperimentali, il numero di prove o il range delle ampiezze tra una prova e l'altra può variare sensibilmente la qualità del modello che ne consegue. Infine l'utilizzo di sensori di flusso e di velocità, mancanti nel banco di prova, e quindi l'utilizzo di misure dirette delle variabili di interesse migliorerebbe i processi di stima ed identificazione.

3.6 Validazione del sistema

Il modello composto dalle equazioni (3.5), (3.6) e (3.7) è stato simulato attraverso il programma open-source per la modellazione e la simulazione OMEdit. Sono stati utilizzati per il modello così costruito i parametri identificati precedentemente, mentre per tutti gli altri dimensionamenti sono stati usati i valori nominali. Per quanto riguarda la valvola è stata aggiunta la sua dinamica del secondo ordine seguendo i valori nominali forniti dal datasheet.

Come indice di performance per la valutazione della fedeltà del sistema simulato al sistema reale è stato usato l'errore quadratico medio normalizzato (*NMSE*), definito come:

$$NMSE = \frac{\sum (\hat{x}(i) - x(i))^2}{\sum (\hat{x}(i) - \bar{x})^2} \quad (3.8)$$

dove $x(i)$ e $\hat{x}(i)$ sono rispettivamente l' i -esimo campione reale della variabile misurata e l' i -esimo valore simulato della variabile, mentre l'operatore \bar{x} è definito come la media campionaria della variabile x : $\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x(i)$.

L'errore quadratico medio normalizzato *NMSE* è un indice adimensionale che serve per confrontare l'andamento di un segnale stimato rispetto alla rispettiva variabile reale. In caso di perfetta coincidenza, se tutti i campioni stimati \hat{x} sono

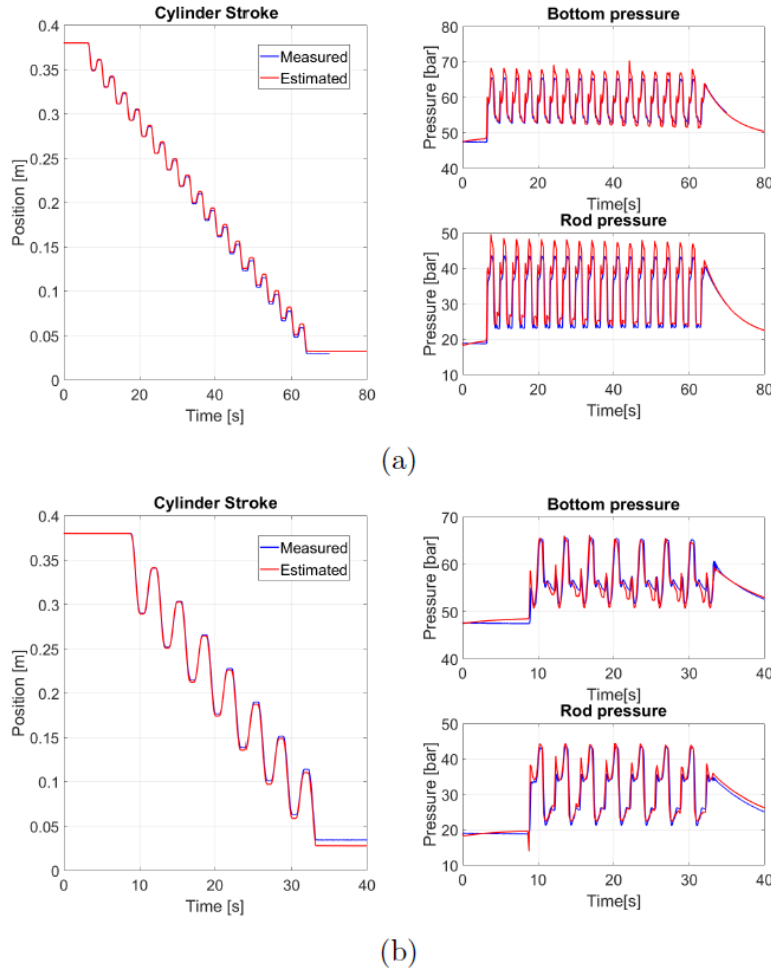


Figura 3.10: Validazione posizione e pressioni del sistema con riferimento sinusoidale di ampiezza 0.35(a) e 0.5(b)

uguali a quelli della variabile reale x , si avrà che $NMSE = 0$. Scelto un intervallo $D = \{i | t_0 \leq time(i) \leq \Delta T + t_0\}$, dove t_0 è l'istante iniziale da cui prendiamo i campioni e ΔT è l'ampiezza dell'intervallo considerato, è possibile applicare il criterio NMSE per le variabili di stato ottenendo:

$$NMSE|_{x_p} = \frac{\sum_{i \in D} (\hat{x}_p(i) - x_p(i))^2}{\sum (\hat{x}_p(i) - \bar{x}_p)^2}, NMSE|_{\dot{x}_p} = \frac{\sum_{i \in D} (\hat{\dot{x}}_p(i) - \dot{x}_p(i))^2}{\sum (\hat{\dot{x}}_p(i) - \bar{\dot{x}}_p)^2}$$

$$NMSE|_{P_1} = \frac{\sum_{i \in D} (\hat{P}_1(i) - P_1(i))^2}{\sum (\hat{P}_1(i) - \bar{P}_1)^2}, NMSE|_{\dot{P}_2} = \frac{\sum_{i \in D} (\hat{\dot{P}}_2(i) - \dot{P}_2(i))^2}{\sum (\hat{\dot{P}}_2(i) - \bar{\dot{P}}_2)^2}$$

Si considerino come segnali di controllo per la valvola due segnali sinusoidali entrambi con frequenza $f = 0.3Hz$, e di ampiezza 0.35 e 0.5, visibile in figura (3.10). Campionando per un intervallo di tempo pari a 5 periodi del comando di

apertura della valvola, $\Delta T \approx 16.66s$, otteniamo:

Test	$NMSE _{x_p}$	$NMSE _{\dot{x}_p}$	$NMSE _{P_1}$	$NMSE _{P_2}$
Sin. 0.35	0.0011	0.0104	0.1407	0.1788
Sin. 0.5	0.0005817	0.0016	0.144	0.1093

Tabella 3.1: Valori NMSE delle prove di validazione sinusoidali di ampiezza 0.35 e 0.5

Come si può intuire dai valori $NMSE$, il sistema simulato risponde con ottimi risultati per quanto riguarda la posizione x_p e la velocità \dot{x}_p . Anche i valori di P_1 e P_2 riproducono correttamente gli andamenti delle pressioni reali nonostante presentino un valore $NMSE$ leggermente più alto.

3.6.1 Limiti del modello

Di seguito saranno presentati i principali limiti del modello, dovuti alle approssimazioni effettuate nella fase di derivazione delle equazioni.

Isteresi : questa non linearità, insieme alla deadzone, porta alla generazione di un errore generalmente imprevedibile, ma che risulta solitamente limitato in un piccolo range di aperture della valvola.

Pressione pompa : questo dispositivo è stato modellizzato come un generatore costante di pressione. Con questa semplificazione non si prende in considerazione la variazione di pressione sulla linea di mandata della pompa nei momenti in cui si varia l'apertura della valvola. L'entità di questo errore è comunque moderato dal momento che la pompa, essendo controllata, consente alla pressione di tornare velocemente al valore di riferimento dopo il picco di richiesta.

Range operativo di identificazione : come è possibile osservare dalla figura (3.11), il modello simulato non rispecchia efficacemente il sistema reale per ogni ampiezza della valvola. La figura in questione rappresenta due test in anello aperto del sistema reale e di quello simulato con controllo della valvola sinusoidale. Il segnale di riferimento ha la stessa frequenza dei test precedenti, $f = 0.3Hz$, ma con ampiezza di 0.22 e 0.27.

Il test di ampiezza 0.22 risulta quindi essere al di fuori degli intervalli di identificazione, $[-0.8, -0.25]$ e $[0.25, 0.8]$, e presenta una grande discrepanza sia tra i valori delle posizione, che nei valori delle pressioni.

Il test con ampiezza sinusoidale 0.27 ha dei risultati sicuramente migliori ma si ha comunque un piccolo errore in posizione che ripetuto porta ad una differenza importante tra la posizione reale e quella simulata.

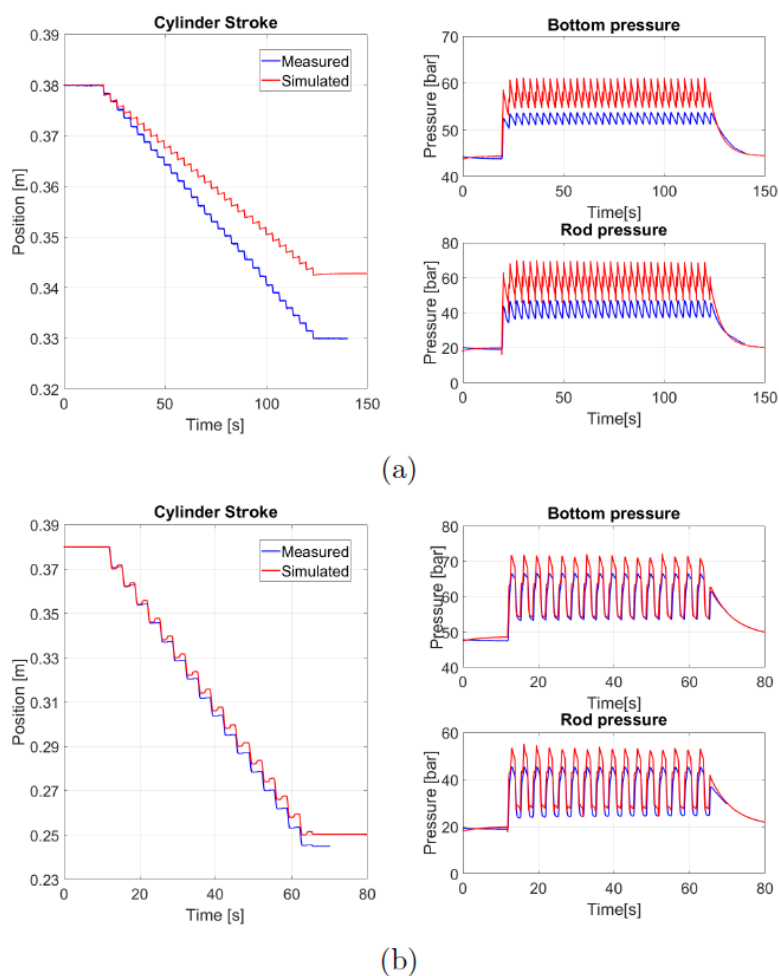


Figura 3.11: Validazione posizione e pressioni del sistema con riferimento sinusoidale di ampiezza 0.22(a) e 0.27(b)

L'indice di performance $NMSE$ scelto per descrivere la bontà del simulatore viene calcolato anche per questi test e sono osservabili in tabella (3.2).

Dai valori ottenuti è possibile notare una notevole discrepanza tra gli indici nei due casi. Molto alti per l'esperimento di ampiezza 0.22 e accettabili per quello di ampiezza 0.27, comunque peggiori rispetto a quelli ottenuti per ampiezze più grandi.

Per favorire il confronto degli indici $NMSE$ nei quattro esperimenti ad ampiezza crescente, i loro valori sono raffigurati nell'istogramma di figura (3.12), in cui possiamo notare fin da subito che allontanandoci dai valori limite dell'intervallo di identificazione l'errore diminuisce notevolmente.

Condizioni a contorno : I test presentati ed i parametri identificati sono stati ottenuti per una massa costante $M = 282Kg$. Questi sono stati eseguiti anche per masse pari a $M = 182Kg$ e $M = 382Kg$, sia in trazione che compressione, la ripetizione dei test per valori di massa variabile hanno portato ad un cambiamen-

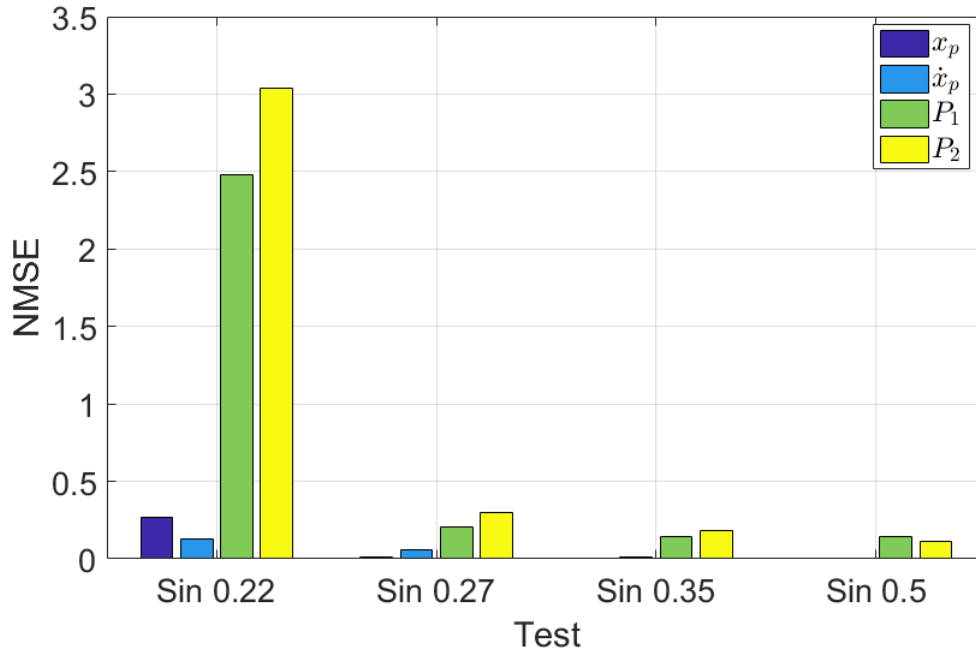


Figura 3.12: $NMSE$ del modello rispetto al sistema reale per diversi segnali

Test	$NMSE _{x_p}$	$NMSE _{\dot{x}_p}$	$NMSE _{P_1}$	$NMSE _{P_2}$
Sin. 0.22	0.2708	0.1301	2.4786	3.0366
Sin. 0.27	0.0092	0.0559	0.2052	0.2973

Tabella 3.2: Valori $NMSE$ delle prove di validazione sinusoidali di ampiezza 0.22 e 0.27

to sensibile dei parametri ottenuti, specialmente dei parametri della caratteristica della valvola. Nel grafico in figura (3.13) è presente il confronto tra i parametri con masse $M = 282Kg$ e $M = 382$, dove è possibile individuare la dipendenza della caratteristica dalla massa del carico.

Tra le cause possibili di questa differenza ci possono essere le perdite di fluido a valvola aperta, ed in piccola parte il trafileamento di fluido tra le camere attraverso il pistone.

Dal momento che lo studio di questo fenomeno necessita di un numero di test considerevole, ci si è quindi limitati ad effettuare l'identificazione separata nei casi disponibili e alla creazione di modelli separati.

Studi più approfonditi sulla dipendenza della caratteristica della valvola con la massa del carico è rimandata a studi futuri.

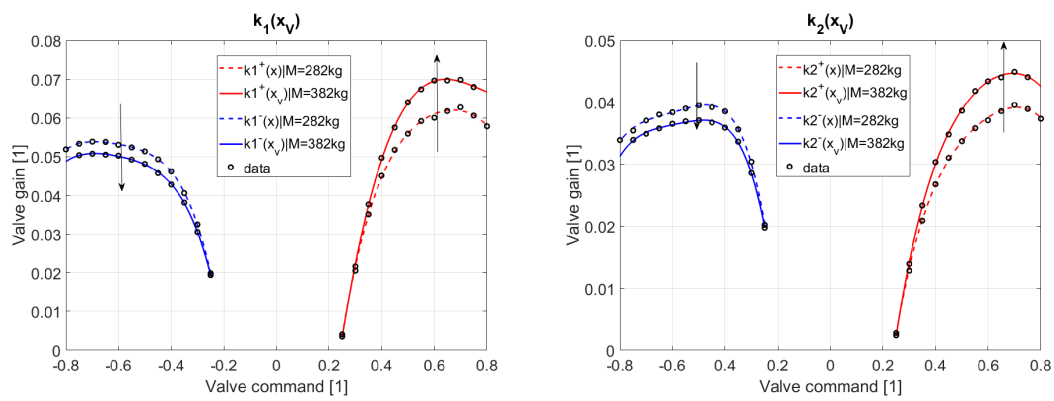


Figura 3.13: Confronto caratteristica della valvola al variare della massa

Capitolo 4

Controllo lineare e compensazione adattativa della deadzone

In questo capitolo viene studiato il modello del testbench con lo scopo di realizzare un controllo di posizione. Basandoci sulla teoria classica dei sistemi lineari il sistema viene linearizzato nell'intorno di un punto di equilibrio e successivamente viene sintetizzato un controllore PID. Infine viene presentato un algoritmo di compensazione adattativa della deadzone.

4.1 Linearizzazione

4.1.1 Punti di equilibrio

Il modello considerato è quello descritto dalle equazioni (2.9). Non avendo punti di equilibrio, la scelta di un punto di lavoro intorno al quale linearizzare il sistema non è banale.

E' necessario suddividere lo studio a seconda della posizione della spola della valvola.

In particolare a valvola chiusa le pressioni, dopo un transitorio, tendono a valori costanti. Simultaneamente il carico è caratterizzato da una piccola deriva della posizione.

A valvola aperta, invece, pressioni e velocità tendono a valori costanti.

In generale possiamo affermare che, per il sistema (2.9), avente come variabili di stato $\mathbf{x} = [x_p, \dot{x}_p, P_1, P_2]^t$ e indicando con $u = x_v$ la variabile di controllo, *non esiste una coppia di valori $(\mathbf{x}_{eq}, u_{eq})$, dove $\mathbf{x}_{eq} \in \mathbf{x}$ e $u_{eq} \in u$ tali per cui la velocità $\dot{x} = 0$.*

Supponiamo quindi per assurdo che esista un punto di equilibrio:

$$\exists \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_{eq}, \quad u(0) = u_{eq} : \Rightarrow \dot{x} = 0$$

Nell'equilibrio il sistema di equazioni (3.5), diventerebbe:

$$\begin{aligned}\dot{x}_{peq} &= 0 \\ 0 &= A_1 P_{1eq} - A_2 P_{2eq} - f_r(0) - Mg \\ 0 &= Q_1 \\ 0 &= Q_2\end{aligned}$$

andando a considerare all'equilibrio anche le equazioni dei flussi (3.6) e (3.7), se $u_{eq} \geq dz^+$:

$$\begin{cases} 0 = A_1 P_{1eq} - A_2 P_{2eq} - f_r(0) - Mg \\ Q_1 = k_1^+(u_{eq}) f(u_{eq}) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p - P_{1eq}} \\ Q_2 = k_2^+(u_{eq}) f(u_{eq}) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{2eq} - P_t} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} A_1 P_{1eq} - A_2 P_{2eq} - f_s - Mg = 0 \\ P_{1eq} = P_p \\ P_{2eq} = P_t \end{cases}$$

se $u_{eq} \leq dz^-$:

$$\begin{cases} A_1 P_{1eq} - A_2 P_{2eq} - f_s - Mg = 0 \\ P_{1eq} = P_p \\ P_{2eq} = P_t \end{cases}$$

se $dz^- < u_{eq} < dz^+$:

$$\begin{cases} A_1 P_{1eq} - A_2 P_{2eq} - f_s - Mg = 0 \\ C_1(P_p - P_{1eq}) - C_2(P_{1eq} - P_t) = 0 \\ C_3(P_p - P_{2eq}) - C_4(P_{2eq} - P_t) = 0 \end{cases}$$

In tutti i casi otteniamo un sistema sovradimensionato composto da tre equazioni in due incognite (P_{1eq}, P_{2eq}). In generale, fissata una certa pressione della pompa P_p , non esiste una soluzione al problema.

Pilotando il sistema con un segnale di controllo costante, velocità e pressioni tenderanno a loro volta a dei valori costanti. In questa condizione è possibile considerare un sistema di ordine ridotto le cui variabili di stato sono $\mathbf{x}_r = [\dot{x}_p, P_1, P_2]^t$. Nel nuovo sistema così definito si avrebbero infiniti punti di equilibrio, ognuno di essi caratterizzato da una determinata apertura della valvola.

Ipotizzando di avere un volume delle camere all'incirca costante, $V_1 = const$ e $V_2 = const$, le equazioni (2.9) del modello sono descritte unicamente dal sistema ridotto \mathbf{x}_r .

$$\dot{\mathbf{x}}_r = \mathbf{f}(\mathbf{x}_r, u) \quad (4.1)$$

dove la nuova variabile di controllo u corrisponde al comando di apertura della valvola ($u = x_v$).

Effettuando questa approssimazione otteniamo quindi un sistema ridotto avente infiniti punti di equilibrio. Linearizzando intorno ad uno dei punti di equilibrio \bar{x}_p ,

e considerando un comando della valvola che consenta la sua apertura, $u < dz^-$ oppure $u > dz^+$, otteniamo:

$$\begin{aligned}x_v &= \bar{x}_v = u_{eq} \\V_1 &= \frac{A_1}{2} \text{Stroke} = \text{const} \\V_2 &= \frac{A_2}{2} \text{Stroke} = \text{const}\end{aligned}$$

$$\delta \dot{\mathbf{x}}_r = \left(\frac{df}{dx} \right)_{eq} (x_r - x_{eq}) + \left(\frac{df}{du} \right)_{eq} (u - u_{eq})$$

Dunque:

$$\begin{pmatrix} \delta \ddot{x}_p \\ \delta \dot{P}_1 \\ \delta \dot{P}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(D + 2\zeta \dot{x}_{peq})/M & A_1/M & -A_2/M \\ -\beta A_1/V_1 & \beta \lambda_1/V_1 & 0 \\ \beta A_2/V_2 & 0 & -\beta \lambda_2/V_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{x}_p \\ \delta P_1 \\ \delta P_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \beta \lambda_3/V_1 \\ -\beta \lambda_4/V_2 \end{pmatrix} \delta x_v$$

Dove $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ sono i coefficienti di linearizzazione della valvola:

$$\begin{aligned}\delta q_1 &= \lambda_1 \delta P_1 + \lambda_2 \delta x_v \\ \delta q_2 &= \lambda_3 \delta P_2 + \lambda_4 \delta x_v\end{aligned}$$

Dalle equazioni di stato linearizzate si ricava la funzione di trasferimento che descrive la velocità del pistone in funzione del comando della valvola:

$$F(s) = \frac{\delta \dot{x}_p(s)}{\delta x_v(s)} = k_f \frac{\tau_1 s + 1}{(\tau_2 s + 1)(s^2/\omega^2 + 2Ds/\omega + 1)} \quad (4.2)$$

La funzione di trasferimento così ottenuta presenta uno zero e tre poli.

La funzione di trasferimento tra segnale PWM e posizione del pistone è ottenuta tramite integrazione:

$$G(s) = \frac{\delta x_p(s)}{\delta x_v(s)} = \frac{F(s)}{s}$$

4.1.2 Sensitività ai punti di linearizzazione

Per risolvere il problema della scelta del punto di linearizzazione, viene analizzata la funzione di trasferimento $F(s)$ (4.2) per vari punti di equilibrio e si osserva la variazione della posizione dei poli e degli zeri del sistema, sul piano complesso.

In figura (4.1) viene rappresentata la variazione di posizione dei poli e gli zeri della funzione $F(s)$ (4.2) nel piano complesso. Considerando costante la posizione del pistone $\bar{x}_p = \frac{\text{Stroke}}{2}$, si va a variare il segnale PWM nel seguente insieme di valori: $0.3 \leq \bar{x}_v \leq 0.8$. Per segnali di controllo della valvola negativi si ottengono risultati analoghi.

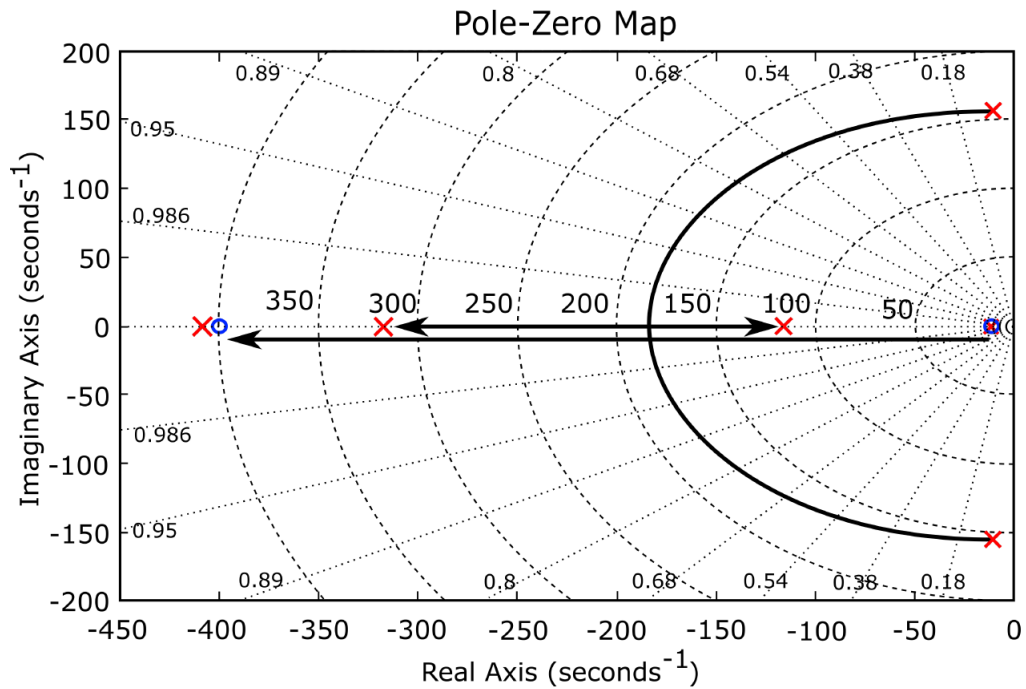


Figura 4.1: Mappa poli-zero al variare del segnale di controllo \bar{x}_v

E' possibile distinguere due diverse regioni al variare del controllo della valvola \bar{x}_v . Per valori del PWM inferiori alla soglia $\bar{x}_v < 0.76$ si ha che i poli della funzione di trasferimento sono complessi coniugati e la loro frequenza varia solo leggermente. Aumentando il valore di \bar{x}_v i poli si allontanano dall'asse immaginario e si avvicinano all'asse reale. Per alti valori del comando, $\bar{x}_v > 0.76$, i due poli diventano reali e continuando ad aumentare il PWM il polo dominante si avvicina nuovamente all'asse immaginario. La coppia polo-zero è reale e si allontana dall'asse immaginario all'aumentare del comando della valvola \bar{x}_v .

In figura (4.2) è rappresentato il diagramma di Bode $G(s)$ al variare del comando della valvola \bar{x}_v . Come prevedibile dai risultati osservati precedentemente si ha che con l'aumentare del comando \bar{x}_v si ottiene una conseguente riduzione del picco di risonanza, dovuta ai poli che da complessi coniugati diventano reali.

In modo analogo a quello appena descritto si vuole studiare la variazione della mappa Poli-Zeri al variare della posizione del pistone \bar{x}_p , mantenendo costante il comando della valvola $\bar{x}_v = 0.4$. Il range di valori per la posizione del pistone considerati è $\frac{Stroke}{2} \leq \bar{x}_p < Stroke$, risultati simili sono ottenibili per posizioni duali $0 < \bar{x}_p \leq \frac{Stroke}{2}$.

Dalla figura (4.3) vediamo come la posizione del pistone ha poca influenza sulla coppia reale polo-zero. Al contrario i due poli complessi coniugati, all'aumentare della posizione, si allontanano dall'asse immaginario, aumentano significativamente lo smorzamento e la frequenza di risonanza.

Dal diagramma di Bode $G(s)$ (4.4) è invece evidente come la variazione della

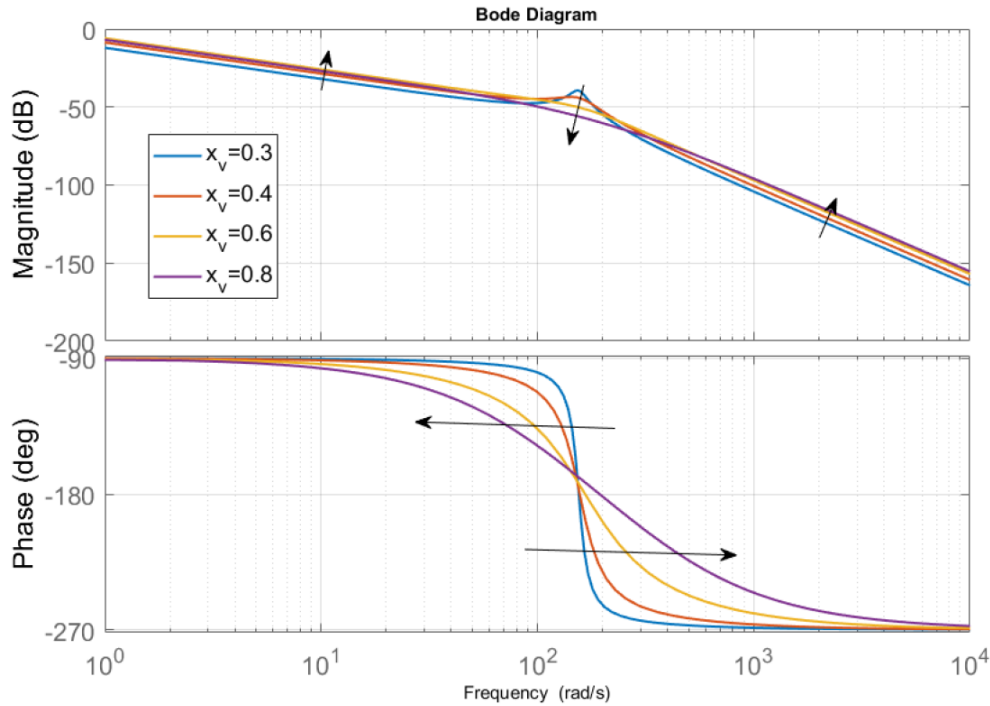


Figura 4.2: Diagrammi di Bode al variare del segnale di controllo x_v

posizione del pistone non influenzi l'ampiezza alla frequenza di risonanza. Risulta invece osservabile l'aumento dello smorzamento causato da un leggero spostamento del polo, il sistema rimane comunque sottosmorzato.

4.1.3 Sistema Linearizzato

Per scelta di un punto di linearizzazione, relativamente alla posizione del pistone e al controllo della valvola, è stata fatta una scelta conservativa privilegiando una risposta poco smorzata e una bassa frequenza di risonanza. Si è quindi optato per un valore medio della posizione del pistone e piccole aperture della valvola. In particolare sono stati scelti i valori:

$$\bar{x}_v = 0.4, \quad \bar{x}_p = \frac{Stroke}{2}$$

Da cui si ottengono valori costanti per i volumi:

$$V_1 = \frac{A_1}{2} Stroke, \quad V_2 = \frac{A_2}{2} Stroke$$

Il sistema linearizzato è dato dalle seguenti equazioni:

$$\begin{pmatrix} \delta \ddot{x}_p \\ \delta \dot{P}_1 \\ \delta \dot{P}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -14.13 & 2.85 \cdot 10^{-6} & -1.95 \cdot 10^{-6} \\ -5 \cdot 10^9 & -51.3 & 0 \\ 5 \cdot 10^9 & 0 & -39.27 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{x}_p \\ \delta P_1 \\ \delta P_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1.9059 \cdot 10^9 \\ -1.9004 \cdot 10^9 \end{pmatrix} \delta x_v$$

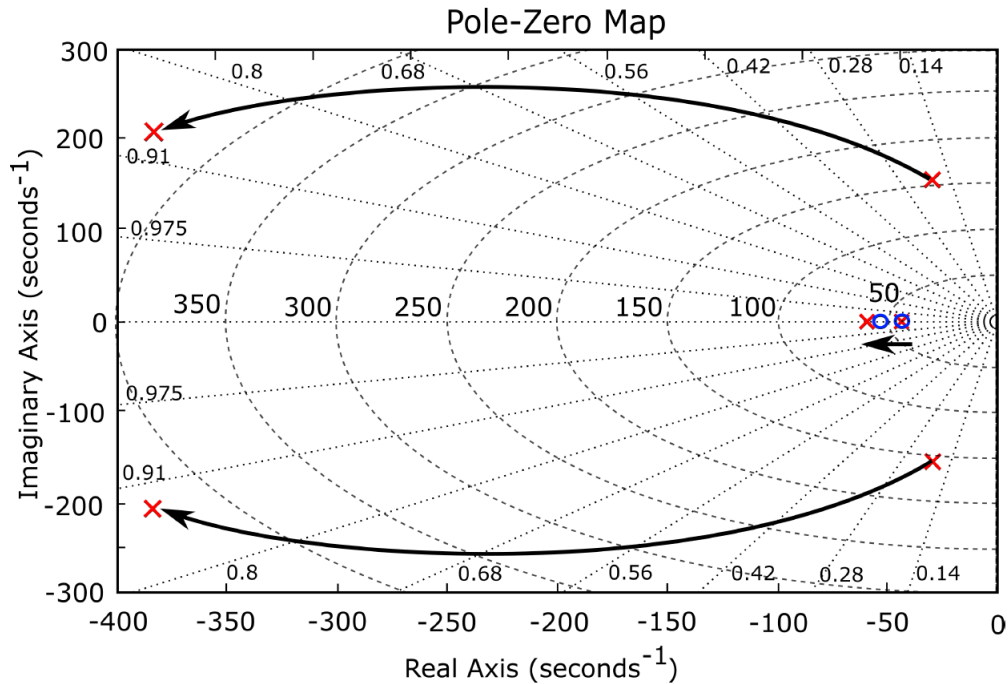


Figura 4.3: Mappa poli-zeri al variare della posizione del pistone x_p

La funzione di trasferimento tra il comando della valvola e la posizione del pistone è:

$$G(s) = \frac{F(s)}{s} = \frac{k_f}{s} \frac{\tau_1 s + 1}{(\tau_2 s + 1)(s^2/\omega^2 + 2Ds/\omega + 1)} = \quad (4.3)$$

$$= \frac{1}{s} \cdot \frac{9134s + 4.032 \cdot 10^5}{s^3 + 1047s^2 + 2.728 \cdot 10^4 + 1.088 \cdot 10^6} \quad (4.4)$$

Essa è una funzione del quarto ordine con grado relativo tre. Il polo nell'origine è dovuto all'integrazione per ottenere la posizione del pistone a partire dalla funzione di trasferimento tra PWM e velocità del pistone (4.2). Il sistema presenta due poli complessi coniugati a 157 rad/s , in coincidenza con la risonanza idraulica del sistema. Lo zero si trova a 44.14 rad/s mentre il polo è posizionato a 44.2 rad/s .

4.2 Controllo Lineare

Vengono adesso presentati vari schemi per il controllo lineare di posizione. Partendo da un controllo puramente proporzionale si descrivono i passi per la taratura di un controllo in cascata, velocità e posizione, con azione feedforward e anti-windup. Viene infine presentata una compensazione statica della deadzone.

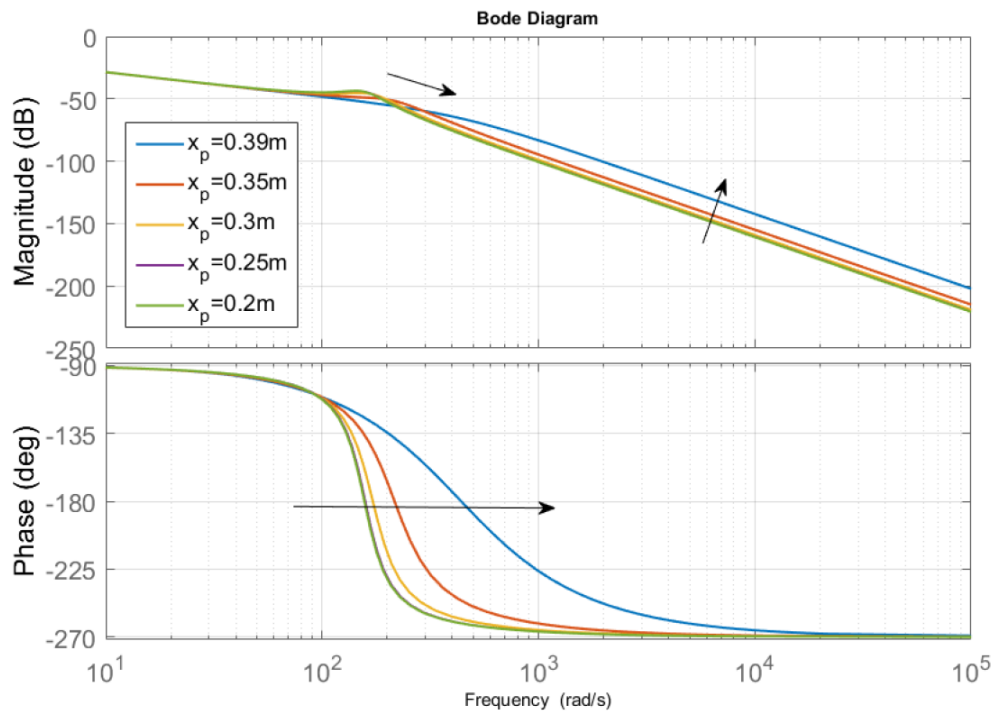


Figura 4.4: Diagrammi di Bode al variare della posizione del pistone x_p

4.2.1 Controllo proporzionale

Per un controllo di posizione di tipo proporzionale, schema in figura (4.5), è semplicemente necessario trovare un valore per il guadagno k_p . Attraverso il luogo delle radici è possibile vedere che per un certo insieme di valori del parametro il sistema è stabile. Per valori troppo alti del parametro il sistema diviene instabile, risulta quindi sufficiente scegliere un valore che conservi la stabilità del sistema mantenendo prestazioni ragionevoli.

Un controllo puramente proporzionale risulta comunque sconsigliato in quanto poco robusto rispetto a incertezze parametriche e disturbi esterni.

4.2.2 Controllo in cascata

Per un miglior controllo della posizione del sistema è stato scelto un controllo in cascata con un anello chiuso sulla posizione e uno chiuso sulla velocità (figura (4.7)).

Per prima cosa è necessario dimensionare l'anello di velocità. Risulta adesso possibile considerare il sistema ridotto dove si hanno come riferimento e come variabile di uscita del sistema le velocità del pistone. Lo schema che si ottiene è visibile in figura (4.8) caratterizzato dalla seguente funzione di trasferimento

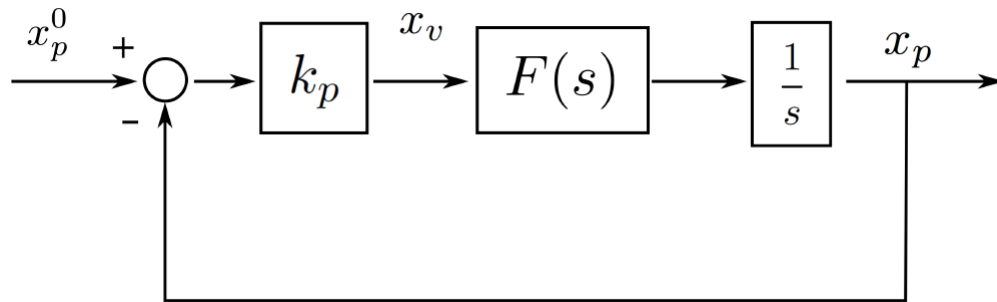


Figura 4.5: Schema del controllo proporzionale

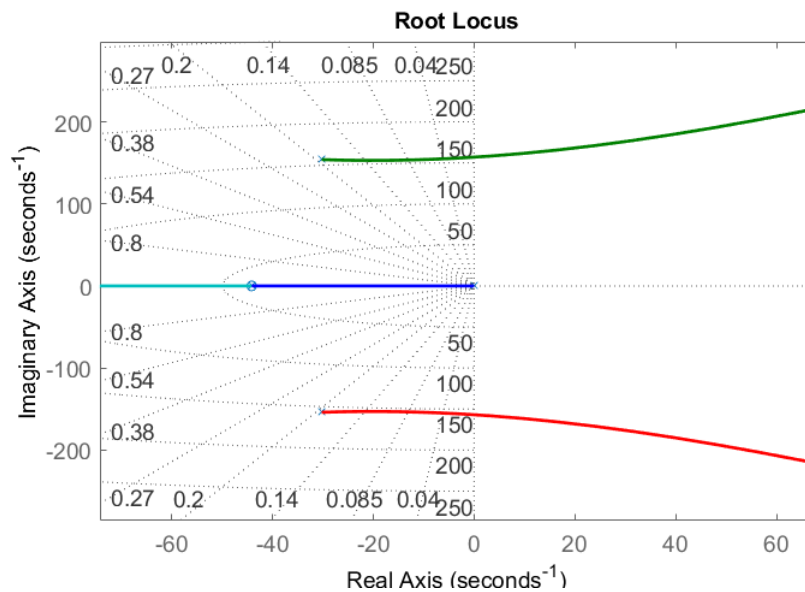


Figura 4.6: Luogo delle radici

d'anello:

$$L(s) = \frac{k_i}{s} F(s) = \frac{k_i}{s} \frac{k_f(\tau_1 s + 1)}{(\tau_2 s + 1)(s^2/\omega^2 + 2Ds/\omega + 1)} \quad (4.5)$$

La scelta della frequenza di taglio ω_{cv} viene fatta per garantire una buona distanza dalla frequenza di risonanza e un margine di fase di $\phi \approx 90^\circ$. Considerando il diagramma di Bode di $L(s)$ di figura (4.9) viene scelta una frequenza di taglio $\omega_{cv} = 20 \text{ rad/s}$ dalla quale viene ricavato il guadagno k_i . Per ottenere il valore del guadagno si deve considerare la funzione di trasferimento ad anello aperto (4.5) che alle basse frequenze si comporta come un integratore puro: $L_{eq}(s) = \frac{k_{tot}}{s}$ dove $k_{tot} = \frac{k_i k_f}{s}$. In questo modo è possibile ricavare il valore relativo alla frequenza di taglio scelta $k_i = 53.968$.

E' necessario tenere in considerazione l'assenza di un sensore di velocità e del rispettivo segnale. Come precedentemente descritto risulta necessario andare a

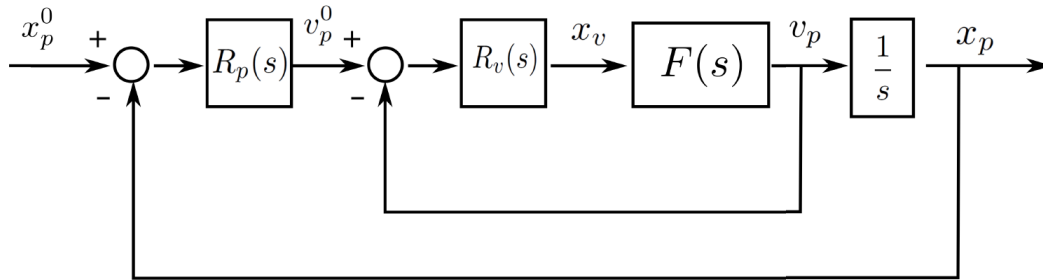


Figura 4.7: Controllo in cascata

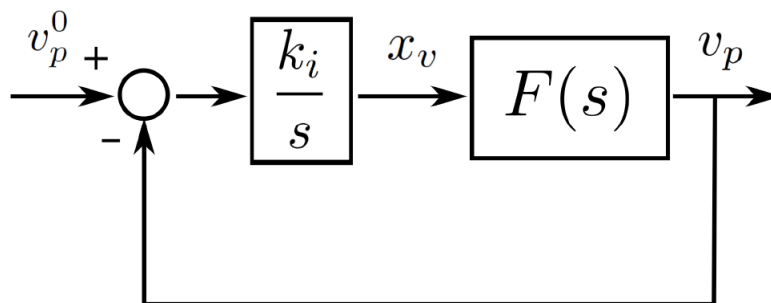


Figura 4.8: Controllo dell'anello di velocità

filtrare e differenziare la posizione attraverso un filtro con banda 50rad/s :

$$\frac{v_p}{x_p} = \frac{s}{Ts + 1}$$

L'utilizzo di questo filtro modifica il sistema, quindi si è ritenuto necessario il passaggio ad un controllo di tipo proporzionale ed integrale con assetto anti-windup. I parametri ottenuti sono:

$$T = 0.02s$$

$$k_i = 53.968$$

$$k_v = k_i T = 1.079$$

Lo schema del controllore così ottenuto è osservabile in figura (4.10)

Per la realizzazione del controllo dell'anello di posizione si è scelto un controllo di tipo proporzionale. Attraverso il parametro k_p è possibile variare la frequenza di taglio dell'anello di posizione, in particolare è stata scelta una frequenza dell'anello esterno una decade più piccola rispetto all'anello di velocità. In questo modo è possibile semplificare il sistema interno come un semplice guadagno unitario. Il sistema ottenuto risulta quindi ridotto ad un semplice integratore controllato da un guadagno proporzionale, come osservabile in figura (4.11). La pulsazione di taglio obiettivo è $\omega_{cp} = 2\text{rad/s}$ ed è ottenibile tarando il guadagno proporzionale:

$$k_p = 2$$

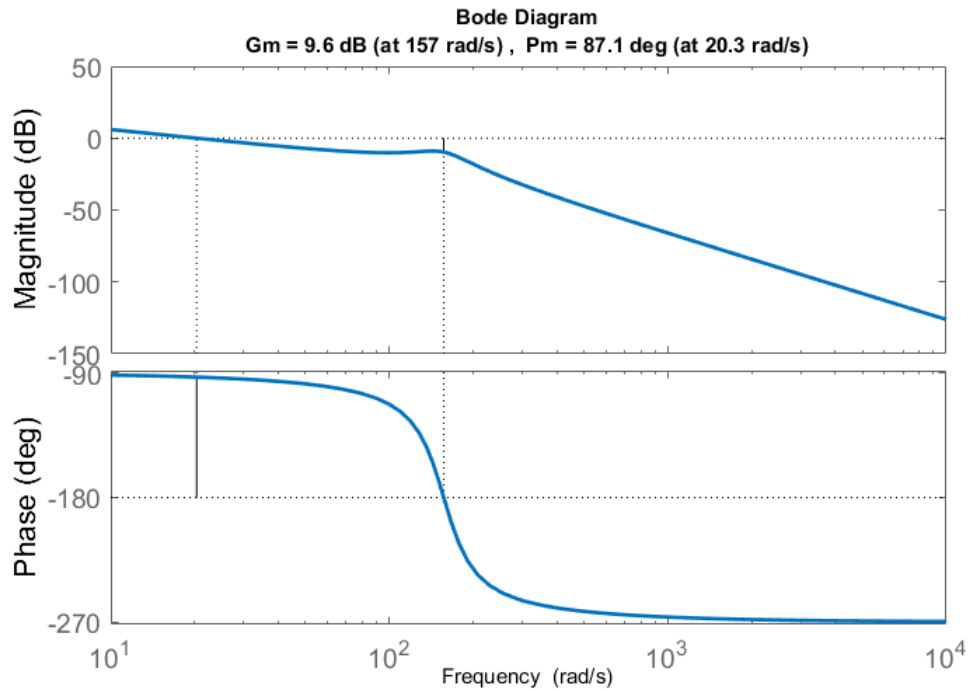


Figura 4.9: Diagramma di Bode dell'anello di velocità

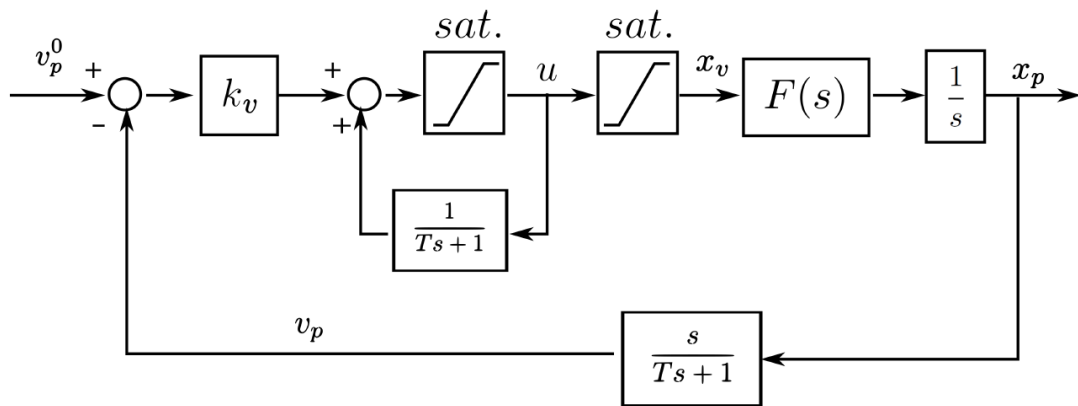


Figura 4.10: Controllo anello di velocità con antiwindup

4.2.3 Azione feedforward e compensazione statica della deadzone

Partendo dallo schema in cascata precedentemente descritto è possibile migliorare le prestazioni del controllo, senza andare a modificarlo, semplicemente aggiungendo due componenti, un'azione feedforward e una compensazione della deadzone. Attraverso l'azione feedforward del segnale di riferimento, figura (4.12) è possibile migliorare la risposta alle variazioni dei segnali di riferimento tempo-varianti, lasciando inalterate le prestazioni statiche.

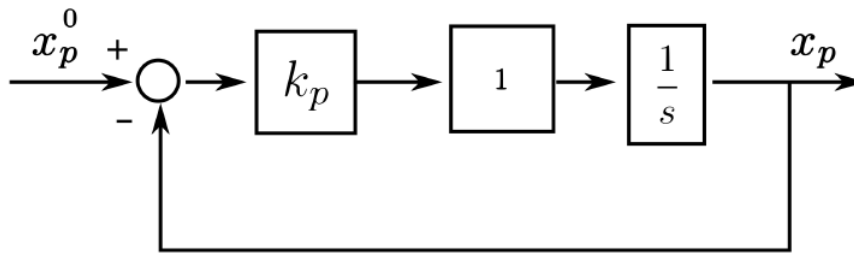


Figura 4.11: Controllo proporzionale dell'anello di posizione

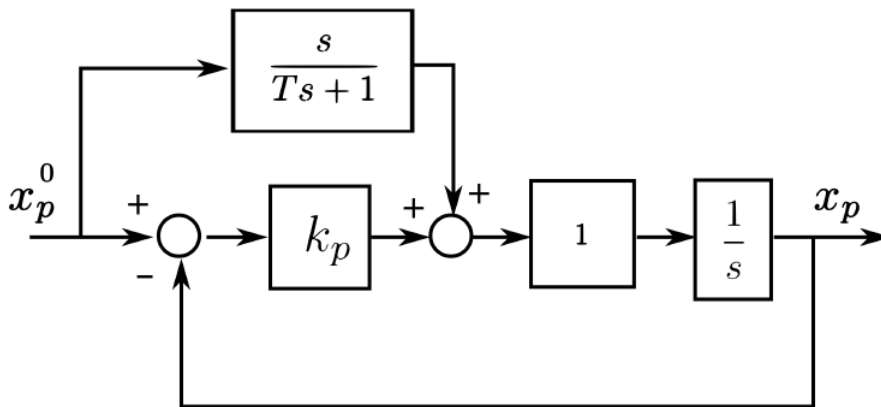


Figura 4.12: Controllo con feedforward dell'anello di posizione

La compensazione della deadzone è costituita da un termine additivo sul controllo della valvola con lo scopo di ottenere un segnale di controllo sempre maggiore o uguale alle soglie di apertura della valvola:

$$x_v = \begin{cases} u + dx^+ & u \geq 0 \\ u + dz^- & u < 0 \end{cases}$$

L'utilizzo di questo controllo permette di andare ad evitare che un segnale di controllo troppo piccolo non porti all'apertura effettiva della valvola. Per contro non vengono presi in considerazione valori del segnale PWM per cui la valvola rimane effettivamente chiusa, questo può causare fenomeni oscillatori introdotti dalla discontinuità del controllo tra la fase positiva e quella negativa.

Un'alternativa è l'approssimazione della compensazione della deadzone con una funzione continua, a questo scopo è stata scelta una sigmoide caratterizzata dall'equazione:

$$\sigma(u) = d_z^- + \frac{d_z^+ - d_z^-}{1 + e^{-\epsilon u}}$$

Il segnale di controllo diventa quindi:

$$x_v = u + \sigma(u)$$

La scelta del parametro ϵ è importante per la pendenza della funzione sigmoide e può portare al peggioramento delle prestazioni del controllo. La taratura del parametro deve essere effettuata sul sistema reale e comporta numerose prove sperimentali.

4.2.4 Schema di controllo

Lo schema di controllo completo comprendente il controllo in cascata di posizione e velocità con anti-windup, il controllo feedforward del riferimento, il controllo della deadzone è rappresentato in figura (4.13). E' stato implementato utilizzando

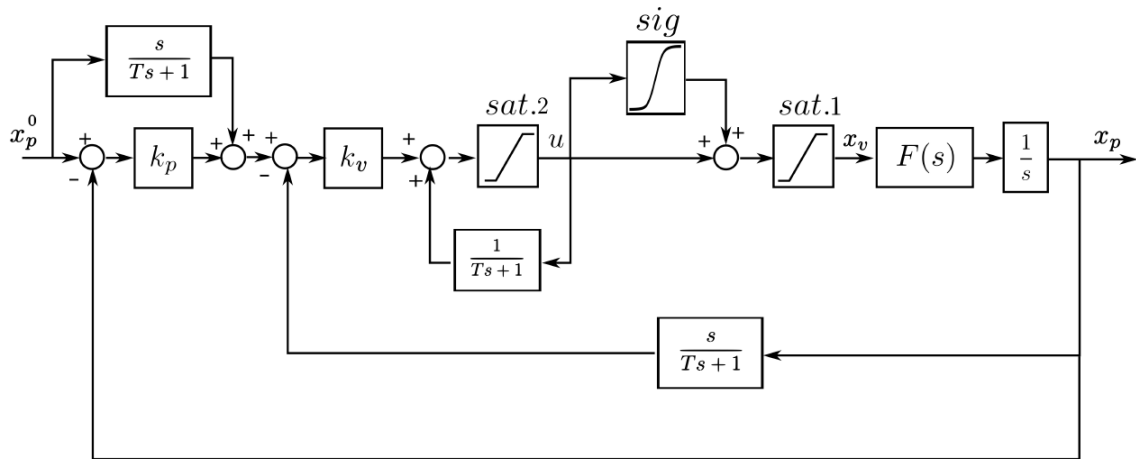


Figura 4.13: Controllo P-PI con antiwindup e compensazione deadzone

i seguenti parametri:

$$k_p = 2$$

$$T = 0.02$$

$$k_v = 1.079$$

$$\sigma = -0.205 + \frac{0.45}{1 + e^{\epsilon u}}$$

$$sat.1 = \begin{cases} -1 & x_v < -1 \\ u & -1 < x_v < 1 \\ 1 & x_v > 1 \end{cases}$$

$$sat.1 = \begin{cases} -0.795 & x_v < -0.795 \\ u & -0.795 < x_v < 0.755 \\ 0.755 & x_v > 0.755 \end{cases}$$

4.3 Simulazioni

In questa sezione vengono presentati i risultati delle simulazioni dei controllori in cascata. In particolare verranno confrontati i controllori con e senza azioni feedforward e di compensazione utilizzando dei riferimenti a scalino e sweep.

4.3.1 Controllo in cascata

Vengono ora presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni del sistema controllato dal semplice controllo in cascata.

Risposta allo scalino

In figura (4.14) viene mostrata la risposta del sistema a due segnali scalino, il primo di ampiezza 20cm nell'istante iniziale. Il secondo scalino si presenta a 20s ed è di ampiezza 5cm .

Grazie all'integratore nell'anello della velocità l'errore di inseguimento va a zero ed il suo tempo di assestamento è di circa 2.5s .

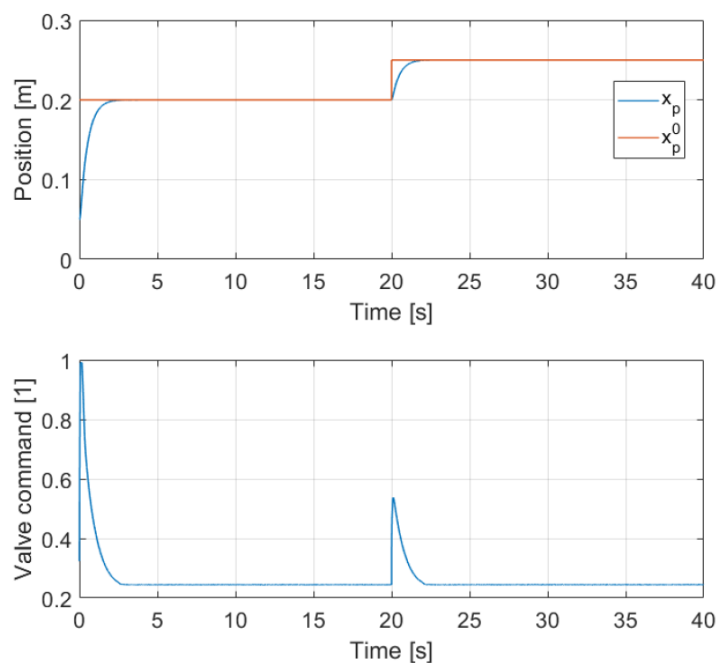


Figura 4.14: Risposta allo scalino

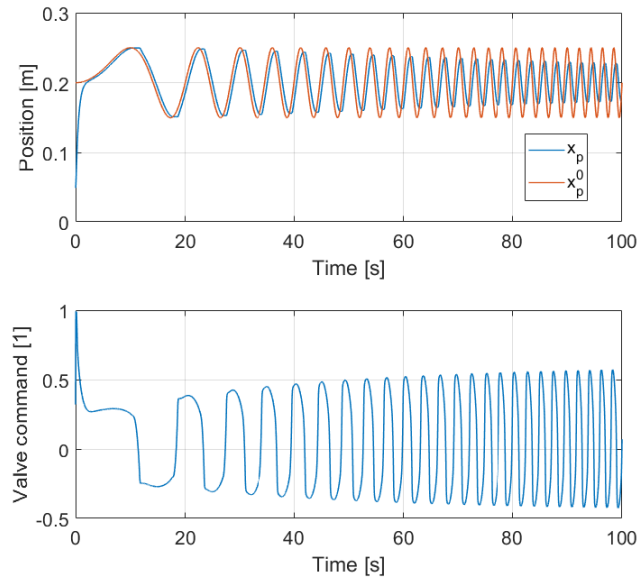


Figura 4.15: Risposta allo sweep in frequenza

Risposta allo sweep

Per questo test è stato scelto un segnale sweep, ovvero un segnale sinusoidale a frequenza variabile, caratterizzato dall'equazione:

$$x_p^0(t) = x_0 + A \cdot \sin\left(2\pi\left(f_0 + \frac{k}{2}t^2\right)\right)$$

dove:

$$\begin{aligned} x_0 &= 0.2 & A &= 0.5 \\ f_0 &= 0 & k &= \frac{f_1 - f_0}{t} = 0.5/100 \end{aligned}$$

In figura (4.15) è possibile osservare come la banda ridotta del sistema ad anello chiuso porti, già a basse frequenze, all'attenuazione e allo sfasamento della posizione del pistone rispetto al riferimento. Con l'aumentare della frequenza questo comportamento diventa sempre più evidente incrementando l'errore di inseguimento.

In figura (4.16) è rappresentato un dettaglio dell'inseguimento del segnale, dove è possibile osservare l'effetto della deadzone. Si può infatti osservare come nei cambi di direzione del pistone si presenti la zona morta, per piccoli valori dell'errore di inseguimento, e quindi per piccoli valori del segnale di controllo della valvola, non si ottiene un'effettiva apertura della valvola e quindi nessun movimento.

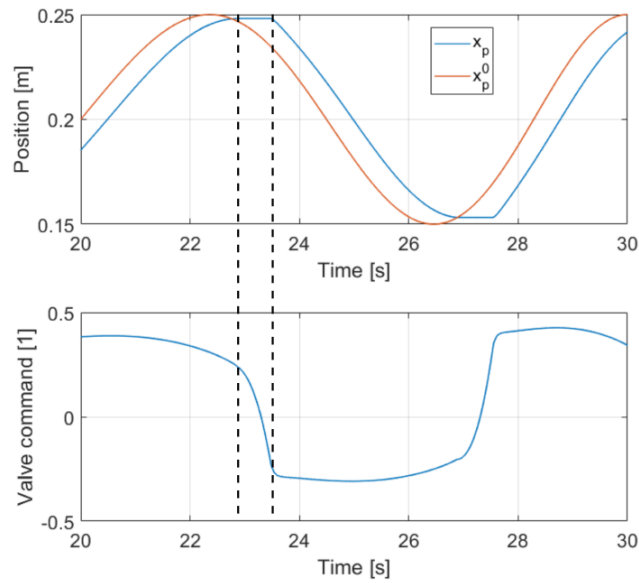


Figura 4.16: Dettaglio della zona morta

4.3.2 Controllo in cascata con azioni feedforward e compensazione della deadzone

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dai test effettuati sul sistema con controllo in cascata completo delle componenti feedforward e di compensazione della deadzone visibile in figura (4.13). I segnali di riferimento della posizione sono uguali al caso precedentemente descritto per facilitare l'analisi e il confronto delle risposte.

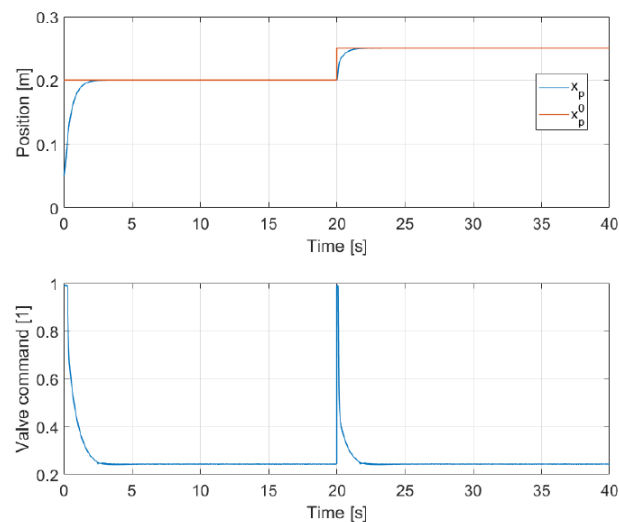


Figura 4.17: Risposta allo scalino

Risposta allo scalino

La risposta allo scalino risulta simile al caso di controllo senza componenti feed-forward e compensazione della deadzone. In particolare è possibile osservare che essendo il segnale di riferimento uno scalino di notevole ampiezza non c'è il rischio di incorrere in un segnale PWM troppo piccolo, che non consenta l'apertura della valvola, perciò, per questa simulazione, non risulta osservabile l'efficacia della compensazione della deadzone.

Risposta allo sweep

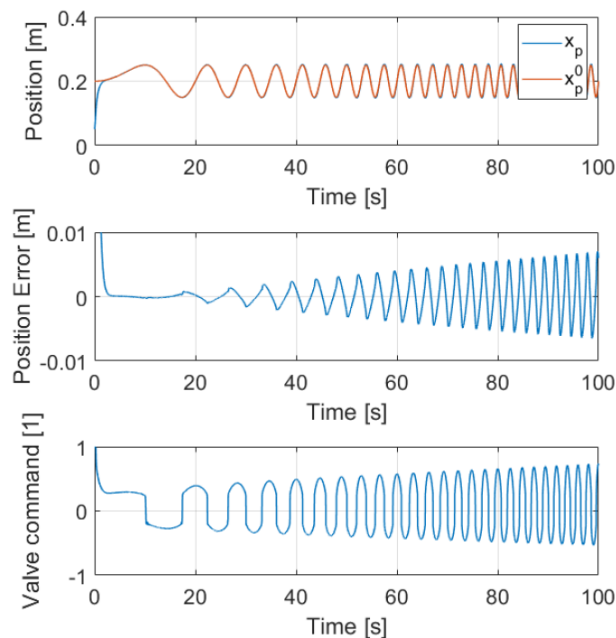


Figura 4.18: Risposta allo sweep in frequenza

In figura (4.18) viene riportata la risposta al segnale sweep in frequenza precedentemente descritto. In questo caso si può notare un notevole miglioramento del controllo in posizione dovuto ai componenti aggiuntivi del controllo. In particolare si rileva come l'errore tra la posizione e il riferimento non superi mai il centimetro anche a frequenze più elevate.

Dal dettaglio osservabile in figura (4.19) si evince come la compensazione della zona morta garantisca che, anche per piccole variazioni di posizione, il controllo reagisca garantendo l'apertura della valvola e lo spostamento dell'organo terminale. L'utilizzo del sigmoide con parametri adeguati risulta quindi efficiente nell'inseguimento di un segnale con piccole variazioni. Si può constatare che questo errore non è del tutto eliminabile a causa dell'approssimazione attraverso una funzione continua e soprattutto per la presenza della dinamica di apertura della valvola.

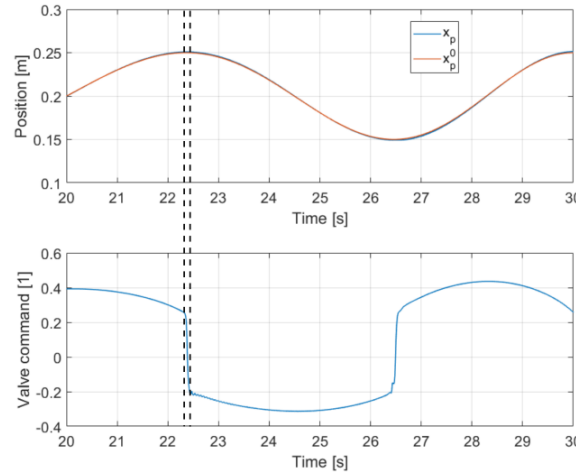


Figura 4.19: Dettaglio della zona morta

4.4 Compensazione Adattativa della deadzone

L'utilizzo di un simulatore ci consente di variare a piacimento il valore delle soglie della valvola, viene quindi sfruttata questa caratteristica con lo scopo di vedere come il controllo si adatterebbe in caso di un sistema i cui valori di deadzone non sono identificati oppure che presenti dei valori che variano nel tempo.

4.4.1 Modello inverso della deadzone

Per progettare un adeguato compensatore della deadzone è necessario approfondirne il modello e procedere con la sua inversione.

Il modello di deadzone considerato è il seguente:

$$q(t) = DZ(u(t)) = \begin{cases} m_r(u(t) - d_z^+), & u(t) > d_z^+ \\ 0, & d_z^- \leq u(t) \leq d_z^+ \\ m_l(u(t) - d_z^-), & u(t) < d_z^- \end{cases}$$

Dove la variabile q rappresenta il flusso in uscita dalla valvola. Per semplicità viene omessa la sua dinamica elettromeccanica. Per le zone esterne è stato considerato un andamento lineare della variabile q (m_l e m_r sono i coefficienti angolari).

Il modello inverso della deadzone osservabile in figura (4.21) è descritto dalle seguenti equazioni,

$$u(t) = DZI(v(t)) = \begin{cases} \frac{(m_r b_r + v(t))}{m_r}, & v(t) > 0 \\ 0, & v(t) = 0 \\ \frac{(m_l b_l + v(t))}{m_l}, & v(t) < 0 \end{cases}$$

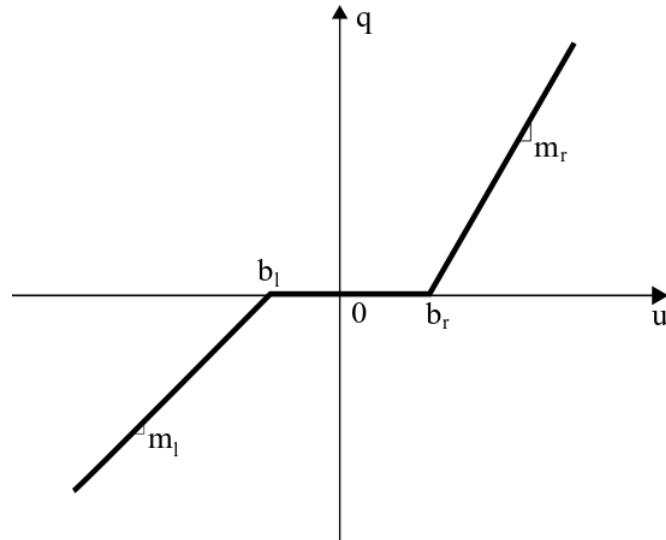


Figura 4.20: Modello della deadzone

Dove $\nu(t)$ è il segnale di controllo relativo al regolatore precedentemente descritto. E' dunque possibile compensare la non linearità sfruttando il modello inverso. Più precisamente possiamo affermare che:

Se implementata con i corretti parametri m_r , m_l , b_r , b_l il modello inverso della deadzone cancella l'effetto della non linearità.

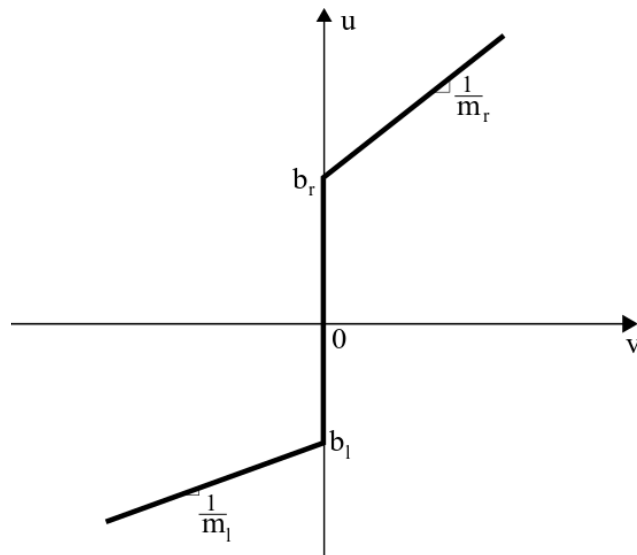


Figura 4.21: Modello inverso della deadzone

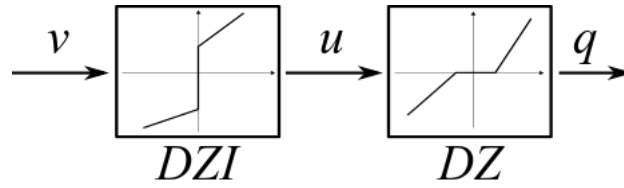


Figura 4.22: Schema a blocchi compensazione deadzone

4.4.2 Modello adattativo

E' possibile definire la compensazione adattativa per l'inversione della deadzone come un sistema definito a tratti

$$u(t) = D\hat{Z}I(\nu) = \begin{cases} \hat{F}_r + \nu, & \nu > 0 \\ 0, & \nu = 0 \\ \hat{F}_l + \nu, & \nu < 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

dove \hat{F} è la stima della forza applicata al pistone. Per valori positivi del segnale in ingresso ν viene utilizzata \hat{F}_r , \hat{F}_l per quelli negativi.

Possiamo esprimere \hat{F}_r e \hat{F}_l come segue:

$$\dot{\hat{F}}_r = \begin{cases} -\eta_1 \nu \tilde{F}_\Delta, & 0 < \nu \leq F_{rmax} \\ 0, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (4.7)$$

$$\dot{\hat{F}}_l = \begin{cases} \eta_2 \nu \tilde{F}_\Delta, & F_{lmax} \leq \nu < 0 \\ 0, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (4.8)$$

dove η_1 ed η_2 sono due parametri costanti positivi da tarare. Questi parametri rappresentano la velocità con cui le variabili si adattano e variano in base al segnale in ingresso ν e alla forza \tilde{F}_Δ . Il valore di questi parametri è stato scelto sperimentalmente: $\eta_1 = \eta_2 = 0.001$. I valori iniziali di \hat{F}_l e \hat{F}_r sono selezionabili a scelta.

Introducendo l'errore di inseguimento della forza

$$\tilde{F}_\Delta = F_\Delta - F_{\Delta d}$$

Considerando un pistone non simmetrico è possibile basare la legge adattativa sulla differenza di forze esercitata dalle due camere, si può quindi definire:

$$F_\Delta = P_1 A_1 - P_2 A_2$$

Per quanto riguarda il valore desiderato della forza applicata $F_{\Delta d}$ si è deciso di implementare l'algoritmo descritto in [8]. Indicando con y la posizione verticale del pistone, è possibile definire:

$$\begin{aligned} \tilde{y} &= y - y_d \\ \dot{\tilde{y}}_r &= \dot{y}_d - \lambda \tilde{y} \\ \ddot{\tilde{y}}_r &= \ddot{y}_d - \lambda \dot{\tilde{y}} \\ z &= \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y} \end{aligned}$$

dove λ è un parametro costante positivo.

A partire dalle equazioni del modello completo del sistema (2.9) ed utilizzando la nomenclatura appena definita è possibile calcolare il valore desiderato per la forza $F_{\Delta d}$:

$$F_{\Delta d} = M\ddot{y}_r + B\dot{y}_r + Mg + f_r(\dot{y}_r) + \zeta\dot{y}_r^2 - K_d z \quad (4.9)$$

4.5 Compensazione per valori costanti della deadzone

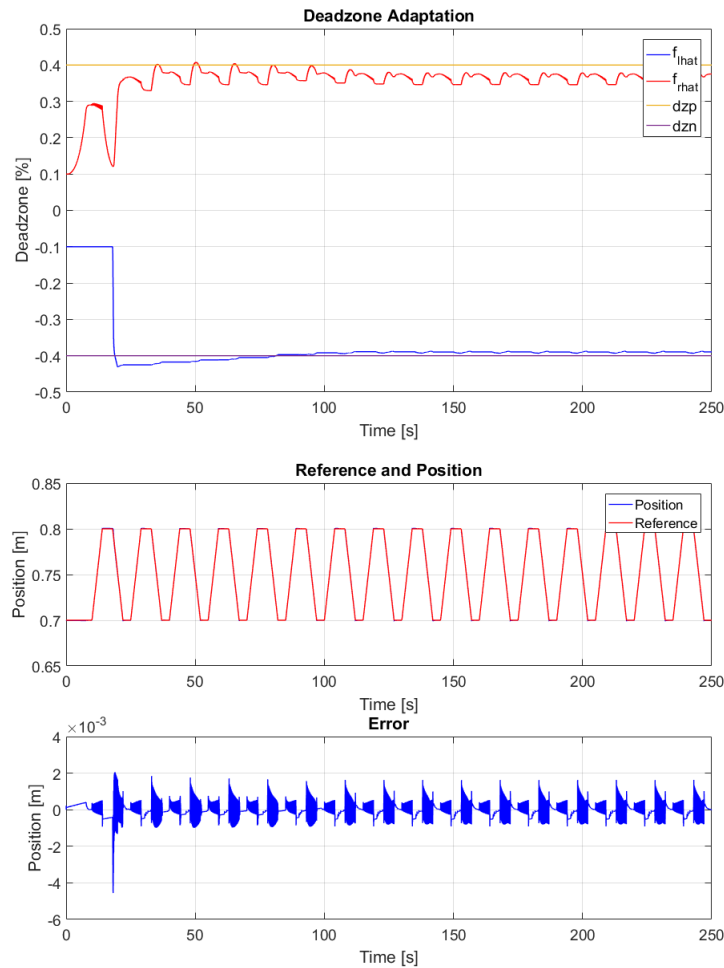


Figura 4.23: Compensazione deadzone statica

Vengono adesso riportati i risultati dei test relativi al controllo con compensazione adattativa della deadzone in cascata al controllo in posizione e velocità con feedforward. I parametri del controllo sono quelli presentati fino a questo punto. Il segnale di riferimento di posizione scelto è un segnale trapezoidale di ampiezza

0.1m da una posizione di partenza del pistone di 0.7m. Il periodo del segnale è di 15s ed i tempi di salita, discesa e del tratto lineare sono di 4s.

Per questo test sono stati imposti nella valvola due valori della deadzone diversi da quelli identificati con lo scopo di testare come la compensazione si adatta anche per valori non identificati a priori. I valori scelti per le soglie della zona morta sono di $d_z^+ = -d_z^- = 0.4$.

I risultati dei test sono visibili in figura 4.23, in cui è possibile osservare a confronto i valori reali della deadzone d_z^+ e d_z^- con i valori stimati \hat{F}_r e \hat{F}_l , i valori reali rimangono costanti mentre i valori stimati variano e vanno già dai primi secondi ad assestarsi a valori molto vicini ai valori impostati.

Nel grafico sono anche presenti a confronto i valori del riferimento e la posizione del pistone. Nonostante un considerevole errore nella stima della soglia superiore della deadzone, le prestazioni del controllo di posizione sono ritenute accettabili.

E' utile notare che per come sono state impostate le dinamiche delle stime \hat{F}_r e \hat{F}_l , equazioni (5.6) ed (5.7), queste variano solamente se il segnale di controllo in ingresso ha un valore rispettivamente positivo o negativo.

Gli errori di inseguimento dei valori della deadzone del testbench, da parte della compensazione adattativa, è dovuta all'utilizzo di (4.9). Tale formula fornisce un calcolo della $F_{\Delta d}$ che non è coerente con il segnale di controllo del P-PI, generando, in questo modo, un conflitto nell'algoritmo di stima delle soglie.

Per ovviare a questo problema si è deciso di implementare direttamente un controllore a dinamica inversa che consente il calcolo esplicito della forza di controllo $F_{\Delta d}$ e del segnale PWM ad essa associato.

Capitolo 5

Controllo a dinamica inversa e compensazione adattativa della deadzone

In questo capitolo vengono introdotti i passi che portano al progetto del controllore a dinamica inversa. Vengono presentati uno alla volta tutti gli elementi necessari, si procede con la taratura dei parametri ed esposti i risultati ottenuti. Infine viene introdotta nuovamente la compensazione adattativa della deadzone e testata la sua efficacia in cascata con questa tipologia di controllo.

5.1 Componenti del simulatore

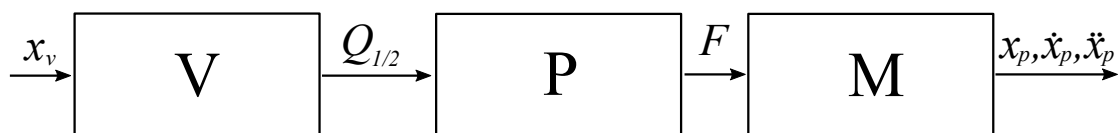


Figura 5.1: Schema a blocchi del sistema

Prima di procedere con la descrizione del controllo vero e proprio è necessario analizzare più a fondo come è stato implementato il simulatore. Infatti per una corretta taratura di tutti i parametri necessari si è proceduto per passi, andando ad invertire uno alla volta tutti i componenti del simulatore, e quindi anche del sistema reale. Come è possibile osservare in figura (5.1), la struttura del simulatore è piuttosto semplice e rispecchia quella del sistema reale. I blocchi simulano i componenti reali ed al loro interno sono implementate le equazioni che ne descrivono il comportamento.

Il blocco denominato V è il blocco che rappresenta la valvola, le equazioni che ne descrivono il funzionamento sono (2.10) e (2.11). Come è possibile notare dal grafico questo blocco riceve in ingresso il comando della valvola x_v , ed il suo output sono i flussi Q_1 e Q_2 .

Con la lettera P si indica il blocco che rappresenta il pistone. Esso scambia con la valvola i flussi di olio Q_1 e Q_2 e da questi, conoscendo la posizione del pistone x_p , calcola le variabili di stato che rappresentano le pressioni P_1 e P_2 delle due camere. Le pressioni sono caratterizzate dalle equazioni dinamiche (2.5) e (2.6). Infine secondo l'equazione dell'equilibrio delle forze (2.7), calcola la forza applicata alla base del pistone come $F = A_1 P_1 - A_2 P_2$.

Per completare il sistema è necessario introdurre il moto dinamico del carico meccanico. Il blocco M è adibito a descrivere il moto del carico secondo l'equazione (2.7). Il sistema in questione riceve dal blocco precedente la forza applicata e restituisce la variabile di stato x_p , che rappresenta la posizione del pistone, e le sue derivate. A partire dal modello appena descritto verrà progettato un controllore a dinamica inversa del sistema. Tale controllore dovrà imporre la dinamica desiderata sia alla parte meccanica che alla parte idraulica.

5.2 Inversione del carico meccanico

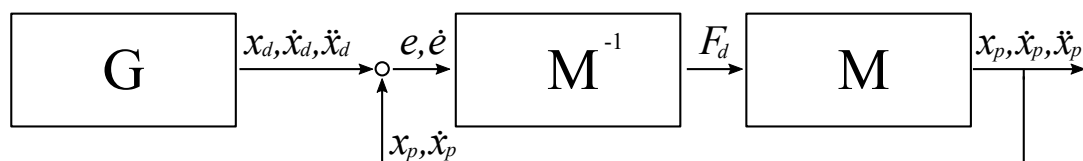


Figura 5.2: Schema dell'inversione del carico meccanico

Si consideri lo schema in figura (5.2). Il blocco denominato con la lettera G indica il generatore del riferimento di posizione. Con il nome M^{-1} è indicato il blocco responsabile dell'inversione della meccanica, che attraverso l'errore di inseguimento del riferimento e la sua derivata calcola la forza necessaria a realizzare il riferimento.

Per ottenere le equazioni necessarie per il controllo è necessario partire dall'equazione del moto (2.7). Prendendo in considerazione la legge di controllo definita come:

$$F = My + D\dot{x}_p + Mg$$

risulta possibile ottenere che

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_p + D\dot{x}_p + Mg &= My + D\dot{x}_p + Mg \\ \ddot{x}_p &= y \end{aligned} \quad (5.1)$$

Definendo gli errori di inseguimento del riferimento di posizione e di velocità:

$$\begin{aligned} e &= x_d - x_p \\ \dot{e} &= \dot{x}_d - \dot{x}_p \end{aligned}$$

E' possibile controllare il sistema attraverso un controllore PD con azione feedforward descritto dall'equazione:

$$y = K_p e + K_d \dot{e} + \ddot{x}_d \quad (5.2)$$

La forza desiderata sarà infine descritta attraverso l'equazione

$$F_d = M \cdot (K_p e + K_d \dot{e} + \ddot{x}_d) + D \dot{x}_p + Mg \quad (5.3)$$

Prendendo in considerazione le equazioni (5.1) e (5.2) si può vedere come in anello chiuso si ottenga:

$$K_p e + K_d \dot{e} + \ddot{e} = 0$$

Il controllo a dinamica inversa ci permette quindi di controllare l'errore con una dinamica del secondo ordine caratterizzata dai parametri introdotti K_p e K_d .

E' bene ricordare però che questo tipo di controllo risulta efficace solo quando si ha una perfetta conoscenza del sistema sotto controllo.

5.2.1 Test dell'inversione del carico meccanico

Per valutare l'efficacia della (5.3) consideriamo come sistema sotto controllo il solo carico meccanico.

Per questo test è stato scelto come riferimento di velocità \dot{x}_d un segnale dal profilo trapezoidale, il generatore di segnali G si occuperà quindi di effettuare le operazioni necessarie per il calcolo dei riferimenti di posizione e accelerazione associati. Il trapezio in questione è di ampiezza $0.015m/s$, i tempi di salita e di discesa sono entrambi di $2s$, la lunghezza del tratto ad ampiezza costante è di $20s$. Dopo ogni periodo del segnale, di durata pari a $40s$, il generatore di traiettorie inverte l'ampiezza del trapezio generato, così da poter creare il riferimento in posizione osservabile in figura (5.3).

I valori dei parametri scelti per tarare il controllo a dinamica inversa del carico meccanico sono $K_p = 1000$ e $K_d = 400$. I risultati conseguiti con tali parametri sono visibili in figura (5.3). E' possibile osservare che i segnali del riferimento e della posizione del carico sono difficilmente distinguibili tra loro, poiché caratterizzati da un errore molto piccolo (picco massimo di $2 \cdot 10^{-7}m$ in concomitanza dei cambi di velocità). Nel grafico è anche apprezzabile la forma assunta del valore desiderato della forza F_d , che in questo caso è il segnale di controllo.

5.3 Inversione della dinamica idraulica

In questo paragrafo viene presentata l'inversione della dinamica idraulica del sistema. In figura (5.4) si può vedere il sistema composto solamente dalle componenti che rappresentano il pistone e il carico meccanico. Il blocco denominato P^{-1} rappresenta l'inversione idraulica. Esso riceve in ingresso i riferimenti di posizione e velocità del generatore di traiettorie, la forza desiderata dall'inversione meccanica

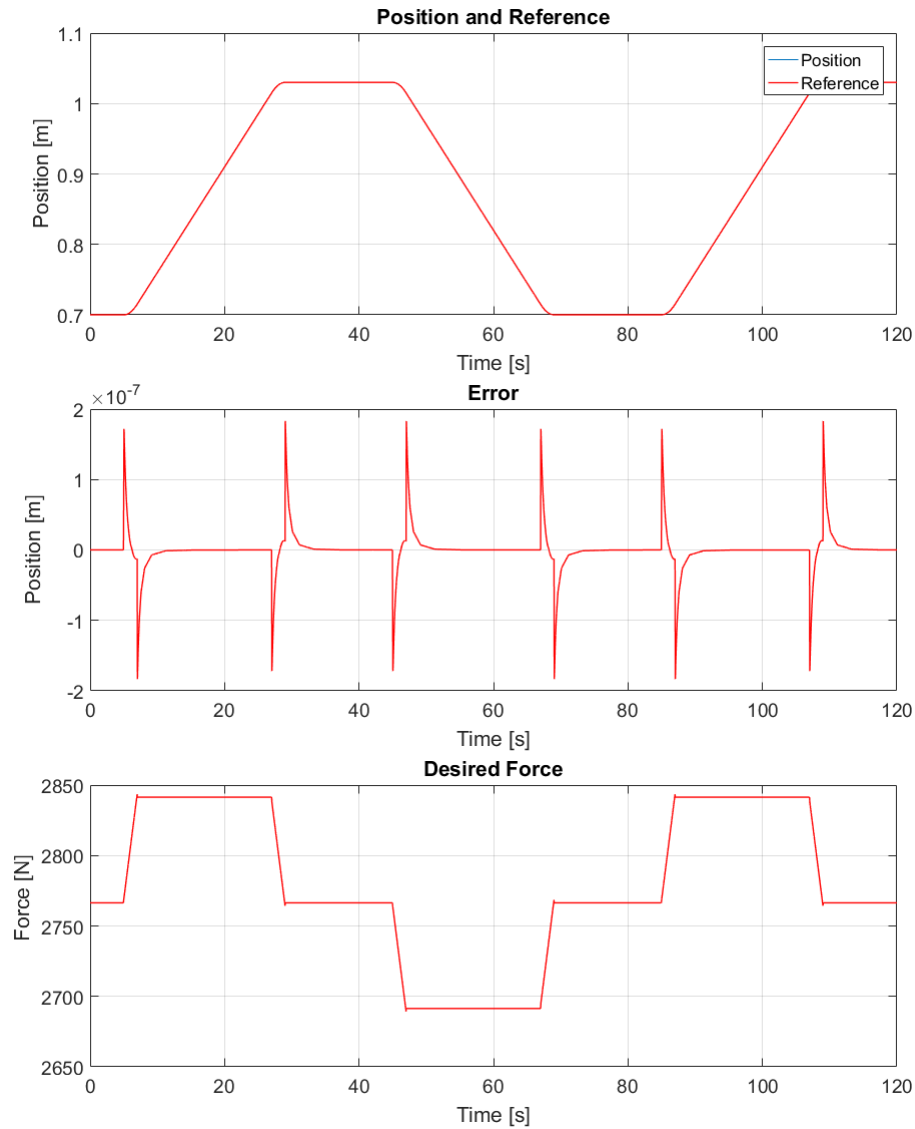


Figura 5.3: Test carico meccanico

e legge i valori delle pressioni del pistone. In uscita restituisce i valori dei flussi Q_{1d} e Q_{2d} necessari alla realizzazione del moto desiderato.

Per ottenere le equazioni del controllo dei flussi è necessario partire dall'equazione dell'equilibrio delle forze (2.7), da cui si estrapola la forza desiderata applicata al pistone:

$$F_d = A_1 P_1 - A_2 P_2$$

Essendo i valori delle superfici del pistone di ampiezza costante, si può differenziare ed ottenere

$$\dot{F}_d = A_1 \dot{P}_1 - A_2 \dot{P}_2$$

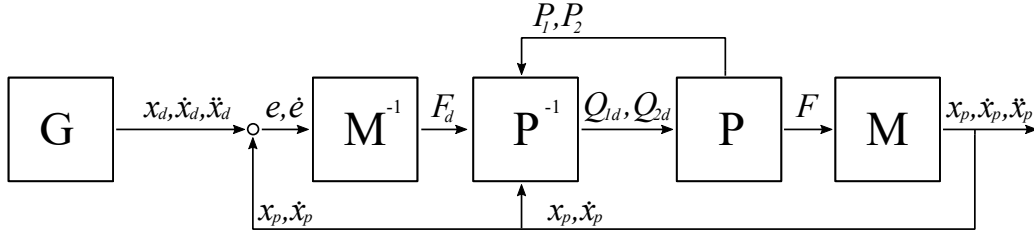


Figura 5.4: Schema dell'inversione dell'idraulica

Sfruttando le equazioni della dinamica delle pressioni (2.5) (2.6) è possibile ottenere

$$\dot{F}_d = \frac{A_1}{V_1} \beta (Q_1 - A_1 \dot{x}_p) - \frac{A_2}{V_2} \beta (Q_2 + A_2 \dot{x}_p)$$

Supponendo costante il rapporto tra i flussi e le superfici sia costante si ha che:

$$\frac{Q_2}{A_2} = -\frac{Q_1}{A_1} \Rightarrow Q_2 = -\frac{A_2}{A_1} Q_1 \quad (5.4)$$

Ora è possibile esprimere l'equazione della derivata della forza solamente in funzione del flusso Q_1

$$\dot{F}_d = Q_1 \left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2^2}{A_1 V_2} \right) \beta - \dot{x}_p \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \beta$$

Invertendo l'equazione ottenuta è possibile ottenere l'equazione caratteristica del flusso desiderato Q_{1d} controllata attraverso y

$$Q_{1d} = \frac{y + \dot{x}_p \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \beta}{\left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2^2}{A_1 V_2} \right) \beta}$$

Infine per il controllo del sistema creato è possibile andare a chiudere un anello in feedback sulla forza. Per fare ciò si è scelto un controllore proporzionale

$$y = K_p \tilde{F} = K_p (F_d - F)$$

La legge di controllo risulta quindi essere descritta dall'equazione

$$Q_{1d} = \frac{K_p \tilde{F} + \dot{x}_p \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \beta}{\left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2^2}{A_1 V_2} \right) \beta}$$

Il valore dell'altro flusso desiderato Q_{2d} è dato da:

$$Q_{2d} = -\frac{A_2}{A_1} Q_{1d}$$

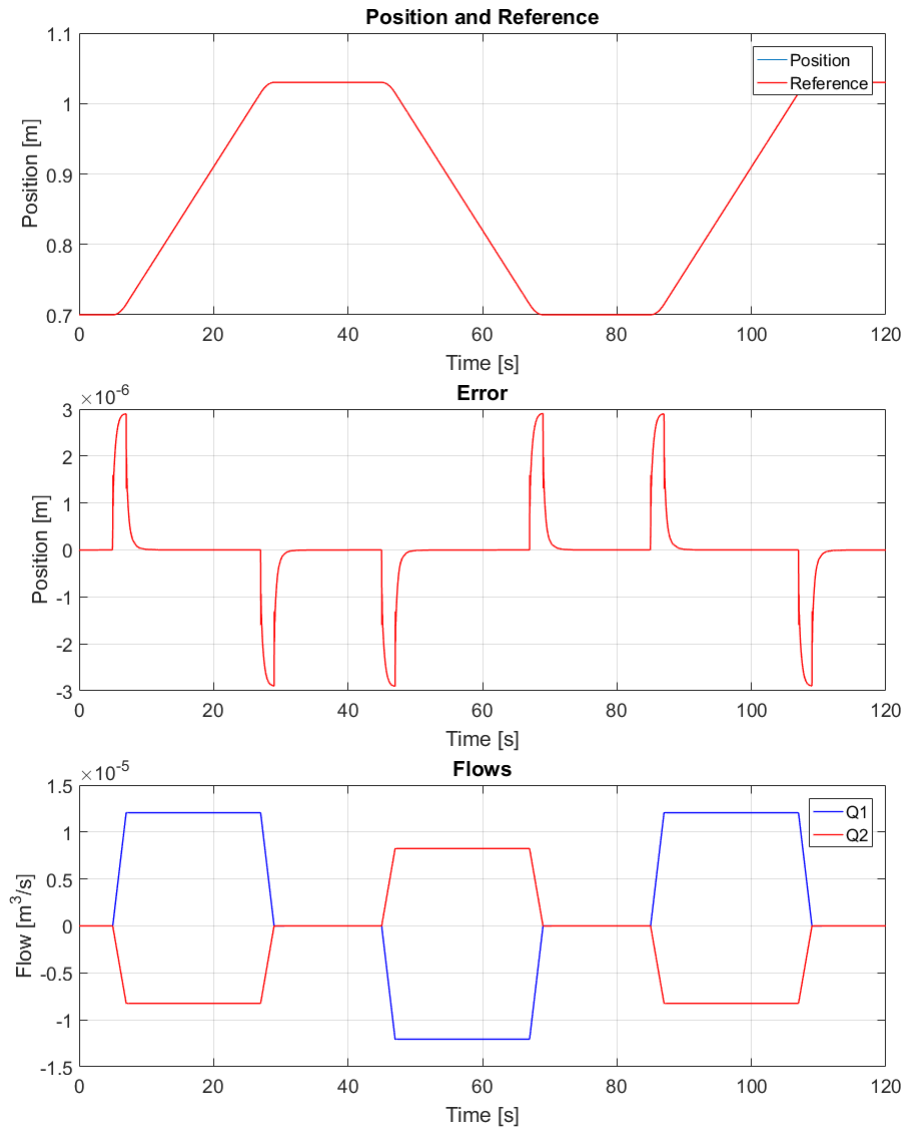


Figura 5.5: Test inversione idraulica

5.3.1 Test dell'inversione dell'idraulica

Al simulatore vengono ora aggiunti i blocchi della parte idraulica e la nuova legge di controllo.

Per questi test è stato utilizzato nuovamente un riferimento in velocità di tipo trapezoidale come quello presentato nel paragrafo dei test dell'inversione del carico meccanico (5.2.1).

In figura (5.5) sono riportati i risultati ottenuti dall'inversione della componente idraulica del sistema. In particolare sono presenti i riferimenti di posizione generati e il corrispettivo valore del pistone, nonché l'errore di inseguimento della posizione e i flussi desiderati Q_{1d} e Q_{2d} .

Il valore scelto per il parametro è $K_p = 25$.

In figura (5.5) è possibile apprezzare come nuovamente i due segnali sembrano sovrapposti, infatti, come si può osservare nel grafico relativo all'errore, si presentano solo dei picchi in concomitanza dei cambiamenti di velocità. Per questo controllo l'errore massimo di inseguimento raggiunge il valore di $\pm 4 \cdot 10^{-6}$.

Il controllo in questione ha lo scopo di generare i valori desiderati per i flussi del pistone, Q_{1d} e Q_{2d} , in figura è possibile vedere come questi valori abbiano dei profili piuttosto lineari, questi riflettono infatti l'inseguimento della forza desiderata F_d .

5.4 Inversione del modello della valvola

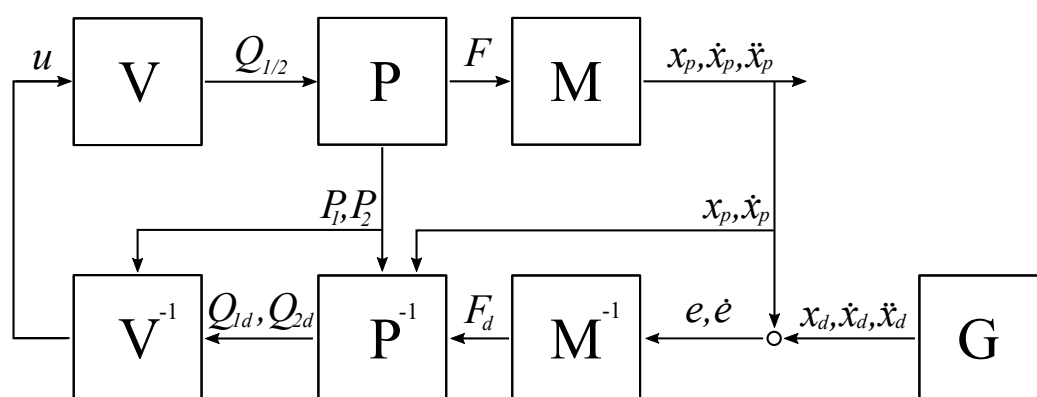


Figura 5.6: Schema dell'inversione della valvola

Si procede adesso con la presentazione del blocco che si occupa di trasformare il flusso desiderato Q_1 in un segnale di controllo per la valvola. Questo componente viene chiamato V^{-1} ed è osservabile nello schema di figura (5.6), il blocco è in cascata a quelli precedentemente presentati e il suo segnale è usato per controllare il sistema completo.

E' utile anche ricordare che il segnale di controllo della valvola x_v è uno solo, mentre i flussi sono due. Si procede quindi con l'inversione utilizzando uno solo dei due flussi, la scelta del flusso non influisce sul risultato finale in quanto il rapporto dei due può essere approssimato ad un semplice rapporto di portate e superfici. L'equazione che caratterizza la valvola è quella riportata nell'equazione (2.1). Ponendo $u = x_v$ e riscrivendo il modello in forma compatta otteniamo:

$$Q_1 = \begin{cases} a & \nu & \text{sign}(P_p - P_1)\sqrt{|P_p - P_1|} & u > 0 \\ -a & \nu & \text{sign}(P_1 - P_t)\sqrt{|P_1 - P_t|} & u < 0 \\ 0 & & & u = 0 \end{cases}$$

nel termine a sono raggruppati i coefficienti costanti:

$$a = \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 3.3274 \cdot 10^{-6}$$

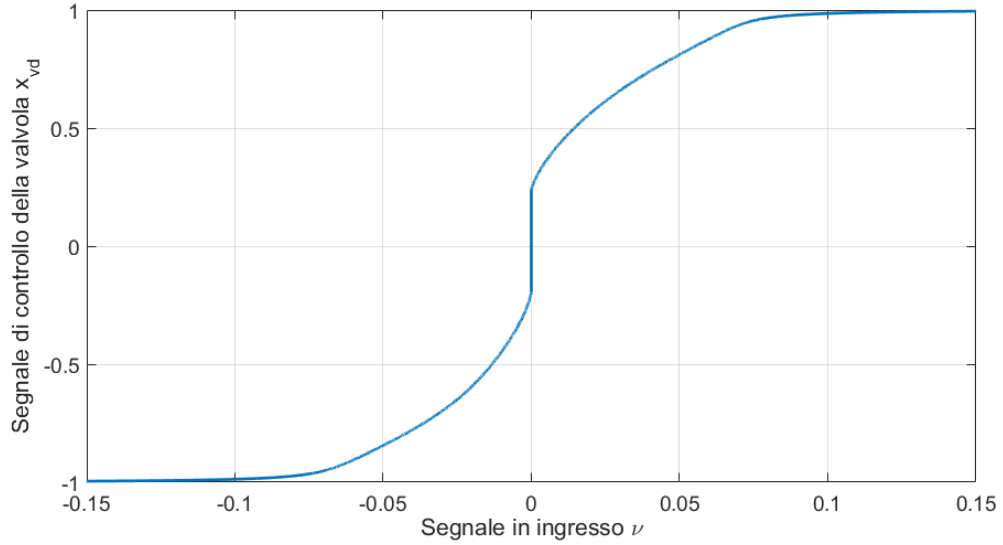


Figura 5.7: Lookuptable per la generazione del segnale di controllo della valvola

Con il termine ν si racchiudono tutti i termini che dipendono dal comando PWM u :

$$\nu = k_1^{+/-}(u) \frac{u^2}{\sqrt{1-u^4}}$$

Come è possibile vedere dalla definizione del flusso che attraversa la valvola, la funzione è definita a tratti e non prende in considerazione il traflamento di fluido con valvola chiusa. Il sistema andrà a compensare questa perdita attraverso il controllo.

Invertendo l'equazione del flusso possiamo quindi ottenere

$$\nu = \begin{cases} \frac{Q_1}{\text{sign}(P_s - P_t) a \sqrt{|P_s - P_t|}} & u > 0 \\ \frac{Q_1}{\text{sign}(P_1 - P_t) a \sqrt{|P_1 - P_t|}} & u < 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

che è una funzione definita a tratti, composta da un'equazione non lineare con componenti correttivi del quarto ordine dipendente dal segnale di controllo della valvola u . Per poter invertire questa funzione si è quindi deciso di utilizzare una lookup table: un vettore di due colonne che associa al valore in ingresso ν , uno di uscita x_{vd} e che raccorda i due valori adiacenti se il valore in ingresso non è presente direttamente nella tabella. In questo caso è quindi una tabella che dato in input il segnale ν , precedentemente calcolato come descritto in (5.5), restituisce in uscita il valore desiderato del comando della valvola x_{vd} .

La semplicità di utilizzo di questa tabella deriva dal fatto che è possibile calcolare a priori il valore di ν per ogni valore di u tra -1 ed 1 secondo l'equazione (5.5), il passo preso in considerazione per il calcolo è di 0.0001 . Il grafico ottenuto dall'inversione è visibile in figura (5.7), dove si può osservare come la funzione creata sia monotona crescente, condizione necessaria per l'utilizzo di una lookup table, e che

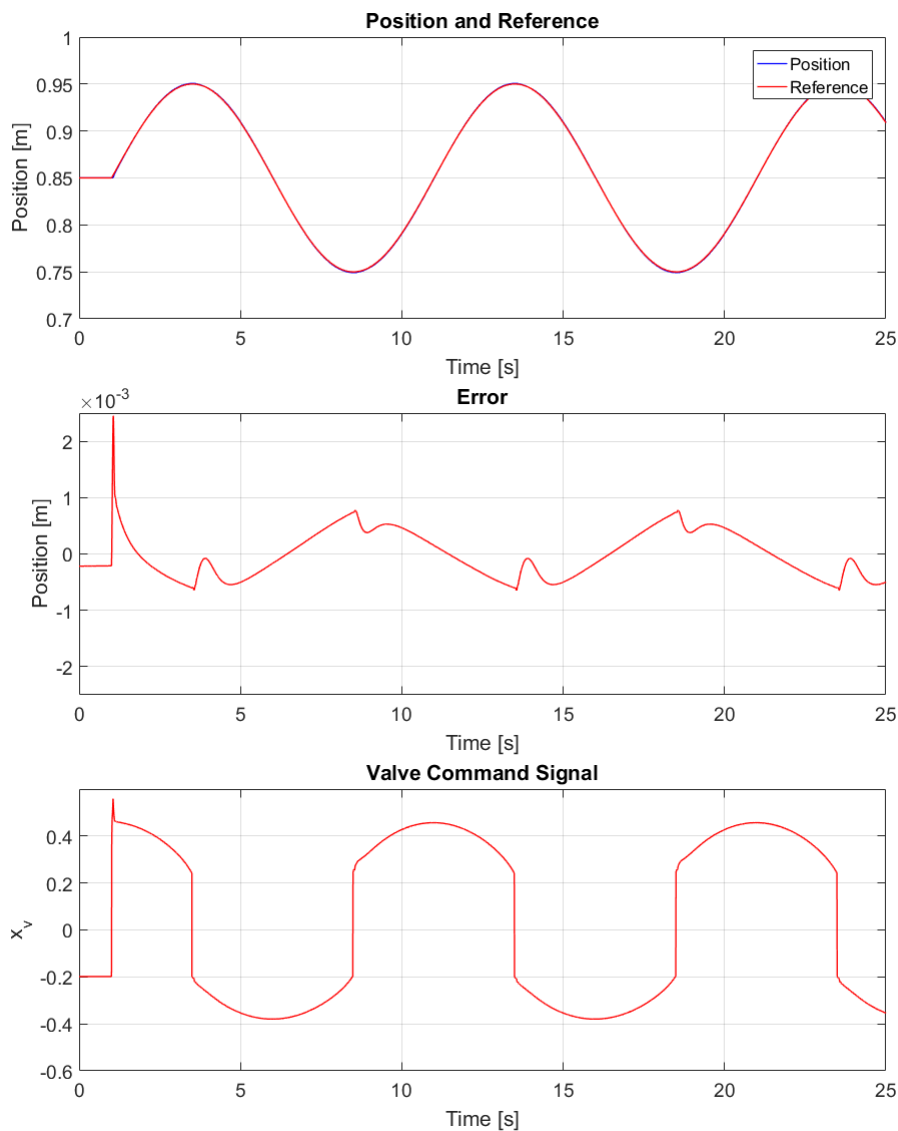


Figura 5.8: Test inversione della valvola

al centro si presenta l'inversione della zona morta come identificata nei paragrafi precedenti.

5.4.1 Test dell'inversione della valvola

Il segnale di controllo x_{vd} , ottenuto come risultato dell'inversione della valvola, è il controllo finale per il sistema. Come osservabile dallo schema in figura (5.6), questo viene utilizzato come ingresso della valvola per il controllo del simulatore completo di tutte le sue parti.

In figura (5.8) sono riportati i risultati ottenuti dai test sul controllo appena descritto. Il test riportato è un test sinusoidale di ampiezza massima pari a $0.2m$ e

periodo 10s. La durata totale del test è di 25s, si ha un ritardo dell'inizio della sinusoide di 2s per permettere una migliore osservazione dell'errore e del comando di apertura della valvola non appena la posizione di riferimento varia.

Dai grafici è osservabile che l'inseguimento dei valori di riferimento di posizione, da parte della posizione del pistone, in questo caso è lievemente discostante. L'errore massimo raggiunto si ha nel momento di inizio del segnale sinusoidale, in cui si raggiunge per un istante un valore massimo di circa 2.2mm, per tutto il resto del test l'errore invece rimane sempre inferiore al millimetro. I valori massimi di errore si hanno nei cambi di direzione e quindi nei valori massimi e minimi del segnale sinusoidale.

Sempre in figura (5.8) è infine osservabile il segnale di controllo della valvola, il comando effettivo, che non risulta affetto né da variazioni brusche dei suoi valori, né da chattering.

5.5 Controllo a dinamica inversa e compensazione della deadzone

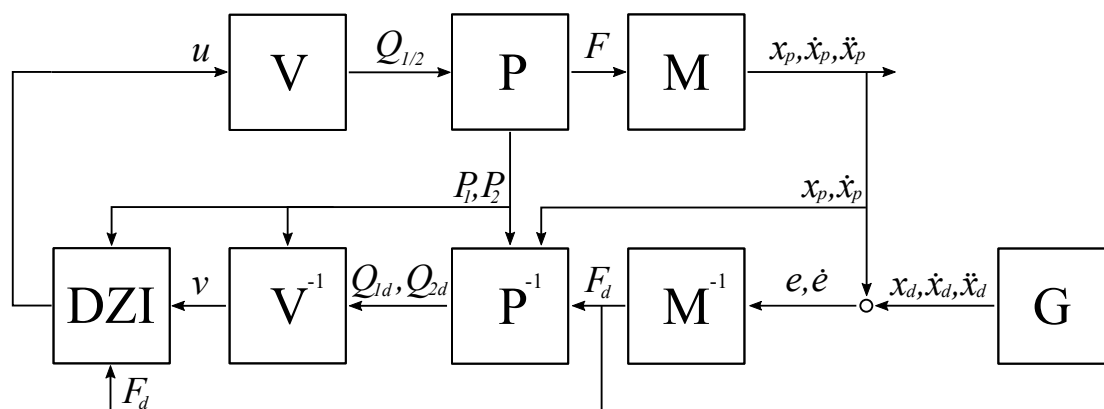


Figura 5.9: Schema del controllo con compensazione della deadzone

Si passa adesso allo studio del controllo del sistema attraverso il controllore a dinamica inversa corredato di un compensatore adattativo della deadzone. Lo schema completo del sistema è osservabile in figura (5.9). Per quanto riguarda il sistema da controllare si è utilizzato il modello completo comprensivo di tutti i suoi componenti: la valvola V , il pistone P ed il carico meccanico M . E' utile notare che il sistema comprende anche la pompa volumetrica ed il serbatoio, le cui rappresentazioni non risultano però fondamentali alla comprensione della struttura generica del sistema e del controllo.

Il controllore è composto dai blocchi per l'inversione della dinamica del sistema: M^{-1} riguarda la dinamica inversa del carico meccanico, P^{-1} quella del pistone e il blocco V^{-1} inverte la valvola.

Il blocco DZI implementa la compensazione adattativa della deadzone. Si posi-

zione dopo il controllo a dinamica inversa e ne sfrutta il segnale di controllo ν . Per la compensazione sono anche necessari i segnali provenienti dai sensori di pressione del pistone. Il blocco di controllo della meccanica inversa M^{-1} si occupa del calcolo della forza desiderata F_d .

Il blocco di compensazione DZI implementa le equazioni (4.6):

$$u(t) = D\hat{Z}I(\nu) = \begin{cases} \hat{F}_r + \nu, & \nu > 0 \\ 0, & \nu = 0 \\ \hat{F}_l + \nu, & \nu < 0 \end{cases}$$

dove ν è il segnale di controllo restituito dalla dinamica inversa. La stima della forza viene fatta separatamente per valori del segnale di controllo positivi e negativi, rispettivamente attraverso \hat{F}_r e \hat{F}_l .

$$\dot{\hat{F}}_r = \begin{cases} -\eta_1 \nu \tilde{F}, & 0 < \nu \\ 0, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (5.6)$$

$$\dot{\hat{F}}_l = \begin{cases} \eta_2 \nu \tilde{F}, & \nu < 0 \\ 0, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (5.7)$$

Dove i parametri η_1 ed η_2 sono costanti e positivi. L'errore di forza \tilde{F} è dato dalla differenza tra il valore desiderato di forza, calcolato dal controllo del carico meccanico M , e la forza attuale applicata alla base del pistone:

$$\tilde{F} = F_d - F = F_d - (A_1 P_1 - A_2 P_2)$$

Il comando della valvola dato dal blocco di compensazione adattativa della deadzone va a controllare direttamente la valvola del sistema.

5.5.1 Test al variare della deadzone

Vengono adesso presentati i risultati ottenuti con il controllo a dinamica inversa e compensazione adattativa della zona morta. E' utile ricordare che in simulazione è possibile variare a piacimento i valori della deadzone della valvola semplicemente cambiando i parametri relativi. Il valore assegnato alle variabili η_1 e η_2 che regolano la velocità di convergenza dell' algoritmo adattativo è di 0.00002 per entrambe. Per le simulazioni che seguono viene utilizzato come riferimento di posizione un segnale sinusoidale di ampiezza $0.1m$ e frequenza $0.1Hz$, il tutto con offset di $0.85m$.

Test con controllo a dinamica inversa

Prima di studiare il comportamento dell' algoritmo adattativo è bene analizzare la risposta del sistema di controllo in presenza di errori nell' identificazione della deadzone. In figura (5.10) sono confrontabili i risultati ottenibili con il solo controllo a dinamica inversa per diversi valori di deadzone della valvola. In figura (5.11) sono riportati due dettagli delle posizioni del pistone nella vicinanza dei picchi della

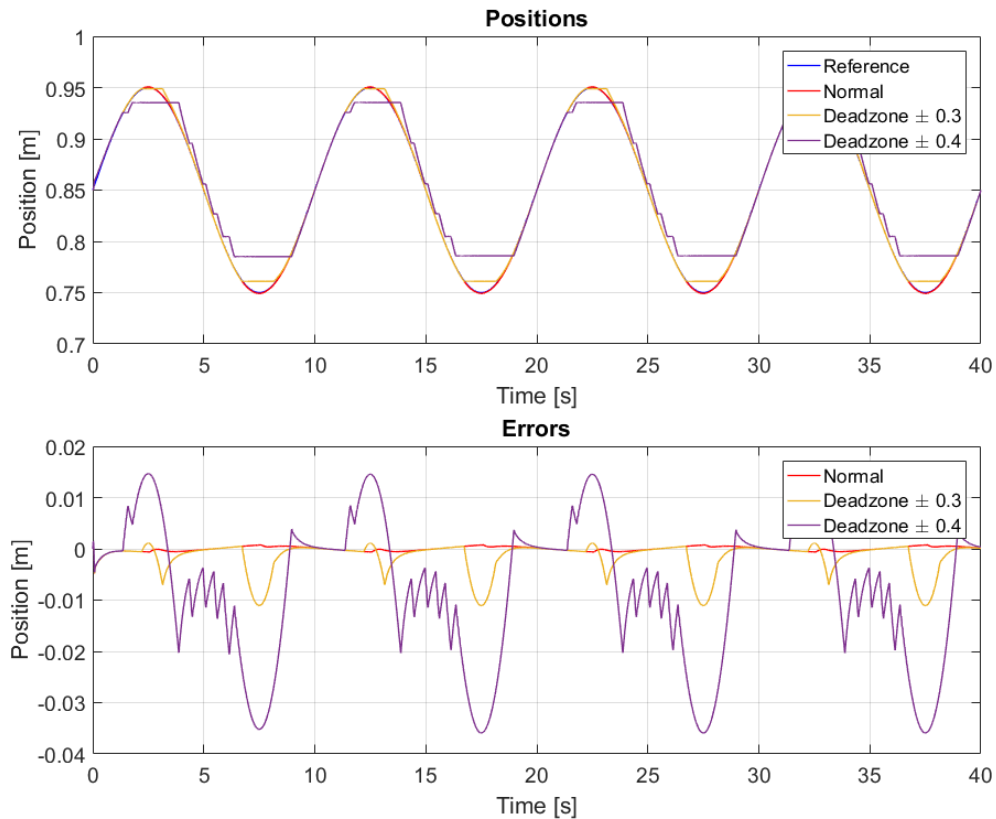


Figura 5.10: Test controllo dinamica inversa al variare della deadzone

sinusoide, uno per il picco positivo, uno per quello negativo. E' possibile osservare come per valori diversi da quelli identificati ($dz^+ = 0.24$ e $dz^- = -0.2$) il controllo non si comporti più in modo efficace come precedentemente presentato.

Nel caso con deadzone pari a ± 0.3 risulta evidente come il segnale di controllo faccia fatica a far ripartire il pistone verso la direzione opposta, specialmente nella semionda negativa della sinusoide. Il valore massimo dell'errore raggiunto per questo test è di circa 1cm . I valori positivi dell'errore sono leggermente inferiori rispetto a quelli negativi in quanto il valore di deadzone identificato per aperture positive è 0.24 che risulta più vicino al valore impostato ± 0.3 .

Per il test con valori della deadzone impostati a ± 0.4 nella valvola, si hanno errori di inseguimento ancora maggiori. Il segnale rimane sempre distante dai valori massimi raggiunti dalla sinusoide, l'errore di inseguimento ha un valore massimo di circa 3.5cm per la semionda negativa. L'effetto negativo della deadzone sulla posizione finale del pistone è chiaramente visibile nei dettagli di figura (5.11).

Test di compensazione della deadzone con valori costanti

In questa sezione vengono riportati i risultati delle simulazioni del controllo a dinamica inversa con compensazione adattativa della deadzone per valori della zona

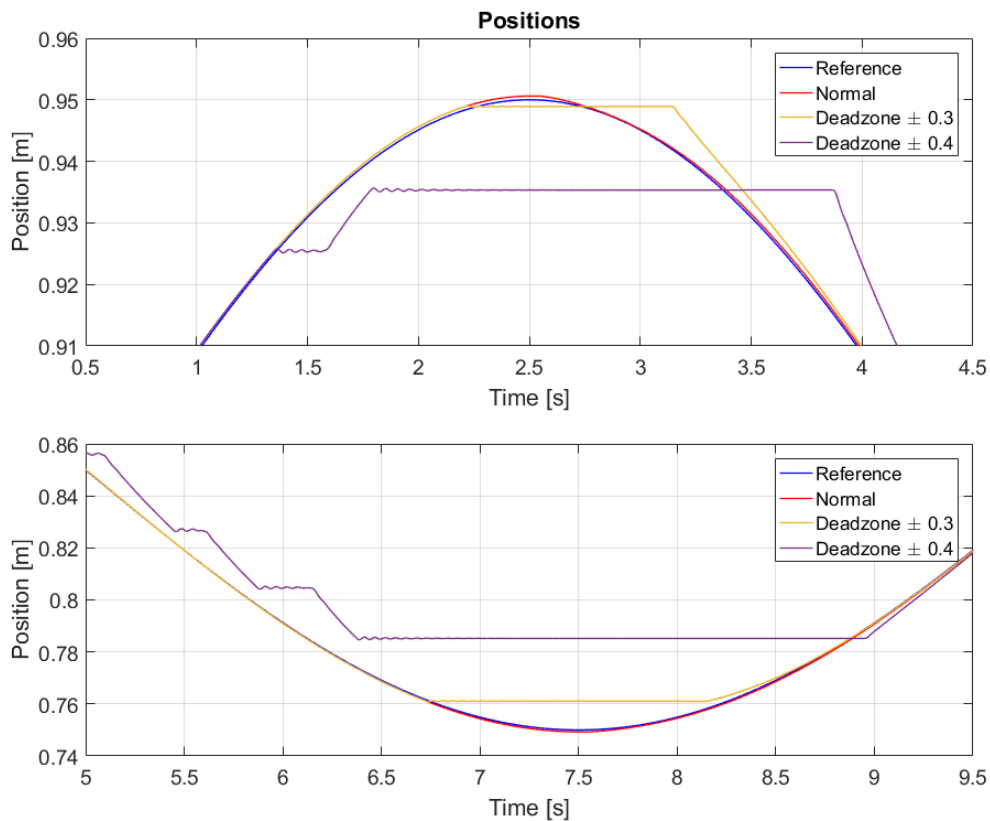


Figura 5.11: Dettaglio posizioni e riferimento con controllo dinamica inversa al variare della deadzone

morta costanti. In figura (5.12) sono riportati i risultati del controllo per valori della deadzone pari a ± 0.3 . Possiamo osservare nella sezione alta della figura i segnali di riferimento e la posizione del pistone, nella parte centrale è raffigurato l'errore di inseguimento del riferimento. Nell'ultima sezione della figura sono riportati i valori reali delle soglie di deadzone positive e negative, rispettivamente d_{zp} e d_{zn} , a confronto con i valori stimati delle soglie.

Grazie alla corretta stima dei valori della deadzone si vede come in poco tempo il segnale di posizione e il riferimento, dapprima non allineati, tendano nel tempo a sovrapporsi. L'errore di inseguimento che ne deriva varia nel tempo in base al riferimento, ma non supera mai $0.7mm$.

Per quanto riguarda le stime delle soglie della zona morta sono stati impostati come valori di partenza i valori identificati. Osservando la figura, si può vedere come in poco tempo queste si assestino sugli stessi valori delle soglie reali. Il tempo di convergenza dell'algoritmo è di circa $20s$. La velocità di assestamento è configurabile attraverso i parametri η , risulta però sconsigliabile richiedere velocità troppo alte in quanto potrebbero portare a delle oscillazioni intorno ai valori desiderati.

In figura (5.13) è possibile osservare il risultato delle simulazioni di una valvola con soglie della deadzone molto grandi, pari a ± 0.6 . Il tempo di assestamento

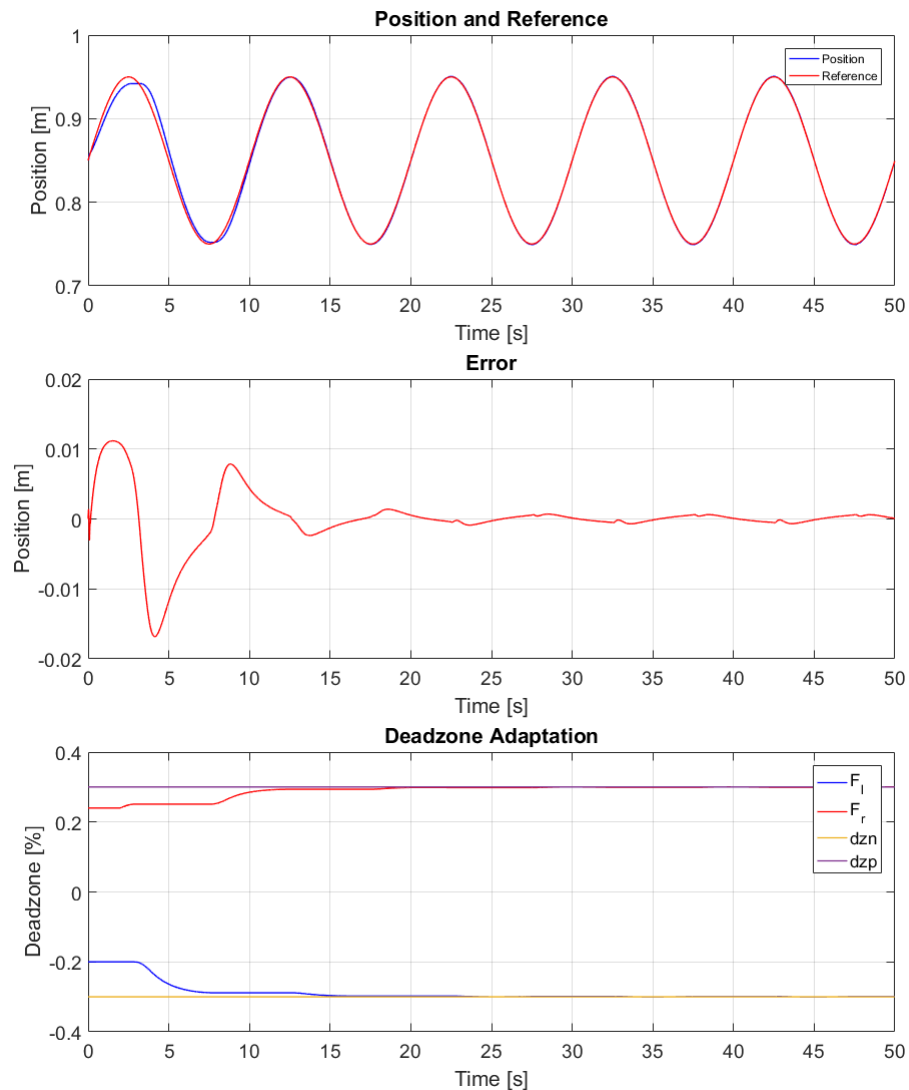


Figura 5.12: Test deadzone costante

dell'algoritmo è chiaramente indipendente dalle stime iniziali.

La posizione risulta inizialmente molto distante dal riferimento, infatti, una zona morta così ampia non consente al controllo a dinamica inversa di inseguire le posizioni obiettivo. Si può però osservare che con il diminuire dell'errore di stima della deadzone la posizione tende velocemente al valore di riferimento. L'errore di inseguimento del riferimento è leggermente superiore rispetto al caso precedentemente analizzato, si hanno adesso dei valori massimi inferiori a $0.7mm$.

Test di compensazione della deadzone con valori variabili

Vengono adesso presentati i risultati ottenuti dal controllo con compensazione nel caso di valvola con valori della deadzone che variano nel tempo.

I valori assunti dalle soglie della zona morta variano sinusoidalmente intorno a

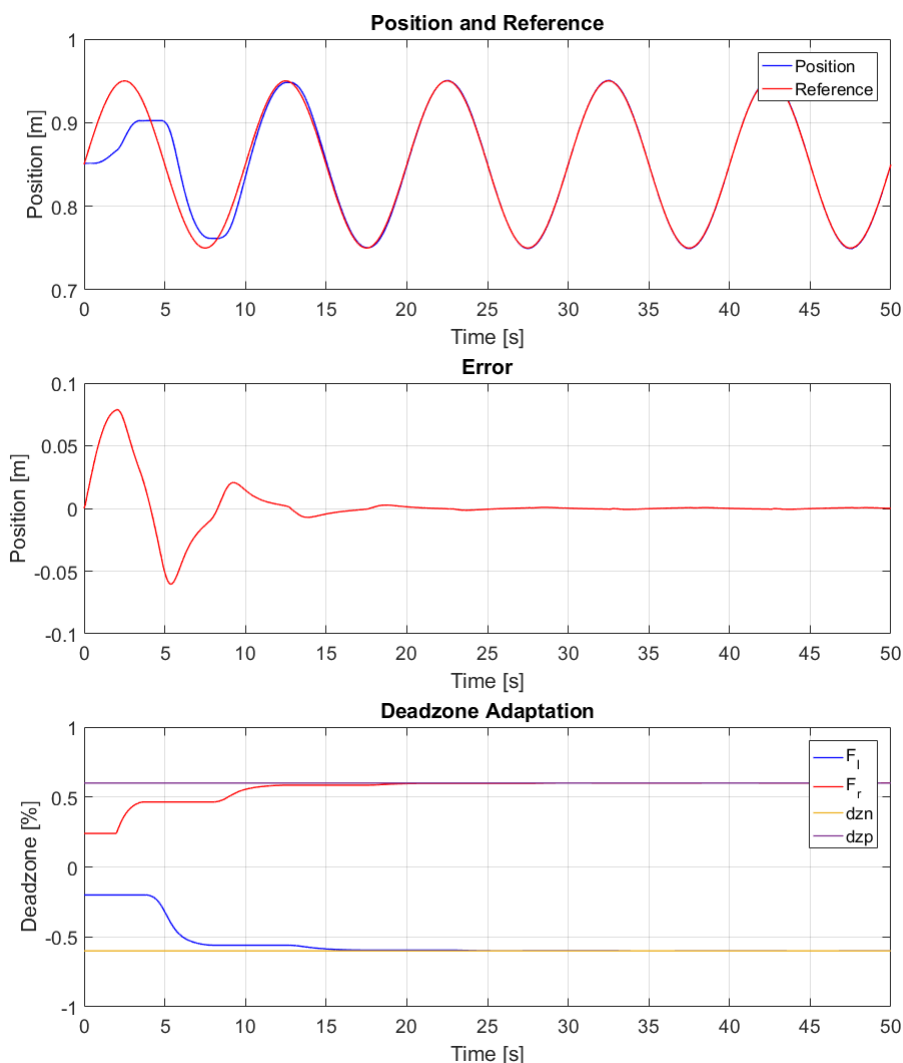


Figura 5.13: Test deadzone costante

valori pari a ± 0.35 . Il periodo totale è di $400s$ e le ampiezze massime e minime si discostano dal valore medio di ± 0.1 .

I risultati sono osservabili in figura (5.14), dove nella prima parte possiamo osservare il riferimento e la posizione del carico, nella seconda è raffigurato l'errore di inseguimento ed infine sono riportati i valori di deadzone e le loro stime. E' bene notare che per facilitare la visualizzazione dell'andamento della variabile sotto controllo, la parte della figura riguardante le componenti adattative e la zona morta, è riportata nella sua interezza, cioè per un tempo pari a $400s$, mentre per le prime due sezioni della figura sono riportate solo la prima porzione di tempo pari a $50s$.

Osservando nel grafico la posizione del pistone e confrontandola con quella del riferimento, è possibile osservare come, con il miglioramento delle stime, l'errore di inseguimento diminuisce nel tempo. Dopo i primi $20s$ di assestamento l'errore raggiunge una soglia massima di circa $\pm 2.5mm$ e questo è il valore massimo rag-

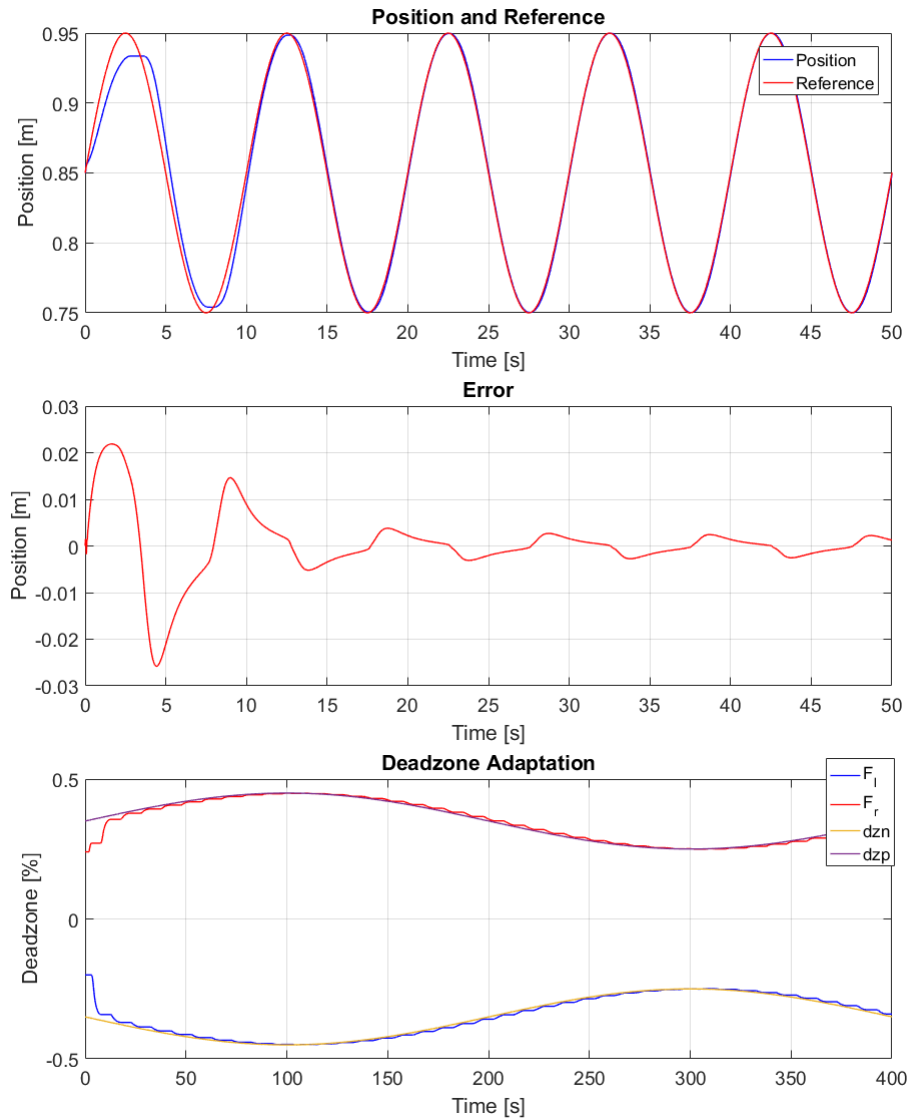


Figura 5.14: Test deadzone tempo variante

giunto per tutto il resto della durata dell'esperimento.

Nella parte bassa della figura si osserva come i valori stimati delle soglie inseguono quelli reali, procedendo all'aggiornamento secondo il segnale di controllo in ingresso al blocco di compensazione. Infatti le stime delle soglie positive e negative si aggiornano solo per valori del segnale PWM del rispettivo segno. Questo porta al moto leggermente ondulatorio di stima e inseguimento dei valori reali delle soglie.

Il test mostra come la compensazione della deadzone ci consenta di stimare le soglie della zona morta anche in casi critici, cioè quei casi in cui queste variano sensibilmente nel tempo. Questo è un caso limite, in quanto la zona morta è principalmente dovuta ad attriti che non consentono l'apertura della valvola per piccoli valori del segnale di controllo. Risulta perciò improbabile un cambiamento

5.5. CONTROLLO A DINAMICA INVERSA E COMPENSAZIONE DELLA DEADZONE⁶⁹

così rapido e di queste ampiezze.

L'errore massimo di inseguimento del riferimento dipende dal fatto che il segnale di controllo opera alternativamente nelle due regioni e che quindi non può aggiornarsi costantemente. Quando una delle due stime può modificarsi, l'altra rimane ferma e come conseguenza aumenta l'errore di inseguimento al rispettivo valore della soglia della zona morta.

Capitolo 6

Conclusioni e sviluppi futuri

In questo capitolo sono riassunti i contenuti principali della tesi e delineati alcuni possibili sviluppi futuri.

Lo scopo finale della tesi è quello di produrre un controllo ad alta precisione per l'attuatore idraulico. Per poter raggiungere questo obiettivo ci si è soffermati a lungo e con numerosi test sullo sviluppo di modelli adeguati. Particolare attenzione è stata posta sullo studio di polinomi interpolanti della caratteristica della valvola e sul fenomeno della zona morta. Considerando che il modello sviluppato è orientato al controllo si è preferito omettere l'isteresi per non complicare eccessivamente le equazioni.

A causa di alcuni limiti meccanici del banco di prova, non è stato possibile estendere il dominio del modello per ogni possibile valore del segnale di controllo della servovalvola. Tuttavia l'insieme di valori del segnale PWM con i quali si sono effettuati i test rispecchia fedelmente le normali condizioni di funzionamento del banco di prova. Nel dominio di funzionamento l'errore quadratico medio normalizzato NMSE raggiunge per la stima della posizione un valore massimo di circa 0.01, invece, per la stima delle pressioni, si ha un valore massimo dell'indice NMSE pari a 0.3.

Successivamente sono state sviluppate alcune strategie di controllo. Il primo controllo proposto è di tipo lineare: per il suo sviluppo è stato fatto uno studio sul modello attraverso diagrammi di Bode e della mappa poli-zeri per la scelta di un punto di linearizzazione. E' stato scelto un punto di linearizzazione ottimale per il controllo e sono chiusi gli anelli di velocità e di posizione rispettivamente con dei controlli PI e P. A causa delle derivate di posizione viene introdotta un'azione feed-forward del riferimento che ne migliora sensibilmente le prestazioni di riferimento di inseguimento.

Questo controllore è stato esteso con un algoritmo di compensazione adattativa della zona morta che però ha portato a una non sempre corretta stima delle soglie.

Successivamente, vista l'approfondita conoscenza del modello e dei parametri

che lo caratterizzano, si è deciso di integrare l'algoritmo di compensazione adattativa in un controllore a dinamica inversa. Con questa strategia sono stati ottenuti buoni risultati sia in termini di capacità di inseguimento del riferimento, sia per quanto riguarda la stima delle soglie della zona morta.

Tutti i modelli matematici dei componenti del sistema e le leggi di controllo sono state implementate nell'ambiente di simulazione open-source OMEdit utilizzando il linguaggio Modelica.

Uno dei possibili sviluppi futuri della tesi è il test di questi controlli nell'apparato sperimentale, infatti non è vi stata più la possibilità di accedervi e tutti i risultati sono stati ottenuti grazie alla simulazione. Più in dettaglio sarebbe utile concentrarsi sulle variazioni della zona morta. Confrontando esperimenti in apertura e chiusura potrebbe essere utile testare se il controllo adattativo possa in parte aiutare con la compensazione dell'isteresi.

Di particolare interesse sarebbe lo sviluppo del controllo per manipolatori a più di un grado di libertà, che, con le dovute attenzioni, potrebbe consentire a questi la possibilità di raggiungere con notevole precisione l'inseguimento di posizione dell'organo terminale.

Bibliografia

- [1] G. Magnani, G. Ferretti, and P. Rocco. *Tecnologie dei sistemi di controllo*. Collana di istruzione scientifica. McGraw-Hill Companies, 2007.
- [2] Bora Eryilmaz and Bruce H. Wilson. Unified modeling and analysis of a proportional valve. *Journal of the Franklin Institute*, 343(1):48 – 68, 2006.
- [3] Weigang Li and Guilin Tao. Modeling cylinder controlled by servo valve of hydraulic looper in hot strip mill. In *2015 Chinese Automation Congress (CAC)*, pages 102–107, Nov 2015.
- [4] Stefan Östlund and Fredrik Nilsson. Dynamic model of a hydraulic servo system for a manipulator robot. 2014.
- [5] Mauro A. B. Cunha, Raul Guenther, Edson R. De Pieri, and Victor Juliano De Negri. Design of cascade controllers for a hydraulic actuator. *International Journal of Fluid Power*, 3(2):35–46, 2002.
- [6] Gang Tao and Petar V. Kokotovic. *Adaptive Control of Systems with Actuator and Sensor Nonlinearities*. John Wiley & Sons, Inc., New York, NY, USA, 1st edition, 1996.
- [7] Gang Tao and P. V. Kokotovic. Adaptive control of plants with unknown dead-zones. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 39(1):59–68, Jan 1994.
- [8] MAB Cunha, R Guenther, and ER De Pieri. A fixed cascade controller with an adaptive dead-zone compensation scheme applied to a hydraulic actuator. *Control 2004, Bath, United Kingdom*, 2004.
- [9] M. A. B. Cunha. Adaptive cascade controller applied to a hydraulic actuator. In *2005 International Conference on Control and Automation*, volume 1, pages 622–627 Vol. 1, June 2005.
- [10] Leandro dos Santos Coelho and Mauro André Barbosa Cunha. Adaptive cascade control of a hydraulic actuator with an adaptive dead-zone compensation and optimization based on evolutionary algorithms. *Expert Syst. Appl.*, 38:12262–12269, 2011.

- [11] Cheng Guan and Shuangxia Pan. Nonlinear adaptive robust control of single-rod electro-hydraulic actuator with unknown nonlinear parameters. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 16(3):434–445, 2008.
- [12] Cheng Guan and Shuangxia Pan. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. *Control Engineering Practice*, 16(11):1275 – 1284, 2008.
- [13] Hideki Yanada and Kazumasa Furuta. Adaptive control of an electrohydraulic servo system utilizing online estimate of its natural frequency. *Mechatronics*, 17(6):337–343, 2007.
- [14] Miroslav Mihajlov, Vlastimir Nikolić, and Dragan Antić. Position control of an electro-hydraulic servo system using sliding mode control with fuzzy boundary layer. In *8th conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*. Citeseer, 2002.
- [15] Adrian Bonchis, Peter I Corke, David C Rye, and Quang Phuc Ha. Variable structure methods in hydraulic servo systems control. *Automatica*, 37(4):589–595, 2001.
- [16] Y Liu and H Handroos. Technical note sliding mode control for a class of hydraulic position servo. *Mechatronics*, 9(1):111–123, 1999.
- [17] GP Liu and S Daley. Optimal-tuning nonlinear pid control of hydraulic systems. *Control Engineering Practice*, 8(9):1045–1053, 2000.
- [18] T Knohl and H Unbehauen. Adaptive position control of electrohydraulic servo systems using ann. *Mechatronics*, 10(1-2):127–143, 2000.
- [19] WM Bessa, MS Dutra, and E Kreuzer. Adaptive fuzzy control of electrohydraulic servosystems. In *4th National Congress of Mechanical Engineering. Recife, Brazil*, 2006.