

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Automazione
Dipartimento di Elettronica, Informazione e Bioingegneria



**PROGETTO E CONTROLLO DI UNA
MACCHINA PER PROVE DI VALIDAZIONE
DI ISOLATORI SISMICI**

Relatore: Prof. Riccardo Scattolini

Correlatore: Angelo Stella

Tesi di Laurea di:
Giuseppe Ricucci
Matricola 786375

Anno Accademico 2012-2013

Alla mia famiglia

Sommario

Questa tesi si svolge nell'ambito del controllo di servo-attuatori idraulici ad elevate prestazioni. Il lavoro deriva dall'esperienza maturata in Bosch Rexroth e dalla collaborazione con l'azienda FIP Industriale. Il tema principale affrontato in questa tesi è la progettazione di una macchina per prove di validazione e certificazione di dispositivi antisismici passivi, la cui esigenza nasce dalla volontà dell'azienda di validare i propri dispositivi con prove dinamiche in scala reale.

Una particolare importanza è data alla progettazione e taratura del sistema di controllo e, per ogni metodo proposto, sono presentati i risultati ottenuti in simulazione. Inoltre, per aumentare la validità delle simulazioni e del modello matematico del sistema, saranno effettuate delle prove di identificazione della curva d'attrito degli attuatori.

Abstract

The thesis regards the control of high performance hydraulic servo-systems. The underlying empirical work of the thesis has been performed in collaboration with Bosch Rexroth and FIP Industriale. The main objective of the thesis deals with the design of seismic response modification devices test system. The realization of this system arises from the company's need to validate its own system in isolation with full scale dynamic tests.

A particular focus is given to the design and tuning of the control system. In this thesis are therefore presented the results obtained by the simulations of each proposed method. Furthermore, with the aim of increasing the effectiveness of the simulation and the mathematical model of the system, several experimental tests were performed, in order to identify the friction forces of the actuators.

Ringraziamenti

Ringrazio sinceramente il professor Scattolini per la generosa disponibilità e la professionalità dimostrata durante questi mesi. Un grande ringraziamento va ad Angelo Stella, Bruno Fazzari e a tutta la divisione di Idraulica Industriale, per avermi dato la possibilità di sviluppare questa tesi in un'azienda di così grande valore. Ringrazio Michele per aver contribuito alla mia crescita professionale e i colleghi Daniele, Mirko e Laura per il loro enorme supporto morale.

Ringrazio tutti i miei amici, con i quali ho condiviso questi cinque intensi anni di università, e senza la quale non avrei raggiunto questo importante traguardo. Di grande aiuto è stato Stefano e le mie coinquiline Vivian, Paola e Selene, che ringrazio di cuore per avermi supportato e sopportato in tutti questi anni; ma il ringraziamento più grande va alla mia famiglia, i miei zii, i miei cugini e le persone a me più care, che mai hanno smesso di credere in me e che con amore, pazienza e incoraggiamento hanno reso possibile tutto questo. Un pensiero intenso va lassù, a mio padre, che mi ha insegnato il valore delle cose e l'importanza di mantenere le promesse; una promessa fatta due anni fa e che oggi porto a termine con immenso orgoglio.

Ancora una volta, Grazie.

Indice

Capitolo 1 Introduzione.....	1
1.1 Isolamento sismico e macchine da testing.....	1
1.2 Breve descrizione del lavoro	3
1.3 Struttura della tesi	4
Capitolo 2 Stato dell'arte.....	5
Capitolo 3 Isolatori sismici	7
3.1 Categorie di isolatori sismici.....	7
3.1.1 Cuscinetti elastomerici	7
3.1.2 Cuscinetti a scorrimento.....	9
3.2 Cinematica del Friction Pendulum	10
3.3 Equazioni di bilancio del Friction Pendulum	11
3.4 Friction Pendulum multi-livello.....	13
Capitolo 4 Macchine per testing.....	15
4.1 Sistemi per testing dei dispositivi d'isolamento sismico	15
4.2 Caratteristiche e problematiche del FIP Test System	17
4.3 Configurazione del sistema.....	18
Capitolo 5 Dimensionamento del sistema idraulico.....	21
5.1 Specifiche	21
5.2 Dimensionamento dei servo-attuatori	21
5.2.1 Attuatore orizzontale	23
5.2.2 Attuatori verticali	30
5.3 Simulazione in MOSIHS	38
5.3.1 Simulazione dell'asse orizzontale	39
5.3.2 Simulazione dell'asse verticale	42
Capitolo 6 Modello e identificazione.....	45
6.1 Modelli elementari	45

6.1.1 Valvola.....	46
6.1.2 Cilindro idraulico	48
6.1.3 Isolatore sismico.....	51
6.2 Modello complessivo	53
6.2.1 Modello linearizzato dell'attuatore	54
6.2.2 Modello linearizzato della valvola.....	58
6.3 Misurazione dell'attrito statico e dinamico	60
6.3.1 Setup sperimentale.....	63
6.3.1.1 Gruppo moto-pompa.....	64
6.3.1.2 Trasduttore di posizione	64
6.3.1.3 Trasduttore di pressione	66
6.3.1.4 Scheda d'acquisizione e controllo valvola	66
6.3.2 Taratura dei trasduttori e configurazione del software	67
6.3.3 Risultati sperimentali.....	70
6.3.3.1 Prova di collaudo	70
6.3.3.2 Prove a gradino di velocità.....	70
6.3.3.3 Prove a bassa velocità	74
Capitolo 7 Sistema di controllo	79
7.1 Definizione degli obiettivi di controllo	79
7.2 Taratura dei controllori	80
7.2.1 Asse orizzontale	80
7.2.2 Asse verticale	83
7.2.3 Risultati della simulazione	85
7.3 Sincronizzazione assi	89
7.4 Migliorie del sistema di controllo.....	92
7.4.1 Tecnica di controllo ad Asse Virtuale	92
7.4.2 Compensazione della caratteristica non lineare della valvola.....	96
Capitolo 8 Conclusioni e sviluppi futuri	101
Bibliografia	103

Elenco delle Figure

Figura 2.1: Vista in prospettiva dell'impianto	6
Figura 3.1: Struttura di un cuscinetto elastomerico in gomma naturale	8
Figura 3.2: Struttura di un cuscinetto in gomma sintetica ad alto smorzamento	8
Figura 3.3: Struttura interna di un cuscinetto con nucleo in piombo....	9
Figura 3.4: a sinistra una la sezione di un FP, a destra un modello di FP reale	9
Figura 3.5: Schema idealizzato di un Friction Pendulum in posizione non centrata	10
Figura 3.6: Caratteristica forza-spostamento di un friction pendulum foranita da Fip Industriale	12
Figura 3.7: Sezione di un isolatore a doppio pendolo	13
Figura 3.8: Sezione di un isolatore a triplo pendolo.....	13
Figura 4.1: Esempio di tavola vibrante a 6 gradi di libertà.....	16
Figura 4.2: Modello di contatto di tipo elastico	18
Figura 4.3: Disegno di massima del FIP Test System	19
Figura 5.1: Schema semplificato di un cilindro idraulico a doppio stelo	24
Figura 5.2: Classico schema di controllo di un servo-comando idraulico.....	25
Figura 5.3: Schema di controllo di un servo-comando utilizzando valvole 2/2	25
Figura 5.4: Campo di operatività del sistema.....	27
Figura 5.5: Sezione di una 2WRCE.....	27

Figura 5.6: Curva caratteristica della 2WRCE 125 (fornito da Bosch Rexroth)	28
Figura 5.7: Datasheet della serie di valvole 2WRCE (fornito da Bosch Rexroth).....	28
Figura 5.8: Disegno finale dell'attuatore orizzontale	29
Figura 5.9: Attuatore orizzontale in fase di collaudo.....	29
Figura 5.10: Schema semplificato di un cilindro a singolo stelo	30
Figura 5.11: Schema di controllo utilizzato per l'attuatore verticale....	31
Figura 5.12: Applicazione della forza di compressione in posizione centrata a) e non centrata b)	32
Figura 5.13: Ripartizione dello spostamento x sulle superfici di un friction pendulum doppio.....	33
Figura 5.14: Datasheet 3WRCE-NG32/40/50 (fornito da Bosh Rexroth)	35
Figura 5.15: Caratteristica della valvola 3WRCE.....	36
Figura 5.16: Datasheet 3WRCE-NG63/80/100 (fornito da Bosch Rexroth)	36
Figura 5.17: Disegno finale dell'attuatore verticale.....	37
Figura 5.18: Attuatore verticale in fase di collaudo.....	38
Figura 5.19: Schema utilizzato per la simulazione	40
Figura 5.20: Confronto tra posizione desiderata (nera) e posizione effettiva (rossa).....	40
Figura 5.21: Portata in ingresso alle camere del cilindro	40
Figura 5.22: Apertura dello spool di una delle quattro 2WRCE-125.....	41
Figura 5.23: Pressione nelle due camere del cilindro	41
Figura 5.24: Forza generata dall'attuatore	41
Figura 5.25: Schema implementato per la simulazione dell'asse verticale	42
Figura 5.26: Confronto tra forza di riferimento (nero) e forza dell'attuatore (rosso)	43
Figura 5.27: Confronto tra oscillazione orizzontale (nero) e spostamento verticale (rosso).....	43

Figura 5.28: Percentuale di apertura della valvola 3WRCE-80	43
Figura 5.29: Portata in ingresso alla 3WRCE-80 (nero) e 3WRCE-32 (rosso)	44
Figura 6.1: Sottosistemi di un servo-sistema idraulico con connessioni	46
Figura 6.2: Risposta al gradino di una tipica servo-valvola.....	47
Figura 6.3: Schema semplificato della macchina (vista dall'alto).....	52
Figura 6.4: Modello della macchina con isolatore di tipo Friction Pendulum (vista frontale)	52
Figura 6.5: Dispositivo Natural Rubber in fase di prova a carico biassiale	53
Figura 6.6: Risposta in frequenza di un attuatore a doppio stelo linearizzato in diversi punti. Dalla posizione centrale (linea celeste) a circa fondo corsa (linea nera)	57
Figura 6.7: Pulsazione naturale normalizzata espressa in funzione della posizione del pistone (normalizzata rispetto alla corsa massima) e del rapporto d'area α	57
Figura 6.8: Diagramma di Bode della 3WRCE-32 preso dal catalogo valvole Bosch Rexroth	58
Figura 6.9: Rappresentazione del sistema valvola-attuatore sotto forma di schema a blocchi	60
Figura 6.10: Esempio di buon accoppiamento valvola-attuatore per un'applicazione in cui la frequenza massima di movimentazione è circa 5 Hz.....	61
Figura 6.11: Sezione dell'attuatore e posizione delle guarnizioni	62
Figura 6.12: Forza normale e forza d'attrito Coulombiano.....	62
Figura 6.13: Struttura e principio di funzionamento di un sensore magnetostriativo.....	65
Figura 6.14: Schema di principio della connessione tra la scheda, i sensori e il servo-attuatore	67
Figura 6.15: Configurazione dell'encoder SSI della scheda.....	68
Figura 6.16: Setup degli ingressi e uscite analogiche.....	69

Figura 6.17: Definizione variabili di ingresso-uscita	69
Figura 6.18: Forza d'attrito dell'attuatore orizzontale in funzione della corsa	71
Figura 6.19: Grafico attrito-corsa dell'attuatore verticale.....	71
Figura 6.20: Misure rilevate di velocità (blu) e forza (verde) per l'attuatore orizzontale	72
Figura 6.21: Misure rilevate di velocità (blu) e forza (verde) per l'attuatore verticale	72
Figura 6.22: Dispersione attrito in relazione alla velocità dell'attuatore	73
Figura 6.23: Confronto tra attrito identificato e misurato sperimentalmente	74
Figura 6.24: Structure configuration utilizzata nel caso di controllo in anello chiuso	75
Figura 6.25: Correzione della variabile d'uscita	75
Figura 6.26: Prova a 1 mm/s con l'attuatore verticale. La linea rossa rappresenta il riferimento, quella blu il segnale	76
Figura 6.27: Segnale di comando OUT1. Si nota l'off-set di 20 mV necessario per recuperare l'overlap dello 0.2% della valvola.....	76
Figura 6.28: Risposta dell'attuatore al gradino di velocità rimuovendo la compensazione software del ricoprimento	77
Figura 7.1: Schema di controllo generale	81
Figura 7.2: Storia temporale e spettro in frequenza del sisma dell'Irpinia 1980 (in alto) e di Kobe 1992 (in basso)	82
Figura 7.3: Luogo delle radici e diagramma di Bode della funzione d'anello dell'asse orizzontale	84
Figura 7.4: Luogo delle radici e diagramma di Bode della funzione d'anello di un attuatore verticale	84
Figura 7.5: Taratura del regolatore PI di forza	85
Figura 7.6: Controllo di posizione dell'asse orizzontale. Prova 1, errore di posizione.	87

Figura 7.7: Controllo di forza sull'asse verticale. Prova 1, riferimento (rosso) e forza misurata (blu).....	87
Figura 7.8: Controllo di posizione dell'asse orizzontale. Prova 3, errore di posizione	88
Figura 7.9: Controllo di forza dell'asse verticale. Prova 3, riferimento (rosso) e forza controllata (blu)	88
Figura 7.10: Eccentricità del sistema.....	89
Figura 7.11: In alto il confronto tra errore di sincronismo con blocco proporzionale (blu) e blocco proporzionale-derivativo (rosso). In basso un particolare.	90
Figura 7.12: Schema a blocchi del metodo di controllo del sincronismo a valor medio	91
Figura 7.13: Confronto tra l'errore di sincronismo dalla posizione media dei due metodi presentati. Valor medio (blu); P+D (rosso).....	92
Figura 7.14: Maschera interfaccia operatore e schema di controllo ad asse virtuale.....	94
Figura 7.15: Controllo di forza dell'asse verticale con compensazione. Prova 2, riferimento (rosso) e valore misurato (blu)	95
Figura 7.16: Errore d'inseguimento con compensazione del disturbo. Prova 2	95
Figura 7.17: Schema di controllo definitivo.....	97
Figura 7.18: Errore di posizione dell'asse orizzontale con compensazione valvola. Prova 3	98
Figura 7.19: Controllo di forza con compensazione valvola. Prova 3, riferimento (rosso) e variabile controllata (blu).....	98
Figura 7.20: Errore di posizione asse orizzontale con compensazione valvola. Prova 2	99
Figura 7.21: Controllo di forza con compensazione valvola. Prova 2, riferimento (rosso) e variabile controllata (blu).....	99

Elenco delle Tabele

Tabella 5.1: Dati relativi alle prove che si vogliono effettuare su isolatori a scorrimento ($\mu=0.025$).....	22
Tabella 5.2: Dati relativi alle prove da effettuare su isolatori elastomerici	22
Tabella 5.3: Prove effettuabili su isolatori a doppio pendolo	34
Tabella 5.4: prove effettuabili su isolatori di tipo elastomerico	35
Tabella 6.1: Frequenza di taglio e smorzamento con segnale d'ingresso $\pm 25\%$	59
Tabella 6.2: Alcuni dati interessanti presi dal datasheet del sensore di posizione	65
Tabella 6.3: Dati estrapolati dal datasheet del sensore di pressione ...	66
Tabella 6.4: Valori dei coefficienti identificati	73
Tabella 7.1: Dati delle prove effettuate	86
Tabella 7.2: Risultati ottenuti dalla simulazione per tipologia di prova	86
Tabella 7.3: Risultati ottenuti col metodo di compensazione della posizione	94
Tabella 7.4: Risultati ottenuti con la compensazione della caratteristica non lineare della valvola	97

Capitolo 1

Introduzione

Questa tesi si svolge nell'ambito della progettazione e controllo di servo-attuatori idraulici ad elevate prestazioni. Il lavoro deriva dall'esperienza maturata in Bosch Rexroth e dalla collaborazione con l'azienda FIP Industriale. Sarà affrontata la progettazione *in toto* di una macchina per il testing e la certificazione di isolatori sismici a scorrimento ed elastomerici. Una particolare importanza sarà data alla progettazione e taratura del sistema di controllo; in particolare sarà implementata una strategia di controllo Master-Slave ad asse virtuale per l'intero anello di regolazione di forza e saranno confrontate diverse tecniche per il controllo di posizione degli attuatori. Nel corso della tesi saranno presentati i risultati ottenuti in simulazione per ogni metodo proposto. Inoltre, per aumentare la validità del modello utilizzato, saranno effettuate delle prove di identificazione della curva d'attrito degli attuatori.

Molta attenzione sarà data alla complessità dell'algoritmo di controllo utilizzato dato che esso sarà implementato in un controllore industriale che presenta una capacità di calcolo limitata rispetto ad una stazione PC-based. Di conseguenza si cercherà di raggiungere le prestazioni richieste dalla specifica utilizzando la strategia a minor complessità computazionale.

1.1 Isolamento sismico e macchine da testing

L'isolamento sismico è motivato dalle esigenze di controllare la risposta di una struttura quando essa è sottoposta a un'eccitazione di tipo armonico. Sorgenti di tali vibrazioni sono tradizionalmente macchine rotanti, traffico e pedoni. Un valido metodo per ridurre l'accelerazione trasmessa dal suolo alla struttura, è di interporre una cedevolezza alla base (sia essa composta da molle d'acciaio o da cuscinetti in gomma) che modifichi la frequenza naturale della struttura sovrastante [1]. L'obiettivo è di evitare che l'edificio

raggiunga la risonanza nelle condizioni operative di eccitazione [2]. Questa idea è alla base della trasmissibilità, una misura molto utilizzata in materia di controllo delle vibrazioni. Essa è il rapporto tra l'ampiezza dell'accelerazione trasmessa dal sistema e l'ampiezza dell'accelerazione agente sul sistema. La funzione di trasmissibilità TR dipende della frequenza naturale dell'elemento e dalla quantità di smorzamento presente. Questi due parametri risultano essere determinanti per raggiungere gli obiettivi di "performance anti-sismiche" richiesti.

In realtà, negli isolatori, l'eccitazione è dovuta al movimento del terreno che si genera durante un evento sismico e quindi non caratterizzabile da un ingresso armonico. Un terremoto è un evento di per sé stocastico e può contenere un elevato numero di componenti armoniche. Dati rilevati da numerosi sismi hanno dimostrato che tali eventi sono caratterizzati da uno spettro le cui componenti principali si trovano al di sotto di 1 Hz, di conseguenza edifici che hanno una frequenza naturale molto inferiore a questa, presenteranno una forte riduzione dell'accelerazione trasmessa dal terreno alla struttura. La riduzione della frequenza naturale fornisce il cosiddetto "disaccoppiamento" del moto del terreno con la struttura sovrastante. Tale riduzione però richiede un aumento in deformabilità quando la struttura è sottoposta all'ingresso di eccitazione. Questo effetto non desiderato può essere ridotto attraverso l'aggiunta di dispositivi di dissipazione d'energia, tipicamente smorzatori viscosi. In questo modo si conferiscono al sistema caratteristiche di rigidità e smorzamento tali da ottenere un disaccoppiamento di certe dinamiche, senza le deformazioni eccessive che provocherebbero il danneggiamento della struttura.

L'ammodernamento e la progettazione di edifici con spiccate proprietà anti-sismiche implicano la presenza di vari tipi di sistemi atti a modificare la risposta sismica. Un gran numero di edifici isolati sono stati soggetti a forti terremoti, e i dati registrati sono disponibili per molti di essi. In ogni osservazione post-terremoto e nelle analisi dei dati, le performance e il comportamento degli edifici sono stati coerenti con le aspettative e i danni riportati sono risultati di lieve entità. Per una descrizione più accurata delle osservazione post-terremoto si rimanda alla letteratura [3] [4] [5]. Queste tecnologie innovative generano un sostanziale risparmio economico in zone ad alto rischio sismico, ma la loro affidabilità dipende dalle caratteristiche di attrito, isteresi e dissipazione dell'energia; per tale

motivo è importante validare e certificare tutti i prodotti prima di essere messi sul mercato. Le normative che regolano le modalità di svolgimento dei test impongono delle specifiche stringenti che i costruttori di macchine devono rispettare. I prototipi dei dispositivi d'isolamento sono validati al fine di verificare il raggiungimento degli obiettivi anti sismici. Una completa ed esaustiva descrizione delle procedure e dei requisiti necessari alla validazione dei dispositivi è espressa dalla norma di riferimento in materia UNI EN 15129.

Grazie allo sviluppo di nuove tecnologie, negli ultimi anni il testing ha assunto un ruolo chiave, sia per quanto riguarda l'esecuzione delle prove di validazione dei dispositivi, sia per l'acquisizione e l'elaborazione dei dati che consentono di studiare strutture e materiali in condizione molto prossime a quelle di utilizzo reale. Le capacità computazionali sempre più elevate dei processori consentono di implementare le più avanzate tecniche di controllo anche in ambito industriale. Tutto questo porta a una grande flessibilità nell'utilizzo delle macchine per testing, nonché ad una grande affidabilità dei risultati ottenuti.

La macchina, la cui progettazione è discussa in questa tesi, avrà il compito di portare a termine prove real-time, dinamiche e statiche col fine ultimo di caratterizzare la relazione forza-spostamento, le curve di isteresi e di dissipazione di energia dei dispositivi di isolamento. Apparati molto simili a questa macchina sono il "The Caltrans Seismic Response Modification Device (SRMD) Testing System" del Powel Structura Research Laboratories di San Diego, California, progettata dalla MTS Systems [6] [7] e il "Dynamic Multiaxial Bearing Test System" del "European Centre of Training and Research in Earthquake Engineering (TREES)" di Pavia, sempre progettata da MTS Systems [8] [9] [10].

1.2 Breve descrizione del lavoro

La prima fase che ha caratterizzato lo svolgimento della tesi ha riassunto il dimensionamento degli attuatori e delle valvole, al fine di soddisfare le specifiche dinamiche e in forza.

La seconda fase è stata la simulazione attraverso il software MOSHIS, sviluppato da Bosch Rexroth, per la validazione e verifica della progettazione idraulica. In seguito è stato definito e implementato il modello del sistema in MATLAB/Simulink e simulato il comportamento nelle condizioni di funzionamento richieste nella

specifica del cliente. Sono stati implementati in simulazione varie tipologie di schema di controllo e regolatori al fine di valutare quale fosse quella più adatta.

È stato inoltre possibile effettuare una campagna di raccolta dati per la validazione del modello e dei singoli componenti. Sono state eseguite prove sui componenti fisici col fine di avere una stima precisa di alcuni parametri di particolare importanza, come i coefficienti di attrito degli attuatori e le caratteristiche delle valvole, il cui valore esatto non è noto a priori, oppure varia molto tra componenti della stessa tipologia.

1.3 Struttura della tesi

La tesi è strutturata nel modo seguente:

- nel secondo capitolo è presentato uno stato dell'arte nel settore e degli impianti di validazione presenti;
- nel terzo capitolo si descrivono le varie tipologie di isolatori e si analizzano le relazioni cinematiche e dinamiche che li caratterizzano;
- nel quarto capitolo vengono presentate le principali caratteristiche e problematiche della macchina da progettare, nonché la configurazione degli attuatori e del layout del sistema;
- nel quinto capitolo vengono riassunte le specifiche del cliente ed effettuato il dimensionamento delle valvole e degli attuatori idraulici; una seconda parte è dedicata alla verifica del dimensionamento attraverso il software di simulazione di sistemi idraulici MOSIHS;
- nel sesto capitolo in primo luogo viene definito il modello del sistema, successivamente attraverso delle prove sperimentali è identificato un modello e i relativi parametri per le forze d'attrito degli attuatori;
- nel settimo capitolo sono proposte le varie tecniche di controllo utilizzate e i risultati delle simulazioni. Particolare attenzione sarà data all'errore di posizione dell'attuatore orizzontale e al mantenimento del carico sull'isolatore durante l'intera durata della prova;
- Nell'ottavo capitolo si analizzano i risultati ottenuti e si delineano alcune direzioni di sviluppo per aumentare il campo di utilizzo della macchina.

Capitolo 2

Stato dell'arte

L'isolamento sismico moderno trova origine a metà degli anni sessanta con il New Zealand Department of Scientific and Industrial Research [11]. Molti ricercatori hanno contribuito a sviluppare un sistema affidabile per ottenere l'isolamento necessario mantenendo un'elevata rigidità verticale per resistere al carico dell'edificio. Questi sistemi erano caratterizzati da cuscinetti d'isolamento e sfruttavano le proprietà della gomma naturale per ottenere la deformazione necessaria. Il primo edificio moderno che incorporò una base isolata al suo interno fu la scuola "Pestalozzi" in Skopje, Macedonia, costruita nel 1969. Il primo rinnovo di una struttura già esistente con degli isolatori sismici fu nel 1989 con il "City and Country Building" in Salt Lake City. Questo progetto fu pioniere di molti altri sia in America che in Giappone. L'esistente "United States Court of Appeals Building" in San Francisco, California, rinnovato nel 1994 fu il primo ad essere isolato con un sistema di tipo Friction Pendulum.

Con l'avanzamento delle tecnologie costruttive e con l'aumento delle richieste da parte del mercato, nasce anche l'esigenza di costruire dispositivi sempre più performanti e capaci di supportare strutture sempre più pesanti. Tutt'ora l'unico impianto capace di validare grandi dispositivi è il Caltrans Seismic Response Modification Device Test Facility di San Diego. Questo sistema di seconda generazione permette la caratterizzazione dinamica a sei gradi di libertà dei dispositivi di modifica della risposta sismica. Le specifiche sono disponibili in [12]. La configurazione del sistema è stata rivista più volte durante la fase di design a causa dell'elevata complessità del progetto dovuta alla richiesta di un carico verticale e spostamento laterale elevato. La configurazione finale è mostrata in Figura 2.1.

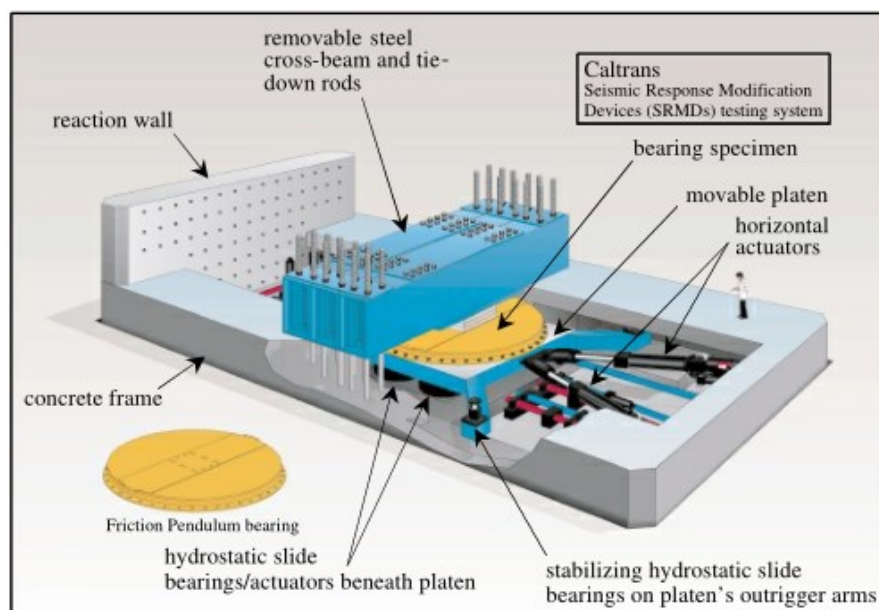


Figura 2.1: Vista in prospettiva dell'impianto

Il sistema presenta una traversa in cemento armato pretensionato e una base mobile connessa attraverso quattro attuatori ad un muro di contrasto. Lo scorrimento della base avviene su quattro cuscinetti idraulici a sostentamento idrostatico, che genera un basso attrito e rende questa macchina unica nel suo genere.

Il corrispettivo europeo è dato dal TREES LAB dell'EUROCENTRE di Pavia, il cui modello analitico è analizzato in [9] e [13]. Le specifiche di forza e spostamento sono del tutto simili all'impianto di San Diego e rendono questo centro uno dei più importanti a livello mondiale.

Capitolo 3

Isolatori sismici

3.1 Categorie di isolatori sismici

I cuscinetti d'isolamento ricadono in due categorie: su base elastomerica o a superficie scorrevole. Gli isolatori elastomerici sfruttano la flessibilità della gomma per ottenere le caratteristiche di isolamento richieste, mentre quelli a superficie scorrevole si affidano al basso coefficiente di attrito generato all'interfaccia tra le superfici.

I dispositivi che sono progettati e costruiti per raggiungere gli obiettivi d'isolamento sismico possiedono tre caratteristiche fondamentali:

- 1) Elevata rigidità assiale per resistere al carico gravitazionale (sia statico sia dinamico) con deformazioni che rendono la struttura accessibile in ogni situazione.
- 2) Rigidità orizzontale sufficientemente bassa, in modo tale che la frequenza naturale della struttura sovrastante sia sostanzialmente più bassa rispetto al contenuto in frequenza atteso in un eventuale sisma.
- 3) Un efficace meccanismo di dissipazione dell'energia per attenuare le eccessive deformazioni laterali e ridurre l'energia trasmessa dal sottosuolo all'edificio.

3.1.1 Cuscinetti elastomerici

Un gran numero dei dispositivi di isolamento è di tipo elastomerico. Questi cuscinetti utilizzano le proprietà della gomma, sia naturale che sintetica, per ottenere le caratteristiche di sistema di isolamento. I cuscinetti elastomerici si possono suddividere in tre categorie: lead rubber (LR), high-damping rubber (HDR) e natural rubber (NR). Ogni cuscinetto, indipendentemente dalla categoria, è caratterizzato da un'alternanza di strati di gomma e acciaio, tenuti assieme da un robusto collante non degradante. Gli spessori in acciaio hanno il compito di aumentare la rigidità verticale del dispositivo.

Gli isolatori elastomerici in gomma naturale (Figura 3.1) hanno uno smorzamento molto basso. Al contrario, gli isolatori composti da strati in gomma ad alto smorzamento (Figura 3.2) sono realizzati con polimeri sintetici e riempitivi, come ad esempio il nero di carbonio, che aumentano le capacità dissipative di energia della matrice di gomma. Gli isolatori in piombo (Figura 3.3) sono composti da una matrice di gomma naturale e acciaio con uno stelo in piombo pressofuso inserito nella cavità centrale. Questa cavità è presente in tutti gli isolatori elastomerici perché il processo di vulcanizzazione richiede un riscaldamento, sia dalla superficie interna, che quella esterna del materiale.

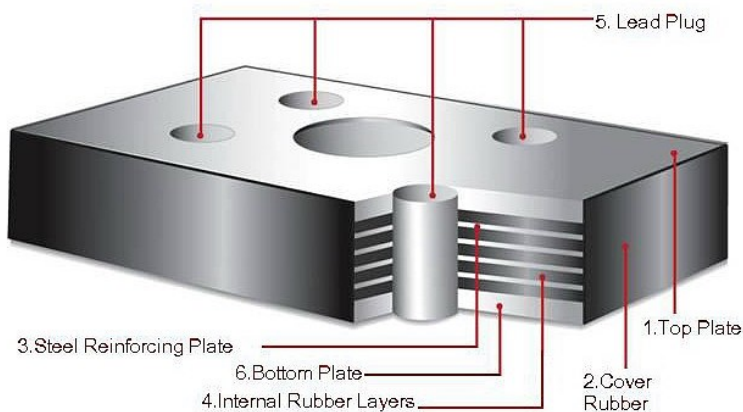


Figura 3.1: *Struttura di un cuscinetto elastomerico in gomma naturale*

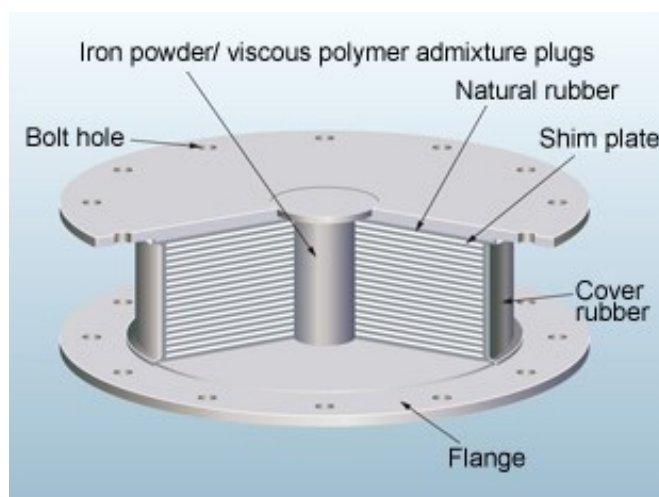


Figura 3.2: *Struttura di un cuscinetto in gomma sintetica ad alto smorzamento*

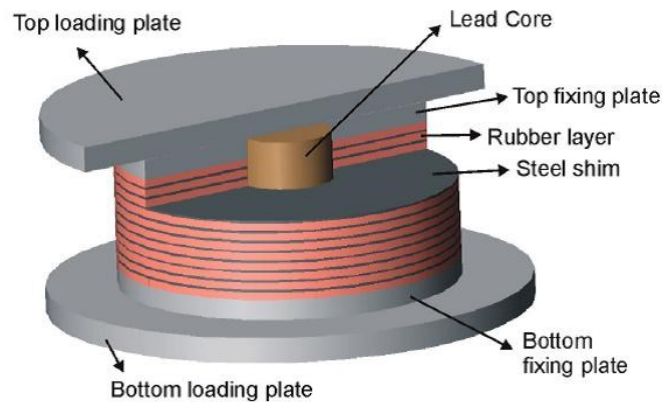


Figura 3.3: Struttura interna di un cuscinetto con nucleo in piombo

3.1.2 Cuscinetti a scorrimento

Un altro dispositivo classico di isolamento è il “friction pendulum” (FP) mostrato schematicamente in Figura 3.4. La dissipazione di energia è data dallo scorrimento tra le superfici d’interfaccia e dalla presenza di uno smorzamento ad attrito Coulombiano. In questo tipo d’isolatore è presente uno slider sulla tavola superiore che giace su una superficie sferica concava. La base inferiore è collegata al terreno, mentre quella superiore alla base dell’edificio da isolare. La forza di richiamo laterale è generata dalla forma sferica della superficie di scorrimento. Si nota come questi dispositivi siano autocentranti, proprietà fondamentale per gli isolatori sismici. Esistono altri tipi di dispositivi a scorrimento, chiamati multi-livello, che utilizzano il principio del friction pendulum e sono caratterizzati da più di un meccanismo a pendolo (doppio e triplo). Il risultato dell’utilizzo di tali dispositivi è uno spettro di risposta della sovrastruttura, per un ingresso armonico, che mostra i benefici di una riduzione di trasmissibilità, derivanti da una riduzione della frequenza naturale rispetto quella d’eccitazione.

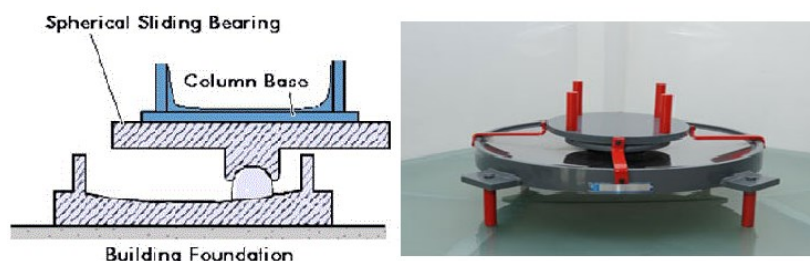


Figura 3.4: a sinistra una la sezione di un FP, a destra un modello di FP reale

3.2 Cinematica del Friction Pendulum

Il sistema d'isolamento FP è brevettato da Zayas [14] [15], il cui schema di principio è raffigurato in Figura 3.5, rappresenta il primo prototipo di cuscinetto a scorrimento che faccia uso del concetto del pendolo. Lo slider è ricoperto da un rivestimento in PTFE (politetrafluoroetilene) mentre la superficie sferica è di acciaio inox lavorato. Nonostante in letteratura vi siano moltissime pubblicazioni in cui viene descritto il comportamento del FP, è necessario comprenderne a pieno la geometria ed il comportamento, dato che la modellazione dei pendoli multi-livello è una estensione del caso a singola superficie concava. Un'analisi delle forze coinvolte nella dinamica del dispositivo sarà necessaria al fine del corretto dimensionamento della macchina da testing, insieme ai legami cinematici che definiranno gli ingombri e le corse degli attuatori idraulici.

Come prima cosa scriviamo la relazione geometrica che lega lo spostamento orizzontale u a quello verticale \bar{z} dello slider. Ipotizziamo la base inferiore fissa a terra e imponiamo uno spostamento orizzontale u alla base superiore. Possiamo scrivere

$$\bar{z} = R(1 - \cos \varphi) \quad (3.1)$$

Dalla trigonometria è chiaro che $\sin \varphi = \frac{u}{R}$ e lo spostamento verticale può essere espresso dalla seguente relazione

$$\bar{z} = R \left(1 - \cos \left(\sin^{-1} \frac{u}{R} \right) \right) \quad (3.2)$$

La relazione cinematica (3.2) è sufficiente a descrivere l'accoppiamento tra il movimento della base inferiore e superiore.

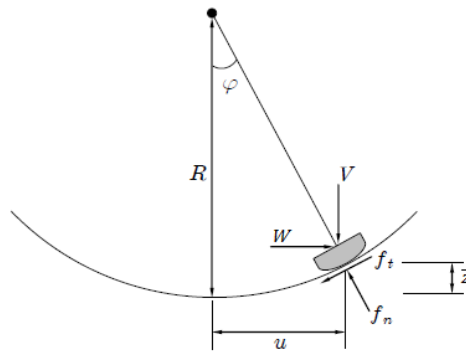


Figura 3.5: Schema idealizzato di un Friction Pendulum in posizione non centrata

3.3 Equazioni di bilancio del Friction Pendulum

Se la cinematica è utile per il dimensionamento delle corse degli attuatori e dell'ingombro della macchina, le equazioni di bilancio sono altrettanto importanti poiché definiranno le forze che il sistema di attuazione dovrà generare per compiere correttamente le prove.

Come prima cosa scriviamo le equazioni di equilibrio del cuscinetto nella posizione non centrata (come mostrato in Figura 3.5), sommando le forze lungo l'asse orizzontale e verticale, e ottenendo

$$\begin{aligned} W - f_t \cos \varphi - f_n \sin \varphi &= 0 \\ V + f_t \sin \varphi - f_n \cos \varphi &= 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Oppure in forma matriciale, esprimendo i carichi esterni V e W in funzione degli sforzi locali, possiamo scrivere

$$\begin{pmatrix} W \\ V \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_t \\ f_n \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Come già detto precedentemente $\sin \varphi = \frac{u}{R}$ e $\cos \varphi = \frac{\sqrt{R^2 - u^2}}{R}$, di conseguenza

$$\begin{pmatrix} W \\ V \end{pmatrix} = \frac{1}{R} \begin{bmatrix} \sqrt{R^2 - u^2} & u \\ -u & \sqrt{R^2 - u^2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_t \\ f_n \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

Assumendo che la forza tangenziale f_t sia legata a quella normale f_n dall'attrito Coulombiano secondo l'equazione $f_t = \mu f_n$ (dove μ è il coefficiente d'attrito dinamico), si ottiene la seguente relazione non lineare in u

$$W = V \left(\frac{\mu \sqrt{R^2 - u^2} + u}{\sqrt{R^2 - u^2} - \mu u} \right) \quad (3.6)$$

Tale relazione è utile nel caso di grandi spostamenti ed è sempre valida sotto le ipotesi effettuate. Ad ogni modo, il raggio di curvatura della superficie sferica concava è molto maggiore della massima escursione dello slider. La conseguenza di questa assunzione è che $\sqrt{R^2 - u^2} \approx R$ e $\frac{\mu u}{R}$ è circa zero. Sostituendo all'equazione (3.6) queste approssimazioni e definendo $\tilde{W} = \frac{W}{V}$ la forza di taglio normalizzata si ottiene:

$$\tilde{W} = \frac{\mu R + u}{R - \mu u} = \frac{\mu + \frac{u}{R}}{1 - \frac{\mu u}{R}} \approx \mu \operatorname{sign}(\dot{u}) + \frac{u}{R} \quad (3.7)$$

Questa è la ben nota relazione forza-deformazione di un cuscinetto a singolo pendolo ad un particolare spostamento u e velocità \dot{u} . La presenza della funzione segno è necessaria in quanto la direzione della forza d'attrito è sempre contraria alla direzione della velocità di avanzamento dello slider. Questa relazione verrà presa in considerazione quando si dovrà dimensionare l'attuatore orizzontale. Un grafico forza-spostamento di un FP in un intero ciclo di lavoro è mostrato nella Figura 3.6.

L'area compresa all'interno del ciclo d'isteresi rappresenta l'energia dissipata dal pendolo lungo un intero ciclo. I parametri μ ed R sono di progetto; attraverso un design appropriato è possibile progettare un cuscinetto che abbia le caratteristiche necessarie per raggiungere le prestazioni di isolamento richieste.

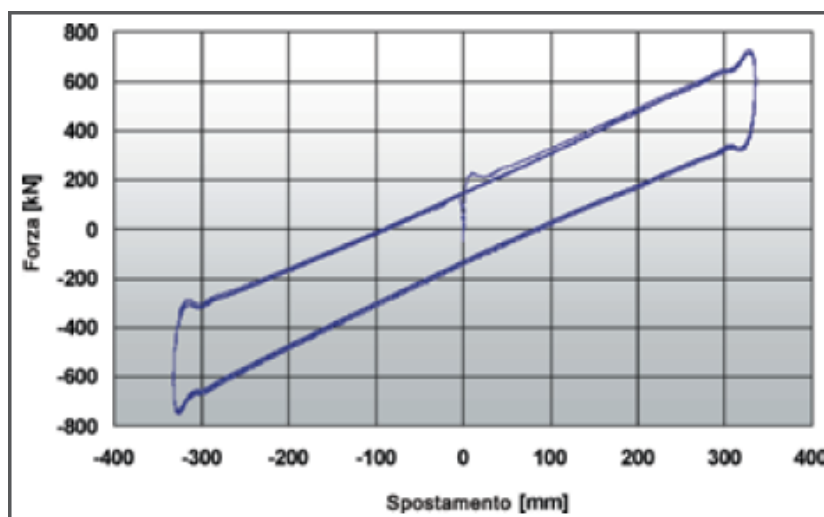


Figura 3.6: Caratteristica forza-spostamento di un friction pendulum foranita da Fip Industriale

Un altro parametro caratteristico, molto importante nell'analisi degli isolatori a scorrimento, è la pulsazione naturale ω_n , che può essere ricavata scrivendo l'equazione di moto per un pendolo non smorzato ad un grado di libertà, dove m è la massa supportata (quindi $W = mg$)

$$m\ddot{u} + \frac{mg}{R}u = 0 \Rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{g}{R}} \quad (3.8)$$

3.4 Friction Pendulum multi-livello

I dispositivi d'isolamento che sfruttano un meccanismo di pendolo multi-livello sono caratterizzati da una maggior flessibilità nella progettazione. La lunghezza, il raggio e il coefficiente d'attrito sono specifici e indipendenti per ogni singolo meccanismo di pendolo. Nel caso di Double Friction Pendulum (DFP) avremo il raggio inferiore e superiore (rispettivamente R_1 ed R_2); il coefficiente d'attrito dello slider con la concavità inferiore (μ_1) e superiore (μ_2). Discorso analogo per un Triple Friction Pendulum (TFP). Si riportano in Figura 3.7 e Figura 3.8 le sezioni di un doppio e un triplo pendolo, rispettivamente.

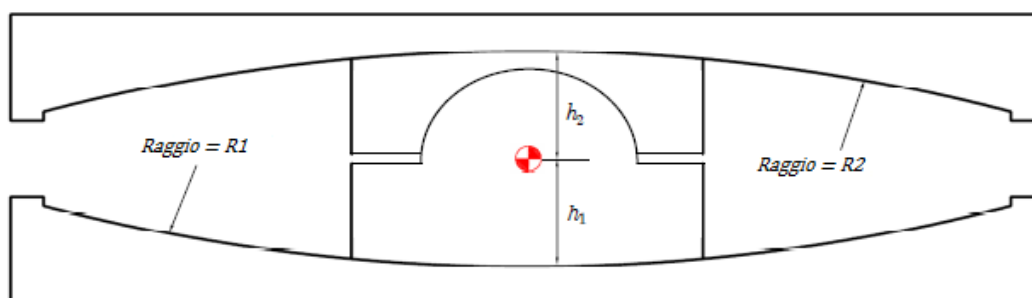


Figura 3.7: Sezione di un isolatore a doppio pendolo

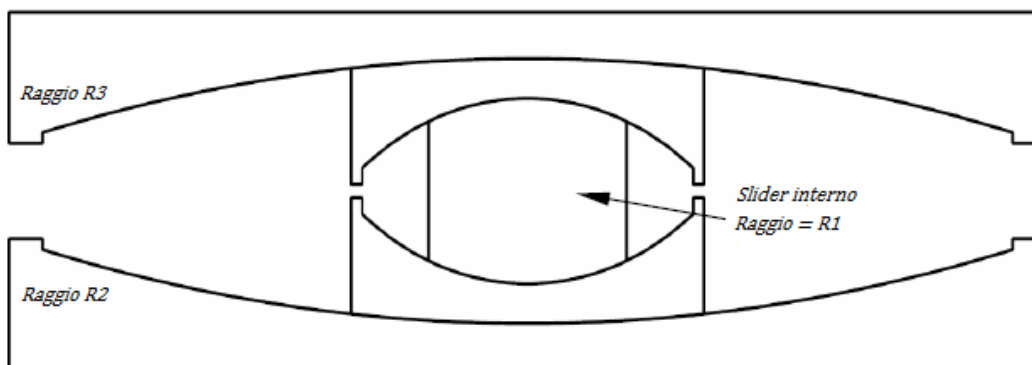


Figura 3.8: Sezione di un isolatore a triplo pendolo

La trattazione necessaria per ricavare le forze di richiamo in questi casi è leggermente più complessa e sarà omessa. Tuttavia è possibile dimostrare che nel caso di doppio pendolo, se i raggi e i coefficienti d'attrito sono uguali, la forza di richiamo è data dalla seguente espressione

$$\tilde{W} = \frac{1}{2R} u_e + \mu \operatorname{sign}(\dot{u}_e) \quad (3.9)$$

Dove u_e ed \dot{u}_e sono rispettivamente spostamento e velocità equivalente, definite come somma dei singoli spostamenti e velocità delle due superfici concave. Questa condizione è rappresentativa della stragrande maggioranza degli isolatori DFP presenti sul mercato. Le principali caratteristiche di questa tecnologia rispetto a quelle del FP singolo sono:

- Una riduzione in termini di dimensioni, poiché lo spostamento laterale è suddiviso tra la superficie concava superiore ed inferiore; di conseguenza, il diametro di un DFP è significativamente inferiore rispetto a quello di un FP.
- I raggi e i coefficienti d'attrito dei due meccanismi di pendolo possono essere selezionati in maniera indipendente per ottenere una relazione tri-lineare tra forza e spostamento.
- La forza di richiamo \tilde{W} è sempre inferiore a quella di un pendolo semplice a parità di coefficiente d'attrito μ e di spostamento equivalente u_e .

L'ultimo punto è di fondamentale importanza per il dimensionamento dell'attuatore orizzontale. Per calcolare la forza massima che il cilindro idraulico orizzontale dovrà sviluppare, sarà sufficiente conoscere, tra tutti i dispositivi che si vogliono testare, quello a singolo pendolo con il raggio più piccolo e coefficiente d'attrito maggiore (oltre al carico verticale massimo cui si vuole sottoporre il dispositivo). Questa sarà evidentemente la condizione peggiore e la base di partenza per la progettazione dell'intero sistema idraulico.

Capitolo 4

Macchine per testing

La sperimentazione ha da sempre un ruolo fondamentale nella ricerca scientifica, nella validazione delle teorie, nell'identificazione delle caratteristiche strutturali e nella definizione prestazionale di sistemi e componenti.

Nell'ingegneria strutturale, e in particolare in ambito sismico, il testing ha assunto negli ultimi anni un ruolo chiave grazie allo sviluppo di nuove tecnologie, sia per quanto riguarda l'esecuzione dei test, sia per l'acquisizione e l'elaborazione dei dati. Si consente così di studiare strutture e materiali in condizione molto prossime a quelle di utilizzo reale. Inoltre le capacità computazionali sempre più elevate dei processori consentono di implementare le più avanzate tecniche di controllo anche in ambito industriale. Tutto questo porta a una grande flessibilità nell'utilizzo delle macchine per testing, nonché ad una grande affidabilità dei risultati ottenuti.

4.1 Sistemi per testing dei dispositivi d'isolamento sismico

L'ammodernamento e la progettazione di edifici con spiccate proprietà anti-sismiche implicano la presenza di vari tipi di modificatori della risposta sismica. Queste tecnologie innovative generano un sostanziale risparmio economico in zone ad alto rischio sismico, ma la loro affidabilità dipende dalle caratteristiche intrinseche di attrito, isteresi e dissipazione dell'energia; per tale motivo è importante validare e certificare tutti i prodotti prima di essere messi sul mercato. Le normative che regolano le modalità di svolgimento dei test impongono delle specifiche stringenti che i costruttori di macchine devono rispettare.

Esistono ci sono due tipologie di macchine atte ad effettuare test sismici: le tavole vibranti (da uno a sei gradi di libertà) e le macchine per isolatori sismici. Le prime, un cui esempio è mostrato in Figura 4.1, sono tavole sismiche con elevate prestazioni dinamiche e capaci

di raggiungere alte accelerazioni (oltre 1 g); la possibilità di compiere ampi movimenti e rotazioni lungo tutti i gradi di libertà anche ad elevata frequenza (40-50 Hz), rende questi sistemi in grado di effettuare prove caratterizzata da una notevole dinamica. Sono utilizzate soprattutto per simulare eventi sismici oppure per eseguire una caratterizzazione in frequenza della struttura vincolata alla tavola.

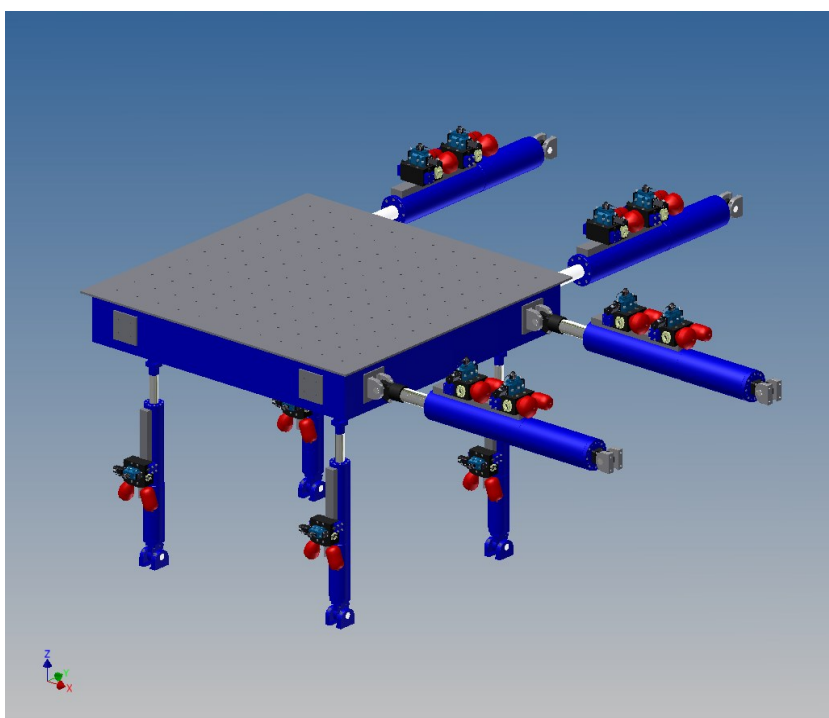


Figura 4.1: Esempio di tavola vibrante a 6 gradi di libertà

Le seconde invece sono specifiche per la validazione dei dispositivi d'isolamento e hanno la caratteristica di poter sviluppare un elevato carico verticale, eliminando così la necessità di costruire una sovrastruttura per la simulazione del peso sul dispositivo. Per contro, queste macchine hanno una dinamica limitata (circa 1 Hz in spostamento) e raramente vanno oltre i due gradi di libertà (x-y) per il movimento della massa sismica.

La macchina oggetto della tesi è realizzata per soddisfare le specifiche dell'azienda cliente che vuole superare i limiti in spostamento e carico della maggior parte dei sistemi attualmente presenti sul mercato.

4.2 Caratteristiche e problematiche del FIP Test System

In questa tesi si discuterà la progettazione di una macchina di estrema flessibilità per eseguire prove, e quindi certificare, una vasta tipologia di modificatori della risposta sismica. Data la grande varietà di dispositivi in termini di dimensioni, ma anche di tecnologia utilizzata, la progettazione di una macchina estremamente flessibile è l'unica soluzione per contenere i costi della certificazione da parte delle aziende produttrici.

È necessario creare un banco prova su cui poter testare i dispositivi indipendentemente dalla loro dimensione o principio fisico su cui sono basati (friction pendulum o elastomerici). Il principio fisico e la cinematica su cui i vari dispositivi basano il loro funzionamento rendono quest'obiettivo molto difficile da raggiungere. La norma UNI 15129 permette alle aziende produttrici di compiere test sui dispositivi in scala qualora non si abbiano le attrezzature e tecnologie necessarie per eseguire i test sui dispositivi di grandezza reale. È evidente come questa scelta è economicamente avversa, poiché dovranno essere progettati e realizzati dispositivi in scala appositamente per il test. Tali dispositivi non saranno poi messi in vendita sul mercato a causa delle loro dimensioni e caratteristiche di resistenza limitate. Per questo motivo sarà sviluppata una macchina con caratteristiche di carico verticale elevato e capace di generare gli spostamenti necessari alla prova di dispositivi reali.

In particolare si vogliono validare:

- gli isolatori di tipo elastomerico, siano essi in gomma naturale, sintetica o con stelo di piombo. Tali dispositivi, in presenza di un carico che agisce in direzione assiale, sono caratterizzati da piccole compressioni lungo l'asse. Il legame tra spostamento orizzontale e verticale non è noto a priori e varia in funzione dello stato del cuscinetto (temperatura, carico e altri fattori di stress).
- gli isolatori Friction Pendulum e Friction Pendulum multi-livello. Questi ultimi hanno una relazione che lega lo spostamento orizzontale con quello verticale del piatto superiore. Tale relazione è semplice da calcolare se il dispositivo è un FP o DFP, mentre è molto più complessa nel caso di Friction Pendulum triplo.

Un ruolo molto importante avrà la simulazione e la prototipazione virtuale. Questi strumenti saranno utilizzati per verificare sia il

dimensionamento idraulico e meccanico del sistema, sia per valutare le prestazioni del sistema di controllo, nonché la taratura dello stesso. Il sistema di controllo dovrà avere elevate proprietà di robustezza; il carico verticale dovrà essere attuato e mantenuto costante indipendentemente dal tipo d'isolatore e dall'ampiezza delle oscillazioni orizzontali, che a loro volta generano variazioni della posizione lungo l'asse verticale.

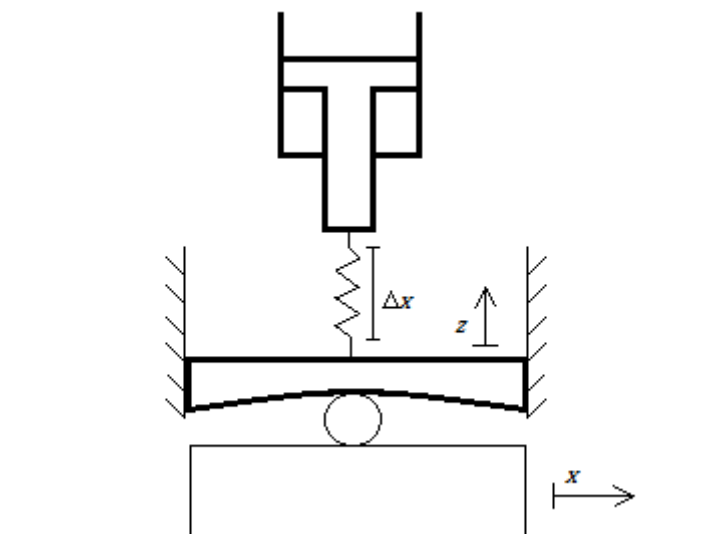


Figura 4.2: Modello di contatto di tipo elastico

Un primo modello molto semplificato, ma utile per capire le problematiche che saranno affrontate nel progetto del controllore, è mostrato in Figura 4.2. Nel caso in cui si voglia mantenere la forza di contatto costante tra stelo e tavola, l'allungamento della molla dovrà rimanere costante. Questo implica che in linea di principio, il movimento dell'attuatore dovrà coincidere col movimento verticale del piatto superiore. È da notare che il modello di contatto presenta una rigidità molto elevata, sui valori tipici dei materiali metallici, di conseguenza, una variazione di pochi decimi di millimetro genera variazioni di forza di centinaia di kN. Un ruolo molto importante avrà il regolatore di posizione, che dovrà avere elevate prestazioni in termini di banda passante e inseguimento del segnale di riferimento.

4.3 Configurazione del sistema

per effettuare la prova sarà sufficiente introdurre il dispositivo su cui si vuole effettuare il test, inserire attraverso un'interfaccia operatore

il carico verticale desiderato e la storia temporale dello spostamento orizzontale. Questa configurazione presenta un notevole vantaggio rispetto alle classiche tavole vibranti, sia in termini di spazio necessario che tempistiche per la messa a punto del test. In tutti i casi in cui il sistema di testing è costituito da una tavola vibrante, sarà necessario costruire un prototipo della sovrastruttura per simulare il carico verticale, con notevole dispendio di tempo (ingegnerizzazione del telaio) e costi. Inoltre sarà possibile eseguire i test con diversi valori di carico semplicemente impostando di volta in volta questo parametro nel sistema di controllo della macchina, senza così limitare in numero di casi e scenari in cui si vuole compiere la prova.

Un modello della macchina è rappresentato in Figura 4.3; il dispositivo viene posto dall'operatore in mezzo a due piastre di supporto e ancorato ad esse per mezzo di miti. Il carico sul dispositivo sarà generato da quattro cilindri posti in posizione verticale con interasse di 1100 mm. Una piastra d'acciaio (detta tavola) sarà collegata agli steli degli attuatori e costituirà la base superiore di ancoraggio del dispositivo. Lo spostamento relativo tra la base superiore e inferiore sarà generato da un cilindro posto in posizione orizzontale al cui stelo è collegato un basamento che costituisce la massa sismica e la base di appoggio dell'isolatore.

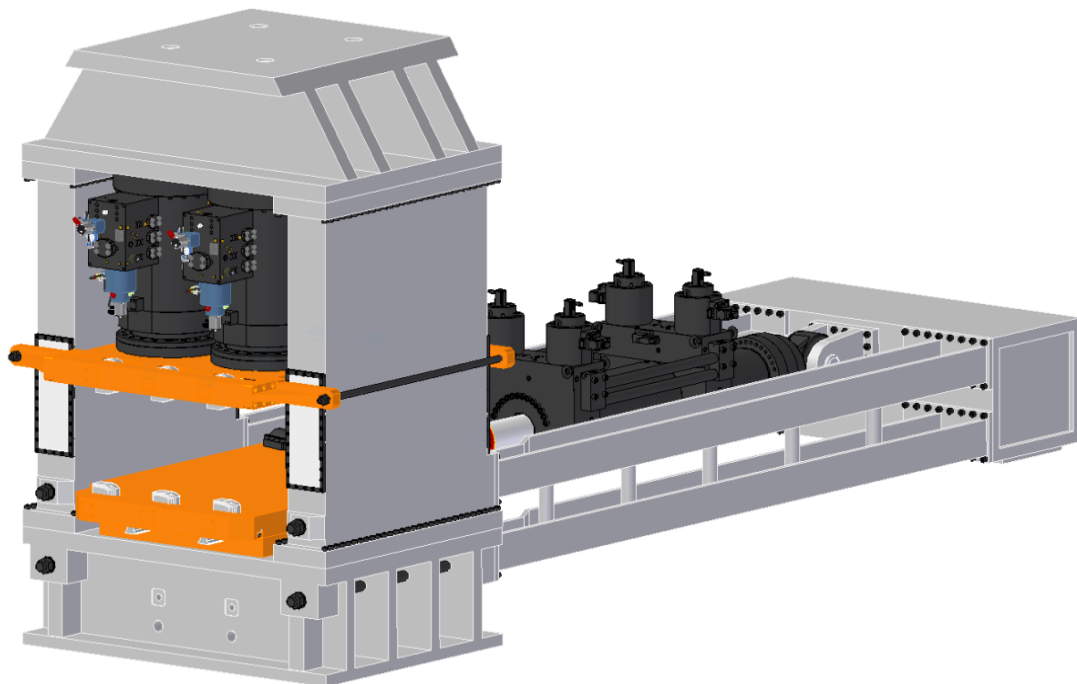


Figura 4.3: Disegno di massima del FIP Test System

Capitolo 5

Dimensionamento del sistema idraulico

5.1 Specifiche

Il sistema da realizzare dovrà essere in grado di effettuare prove real-time dinamiche (caratterizzata da elevate velocità rispetto entrambi i gradi di libertà) e prove quasi-statiche, in cui verranno esaminati i fenomeni di attrito di primo distacco e le caratteristiche statiche dell'isolatore testato.

Con il nuovo macchinario si vogliono superare i limiti dei banchi prova costruiti in precedenza in termini di prestazioni dinamiche e forza di carico verticale, potendo così testare un maggior numero d'isolatori reali, senza dover progettare e costruire dispositivi in scala. È stata già accennata in precedenza l'importanza e il risparmio economico che deriva da questa scelta. In particolare, l'azienda cliente ha fornito la Tabella 5.1 in cui sono specificate le prove che s'intendono eseguire con i relativi valori di carico e spostamento, per dispositivi di friction pendulum e isolatori in gomma. Le specifiche in forza e spostamento della macchina si basano sulle condizioni peggiori di funzionamento.

5.2 Dimensionamento dei servo-attuatori

Dalla trattazione sviluppata nel capitolo precedente, abbiamo ricavato la forza trasversale W generata da un FP in funzione dello scorrimento u . Tale forza sarà quella che l'attuatore orizzontale dovrà quantomeno eguagliare per generare il relativo spostamento.

$$F_{max}^H > W_{max} = V \left(\mu \operatorname{sign}(\dot{u}) + \frac{u_{max}}{R} \right) \quad (5.1)$$

Una volta definiti i diametri di stelo, pistone e la corsa dell'attuatore, sarà necessario calcolare le portate che consentono di soddisfare le specifiche dinamiche imposte. In seguito saranno scelte le servo-

valvole più adatte tra le varie tipologie e modelli disponibili a catalogo. La Tabella 5.2 è relativa agli isolatori in gomma, che hanno piccoli cedimenti verticali, ma ampie corse orizzontali a frequenza più elevata.

F_{max}^H	V	Raggio	X orizz	V orizz	Z vert	V vert	T	f
[kN]	[kN]	[mm]	[±mm]	[mm/s]	[mm]	[mm/s]	[s]	[Hz]
3000	20000	2000	250	554	15,7	35	2,84	0,352
2980	20000	2500	310	614	19,3	38	3,17	0,315
2967	20000	3000	370	669	22,9	41	3,47	0,288
2986	20000	3500	435	728	27,1	45	3,75	0,266
3000	20000	4000	500	783	31,4	49	4,01	0,249
2722	20000	4500	500	738	27,9	41	4,26	0,235
2500	20000	5000	420	700	25,1	35	4,49	0,223
3000	15000	2000	350	775	30,9	68	2,84	0,352
3025	11000	2000	500	1107	63,5	141	2,84	0,352
2985	15000	2500	435	852	38,1	74	3,17	0,315
2993	13300	2500	500	990	50,5	100	3,17	0,315
2975	17500	3000	435	787	31,7	57	3,47	0,288
2971	15500	3000	500	904	42,0	76	3,47	0,288
2996	17850	3500	500	837	35,9	60	3,75	0,266

Tabella 5.1: Dati relativi alle prove che si vogliono effettuare su isolatori a scorrimento ($\mu=0.025$)

V	X orizz	V orizz	Z vert	V vert	T	f
[kN]	[±mm]	[mm/s]	[mm]	[mm/s]	[s]	[Hz]
20000	500	628	10	13	5	0,2
20000	500	942	10	19	3,33	0,3
20000	500	1100	10	22	2,86	0,35
20000	500	1257	10	25	2,50	0,4
20000	500	1414	10	28	2,22	0,45
20000	500	1571	10	31	2,00	0,5

Tabella 5.2: Dati relativi alle prove da effettuare su isolatori elastomerici

La forza di spinta orizzontale F^H , quella associata per le prove di isolatori elastomerici, è decisamente inferiore rispetto alle prove di isolatori a friction pendulum. Come criterio per il dimensionamento dell'attuatore orizzontale, sarà presa in considerazione la tabella riguardante gli isolatori a FP.

Stesso criterio sarà utilizzato per dimensionare il circuito idraulico e gli attuatori della movimentazione verticale. In questo caso la forza massima sarà esclusivamente funzione del carico massimo a cui effettuare i test.

5.2.1 Attuatore orizzontale

Dalla Tabella 5.1 ricaviamo che la condizione di lavoro più gravosa per l'attuatore orizzontale è quella in cui è esercitata sul dispositivo di raggio 2000 mm una forza verticale di 11000 kN, con uno spostamento orizzontale a 0.352 Hz e ampiezza ± 500 mm. In questa condizione si ha $F_{max}^H = V\mu \text{sign}(\dot{u}) + \frac{u_{max}}{R}V = 3025 \text{ kN}$.

L'attuatore dovrà avere la stessa forza in entrambe le direzioni di spostamento, per questo motivo si è scelto di utilizzare un cilindro a doppio stelo. Questa tipologia di attuatore, il cui schema è presentato nella Figura 5.1, ha un'area di spinta data dalla differenza tra area del pistone e area dello stelo. In particolare

$$A_s^H = \frac{\pi}{4}(d_p^H{}^2 - d_r^H{}^2) \quad (5.2)$$

dove d_p è il diametro del pistone e d_r il diametro dello stelo (dall'inglese *rod*). Si sceglie il diametro dello stelo in modo da garantire un'adeguata rigidità e sufficiente resistenza meccanica. Di conseguenza si determina il diametro del pistone per soddisfare la condizione di area di spinta. Ricordando il legame tra forza e pressione abbiamo che l'area di spinta A_s minima che l'attuatore deve avere per soddisfare i requisiti di forza è data da:

$$A_{s \min}^H = \frac{F_{max}^H}{(p_s - \Delta p_{max})} \quad (5.3)$$

dove:

- F_{max}^H è la forza dinamica massima che l'attuatore dovrà generare;
- Δp_{max} è la caduta di pressione massima a cavallo delle valvole;

Il dato di partenza per il dimensionamento del cilindro è la pressione di sistema, che in questo circuito è di 210 bar. Usando valvole con un $\Delta p_n = 5 \text{ bar}$ per porta, ipotizziamo una caduta di pressione di progetto complessiva di 20 bar (ipotesi che sarà verificata in seguito). Utilizzando la (5.3) si ottiene un'area di spinta minima di 15.9 dm^2 . Si

è scelto un diametro dello stelo di 240 mm e un diametro del pistone di 510 mm. La portata necessaria per la movimentazione del cilindro orizzontale è legata alla velocità di spostamento dalla relazione:

$$Q(t) = A_s v(t) \quad (5.4)$$

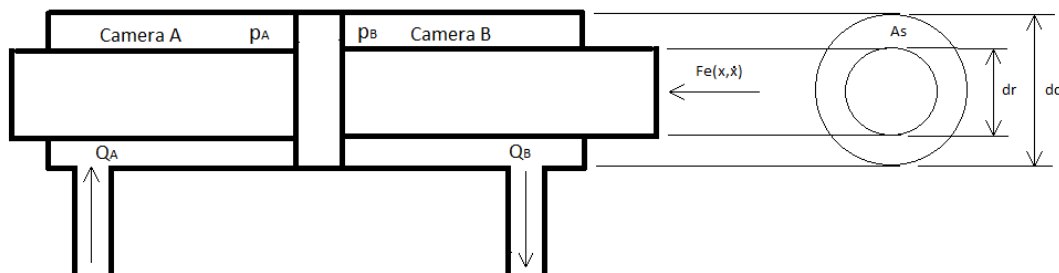


Figura 5.1: Schema semplificato di un cilindro idraulico a doppio stelo

La velocità massima per uno spostamento sinusoidale di ampiezza ± 500 mm e frequenza 0.352 Hz è $v_{max} = |S|2\pi f$. In definitiva la portata massima di progetto è:

$$Q_{max} = A_s |S| 2\pi f = 10500 \text{ l/min} \quad (5.5)$$

Avremo quindi bisogno di una valvola direzionale capace di modulare una portata di 10500 l/min con una caduta di pressione complessiva non superiore a 20 bar.

Il tipico schema che utilizza valvole proporzionali a 4 vie (Figura 5.2) per il movimento del pistone, renderebbe il controllo estremamente semplice. Per un segnale di comando positivo, lo spool si sposta e mette in collegamento la linea di mandata con la camera A e lo scarico con la camera B, si genera quindi una forza in direzione positiva che farà muovere il cilindro nella medesima direzione se maggiore della forza esterna $F_e(x, \dot{x})$. Per ogni porta d'ingresso-uscita del flusso si generano 5 bar di caduta di pressione alla portata nominale, per un totale di 10 bar di perdita di carico complessiva.

Le valvole 4 vie e 3 posizioni presenti a catalogo presentano una portata massima che non supera i 3000 l/min, si preferisce quindi una soluzione alternativa, che utilizza 4 valvole a 2 vie e 2 posizioni (le uniche valvole a disposizione capaci di gestire portate così elevate). Queste speciali valvole denominate "a cartuccia", grazie alla presenza di uno stadio di pilotaggio e a un sistema di amplificazione, possono raggiungere portate massime superiori ai 30000 l/min. Lo schema implementato è mostrato nella Figura 5.3.

Per movimentare il cilindro in direzione positiva, un segnale di tensione positivo Command 1 è inviato all'ingresso analogico delle valvole 1 e 2. La prima collega la linea di mandata (P) alla camera 1, mentre la seconda apre il collegamento tra la camera 2 e la linea di scarico (T). Analogamente, per movimentare il cilindro in direzione negativa, occorre dare un segnale di tensione positivo (Command 2) alle valvole 3 e 4. I due comandi (Command 1 e Command 2) sono mutuamente esclusivi, quindi lavorano solo due valvole per volta.

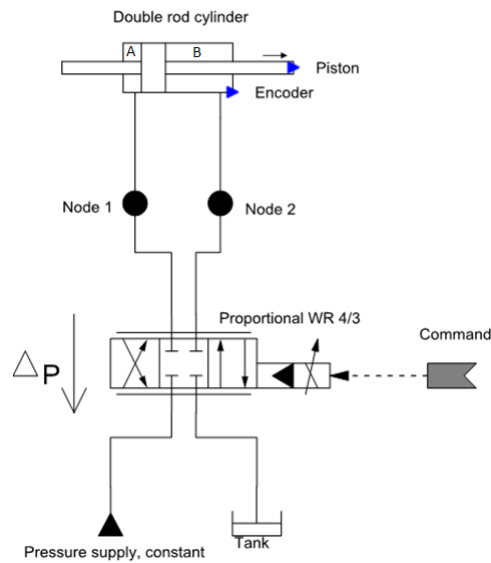


Figura 5.2: Classico schema di controllo di un servo-comando idraulico

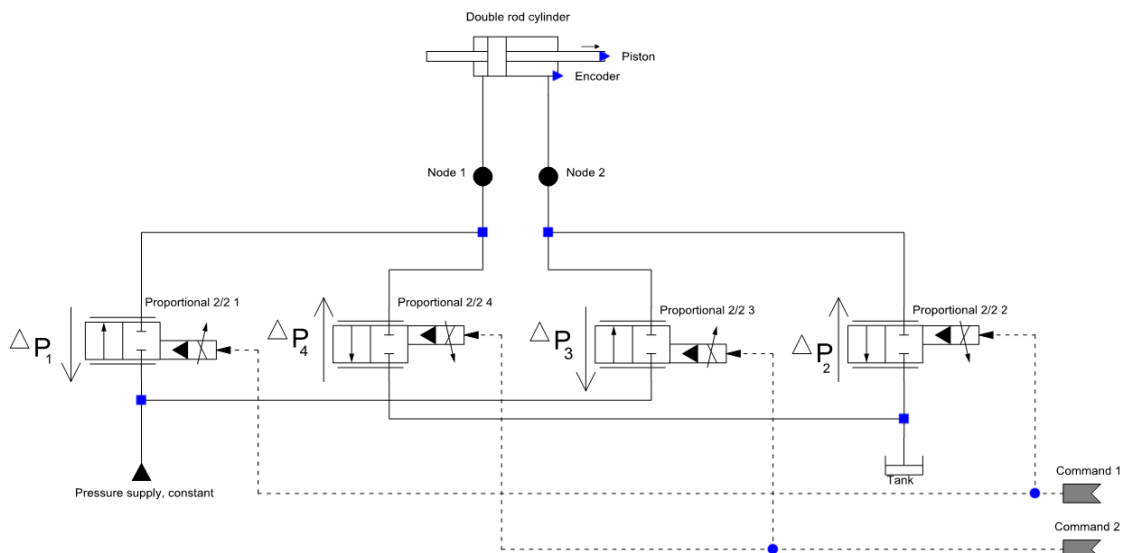


Figura 5.3: Schema di controllo di un servo-comando utilizzando valvole 2/2

Dato che queste valvole hanno una sola porta di ingresso-uscita del fluido, si generano 5 bar di caduta di pressione alla portata nominale per valvola. La caduta di pressione complessiva vista dal cilindro è $\Delta p_1 + \Delta p_2$ nel caso in cui è attivo Command 1, mentre la caduta di pressione complessiva è $\Delta p_3 + \Delta p_4$ se è attivo Command 2. Il dimensionamento delle valvole è fatto in modo tale che la perdita di carico con la portata richiesta Q_{max} non sia superiore ai 20 bar ipotizzati in precedenza. Si sceglie la 2WRCE-NG125 della Bosch Rexroth la cui portata massima è superiore a Q_{max} e portata nominale di 10100 l/min con 5 bar di Δp . Verifichiamo che la caduta di pressione sia minore di quella ipotizzata attraverso il legame flusso-portata:

$$Q = Q_n \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_n}} \quad (5.6)$$

Invertendo la formula e imponendo $Q = Q_{max}$ abbiamo che $\Delta p_1 = \left(\frac{Q_{max}}{Q_n}\right)^2 \Delta p_n$. Le due valvole sono identiche, quindi la perdita di carico complessiva è $2\Delta p_1 = 10.8 < 20$. Il margine a disposizione permette di aumentare la portata e quindi la velocità di movimento dell'attuatore, senza scendere sotto il limite di forza di 3025 kN. La portata relativa a una perdita di carico di 20 bar è $Q_{lim} = 14280$ l/min, il relativo limite in frequenza per una prova di ampiezza ± 500 mm è di 0.466 Hz. La portata massima consentita dalla valvola è di 22000 l/min con cui si potranno effettuare prove sinusoidali caratterizzate da ampiezza ± 500 mm e frequenza pari a 0.7 Hz ma, a causa di una maggior caduta di pressione sulle valvole, la forza massima raggiunta dall'attuatore sarà di 2600 kN. La Figura 5.4 mostra il campo di operatività del sistema, e in particolare, il carico verticale che è possibile applicare in funzione dell'ampiezza e frequenza dello spostamento sinusoidale orizzontale.

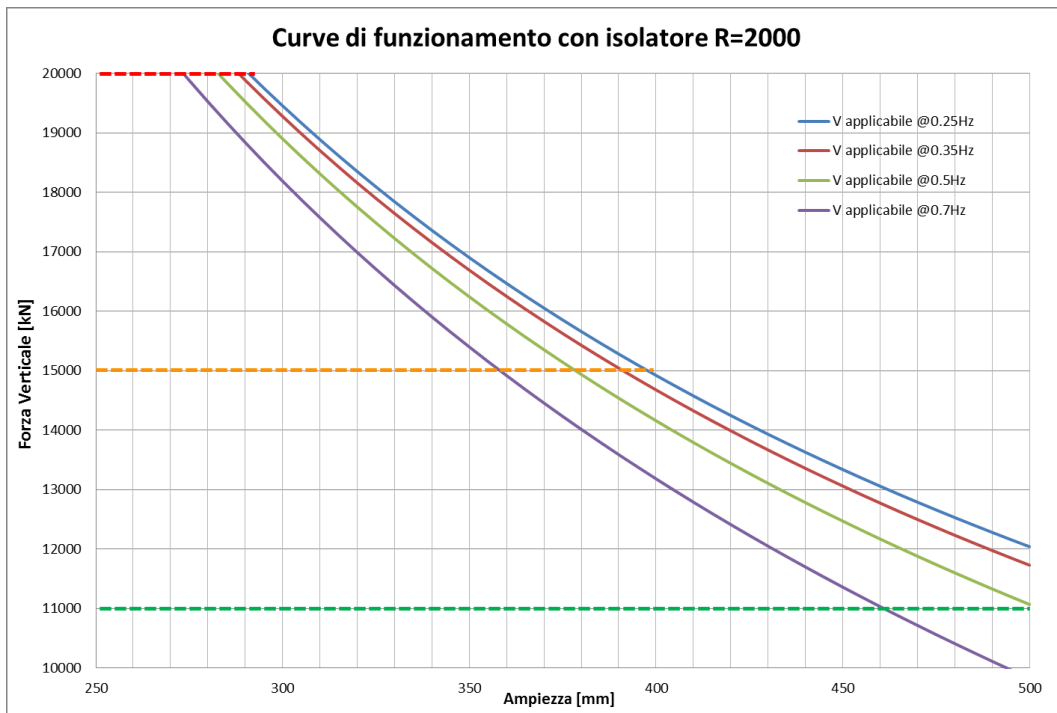
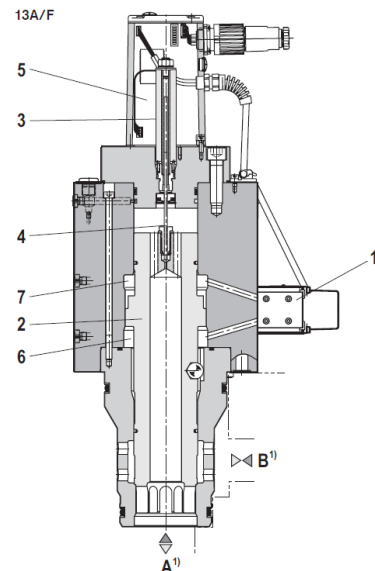


Figura 5.4: Campo di operatività del sistema

La 2WRCE (Figura 5.5) è una valvola 3-stage ad alta dinamica composta dai seguenti sotto-sistemi:

- Una valvola di pilotaggio servo-direzionale [1] come secondo stadio (pilota) con torque-motor, flapper amplificatore a basso attrito e feedback meccanico sulla posizione dello spool;
- Uno spool principale di controllo di flusso [2];
- Un trasduttore induttivo collegato allo spool del terzo stadio [4]
- Un'elettronica integrata per il comando della valvola [5].



¹⁾ Preferably port B should be connected to the actuator.

Figura 5.5: Sezione di una 2WRCE

Attraverso l'elettronica integrata, vengono confrontati il segnale di comando con il segnale fornito dal trasduttore di posizione dello spool. Un segnale di corrente proporzionale all'azione di controllo viene mandato al solenoide della servo-valvola. La valvola di pilotaggio controlla il flusso nelle rispettive camere di pilotaggio [6] [7], che

attuano lo spool principale finché l'errore di posizione è nullo. In questa maniera lo spool della valvola è controllato in posizione proporzionalmente al segnale di comando (Figura 5.6). Data la differenza tra le aree delle camere di pilotaggio, lo spool non è bilanciato in pressione. Ciò vuol dire che per compensare tale forza è necessaria una pressione di pilotaggio che sia almeno pari al 15% della pressione di sistema.

Characteristic curves (measured with HLP32 $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$)

A $\Delta p = 5\text{ bar}$ relates to a 100% flow value of the nominal flow of the associated table.

For other valve pressure differentials, the following applies: $q = q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{nom}}}$

Type 2 WRC.../...
(2/2-way function)

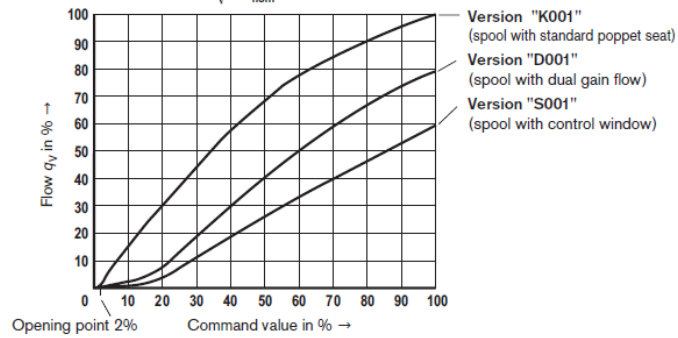


Figura 5.6: Curva caratteristica della 2WRCE 125 (fornito da Bosch Rexroth)

Technical data: type 2WRC(E) (for applications outside these parameters, please consult us!)

General						
Nominal size	NS	63	80	100	125	160
Weight	kg	56	114	198	357	635
Pilot control valve nominal size (pilot)	NS	6	10	10	16	16
Installation; commissioning guidelines	Optional, preferably horizontal; to data sheet 07700					
Storage temperature range	-20 to +80					
Ambient temperature range	°C	-20 to +60 for WRCE -20 to +70 for WRC				
Hydraulic (measured with HLP32, $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$)						
Nominal size	NS	63	80	100	125	160
Max. operating pressure						
- Main stage, ports A, B	bar	420				
- Pilot control valve, port X	bar	315				
- Pilot control valve, port Y	bar	Pressure peaks <100, static <10				
Min. control pressure in % of the system pressure						
- For spool „K001“	%	15				
- For spools „D001“ and „S001“	%	45				
Nominal flow q_{vnom}	-10 % at $\Delta p = 5\text{ bar}$					
- For spool „K001“	l/min	2600	4100	6300	10100	17000
- For spool „D001“	l/min	2300	3600	5800	9200	15000
- For spool „S001“	l/min	1800	3000	5200	7800	13300
Max. flow						
- For spools „K001“ and „D001“	l/min	5500	9000	14000	22000	35000
- For spool „S001“	l/min	8000	13000	20000	30000	50000
Switching time at 200 bar (315 bar)						
- Stroke 50%	ms	37(30)	32(25)	45(35)	50(40)	70(60)
- Stroke 100%	ms	70(60)	50(40)	75(60)	90(70)	120(100)
Pilot oil flow at X and Y with a stepped form of input signal from 0 to 100 % (315 bar)	l/min	42	135	165	320	430
Zero flow of the servo pilot stage in relationship to pressure in line X		$\sqrt{\frac{p_x}{70\text{ bar}} \cdot 0,5}$	$\sqrt{\frac{p_x}{70\text{ bar}} \cdot 1,5}$	$\sqrt{\frac{p_x}{70\text{ bar}} \cdot 3,5}$		
Control flow	cm ³	36,3	67,9	132,5	313,4	565,5

Figura 5.7: Datasheet della serie di valvole 2WRCE (fornito da Bosch Rexroth)

L'attuatore così dimensionato, dopo le opportune verifiche effettuate in simulazione (Paragrafo 5.3.1), è stato disegnato (Figura 5.8) e realizzato (Figura 5.9).

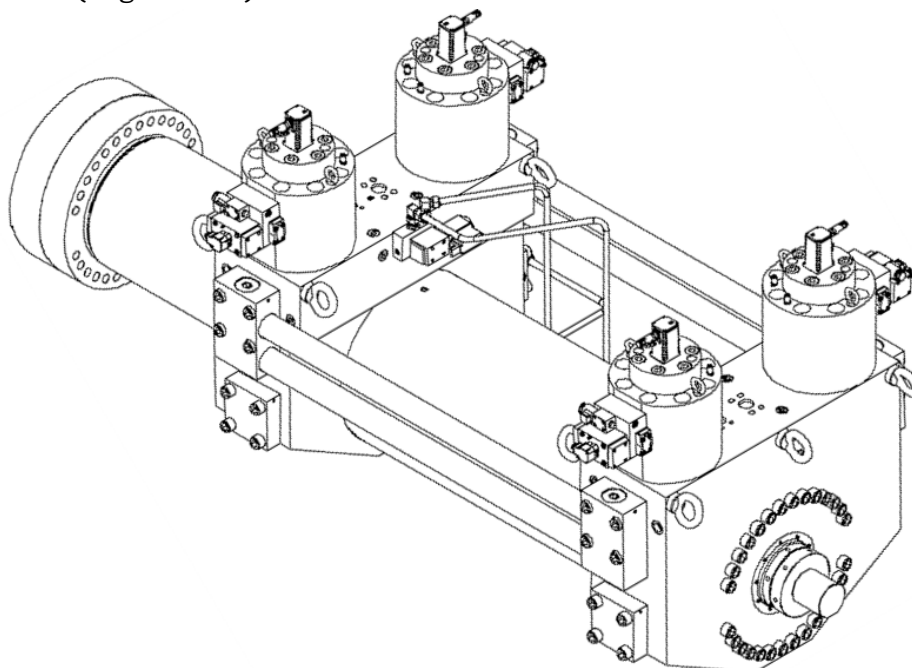


Figura 5.8: Disegno finale dell'attuatore orizzontale



Figura 5.9: Attuatore orizzontale in fase di collaudo

5.2.2 Attuatori verticali

Per la simulazione del carico verticale sul cuscinetto si disporranno quattro attuatori ai vertici della base di ancoraggio superiore dell'isolatore. Questi attuatori dovranno "seguire" i movimenti oscillanti dello smorzatore avendo come obiettivo quello di mantenere costante il carico verticale impostato.

Da specifica, il carico verticale massimo di compressione V è di 20000 kN, distribuito sui quattro attuatori. Si nota come, a differenza dell'asse orizzontale, la forza è attuata in un solo verso. Proprio per questo motivo è utile scegliere una tipologia di cilindro a singolo stelo (Figura 5.10) detto anche differenziale. Questa tipologia presenta una camera A priva di stelo, in cui l'area di spinta coincide con l'area del pistone. La camera B, con stelo, presenta un'area di spinta pari alla differenza tra area del cilindro e area dello stelo; usiamo un rapporto d'area $\alpha = A_B/A_A$ di circa 1:7 per avere un fattore di scala sulle portate. Per gestire due flussi così differenti è necessario l'utilizzo di due valvole di grandezza diversa:

- Una valvola che collegherà le linee di mandata (P) e scarico (T) con la camera A
- Una valvola con portata nominale sette volte inferiore che collegherà le linee di mandata e scarico con la camera B.

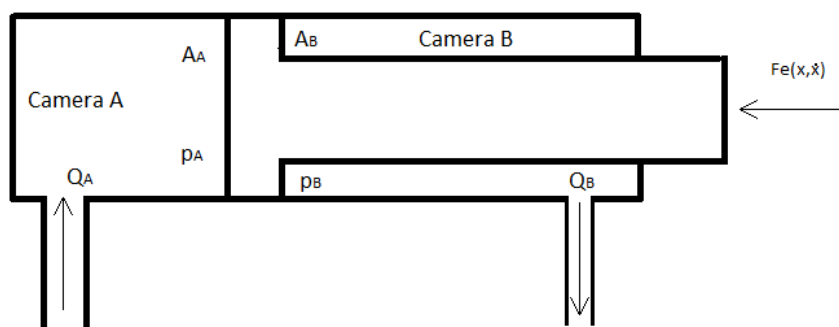


Figura 5.10: Schema semplificato di un cilindro a singolo stelo

Su quest'asse, date le ridotte velocità di movimentazione, le portate da gestire saranno tali da poter utilizzare delle valvole a 3 vie e 3 posizioni, uno schema di massima è mostrato in Figura 5.11. Le due valvole saranno comandate con un segnale complementare, quando una apre il collegamento P→A (mettendo in comunicazione la mandata con il nodo 1), l'altra deve andare nella posizione complementare A→T (che metterà in comunicazione il nodo 2 con lo scarico).

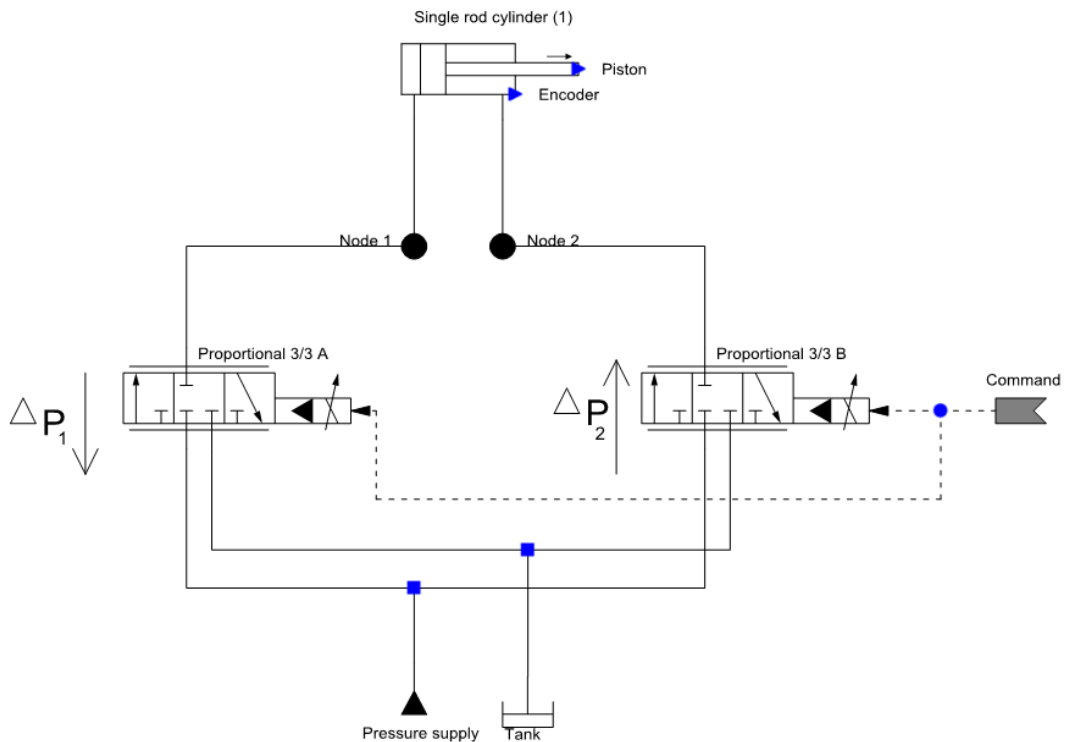


Figura 5.11: Schema di controllo utilizzato per l'attuatore verticale

L'espressione per il calcolo della forza di spinta in un cilindro differenziale è:

$$F = A_A p_A - A_B p_B = A_A (p_A - \alpha p_B) \quad (5.7)$$

Dove A_A, p_A e A_B, p_B sono rispettivamente le aree e le pressioni nelle camera A e B del cilindro. In condizioni statiche, quando non c'è nessuna perdita di carico sulle valvole, la pressione nella camera di spinta è circa uguale a quella di mandata, mentre l'altra camera è a scarico. In questa condizione ogni attuatore verticale dovrà generare una forza F^V pari a $V/4$. Tale condizione però non è sufficiente per il corretto mantenimento della forza durante tutto il ciclo di prova. Ci sono principalmente due fattori che devono essere considerati per un corretto dimensionamento delle aree del servo-attuatore:

1. La forza deve essere mantenuta per tutti i valori di velocità consentiti dalla movimentazione; come visto in precedenza, le perdite di carico sulla valvola sono funzione della portata e quindi

della velocità di spostamento. Tale velocità è legata al movimento della base sismica e al raggio dell'isolatore se si tratta di un isolatore a pendolo.

- Quando il friction pendulum non si trova in posizione centrata, il punto d'applicazione della forza è spostato verso una coppia di attuatori rispetto all'altra (Figura 5.12); di conseguenza, in presenza dello spostamento massimo, una coppia di attuatori dovrà fornire quasi tutta la forza di carico richiesta.

In funzione dello spostamento x imposto alla tavola, il punto di applicazione della forza di reazione si sposta (Figura 5.12) e il carico statico F^V della coppia di attuatori in posizione più sfavorevole è:

$$F^V = \frac{V}{4} \left(1 + \frac{u}{\frac{L}{2}} \right) \quad (5.8)$$

La condizione più critica occorre in corrispondenza di uno spostamento orizzontale di 500 mm e 20000 kN di carico verticale. Secondo le specifiche fornite dal cliente, tale condizione è raggiunta esclusivamente su un pendolo doppio. Questo dispositivo, poiché lo spostamento laterale x della base sismica viene suddiviso tra le due superfici, genera uno spostamento u pari a $\frac{x}{2}$ (Figura 5.13). Di conseguenza, il target di forza dinamica di una coppia di attuatori dovrà essere maggiore o uguale di:

$$F_{max}^V = \frac{V}{4} \left(1 + \frac{250}{550} \right) = 7272 \text{ kN} \quad (5.9)$$

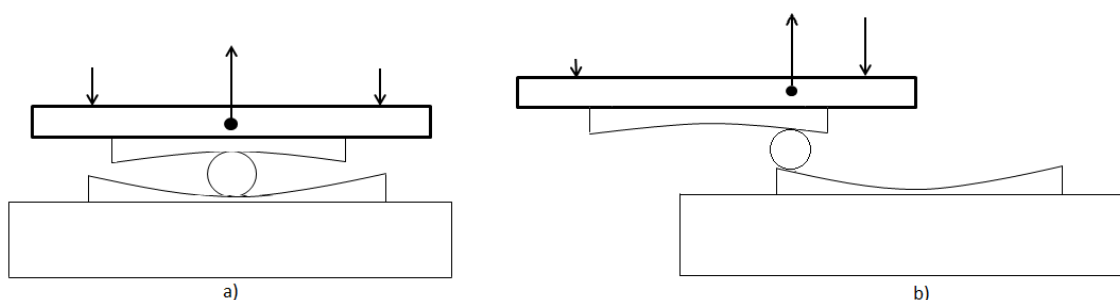


Figura 5.12: Applicazione della forza di compressione in posizione centrata a) e non centrata b)¹

¹ L'interasse degli attuatori è pari a 1100 mm.

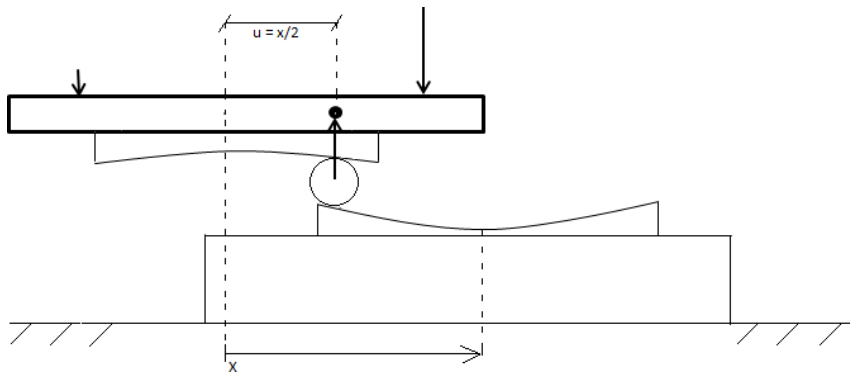


Figura 5.13: Ripartizione dello spostamento x sulle superfici di un friction pendulum doppio

Ricaviamo l'area minima del cilindro che soddisfa le specifiche di forza di compressione considerando una perdita di carico complessiva di 10 bar. Dalla (5.7) si ricava l'area minima che garantisce la forza di progetto con $\Delta p_a = \Delta p_b = \Delta p = 10 \text{ bar}$ quindi:

$$A_{A \min} = \frac{F_{\max}^V}{p_s - (\alpha + 1)\Delta p} \quad (5.10)$$

La pressione di mandata p_s è di 210 bar, mentre quella di scarico è pari a quella ambiente ($\cong 1 \text{ bar}$). L'area minima che garantisce una forza di 7272 kN con 20 bar complessivi di caduta di pressione risulta 36.6 dm². Si progetta quindi un cilindro con diametro esterno 700 mm e diametro dello stelo di 650 mm per un'area A di 38.47 dm² e un rapporto d'area di 1:7.25, capace di generare oltre 8000 kN a 210 bar.

Per il dimensionamento delle valvole bisogna garantire che, per ogni tipologia di prova, la caduta di pressione sia piccola a sufficienza in modo da poter attuare correttamente il carico verticale impostato. Dalla Tabella 5.1 si nota che la velocità massima verticale è 140 mm/s e si raggiunge durante una prova su un isolatore da 2000 mm di raggio e movimento sinusoidale dell'asse orizzontale di $\pm 500 \text{ mm}$ a 0.352 Hz. La portata massima delle valvole dovrà essere superiore a 3255 l/min (relativa alla camera A) e 450 l/min (relativa alla camera B). Per il calcolo della portata nominale prendiamo in considerazione la prova su un isolatore di 3000 mm con un movimento orizzontale di $\pm 500 \text{ mm}$ a 0.288 Hz. In questo caso intermedio si ha una velocità dell'attuatore orizzontale di 76 mm/s che genera una portata di 1754 l/min nella camera A e 242 l/min nella camera B.

In catalogo sono disponibili varie taglie di valvole 3/3 a cartuccia (3WRCE); tra queste scegliamo quelle con portata nominale prossima a quelle ottenute dai calcoli in modo da rispettare l'ipotesi di progetto sulla perdita di carico. La taglia più piccola, con diametro nominale (NG) di 32 mm, ha portata nominale di 290 l/min e portata massima pari a 900 l/min, che soddisfa ampiamente le condizioni per la camera B. Inoltre, dato che il rapporto tra le portate è di 1:7.25, al fine di avere una caduta di pressione simile su entrambe le valvole, la scelta della 3WRCE-NG80 per il controllo della camera A è obbligata (portata nominale 1850 l/min e massima 5500 l/min). È necessario verificare che in corrispondenza delle velocità richieste, le cadute di pressione sulle valvole siano piccole a sufficienza e l'attuatore riesca a sviluppare la forza necessaria alla corretta esecuzione dalla prova. La Tabella 5.3 presenta la lista delle prove richieste, con le relative perdite di carico sulla valvola e forza attuabile dalla coppia di attuatori nella condizione di spostamento più sfavorevole.

V	Raggio	X orizz	V orizz	Z vert	V vert	f	Qa	Qb	Δp_A	Δp_B	Forza richiesta	Forza applicabile*
[kN]	[mm]	[±mm]	[mm/s]	[mm]	[mm/s]	[Hz]	[l/min]	[l/min]	[bar]	[bar]	[kN]	[kN]
20000	2000	250	554	16	35	0.352	808	111	1.0	0.7	12273	16064
20000	2500	310	614	19	38	0.315	877	121	1.1	0.9	12818	16049
20000	3000	370	669	23	41	0.288	946	130	1.3	1.0	13364	16033
20000	3500	435	728	27	45	0.266	1039	143	1.6	1.2	13955	16011
20000	4000	500	783	31	49	0.249	1131	156	1.9	1.4	14545	15986
20000	4500	500	738	28	41	0.235	946	130	1.3	1.0	14545	16033
20000	5000	420	700	25	35	0.223	808	111	1.0	0.7	13818	16064
15000	2000	350	775	31	68	0.352	1569	216	3.6	2.8	9886	11879
11000	2000	500	1107	64	141	0.352	3254	448	15.5	12.0	8000	8155
15000	2500	435	852	38	74	0.315	1708	235	4.3	3.3	10466	11836
13300	2500	500	990	51	100	0.315	2308	318	7.8	6.0	9673	10296
17500	3000	435	787	32	57	0.288	1316	181	2.5	2.0	12210	13938
15500	3000	500	904	42	76	0.288	1754	242	4.5	3.5	11273	12216
17850	3500	500	837	36	60	0.266	1385	191	2.8	2.2	12982	14196

Tabella 5.3: Prove effettuabili su isolatori a doppio pendolo

*Forza applicabile dalla coppia di attuatori posti sullo stesso asse.

Per gli isolatori in gomma la perdita di carico sarà minima a causa delle piccole escursioni lungo l'asse verticale che questi dispositivi presentano. Com'è evidente dalla Tabella 5.4 è possibile effettuare qualunque prova richiesta dal cliente con un ampio margine, lasciando così la possibilità di aumentare il carico oppure effettuare prove a frequenza più elevata (in accordo con le prestazioni dell'attuatore orizzontale).

Vert	X orizz	V orizz	Z vert	V vert	f	Qa	Qb
[kN]	[±mm]	[mm/s]	[mm]	[mm/s]	[Hz]	[l/min]	[l/min]
20000	500	628	10	13	0.2	300	41
20000	500	942	10	19	0.3	439	60
20000	500	1257	10	25	0.4	577	80
20000	500	1571	10	31	0.5	725	100
20000	500	1885	10	38	0.6	870	120
20000	500	2199	10	44	0.7	1015	140

Tabella 5.4: prove effettuabili su isolatori di tipo elastomerico

Nelle figure successive sono mostrate alcune caratteristiche presenti a catalogo della 3WRCE-NG32 e 3WRCE-NG80.

Technical data: 3WRCE (for applications outside these parameters, please consult us!)

General

Sizes	Size	32	40	50
Installation position; commissioning		Optional, preferably horizontal; according to RE 07700		
Storage temperature range	°C	-20 ... +80		
Ambient temperature range	°C	-20 ... +60		
Weight	kg	11.5	18.9	29.2
Weight with shut-off valve .../...WK or .../...WL...	kg	12.7	20.1	32.9
Size of the pilot control valve	Size	6	6	10

Hydraulic (measured with HLP32, $\theta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$)

Max. operating pressures

Main stage ports P, A, T	bar	315		
Pilot control valve port X	bar	315		
Pilot control valve port Y	bar	Pressure peaks <100, steady-state <10		

Nominal flow $q_{vnom} +10\%$ at $\Delta p = 5\text{ bar}$

Version ...V...L (linear)	L/min	290	460	720
---------------------------	-------	-----	-----	-----

Max. flow	L/min	900	1400	2200
-----------	-------	-----	------	------

Pilot flow to X and Y with step-like input signal from 0 to 100% (315 bar)	L/min	27	42	65
--	-------	----	----	----

Max. zero flow of the main stage, $p_o = 300\text{ bar}$	L/min	4	6	8
--	-------	---	---	---

Zero flow of the servo pilot stage in dependence upon the pressure in X	L/min	$\sqrt{\frac{p_x}{70\text{ bar}}} \cdot 0.5$		$\sqrt{\frac{p_x}{70\text{ bar}}} \cdot 1.2$
---	-------	--	--	--

Pilot flow	cm ³	±2.26	±4.24	±8.65
------------	-----------------	-------	-------	-------

Nominal stroke	mm	±5	±6	±7.5
----------------	----	----	----	------

Hydraulic fluid: Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524

Hydraulic fluid temperature range	°C	-20 ... +80; preferably +40 ... +50		
-----------------------------------	----	-------------------------------------	--	--

Viscosity range	mm ² /s	20 ... 380; preferably 30 ... 45		
-----------------	--------------------	----------------------------------	--	--

Max. permissible degree of contamination of the hydraulic fluid to ISO 4406 (c)

Cleanliness class to ISO code	Pilot control valve	Class 18/16/13 ¹⁾		
	Main valve	Class 20/18/15 ¹⁾		

Hysteresis	%	≤ 0.2		
------------	---	-------	--	--

Range of inversion	%	≤ 0.1		
--------------------	---	-------	--	--

Response sensitivity	%	≤ 0.1		
----------------------	---	-------	--	--

Closing time from 100% opening down to zero flow using pilot trimming	ms	≤ 500		
---	----	-------	--	--

Sandwich plate shut-off valve (for pilot pressures from 40... 315 bar)	ms	≤ 200		
--	----	-------	--	--

Figura 5.14: Datasheet 3WRCE-NG32/40/50 (fornito da Bosh Rexroth)

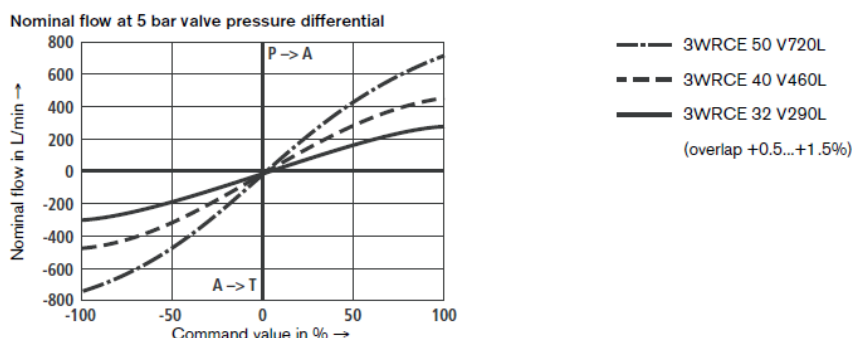


Figura 5.15: Caratteristica della valvola 3WRCE

Technical data: type 3WRC(E) ¹⁾ (for applications outside these parameters, please consult us!)

General				
Nominal size	NS	63	80	100
Weight	kg	57	116	200
Pilot control valve nominal size (pilot)	NS	6	10	10
Installation; commissioning guidelines	Optional, preferably horizontal; to data sheet 07700			
Storage temperature range	-20 to +80			
Ambient temperature range	°C	-20 to +60 to WRCE -20 to +70 to WRC		
Hydraulic (measured with HLP32, $\theta_{oil} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$)				
Nominal size	NS	63	80	100
Max. operating pressure				
- Main stage, ports P, A, T	bar	315		
- Pilot control valve, port X	bar	315		
- Pilot control valve, port Y	bar	Pressure peaks <100, static <10		
Nominal flow $q_{Vnom} +10\%$ at $\Delta p = 5 \text{ bar}$				
- For spool „L006“	l/min	1200	1850	2800
- For spool „V001“	l/min	1250	1900	2700
- For spool „E001“	l/min	1180	1820	2750
Max. flow				
- For spool L..., V..., E...,	l/min	3500	5600	8500
Switching time at 200 bar (315 bar)				
- Stroke 50%	ms	20(17)	18(13)	25(20)
- Stroke 100%	ms	37(30)	32(25)	40(35)
Pilot oil flow at X and Y with a stepped form of input signal from 0 to 100 % (315 bar)				
	l/min	42	130	170
Zero flow of the servo pilot stage in relationship to pressure in line X				
		$\sqrt{\frac{P_x}{70 \text{ bar}}} \cdot 0,5$	$\sqrt{\frac{P_x}{70 \text{ bar}}} \cdot 1,5$	
Control flow	cm ³	±18,1	±33,9	±66,2
Pressure fluid				
		Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524, other pressure fluids on request		
Pressure fluid temperature range	°C	-20 to +80; preferably +40 to +50		
Viscosity range	mm ² /s	20 to 380; preferably 30 to 45		
Max. permissible degree of pressure fluid contamination				
Cleanliness class to ISO 4406 (c)	- Pilot control valve	Class 18/16/13 ²⁾		
	- Main valve	Class 20/18/15 ²⁾		
Hysteresis	%	≤ 0.5		
Reversal error	%	≤ 0.2		
Response sensitivity	%	≤ 0.2		

Figura 5.16: Datasheet 3WRCE-NG63/80/100 (fornito da Bosch Rexroth)

Dalla relazione 3.2 si ricava lo spostamento verticale z massimo in funzione del raggio dell'isolatore e dello spostamento orizzontale. Possiamo scrivere quindi

$$z_{max} = R_{min} \left(1 - \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{u_{max}}{R_{min}} \right) \right) \right) \quad (5.11)$$

Per la condizione cinematica più gravosa ($R=2000$ mm, $u=\pm 500$ mm) si avrà una corsa massima degli attuatori verticali di 63.5 mm. Per compensare le varie altezze dei dispositivi si è scelta una corsa complessiva di ± 350 mm. Dopo le opportune verifiche effettuate in simulazione (Paragrafo 5.3.2), l'attuatore è stato ingegnerizzato (Figura 5.17) e realizzato (Figura 5.18).

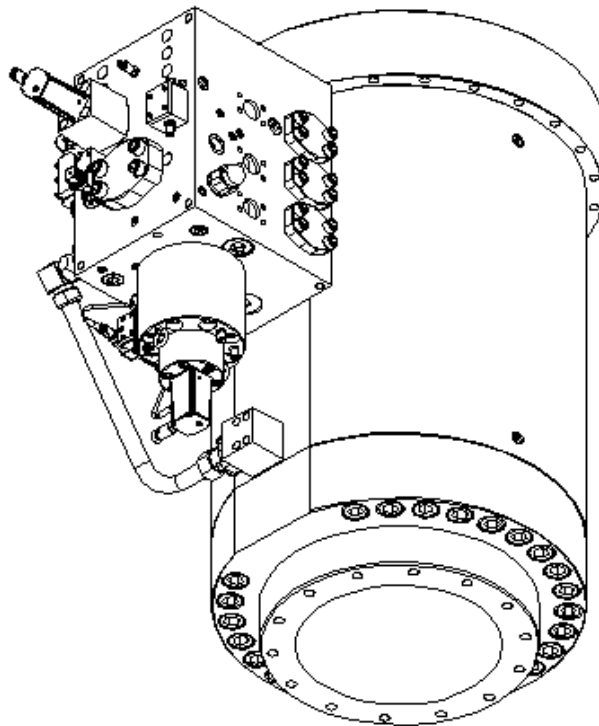


Figura 5.17: Disegno finale dell'attuatore verticale



Figura 5.18: Attuatore verticale in fase di collaudo

5.3 Simulazione in MOSIHS

In questa sezione vogliamo verificare che tutto il circuito idraulico sia stato dimensionato correttamente per soddisfare le specifiche fornite dal cliente. A questo scopo viene utilizzato il software di simulazione di sistemi idraulici MOSIHS (acronimo per MODular Simulation of Hydraulics System) di proprietà dell'azienda, che contiene tutti i modelli dettagliati delle valvole utilizzate. Presenta un model editor con blocchi caratterizzati da variabili d'ingresso e

uscita. La generazione delle equazioni dinamiche del sistema è fatta in background al lancio della simulazione, e i parametri possono essere modificati dall'utente all'interno di ogni blocco. Con l'aiuto di generatori di segnali, gli input del sistema come ad esempio una controforza, un segnale di tensione o un riferimento di posizione, possono essere simulati e il modello del sistema può essere valutato in quasi tutti i punti e sequenze di funzionamento [16].

In questa fase di simulazione i cilindri sono comandati con un semplice sistema di controllo e sono state applicate le forzanti generate dal friction pendulum. Lo scopo è di verificare che le portate, la perdita di carico e l'apertura delle valvole siano simili a quelle determinate attraverso i calcoli. Inoltre sarà possibile osservare dei fenomeni di transitorio (picchi di pressione, velocità, portata) e valutare il loro impatto sul sistema idraulico.

Un altro aspetto fondamentale è che con questo strumento sarà possibile valutare con molta precisione le portate necessarie allo stadio di pilotaggio delle valvole. Tale valore è difficilmente calcolabile e senza l'aiuto di questo software si rischia di sovradimensionare il circuito di pilotaggio.

5.3.1 Simulazione dell'asse orizzontale

La prima simulazione è stata fatta sul cilindro orizzontale. È stato impostato uno spostamento di ± 500 mm a 0.352 Hz con un carico verticale di 11000 kN. È stato implementato un semplice controllo di posizione per raggiungere le prestazioni in termini di spostamento. È da notare che in queste simulazioni sono stati valutati i singoli assi e non il sistema completo (asse orizzontale più verticale). Il motivo di questa scelta è che il software di simulazione non permette l'implementazione di algoritmi di controllo avanzati e sarebbe risultato estremamente difficile controllare opportunamente l'intero sistema. La forza d'attrito generata dall'isolatore è stata considerata come l'unica forza in opposizione al cilindro. La dipendenza di tale forza dalla posizione è data dalla relazione (5.1). La Figura 5.19 rappresenta lo schema implementato, e dalla Figura 5.20 alla Figura 5.24 sono mostrati i risultati della simulazione. Tutti gli andamenti sono assolutamente coerenti con quanto calcolato in precedenza.

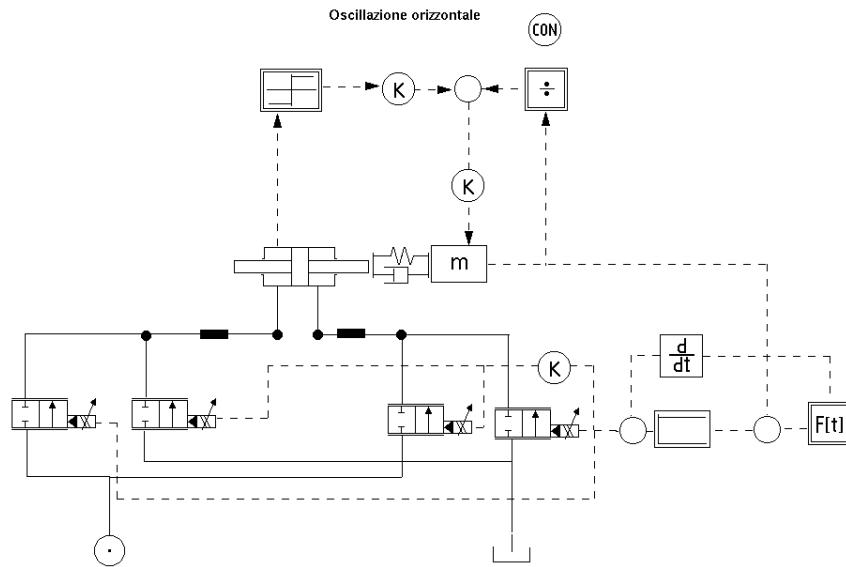


Figura 5.19: Schema utilizzato per la simulazione

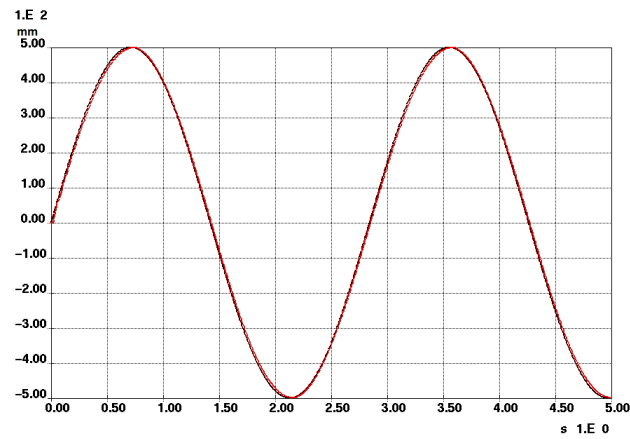


Figura 5.20: Confronto tra posizione desiderata (nera) e posizione effettiva (rossa)

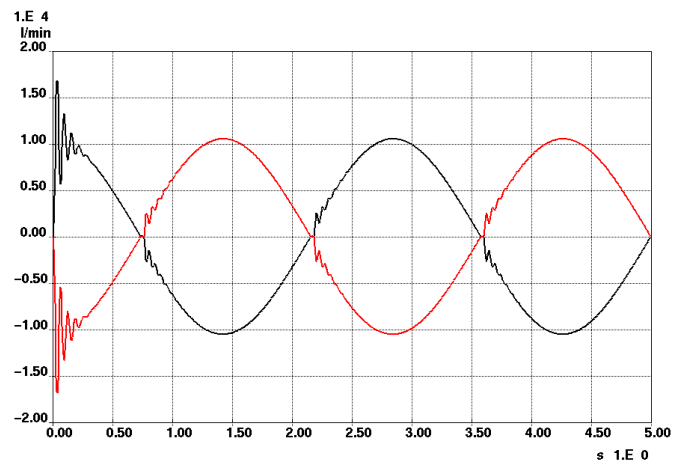


Figura 5.21: Portata in ingresso alle camere del cilindro

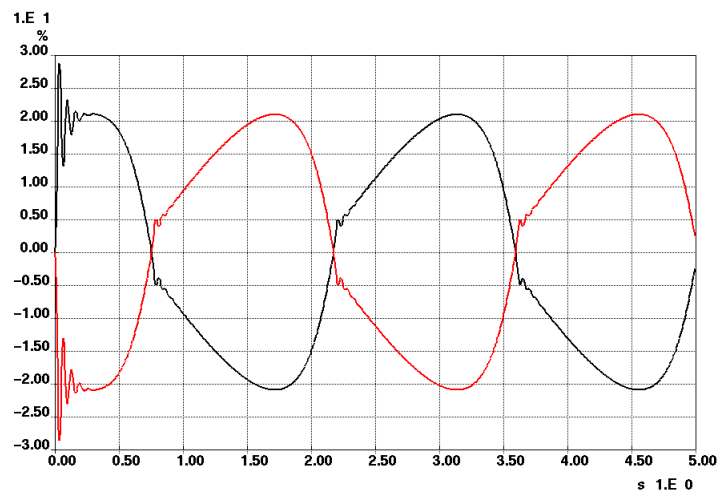


Figura 5.22: Apertura dello spool di una delle quattro 2WRCE-125

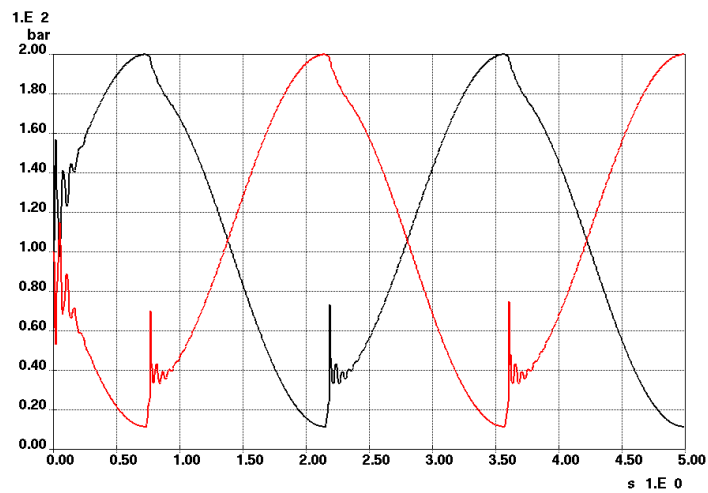


Figura 5.23: Pressione nelle due camere del cilindro

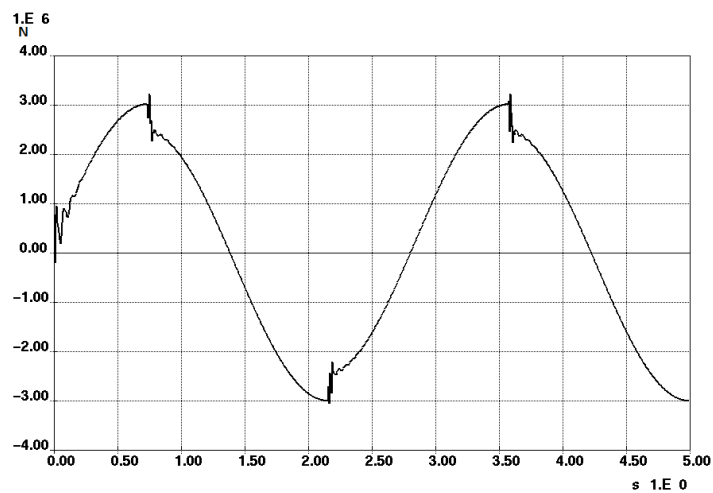


Figura 5.24: Forza generata dall'attuatore

Lo spostamento di riferimento è seguito correttamente, a testimonianza del fatto che le valvole scelte hanno una banda passante sufficientemente ampia per controllare il sistema alla frequenza richiesta. La portata è concorde con quanto calcolato in precedenza e le valvole aprono solo parzialmente, con un buon margine in termini di caduta di pressione. Inoltre l'attuatore è in grado di generare una forza sufficiente a vincere la forza d'attrito del friction pendulum e le pressioni hanno un andamento piuttosto regolare.

5.3.2 Simulazione dell'asse verticale

Una seconda simulazione è stata eseguita per verificare il dimensionamento dell'attuatore verticale. In questo caso è stato imposto lo spostamento derivato dalla cinematica di un doppio pendolo con raggio di 2000 mm ed è stata controllata la forza generata dall'attuatore. Il riferimento di forza è dato dalla relazione (5.8) e il segnale di controllo in uscita dal regolatore è dato in controfase a entrambe le valvole. Sarà osservata in particolare la capacità dell'attuatore di generare la forza richiesta (11000 kN), gli andamenti di portata e apertura delle valvole, verificando così il corretto funzionamento del sistema con due valvole di dimensione diversa. In Figura 5.25 è presentato lo schema utilizzato. La rigidità posta tra stelo e massa è quella caratteristica del dispositivo che si vuole testare, mentre quella posta tra massa e terreno è di valore notevolmente più elevato.

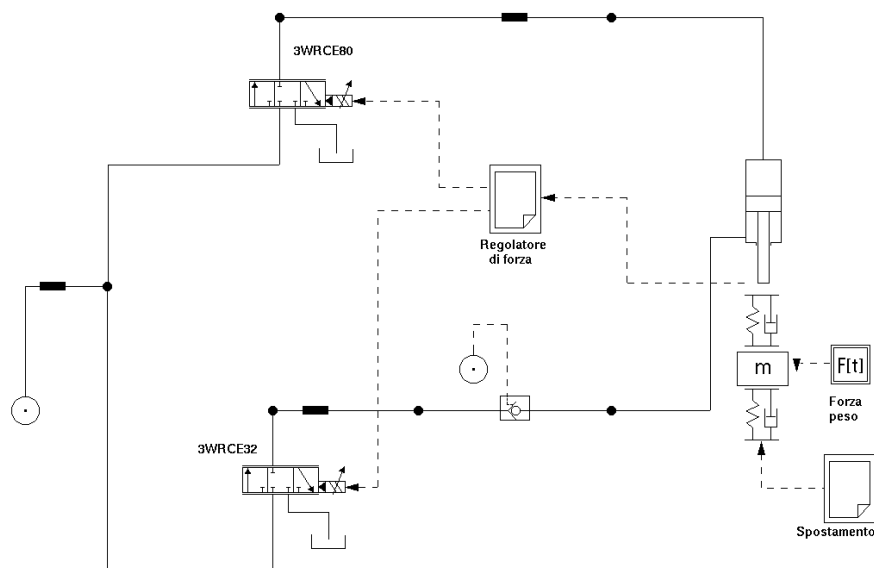


Figura 5.25: Schema implementato per la simulazione dell'asse verticale

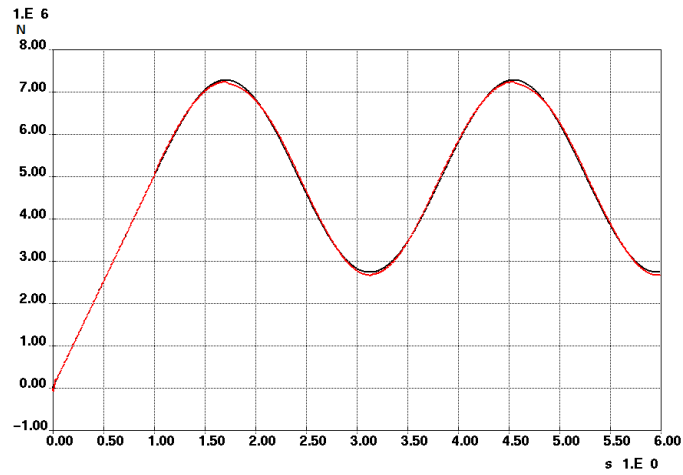


Figura 5.26: Confronto tra forza di riferimento (nero) e forza dell'attuatore (rosso)

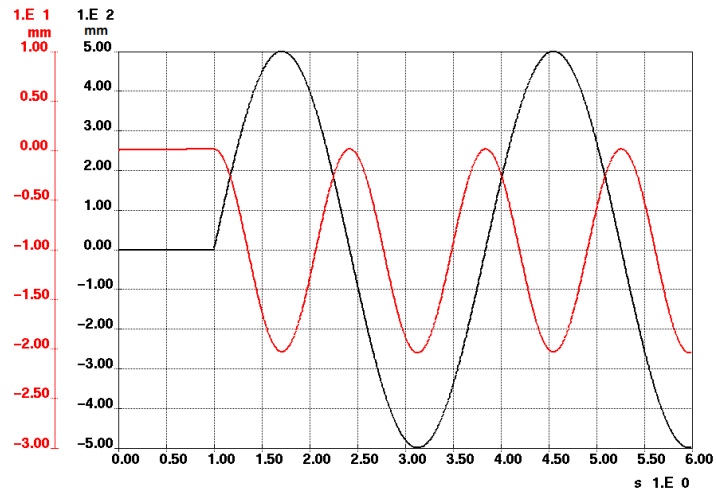


Figura 5.27: Confronto tra oscillazione orizzontale (nero) e spostamento verticale (rosso)

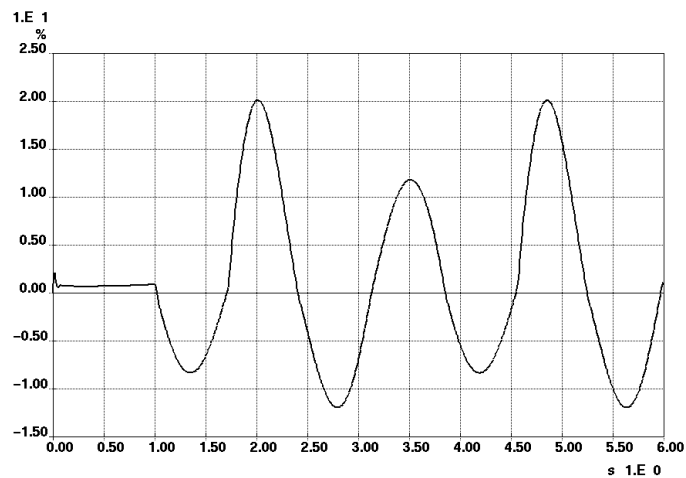


Figura 5.28: Percentuale di apertura della valvola 3WRCE-80

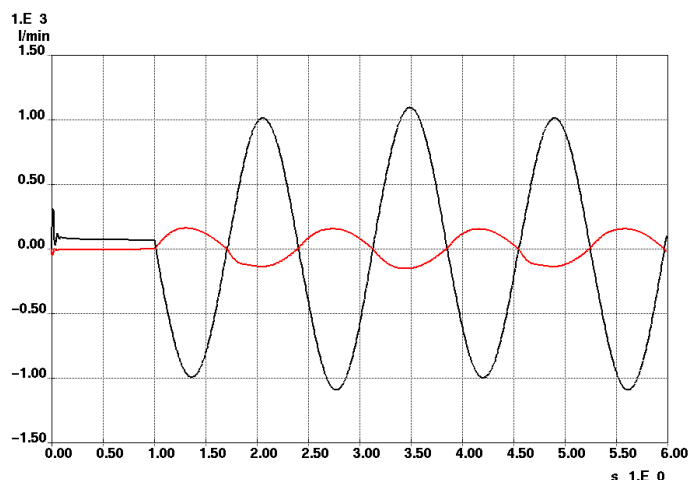


Figura 5.29: Portata in ingresso alla 3WRCE-80 (nero) e 3WRCE-32 (rosso)

In Figura 5.26 si nota che l'attuatore è in grado di generare la forza richiesta, seguendo l'andamento determinato dall'oscillazione orizzontale. In Figura 5.27 è evidente come l'oscillazione orizzontale della superficie inferiore del dispositivo è trasmessa agli attuatori verticali a frequenza doppia, ma ampiezza ridotta. Quest'informazione sarà molto utile per definire le prestazioni del controllore dell'asse verticale trattate nel Capitolo 7. Anche in questo caso la valvola apre in maniera limitata (Figura 5.28) e le portate (Figura 5.29) sono del tutto simili a quelle previste.

Capitolo 6

Modello e identificazione

In questo capitolo saranno presentati i principali modelli dinamici dei sottosistemi idraulici che compongono il FIP Test System. Tali modelli saranno poi utilizzati per determinare le equazioni di stato necessarie all'implementazione in Matlab e alla simulazione. Una seconda parte di questo capitolo sarà dedicata all'analisi dei dati sperimentali ottenuti mediante le prove di collaudo eseguite in azienda. I dati saranno utili sia per individuare la presenza di anomalie costruttive, sia per l'identificazione di alcuni parametri di notevole interesse.

6.1 Modelli elementari

I modelli derivati nel seguito, sono basati sulle leggi fisiche della fluidodinamica, che per sinteticità saranno omesse. Si cercherà di mantenere un'adeguata semplicità del modello, senza tralasciare non linearità o dinamiche interessanti. In generale ogni servo-sistema idraulico può essere del tipo rappresentato in Figura 6.1. In questo schema è possibile distinguere:

- 1) Una servo-valvola che ha il ruolo di trasformare il segnale elettrico d'ingresso in una portata d'olio, in funzione della pressione nelle camere dell'attuatore. Nonostante questo dispositivo sia progettato per avere un'elevata dinamica e presentare una caratteristica lineare d'ingresso-uscita, la sua relazione statica non è lineare. Dato che la portata della valvola è la stessa che va nelle camere dell'attuatore, ogni comportamento non lineare si propaga nell'intero sistema. Per questo motivo la servo-valvola è un sottosistema da trattare separatamente e con molta attenzione.
- 2) Un attuatore idraulico (inclusa la massa del carico) con le portate di olio Q_A e Q_B e la forza esterna F_{ext} come ingressi; le pressioni p_A e p_B , la posizione x e la velocità \dot{x} come uscite. La

connessione tra attuatore e carico è spesso considerata infinitamente rigida.

- 3) L'insieme di tubazioni (rigide e flessibili) tra la valvola e l'attuatore. A causa della comprimibilità e dell'inerzia dell'olio, tubi molto lunghi non possono essere considerati come sottosistemi statici. L'onda di pressione si propaga nel tubo con una velocità finita e si riflette solo idealmente alla camera del cilindro. Ad ogni modo, nelle applicazioni in cui il blocco valvola è montato sul cilindro tali dinamiche possono essere trascurate.
- 4) La sorgente di pressione, che generalmente è progettata in modo da fornire una pressione costante per un certo range di richiesta di portata da parte del sistema. Un modo efficiente di ottenere ciò è utilizzare degli accumulatori idraulici in aggiunta ad una pompa controllata in pressione. Specialmente nei sistemi con elevata velocità di spostamento dell'attuatore, se la portata richiesta eccede il range in cui il sistema garantisce una p_s costante, le fluttuazioni di pressione dovranno essere prese in considerazioni e la sorgente modellata in maniera adeguata.

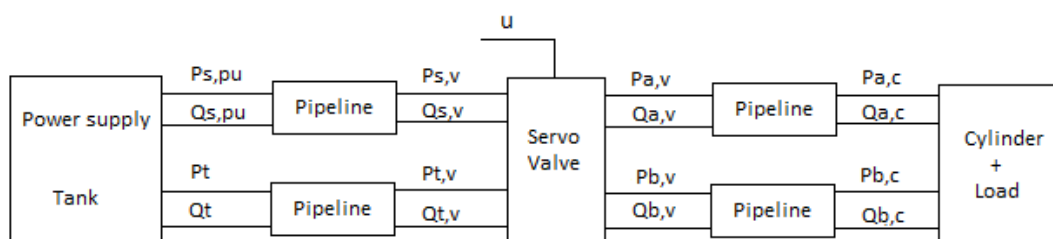


Figura 6.1: Sottosistemi di un servo-sistema idraulico con connessioni

Ad ogni modo per comportamenti a bassa frequenza, dove gli effetti delle tubazioni non sono considerevoli e la pressione di sistema può essere considerata costante, il servo-sistema può essere modellato da due soli sottosistemi (valvola più cilindro).

6.1.1 Valvola

Il comportamento dinamico di una servo-valvola coinvolge un gran numero di parametri. Purtroppo alcuni di questi parametri possono essere noti solo in un certo (stretto) range o sono addirittura sconosciuti. Un'accurata analisi analitica porterebbe via molto tempo e sarebbe difficile da validare [17]. È necessario quindi utilizzare un metodo più rapido che caratterizzi in maniera adeguata questo elemento. Per questo scopo è utilizzato il set d'informazioni

disponibile sui cataloghi del costruttore. Un'informazione molto utile e di facile reperibilità, è quella della risposta al gradino e/o risposta in frequenza. Spesso fornita dal costruttore, questa informazione è utilizzata per svilupparne un modello dinamico approssimato.

Un'ispezione della risposta al gradino (Figura 6.2) suggerisce di utilizzare un modello dinamico del secondo ordine della forma [18]:

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{y}_v + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{y}_v + y_v = K_v u_v \quad (6.1)$$

con riferimento alla posizione y_v , velocità \dot{y}_v e accelerazione \ddot{y}_v dello spool.

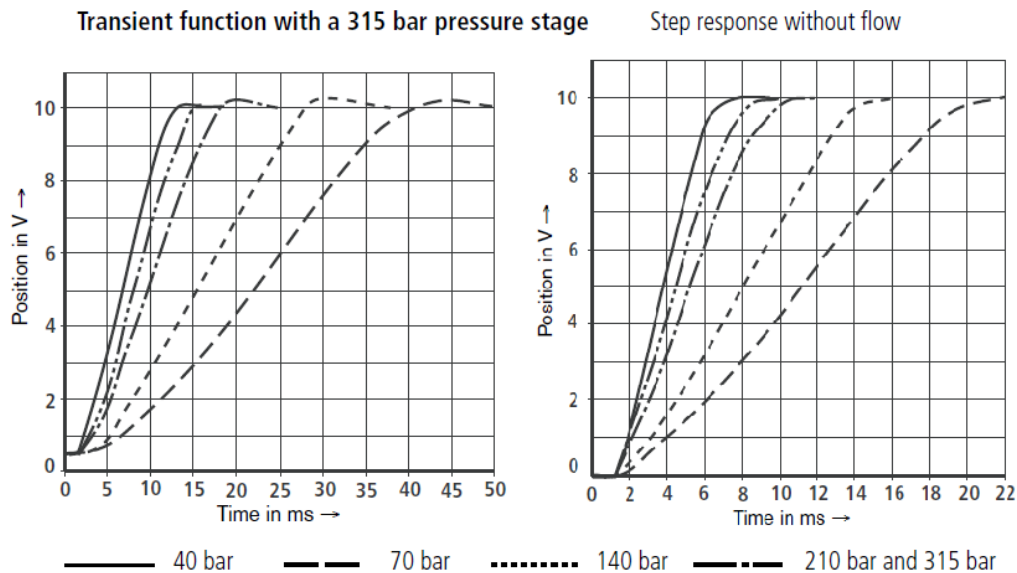


Figura 6.2: Risposta al gradino di una tipica servo-valvola

I parametri di guadagno K_v , frequenza naturale ω_v , smorzamento adimensionale D_v dell'equazione (6.1) possono essere facilmente dedotti dalle informazioni presenti nel catalogo del costruttore. Il comando u_v è il segnale di ingresso della valvola ed è generalmente compreso tra $u_{v\max}$ e $u_{v\min}$ (valori tipici sono $\pm 10V$ o $4 \div 20$ mA). Per valvole a più stadi, si prenderà in considerazione solo la dinamica dello spool principale (ultimo stadio). Questa ipotesi è valida poiché le dinamiche degli stadi secondari sono notevolmente più elevate rispetto all'ultimo stadio. In definitiva, il modello risultante è di facile costruzione e sufficientemente accurato per lo scopo di controllo.

Analizziamo ora la caratteristica statica non lineare che lega il flusso alla pressione. La portata attraverso l'orifizio della valvola è

proporzionale alla posizione y_v dello spool e alla radice quadrata della caduta di pressione a cavallo di esso. Tale relazione è descritta dall'equazione:

$$Q = c_v y_v \sqrt{|\Delta p|} \text{sign}(\Delta p) \quad (6.2)$$

c_v prende il nome di coefficiente di flusso ed è caratteristico della geometria della valvola. Esso esprime la portata in corrispondenza del salto di pressione nominale ed apertura massima. Se esprimiamo la posizione dello spool y_v come frazione della posizione massima, possiamo scrivere:

$$c_v = \frac{Q_n}{\sqrt{\Delta p_n}} \quad (6.3)$$

Per rendere il modello adeguatamente preciso è necessario introdurre i fenomeni di saturazione sia di portata sia di corsa dello spool. Questi fenomeni daranno un limite alla velocità massima di avanzamento dell'attuatore.

6.1.2 Cilindro idraulico

La modellazione teorica di un cilindro idraulico è stata ampiamente discussa in letteratura da [19] e [17]. Altri aspetti, come le forze di attrito Coulombiano o generato dalle guarnizioni idrostatiche, sono rimandati alla letteratura [20] [21].

Molti parametri del modello analitico di un attuatore sono ben noti a priori, come ad esempio le dimensioni geometriche, mentre altri sono del tutto sconosciuti. Di conseguenza la validità del modello può essere migliorata solo attraverso alcune prove sperimentali. Per questo motivo il modello analitico viene spesso semplificato, ottenendo una forma che può essere facilmente identificata attraverso degli esperimenti.

Una delle caratteristiche principali dei sistemi fluidodinamici è la non linearità dovuta al fluido utilizzato. Le non linearità rilevanti che contribuiscono al modello del cilindro sono:

- Asimmetrie geometriche derivate dalla differenza di volume nelle due camere.
- Dipendenza dalla pressione del modulo di Bulk.
- Rigidezza dell'attuatore dipendente dalla posizione (es: frequenza naturale e smorzamento dipendono dalla posizione del pistone).

- Forze di attrito che si oppongono alla velocità di avanzamento (attrito viscoso) e un elevato attrito di primo distacco (non lineare).

In particolare, la comprimibilità dell'olio influenza la dinamica del servo-sistema idraulico in maniera molto significativa per sistemi che lavorano ad alta frequenza. Il fluido idraulico si comporta come una molla, introducendo quindi, un sistema massa-molla-smorzatore del secondo ordine, la cui frequenza propria limita la banda di controllo. Applicando la legge di continuità a ogni camera del cilindro otteniamo:

$$Q_A - Q_{Li} = \dot{V}_A + \frac{V_A}{\beta_e(p_A)} \dot{p}_A \quad (6.4)$$

$$Q_B + Q_{Li} = \dot{V}_B + \frac{V_B}{\beta_e(p_B)} \dot{p}_B \quad (6.5)$$

dove V_A e V_B sono i volumi delle camere A e B rispettivamente, inclusi i volumi addizionali di eventuali tubazioni di collegamento con la valvola. La portata di trafilamento interna è denominata Q_{Li} e viene definita uscente dalla camera A. Con riferimento alla posizione del pistone x_p , possiamo scrivere:

$$V_A = V_{pl,A} + \left(\frac{C}{2} + x_p\right) A_A = V_{A0} + x_p A_A \quad (6.6)$$

$$V_B = V_{pl,B} + \left(\frac{C}{2} - x_p\right) A_B = V_{B0} - x_p A_B \quad (6.7)$$

Dove $V_{pl,A}$ e $V_{pl,B}$ sono i volumi delle pipelines di collegamento e C è la corsa del pistone. I volumi iniziali V_{A0} e V_{B0} consistono in una parte "efficiente" (quella necessaria a riempire le camere) e una parte "inefficiente" (quella relativa al mantenimento dell'olio nella tubazione tra valvola e attuatore). Il volume iniziale non è necessariamente uguale per entrambe le camere, ma se l'attuatore è a doppio stelo e le tubazioni di collegamento sono simmetriche, abbiamo:

$$V_{A0} = V_{B0} = V_0 \quad (6.8)$$

Per un attuatore idraulico definiamo col simbolo α il rapporto delle aree A_A/A_B . La derivata nel tempo dell'espressione (6.6) e (6.7) risulta

$$\dot{V}_A = A_A \dot{x}_p \quad (6.9)$$

$$\dot{V}_B = -A_B \dot{x}_p = -\alpha A_A \dot{x}_p \quad (6.10)$$

Le equazioni (6.4) e (6.5) possono essere riformulate evidenziando la derivata della pressione, ottenendo così le equazioni della dinamica della pressione

$$\dot{p}_A = \frac{\beta_e(p_A)}{V_0 + A_A x_p} (Q_A - A_A \dot{x}_p - Q_{Li}) \quad (6.11)$$

$$\dot{p}_B = \frac{\beta_e(p_B)}{V_0 - \alpha A_A x_p} (\alpha A_A \dot{x}_p - Q_B + Q_{Li}) \quad (6.12)$$

Per una condizione di fluido laminare, il flusso di trafileamento può essere considerato proporzionale alla differenza di pressione nelle due camere

$$Q_{Li} = C_{Li}(p_A - p_B) \quad (6.13)$$

con C_{Li} coefficiente di leakage interno.

L'equazione del movimento del pistone che governa il moto del carico si determina applicando la seconda legge di Newton. L'equazione risultante è la seguente:

$$m_t \ddot{x}_p + F_{att}(\dot{x}_p) = (p_A - \alpha p_B) A_A - F_{ext} \quad (6.14)$$

dove la massa totale m_t può essere calcolato come la somma della massa dello stelo m_s più la massa del carico m_{load} . È consueto modellare la forza di attrito in funzione della velocità [22], da cui deriva:

$$F_{att}(\dot{x}_p) = F_d(\dot{x}_p) + F_s(\dot{x}_p) + F_c(\dot{x}_p) \quad (6.15)$$

dove F_d è il termine di attrito viscoso, F_s è il termine di attrito statico e F_c il termine di attrito Coulombiano. I singoli fattori possono essere espressi secondo la relazione seguente:

$$F_{att}(\dot{x}_p) = b \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left[F_{c0} + F_{s0} e^{-\frac{|\dot{x}_p|}{c_s}} \right] \quad (6.16)$$

dove b, F_{c0} e F_{s0} sono parametri che possono essere ricavati per mezzo di prove sperimentali. Tutte le equazioni scritte finora sono valide sia per i servo-attuatori verticali sia per quello orizzontale. Nei paragrafi successivi, con la notazione x_{vi} con $i=1, \dots, 4$ si intenderà la posizione dello stelo dei rispettivi attuatori verticali e con x_o quella dello stelo del servo-attuatore orizzontale.

6.1.3 Isolatore sismico

In questa sezione sarà modellato tutto ciò che si trova al di sotto dello stelo dell'attuatore. Il sistema è costituito da un supporto su cui sarà collegata la parte superiore dell'isolatore, l'isolatore stesso e la massa mobile su cui sarà connessa la base del dispositivo.

Il supporto per la base superiore è costituito da una tavola d'acciaio con elevate caratteristiche di robustezza e rigidità. Gli steli degli attuatori verticali sono vincolati alla tavola per mezzo di una flangia e viti M48. Il collegamento stelo-tavola è considerato infinitamente rigido e un quarto della massa della tavola è sommato alla massa di ogni attuatore verticale.

Il comportamento dell'isolatore può essere assimilato a quello di un sistema elastico. La rigidezza k è un parametro caratteristico di questi dispositivi e può essere utilizzata per determinare il legame tra lo spostamento della tavola e la forza sviluppato dagli attuatori. Una rappresentazione del sistema è proposta in Figura 6.3 e Figura 6.4.

Poiché la tavola è fissata agli steli tramite un vincolo d'incastro, l'intera connessione risulta iperstatica, infatti la planarità del sistema potrebbe essere garantita anche da soli tre attuatori. Onde evitare eccessivi sforzi sulle viti che collegano la tavola allo stelo, il sistema di controllo dovrà garantire il sincronismo della movimentazione e che tutte e quattro le posizioni siano pressoché identiche indipendentemente dall'eccentricità del carico. Sotto l'ipotesi che il sistema di controllo mantenga il sincronismo della movimentazione, possiamo affermare che $x_{v1} = x_{v2} = x_{v3} = x_{v4} = x_v$.

Il dispositivo d'interfaccia tra le due superfici scorrevoli può essere modellato come un elemento elastico. In un dispositivo a scorrimento, ognuno dei due estremi della molla è connesso alla superficie scorrevole e trasla lungo la direzione di spostamento u . Sotto l'ipotesi di tavola infinitamente rigida, la forza elastica F_{el} generata dall'isolatore è:

$$F_{el} = k_{FP}(x_v - \bar{z}) \quad (6.17)$$

dove \bar{z} è espresso nella relazione (3.2) e rappresenta lo spostamento verticale del "pattino" in funzione dello spostamento orizzontale imposto e dei parametri dell'isolatore.

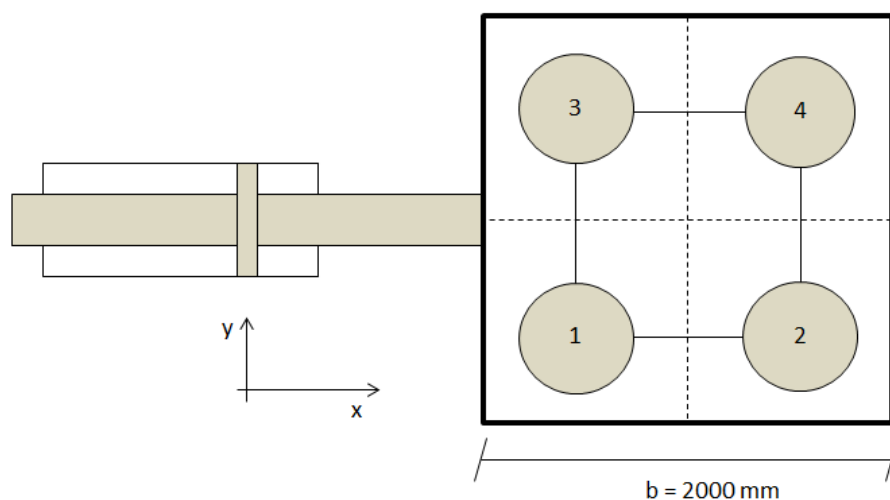


Figura 6.3: Schema semplificato della macchina (vista dall'alto)

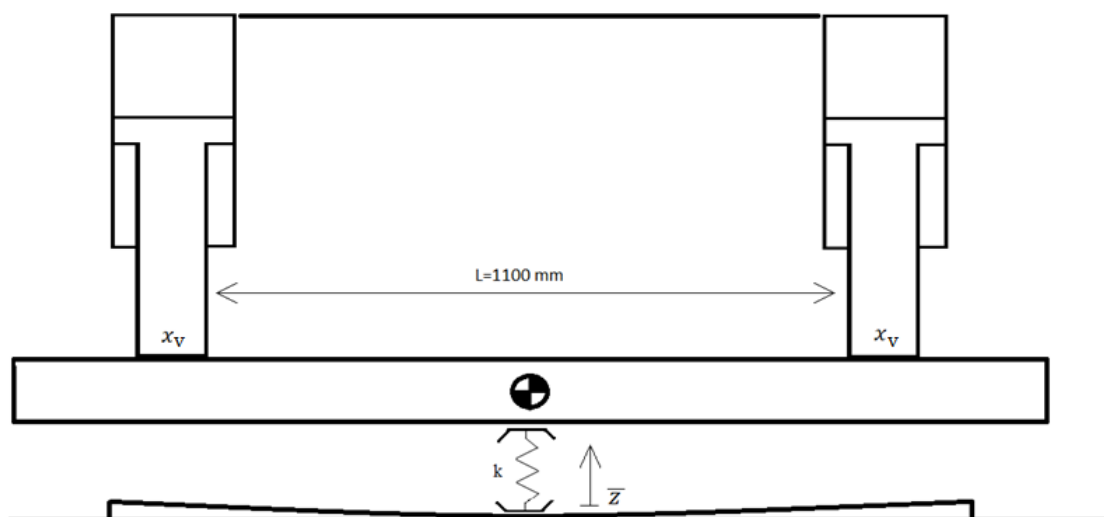


Figura 6.4: Modello della macchina con isolatore di tipo Friction Pendulum (vista frontale)

La forza d'attrito generata dallo scorrimento del pattino è unicamente funzione del carico e dello spostamento u , come già espresso dalla relazione (5.1). Nel caso di isolatore elastomerico le piastre d'interfaccia sono vincolate ai relativi supporti e il comportamento è puramente elastico in entrambe le direzioni, sia assiale che longitudinale. La forza sviluppata lungo l'asse verticale è tanto maggiore quanto maggiore è la compressione imposta dagli attuatori. In questo caso, qualunque sia lo spostamento imposto alla massa mobile, la base dell'isolatore non subirà nessuno spostamento lungo l'asse verticale, come è visibile nella Figura 6.5.

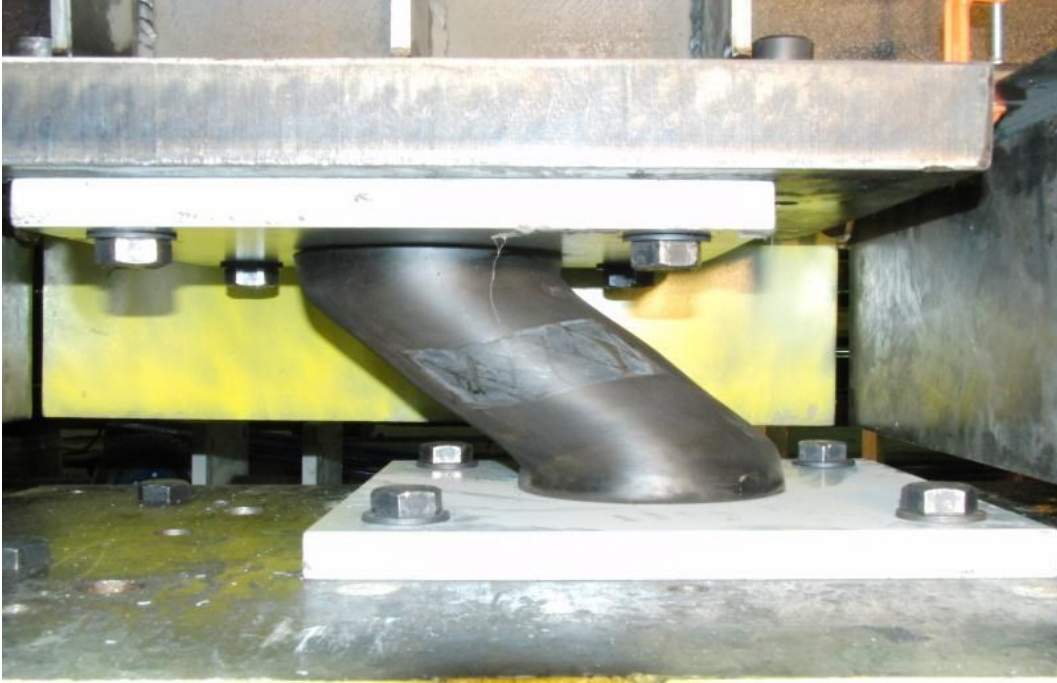


Figura 6.5: Dispositivo Natural Rubber in fase di prova a carico biassiale

6.2 Modello complessivo

Utilizzando le equazioni dinamiche (6.11) e (6.12) che caratterizzano il cilindro, la relazione dinamica dello spool (6.1), abbinata alla caratteristica statica della valvola (6.2), possiamo determinare il modello del servo-attuatore da implementare in Matlab. Tale modello ha struttura identica sia per l'attuatore orizzontale sia per quello verticale, a patto di considerare la forza peso in quest'ultimo caso. Definita m_v la massa dello stelo dell'attuatore verticale e M_t la massa della tavola, per i quattro servo-attuatori verticali possiamo scrivere:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_v + \frac{1}{4}M_t)\ddot{x}_v + F_{att}(\dot{x}_v) = (p_A - \alpha p_B)A_A - F_{v\ ext} + (m_t + \frac{1}{4}M_t)g \\ \dot{p}_A = \frac{\beta_e(p_A)}{V_0 + A_A x_v} (Q_A - A_A \dot{x}_v - Q_{Li}) \\ \dot{p}_B = \frac{\beta_e(p_B)}{V_0 - \alpha A_A x_v} (\alpha A_A \dot{x}_v - Q_B + Q_{Li}) \\ Q_A = c_{vA} y_{vA} \sqrt{|\Delta p_A|} \text{sign}(\Delta p_A) \\ Q_B = c_{vB} y_{vB} \sqrt{|\Delta p_B|} \text{sign}(\Delta p_B) \end{array} \right. \quad (6.18)$$

dove i coefficienti c_{vA} e c_{vB} sono relativi alle valvole utilizzate per comandare la portata rispettivamente dalla mandata alla camera A e dalla camera B allo scarico. La forza esterna sarà principalmente quella generata dalla compressione del dispositivo sotto prova.

Per il servo-attuatore orizzontale, poiché la portata in ingresso in una camera è uguale a quella d'uscita dell'altra, possiamo scrivere:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_o + M_b)\ddot{x}_o + F_{att}(\dot{x}_o) = (p_A - p_B)A_s - F_{o\ ext} \\ \dot{p}_A = \frac{\beta_e(p_A)}{V_o + A_s x_o} (Q_o - A_s \dot{x}_o - Q_{Li}) \\ \dot{p}_B = \frac{\beta_e(p_B)}{V_o - A_s x_o} (A_s \dot{x}_o - Q_o + Q_{Li}) \\ Q_o = c_{vo} \gamma_{vo} \sqrt{|\Delta p|} \text{sign}(\Delta p) \end{array} \right. \quad (6.19)$$

dove:

- M_b è la massa della base mobile su cui è vincolata la superficie inferiore dell'isolatore. Lo stelo dell'attuatore orizzontale è collegato con uno snodo a questa massa.
- c_{vo} rappresenta il coefficiente di flusso della 2WRCE-125.
- A_s è l'area di spinta del cilindro.
- Δp può essere considerato in maniera indistinta sia $p_s - p_A$ che $p_B - p_t$, a patto di considerare il flusso positivo entrante nella camera A e uscente da B.
- $F_{o\ ext}$ è funzione sia del carico verticale sia dello spostamento x_o , ma anche della tipologia di isolatore introdotto.

Nonostante le semplificazioni adottate, il modello rimane non lineare per via dell'equazione dinamica della pressione e della caratteristica statica della valvola. Per eseguire la taratura dei controllori PID utilizzando i metodi classici della teoria del controllo, sarà necessario usare un modello linearizzato attorno ad un punto di funzionamento scelto in maniera appropriata.

6.2.1 Modello linearizzato dell'attuatore

In questo paragrafo, per semplicità, sarà calcolato il modello lineare e la funzione di trasferimento del servo-attuatore verticale. La trattazione nel caso dell'asse orizzontale è del tutto analoga.

Come prima cosa si definisce il set di variabili di stato X :

$$X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_v \\ \dot{x}_v \\ p_A \\ p_B \end{pmatrix} \quad (6.20)$$

e ingressi U :

$$U = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_A \\ Q_B \\ F_{v \text{ ext}} \end{pmatrix} \quad (6.21)$$

Per le grandi dimensioni degli attuatori e dato che il blocco valvola è montato direttamente sul cilindro, risultano poco influenti i volumi generati dalle tubazioni. Considerando inoltre il coefficiente di perdita interno nullo e il modulo di bulk costante, possiamo scrivere:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{m_v + M_t/4} [(x_3 - \alpha x_4)A_A - bx_2 - u_3] + g \\ \dot{x}_3 = \frac{\beta_e}{V_A} (u_1 - A_A x_2) \\ \dot{x}_4 = \frac{\beta_e}{V_B} (\alpha A_A x_2 - u_2) \end{cases} \quad (6.22)$$

È da notare che i volumi $V_A = V_0 + A_A x_1$ e $V_B = V_0 - \alpha A_A x_1$ sono funzione della posizione dello stelo e rendono non lineare il modello. Nella particolare applicazione, gli attuatori dovranno sfruttare tutta la corsa e non è possibile definire a priori il punto di funzionamento attorno al quale poter linearizzare. Per progettare un controllore robusto si dovrà trovare la posizione di equilibrio più sfavorevole, in modo tale da avere sempre un'elevata stabilità lungo tutta la corsa dell'attuatore. Eseguendo una linearizzazione attorno ad un punto generico di funzionamento e definendo i volumi nei punti di equilibrio come:

$$\bar{V}_A = V_0 + A_A \bar{x}_1 \quad e \quad \bar{V}_B = V_0 - \alpha A_A \bar{x}_1 \quad (6.23)$$

possiamo scrivere le seguenti matrici di stato, in cui M esprime la massa complessiva di stelo più carico:

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{b}{M} & \frac{A_A}{M} & -\frac{\alpha A_A}{M} \\ 0 & -\frac{A_A \beta_e}{V_A} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\alpha A_A \beta_e}{V_B} & 0 & 0 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{M} \\ \frac{\beta_e}{V_A} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\beta_e}{V_B} & 0 \end{bmatrix} U \quad (6.24)$$

Prendiamo come uscita tutte e quattro le variabili di stato:

$$Y = IX \quad (6.25)$$

Come ampiamente descritto in [Jejali, Kroll], la funzione di trasferimento dalla portata alla posizione di questo sistema presenta un polo nell'origine e una coppia di poli complessi e coniugati. Definiamo la funzione di trasferimento dell'attuatore, sia esso verticale oppure orizzontale, come $G_a(s) = y_1/u_2$. Essa sarà del tipo:

$$G_a(s) = \frac{K_a}{s[s^2 + 2D_h\omega_h s + \omega_h^2]} \quad (6.26)$$

In cui:

- $K_a = A_A/m_t$ è il guadagno statico e dipende dalla massa e dall'area di spinta dell'attuatore.
- $\omega_h = \sqrt{\frac{A_A^2 \beta_e}{M} \left(\frac{1}{V_A} + \frac{\alpha^2}{V_B} \right)}$ è la risonanza idraulica ed è funzione oltre che della massa e dell'area del pistone, anche della condizione in cui abbiamo linearizzato il sistema.
- D_h è lo smorzamento idraulico adimensionale e dipende principalmente dal termine di attrito viscoso b e dal modulo di bulk dell'olio utilizzato.

Un'osservazione spontanea derivante dall'analisi della funzione di trasferimento è che la pulsazione dei poli complessi e coniugati dell'attuatore dipende dalla posizione. Questo fenomeno va preso in considerazione per la progettazione del sistema di controllo. La dipendenza dei volumi dalla posizione, fa sì che la rigidità del sistema vari a seconda della posizione in cui si trova. In Figura 6.6 è mostrato il diagramma di bode di $G_a(s)$ per diversi punti di equilibrio.

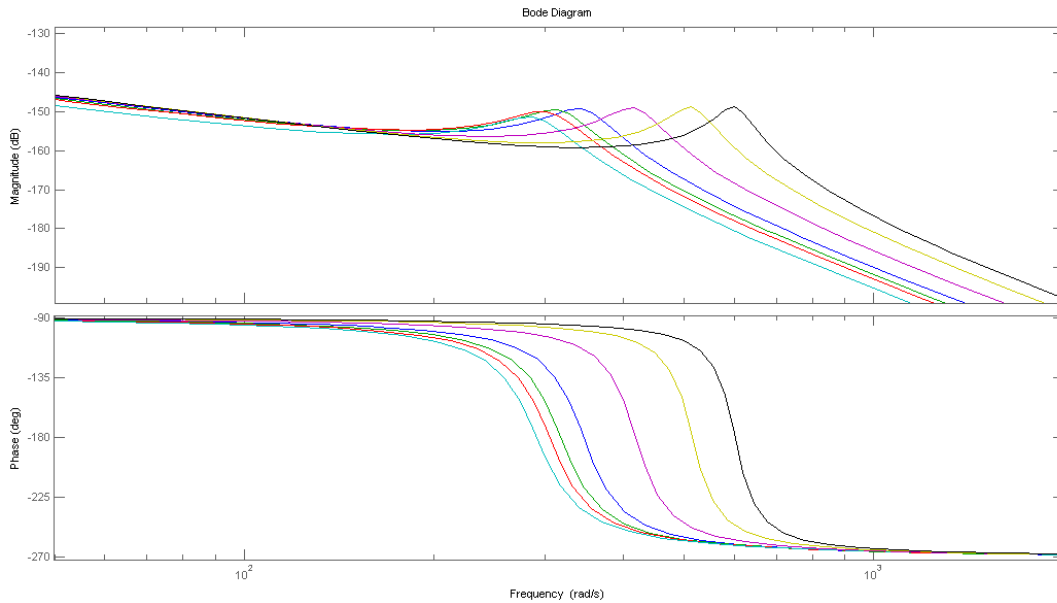


Figura 6.6: Risposta in frequenza di un attuatore a doppio stelo linearizzato in diversi punti. Dalla posizione centrale (linea celeste) a circa fondo corsa (linea nera)

Se si traccia l'andamento della pulsazione naturale al variare della corsa, si ottengono i grafici mostrati in Figura 6.7. Per un attuatore a doppio stelo ($\alpha = 1$) la condizione peggiore si ha in corrispondenza di metà corsa, punto in cui la frequenza naturale è minima. Per un attuatore a singolo stelo, questa condizione è più complicata da calcolare e dipende dal rapporto d'area α .

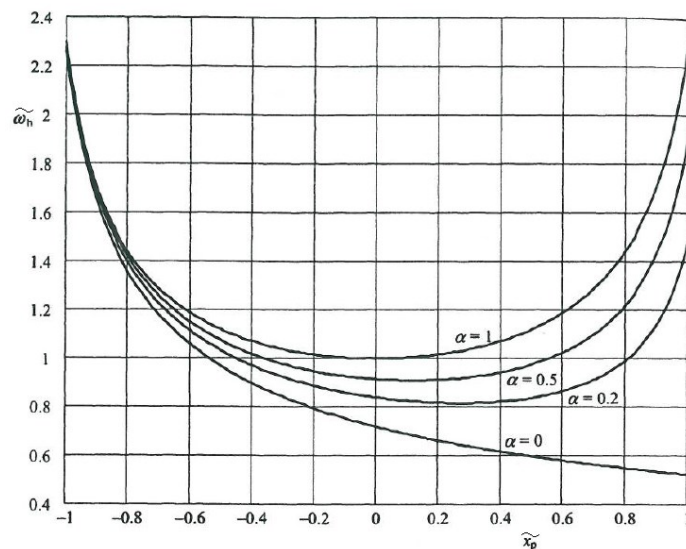


Figura 6.7: Pulsazione naturale normalizzata espressa in funzione della posizione del pistone (normalizzata rispetto alla corsa massima) e del rapporto d'area α .

Questo vuol dire che si avrà un design robusto del regolatore solo se si utilizza la funzione di trasferimento ottenuta impostando come posizione di equilibrio quella per cui si ha la frequenza naturale minima. In base al rapporto d'area definito, l'attuatore verticale presenta la frequenza di risonanza minima a $\bar{x}_v = 168 \text{ mm}$ (in cui la posizione nulla corrisponde ad avere lo stelo a metà corsa). Per l'attuatore orizzontale invece $\bar{x}_o = 0 \text{ mm}$.

6.2.2 Modello linearizzato della valvola

Le servo-valvole utilizzate per il controllo degli attuatori hanno una risposta in frequenza dal comando alla posizione dello spool che tipicamente assomiglia a quella mostrata in Figura 6.8. Le valvole a triplo stadio sono caratterizzate da una servo-valvola ad alta dinamica per il pilotaggio dello stadio principale. Ai fini della modellazione, la dinamica di questo spool può essere trascurata, prenderemo quindi in considerazione solo la dinamica dello spool del terzo stadio.

A causa del limite di coppia del torque motor la frequenza di taglio varia in funzione dell'ampiezza del segnale d'ingresso (oltre che dalla dimensione della valvola). Questi dati sono forniti nel catalogo del costruttore e sono di facile reperibilità.

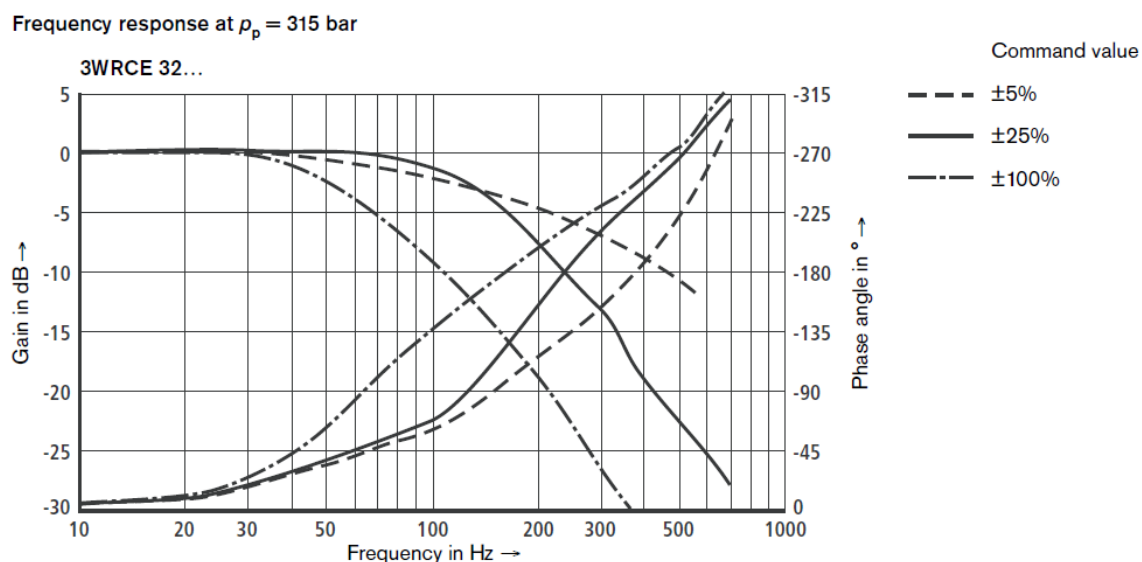


Figura 6.8: Diagramma di Bode della 3WRCE-32 preso dal catalogo valvole Bosch Rexroth

In Tabella 6.1 sono elencate le frequenze di taglio, per piccole aperture, delle tre valvole utilizzate.

	3WRCE-NG32	3WRCE-NG80	2WRCE-NG125
Frequenza propria	130 Hz	60 Hz	32 Hz
Smorzamento adimensionale	0.9	0.9	0.9

Tabella 6.1: Frequenza di taglio e smorzamento con segnale d'ingresso $\pm 25\%$

Linearizzando la relazione (6.2) che lega il flusso attraverso la valvola alla differenza di pressione tra la porta d'ingresso e quella d'uscita, attorno a un particolare punto di funzionamento $P_0 = (y_{v0}, p_{A0})$, si ottiene:

$$\Delta Q = K_{Qy}\Delta y_v + K_{Qp}\Delta p \quad (6.27)$$

Dove il coefficiente di guadagno di flusso è definito come:

$$K_{Qy} = \left. \frac{\partial Q}{\partial y_v} \right|_{P_0} = \begin{cases} c_v \sqrt{p_S - p_{A0}} & \text{per } y_v > 0 \\ c_v \sqrt{p_{A0} - p_t} & \text{per } y_v < 0 \end{cases} \quad (6.28)$$

Il coefficiente di pressione è espresso nel seguente modo:

$$K_{Qp} = \left. \frac{\partial Q}{\partial p_A} \right|_{P_0} = \begin{cases} \frac{c_v y_{v0}}{2\sqrt{p_{A0} - p_t}} & \text{per } y_v > 0 \\ -\frac{c_v y_{v0}}{2\sqrt{p_S - p_{A0}}} & \text{per } y_v < 0 \end{cases} \quad (6.29)$$

Dato che il sistema si muove con velocità oscillanti attorno allo zero, possiamo ipotizzare di lavorare nell'intorno della posizione centrale dello spool ($y_{v0} = 0$), di conseguenza il coefficiente di pressione K_{Qp} risulta nullo. Scegliendo una pressione di linearizzazione tale per cui $\sqrt{p_S - p_{A0}} = \Delta p_n$ e tenendo conto della (6.3) possiamo scrivere:

$$\Delta Q = Q_n \Delta y_v \quad (6.30)$$

Combinando l'equazione della dinamica dello spool (6.1) con la (6.30), ed effettuando la trasformata di Laplace si ottiene:

$$Q(s) = Q_n G_v(s) u_v(s) = \frac{Q_n}{(s^2 + 2D_v \omega_v s + \omega_n^2)} K_v u_v(s) \quad (6.31)$$

dove i parametri ω_v e D_v possono essere ricavati dal diagramma di Bode o dalla risposta allo scalino fornita sul catalogo. Il parametro K_v rappresenta il fattore di conversione tra la grandezza in ingresso alla

servo-valvola (tensione o corrente) e il valore di apertura espresso come frazione dell'apertura massima.

Seguendo lo schema a blocchi rappresentativo del sistema (Figura 6.9) e combinando le equazioni (6.26) con la (6.31), otteniamo la funzione di trasferimento dal comando della servo alla posizione del pistone, del modello linearizzato di un servo-attuatore

$$G_{sa}(s) = \frac{x_v(s)}{u_v(s)} = \frac{K_a K_v Q_n}{s[s^2 + 2D_h \omega_h s + \omega_h^2][s^2 + 2D_v \omega_v s + \omega_v^2]} \quad (6.32)$$

Questa funzione di trasferimento rappresenta la funzione d'anello aperto del sistema sulla quale sarà tarato il regolatore di posizione. Si notano la risonanza della valvola (con smorzamento elevato) e quella idraulica (con uno smorzamento generalmente più basso). È buona regola cercare di progettare, o quanto meno verificare, in modo che la risonanza idraulica del cilindro sia ben lontana dalla massima frequenza a cui si vuole movimentare il carico. In seguito si sceglie una valvola che abbia una dinamica sufficientemente ampia poiché a causa della struttura della funzione di trasferimento, la banda del sistema in anello chiuso sarà limitata dalla frequenza di risonanza a pulsazione più bassa. Un esempio di una buona progettazione è mostrato in Figura 6.10, in cui si nota come la risonanza idraulica sia molto lontana dalla frequenza "target" dell'applicazione; inoltre la dinamica della valvola è abbastanza elevata da riuscire a controllare il carico alla frequenza desiderata.

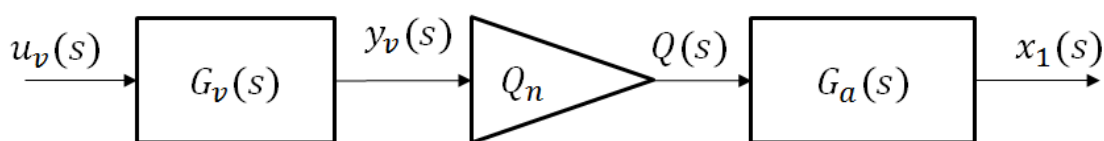


Figura 6.9: Rappresentazione del sistema valvola-attuatore sotto forma di schema a blocchi

6.3 Misurazione dell'attrito statico e dinamico

Una delle non linearità principali in un cilindro idraulico è senza dubbio l'attrito generato dalle guarnizioni. Questi elementi inseriti evitano il trafilamento dell'olio tra le camere e/o verso l'ambiente esterno (Figura 6.11).

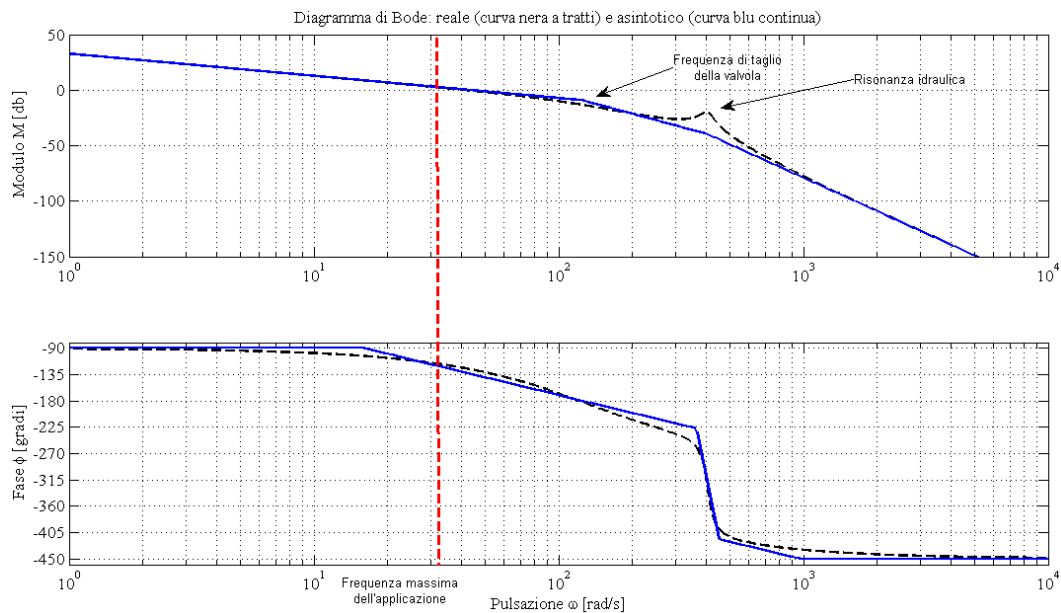


Figura 6.10: Esempio di buon accoppiamento valvola-attuatore per un'applicazione in cui la frequenza massima di movimentazione è circa 5 Hz

Data la loro natura elastica, la forza con cui le guarnizioni spingono sulla camicia del cilindro è tanto maggiore quanto più è elevata la pressione nelle due camere. Di conseguenza l'attrito generato è funzione della pressione, oltre che della velocità di movimento. La Figura 6.12 mostra l'attrito e la forza normale come risultato della pressione nel cilindro. In funzione dell'applicazione, l'attrito Coulombiano e i fenomeni di attrito di primo distacco potrebbero avere un effetto rilevante sulle prestazioni del controllore e del servo-sistema in generale. Ci sono diversi modi per modellare l'attrito Coulombiano e gli effetti derivanti [20]. Nel caso più generale, l'attrito che agisce sull'attuatore dipende non solo dalla velocità del pistone \dot{x}_p , ma anche dalla differenza di pressione Δp presente a cavallo delle camere, dalla temperatura e, spesso, anche dalla posizione del pistone x_p .

Il modello (Stribeck) precedentemente definito nella (6.16) suddivide le forze d'attrito in statico, viscoso e Coulombiano. L'attrito viscoso è proporzionale alla velocità e contribuisce alla stabilità del sistema, di conseguenza, nonostante sia un parametro difficilmente predicibile, esso non può essere ignorato nell'analisi dinamica. L'attrito statico può generare invece fenomeni di stick-slip nel caso di basse velocità.

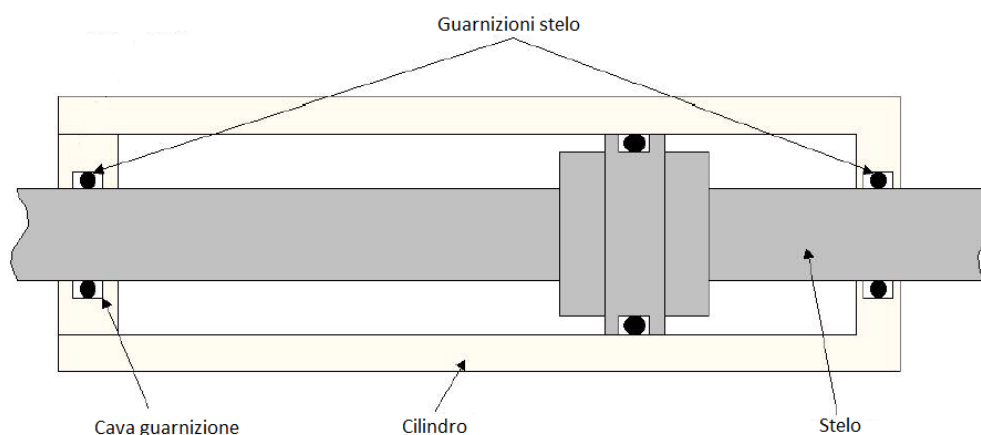


Figura 6.11: Sezione dell'attuatore e posizione delle guarnizioni

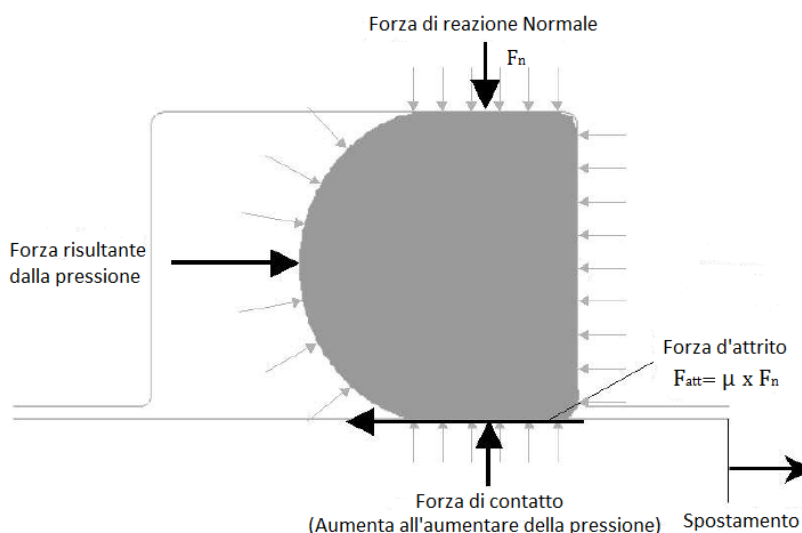


Figura 6.12: Forza normale e forza d'attrito Coulombiano

Per l'applicazione, ma anche per avere un controllo sulla qualità del prodotto, si è deciso di compiere prove sperimentali su tutti gli attuatori e determinare le curve d'attrito che saranno poi analizzate e dalle quali saranno identificati i coefficienti d'attrito utili alla corretta modellazione degli attuatori. In particolare si vuole:

1. Verificare che non ci siano anomalie costruttive lungo tutta la corsa del pistone.
2. Identificare i coefficienti relativi alla (6.16).
3. Verificare che non avvengano fenomeni di stick-slip a velocità molto basse.

La prima richiesta è utile per avere un riscontro sulla qualità delle lavorazioni effettuate in fase di costruzione. Prevede una prova che consiste nella movimentazione completa dello stelo a velocità bassa, per alcuni cicli. In questo modo sono rilevati eventuali difetti come eccentricità dello stelo o della camicia e zone con elevata irregolarità lungo la corsa.

La seconda richiesta è estremamente importante per due ragioni:

- L'identificazione, se fatta correttamente, genera un modello molto fedele a quello reale e i risultati ottenuti in simulazione risultano più affidabili rispetto ad un modello i cui parametri sono stati scelti in base all'esperienza pregressa o a dati statistici.
- La taratura del sistema di controllo dipende molto da questi parametri. Una prima scelta dei parametri del controllore è fatta in simulazione, successivamente una regolazione più fine è fatta direttamente sul campo. Anche in questo caso, il vantaggio di aver identificato correttamente i parametri di attrito è evidente, in quanto la taratura sul campo viene limitata a piccoli aggiustamenti dovuti alle imprevedibili variazioni del sistema ed ad una non perfetta conoscenza di alcuni dei parametri del sistema reale.

La procedura d'identificazione prevede la scelta di una serie di test adatti a sollecitare i parametri d'interesse. Per questa richiesta si farà muovere l'attuatore a diverse velocità, sia in estensione sia in contrazione, in modo da determinare la dipendenza della forza d'attrito dalla velocità.

Infine sarà necessario verificare che il fenomeno di stick-slip sia assente. L'azienda che ha commissionato la costruzione della macchina ha la necessità di effettuare delle prove quasi-statiche caratterizzate da velocità di 1 mm/s per l'asse orizzontale. Questa velocità risulta spesso critica per un attuatore idraulico a guarnizioni e se non è possibile raggiungerla, allora sarà necessario implementare un regolatore che compensi il fenomeno dello stick-slip [23].

6.3.1 Setup sperimentale

Per effettuare le misurazioni è stato necessario mettere a punto un sistema di acquisizione dati e un sistema per la generazione del segnale di comando della valvola. Per lo scopo è stata utilizzata una

scheda di controllo per assi idraulici che integra anche alcuni canali di acquisizione analogici e digitali.

6.3.1.1 Gruppo moto-pompa

Il collaudo degli attuatori è stato eseguito con la centrale idraulica a disposizione all'interno dell'azienda che è di dimensioni e potenza notevolmente inferiori a quella presente presso il cliente. In particolare, è stata utilizzata una pompa A4VSO-180 a cilindrata variabile con regolatore di pressione, capace di fornire alla massima cilindrata (180 cm³) una portata pari a 245 l/min di olio, accoppiata con un motore da 132 kW. Ciò significa che le velocità di collaudo degli attuatori saranno inferiori rispetto alle effettive velocità di funzionamento della macchina.

6.3.1.2 Trasduttore di posizione

Per la misura della posizione, l'attuatore è provvisto di un sensore di posizione magnetostrittivo assoluto con uscita digitale con interfaccia SSI. Il principio su cui è basato il funzionamento del sensore è quello della magnetostrizione (Figura 6.13), cioè della variazione della dimensione di un corpo quando è sottoposto ad un campo magnetico. Questa tecnologia permette di effettuare misure contact-less di elevata precisione. Un segnale elettrico impulsivo viene indotto all'interno di una speciale guida d'onda magnetostrittiva. Un campo magnetico è generato da un magnete permanente mobile che passa lungo la parte esterna del sensore. L'altro campo magnetico invece è generato dall'impulso di "corrente d'interrogazione" applicata lungo la guida d'onda. L'interazione tra i due campi genera un impulso di deformazione che viaggia a velocità costante lungo la guida dal punto in cui è generato sino alla fine della stessa, dove viene trasformato in un impulso elettrico da un elemento sensibile alle deformazioni. Successivamente l'impulso viene processato da un'elettronica interna che genera un valore di tensione proporzionale alla posizione del magnete mobile. In Tabella 6.2 sono riportati i dati presi dal datasheet del sensore.

6.3.1.3 Trasduttore di pressione

La forza generata dall'attuatore può essere ricavata dalla misura di pressione in entrambe le camere. A questo scopo, su ogni camera del cilindro è inserito un trasduttore di pressione. Prendendo in esame l'equazione (6.14), considerando una condizione di regime $\dot{x}_p = 0$ e forza esterna nulla, possiamo scrivere:

$$(p_A - \alpha p_B)A_A = F_{att}(x_p, \dot{x}_p) \quad (6.33)$$

Questo metodo per la stima della forza d'attrito è di facile realizzazione, ma avere una misura pulita della pressione risulta tutt'altro che semplice a causa dell'elevato rumore ambientale. Nei circuiti idraulici la rumorosità del segnale di tensione in uscita dal trasduttore è elevata a causa delle oscillazioni di pressione ad alta frequenza dovute al funzionamento della pompa di alimentazione del circuito. Tuttavia, dopo un attento lavoro di post-processing dei dati, la stima della forza d'attrito con questo metodo è adatta agli scopi preposti. In Tabella 6.3 sono mostrati alcuni dati di interesse prelevati dal datasheet del trasduttore.

Input	HM-20 pressure transducer
Valore misurato	Pressione
Range di misura	0÷400 Bar
Pressione massima	800 Bar
Output	
Segnale d'uscita	Analogico da 0.1 a 10 V
Accuratezza	
Risoluzione	0.5 Bar
Ripetibilità	<±0.1% F.S.
Setting time (10 a 90 %)	1 ms
Connessione elettrica	
Tensione alimentazione	24 VDC
Assorbimento di corrente	6mA

Tabella 6.3: Dati estrapolati dal datasheet del sensore di pressione

6.3.1.4 Scheda d'acquisizione e controllo valvola

Per acquisire tutti i segnali in uscita dai sensori e comandare le servo-valvole si è utilizzata una scheda elettronica che integra al suo

interno entrambe le funzioni di acquisizione e comando. La scheda di controllo è connessa ad una stazione PC attraverso un cavo seriale. Nel computer è installato un software di gestione della scheda e dei canali I/O, nonché l'ambiente di programmazione nel quale si sviluppano le funzioni necessarie (lettura canali analogici, processing dei segnali, generazione comandi delle valvole, gestione asse in open-loop o closed-loop).

La scheda in questione è una VT-HACD (Hydraulic Axis Controller Digital) della Bosch Rexroth, ottimizzata per il controllo di servoattuatori idraulici. È possibile connettere 6 ingressi e 3 uscite analogiche, 8 ingressi e 7 uscite digitali e presenta inoltre la possibilità di leggere un encoder SSI incrementale. Un microcontrollore controlla tutto il processo, stabilisce i collegamenti tra le variabili e realizza il controllo ad anello chiuso (quando richiesto). I dati e le variabili del sistema sono memorizzati in una memoria FLASH non volatile. Le operazioni di configurazione, diagnosi e parametrizzazione sono effettuate tramite il software per PC *BODAC* e la connessione alla scheda è effettuata per mezzo di un cavo RS232. Lo schema utilizzato per il setup della postazione di collaudo rispecchia quello in Figura 6.14.

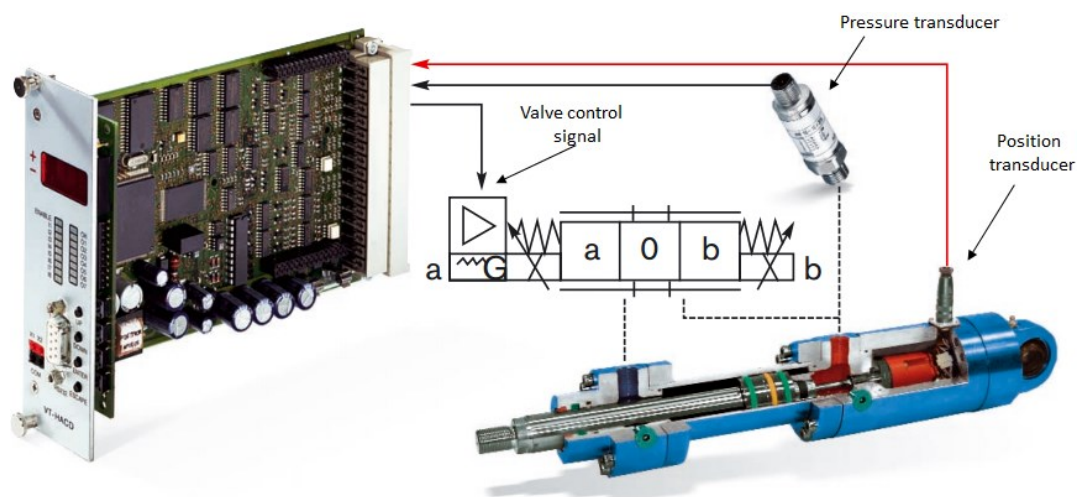


Figura 6.14: Schema di principio della connessione tra la scheda, i sensori e il servo-attuatore

6.3.2 Taratura dei trasduttori e configurazione del software

La prima operazione da eseguire una volta completato il cablaggio è la taratura del sensore di posizione. Nel software di gestione è stato configurato l'encoder SSI; viene impostata la risoluzione del sensore

per avere automaticamente una conversione del conteggio in binario (valore in ingresso della scheda) in un valore espresso in millimetri di immediata interpretazione.

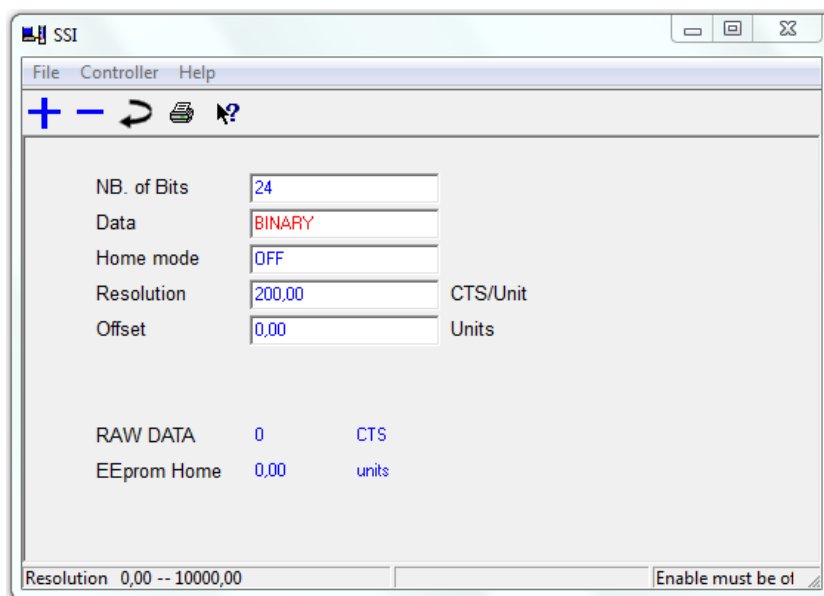


Figura 6.15: Configurazione dell'encoder SSI della scheda

In particolare, la risoluzione è di 5 μm , occorrono quindi 200 conteggi per millimetro. In Figura 6.15 è mostrata la finestra di configurazione.

Successivamente, bypassando le servo e utilizzando una valvola proporzionale meccanica, il pistone è mandato indietro fino ad arrivare in battuta. Il valore del conteggio ottenuto in questa posizione rappresenta lo zero del nostro attuatore e va considerato come offset costante da sottrarre alla misura. Ogni trasduttore presenta un valore di zero leggermente diverso e questa operazione preliminare è stata fatta su tutti gli attuatori.

I segnali di uscita dai trasduttori di pressione sono stati collegati ai canali AI1 e AI2 rispettivamente per la pressione in camera A e B dell'attuatore. Mentre per il comando analogico delle servo-valvole sono stati utilizzati i due analog output disponibili. La configurazione è mostrata nella Figura 6.16. L'ultimo passo necessario per realizzare la prova e visualizzare i dati acquisiti è quello di configurare le variabili nella structure configuration (Figura 6.17). Dato che le prove saranno effettuate in open-loop, si bypassa il regolatore dichiarando delle costanti per le variabili di uscita X1 e X2 (comando delle valvole).

Misurazione dell'attrito statico e dinamico

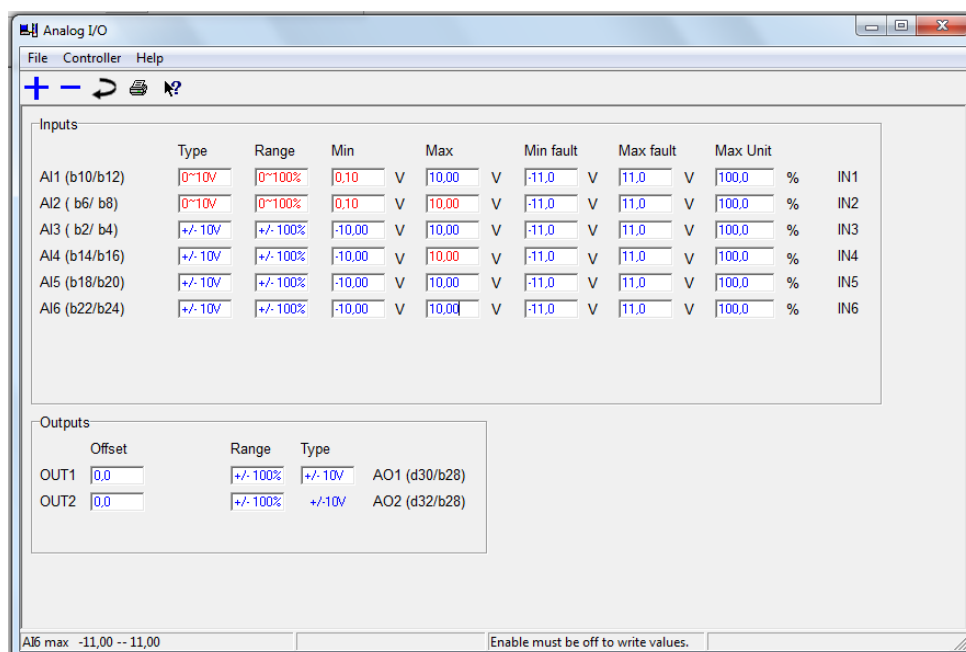


Figura 6.16: Setup degli ingressi e uscite analogiche

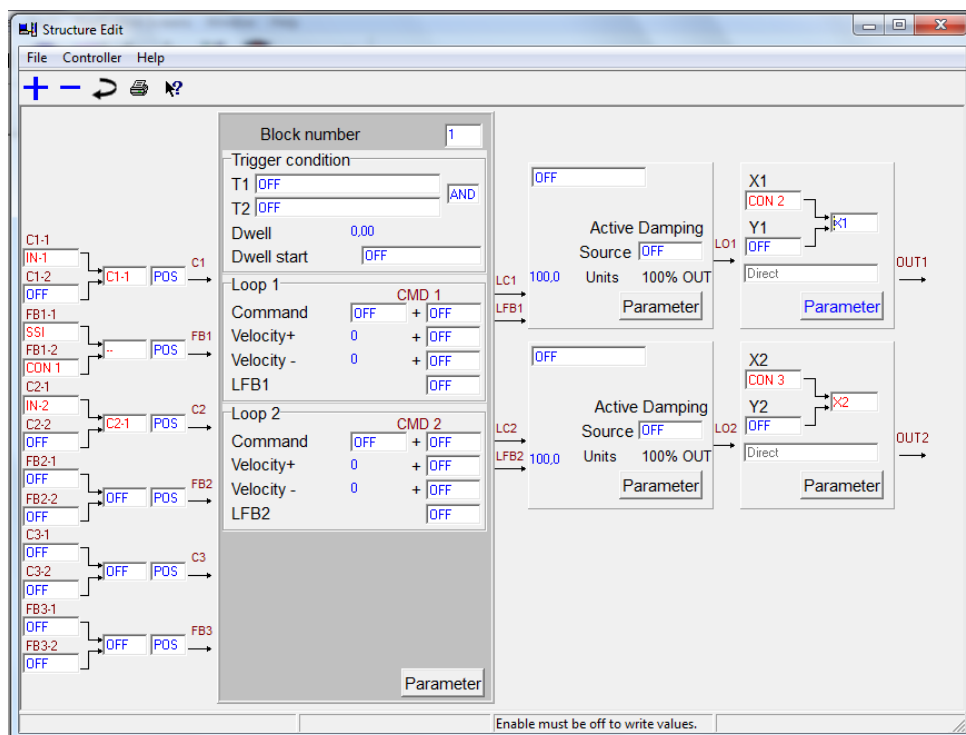


Figura 6.17: Definizione variabili di ingresso-uscita

6.3.3 Risultati sperimentali

Come detto in precedenza, saranno effettuate tre tipologie di prove con il fine di identificare la caratteristica d'attrito e verificare il corretto movimento a basse velocità. Saranno riprodotti e analizzati i grafici che mostrano l'attrito in funzione della corsa e della velocità dello stelo.

6.3.3.1 Prova di collaudo

La prima prova effettuata è finalizzata alla verifica della buona costruzione del cilindro e che non ci siano perdite d'olio dovute alla non perfetta tenuta delle guarnizioni. In questa fase si lavorerà con la pompa a regime di pressione e portata costante. Se lo stelo si muoverà a velocità uniforme, senza variazioni improvvisate di pressione nelle camere lungo tutta la corsa, allora vorrà dire che non sono presenti grossi difetti di costruzione, lavorazione o eccentricità dello stelo/camicia. I risultati per l'attuatore orizzontale sono mostrati in Figura 6.18, dalla quale si può notare una forza attrito abbastanza uniforme e di valore simile in entrambi i versi di percorrenza. Dalla Figura 6.19, che mostra i risultati per uno degli attuatori verticali, si può notare come in fase di fuoriuscita stelo, l'attrito sia leggermente inferiore rispetto alla fase di rientro. Questo fenomeno può essere giustificato dal fatto che la pressione necessaria a muovere l'attuatore in fase di fuoriuscita è "bassa" grazie all'area elevata della camera A; al contrario, in fase di rientro, la pressione nella camera B deve raggiungere valori più elevati con conseguente aumento della deformazione della guarnizione e dell'attrito che genera. Tuttavia nessuna anomalia è stata riscontrata e i valori di attrito sono in linea con le stime fatte in base all'esperienza pregressa. Nessuna differenza rilevante è stata riscontrata tra i 4 attuatori verticali.

6.3.3.2 Prove a gradino di velocità

Per la determinazione della curva d'attrito si è scelto di movimentare lo stelo a diversi valori di velocità in entrambi i versi. Quando l'attuatore si stabilizza sul valore di velocità desiderata viene calcolata la forza attraverso la lettura delle pressioni nelle camere. Un esempio di prova è mostrato in Figura 6.20 e Figura 6.21 per l'attuatore verticale e orizzontale rispettivamente.

Misurazione dell'attrito statico e dinamico

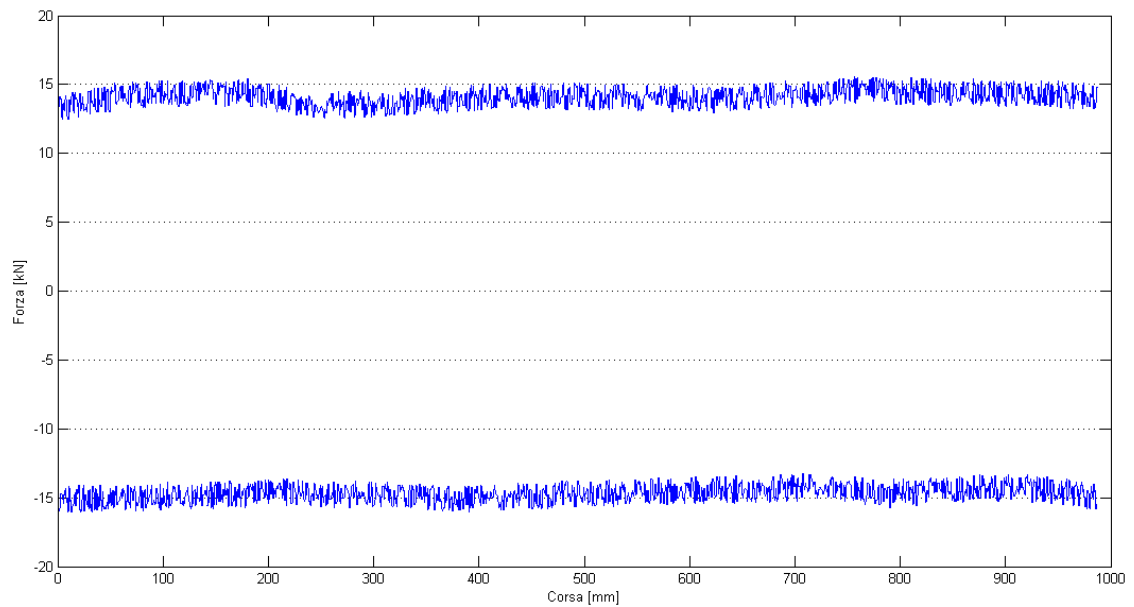


Figura 6.18: Forza d'attrito dell'attuatore orizzontale in funzione della corsa

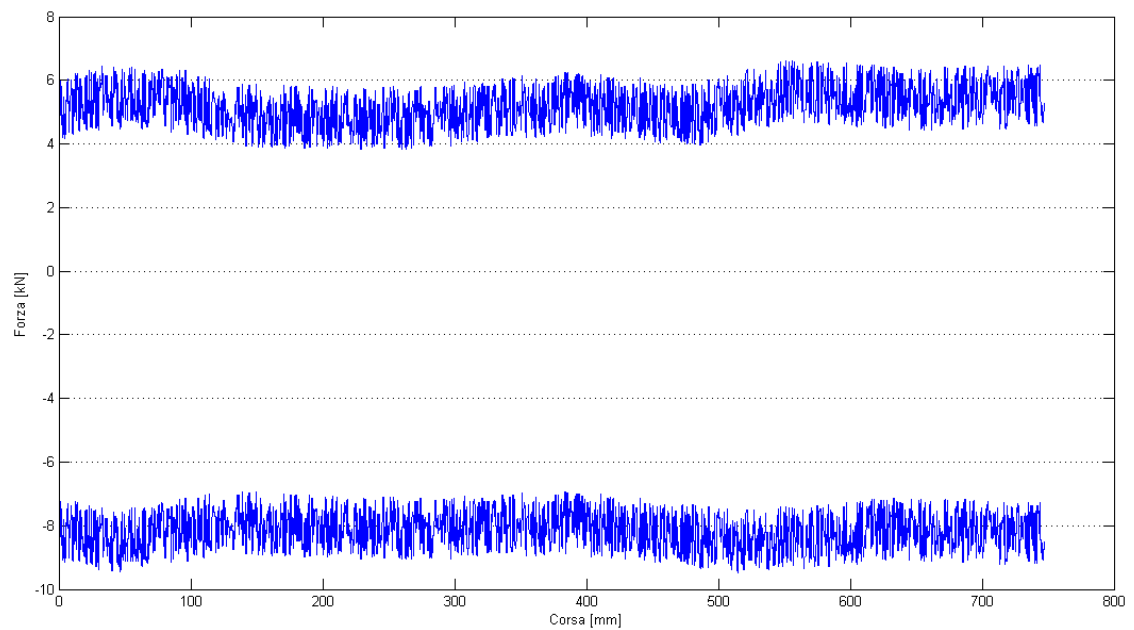


Figura 6.19: Grafico attrito-corsa dell'attuatore verticale

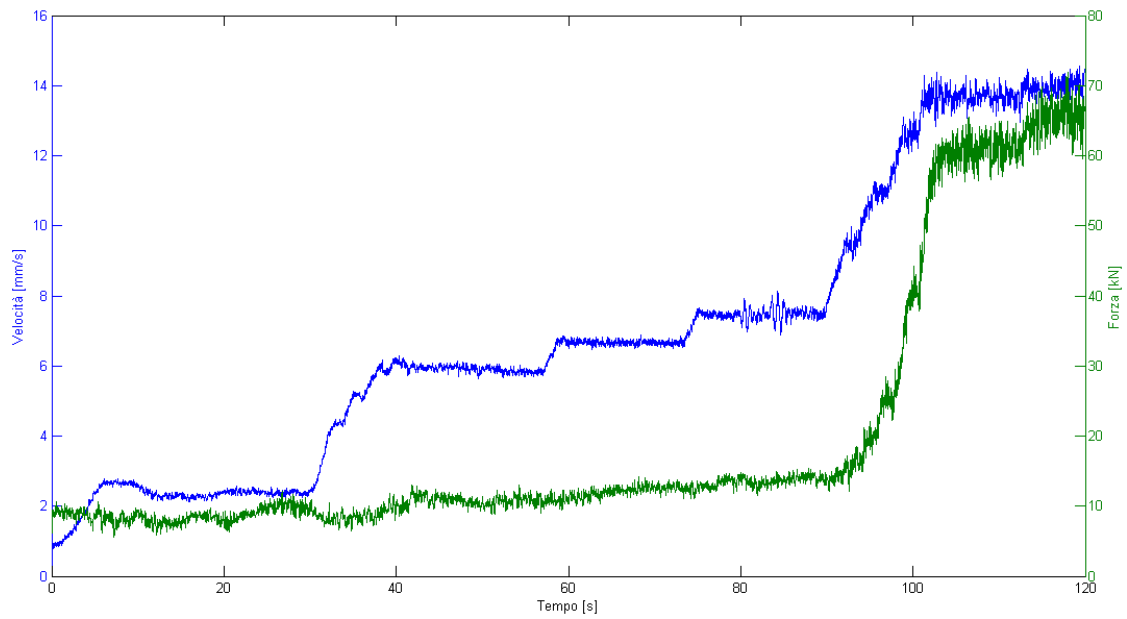


Figura 6.20: Misure rilevate di velocità (blu) e forza (verde) per l'attuatore orizzontale

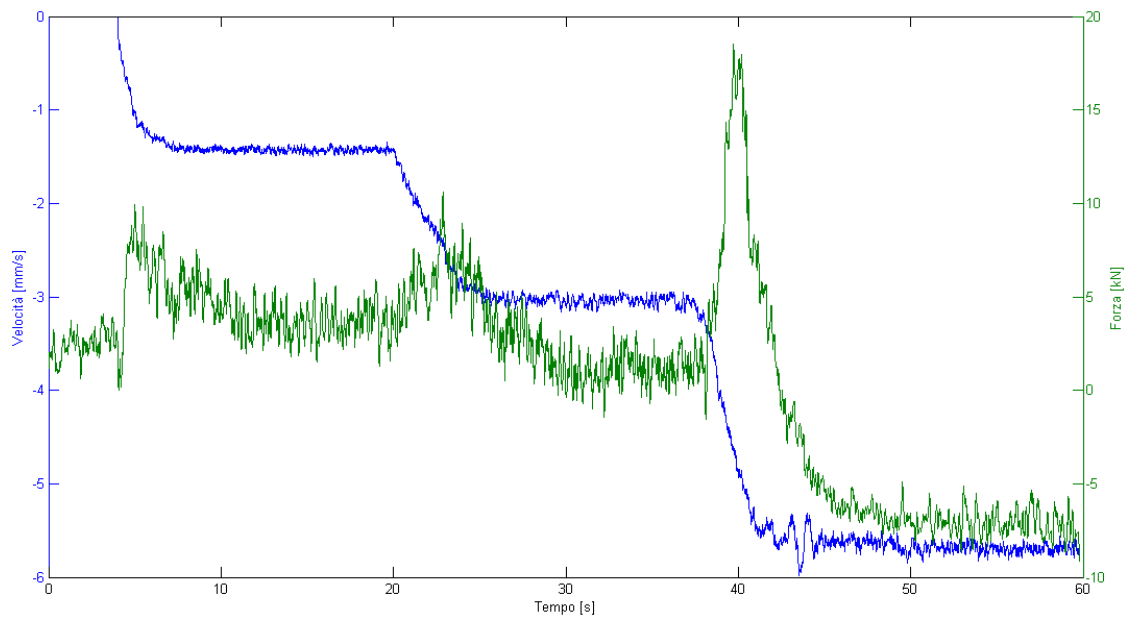


Figura 6.21: Misure rilevate di velocità (blu) e forza (verde) per l'attuatore verticale

Si calcola per ogni velocità una forza d'attrito media e per ogni attuatore si genera il grafico di Figura 6.22. Sulla base della relazione

(6.16) si identificano i parametri b, F_{c0}, F_{s0} e c_s attraverso il tool Matlab *identification toolbox*. Tuttavia, dato che per i cilindri verticali c'è una differenza di attrito nei due versi di moto, si è preferito utilizzare dei coefficienti “medi”. Nella Tabella 6.4 sono riassunti i valori dei parametri identificati e in Figura 6.23 un confronto tra le varie curve per entrambi i cilindri.

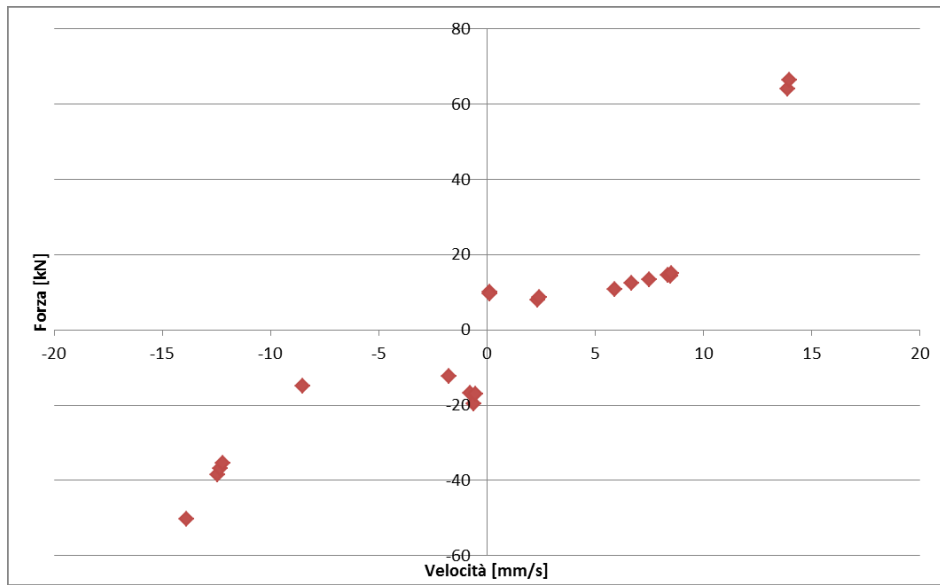


Figura 6.22: Dispersione attrito in relazione alla velocità dell'attuatore

Coefficiente	Attuatore orizzontale	Attuatore verticale
b	5.2 [kNs/mm]	2 [kNs/mm]
F_{c0}	-26.4 [kN]	-6.4 [kN]
F_{s0}	35.2 [kN]	15.7 [kN]
c_s	4.6 [mm/s]	3.3 [mm/s]

Tabella 6.4: Valori dei coefficienti identificati

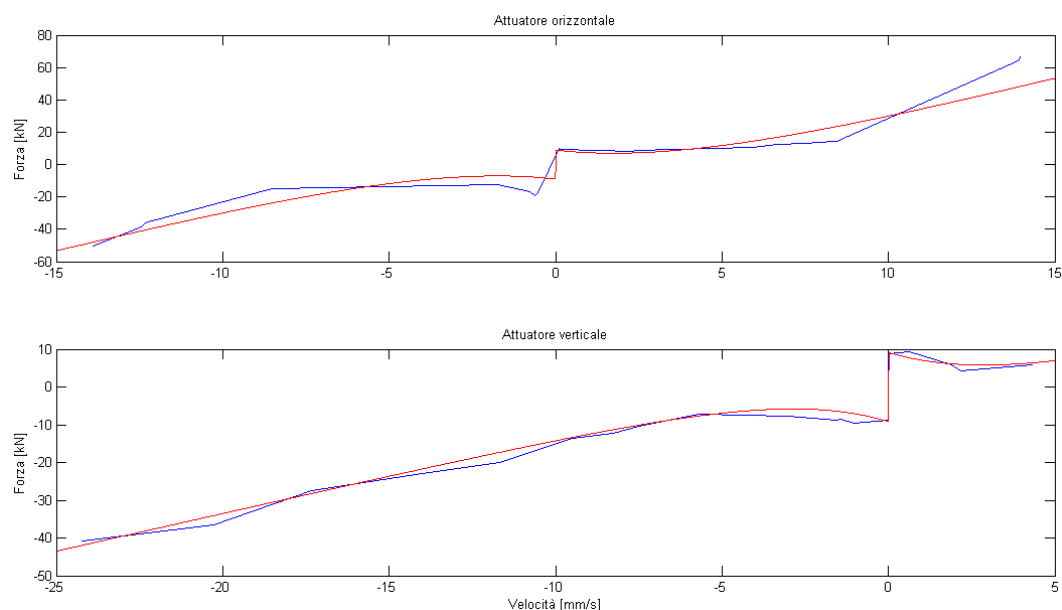


Figura 6.23: Confronto tra attrito identificato e misurato sperimentalmente

6.3.3.3 Prove a bassa velocità

Per assicurarsi che sia garantita la velocità minima di funzionamento, è stata eseguita una prova con il sistema controllato in velocità. Per attivare il controllo closed-loop bisogna settare il relativo blocco nella structure configuration (Figura 6.24). Questo blocco ha la possibilità di definire un setpoint generico, oppure uno di velocità. In quest'ultimo caso, il sistema calcola internamente il riferimento (variabile Command) come l'integrale del comando di velocità impostato. Settiamo come feed-back la variabile che rappresenta la posizione (LF1) e comandiamo le valvole in controfase (LO1 per OUT1 e -LO1 per OUT2). Sfruttiamo le correzioni automatiche di overlap e non linearità della valvola attraverso il blocco output edit (Figura 6.25). Questo blocco dà la possibilità di impostare la percentuale di ricoprimento caratteristica della valvola (se nota) e di correggere la curva comando-apertura attraverso il parametro di correzione Gamma, oltre a svariate altre funzioni non utilizzate in questa applicazione. A questo punto non resta altro che settare il parametro P, inizialmente ad un valore molto basso per poi salire fino ad ottenere un errore accettabile. Azionando la pompa per mandare in pressione il sistema e abilitando l'uscita si è ottenuto l'andamento di Figura 6.26

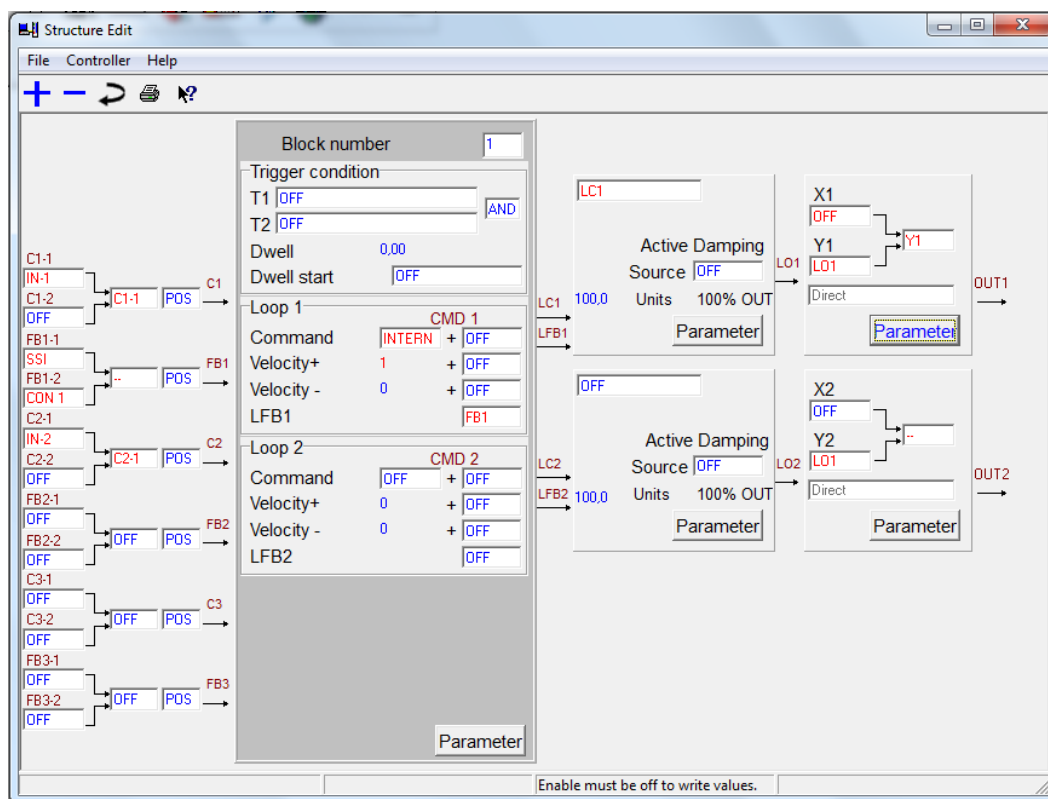


Figura 6.24: Structure configuration utilizzata nel caso di controllo in anello chiuso

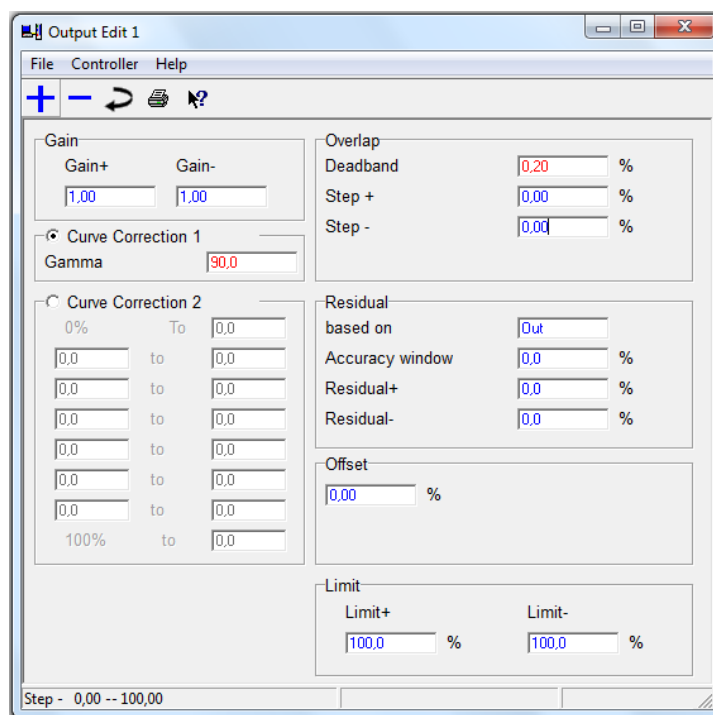


Figura 6.25: Correzione della variabile d'uscita

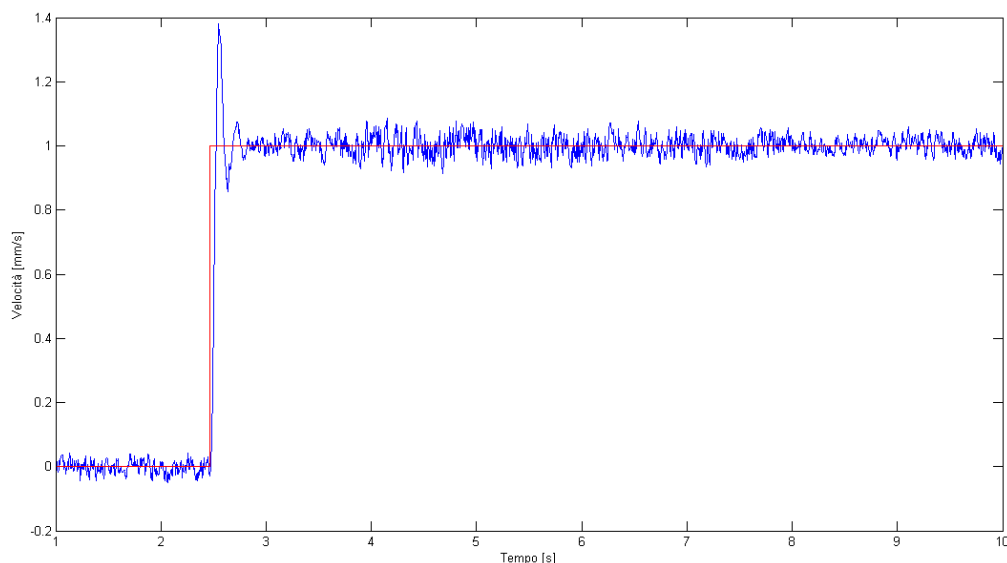


Figura 6.26: Prova a 1 mm/s con l'attuatore verticale. La linea rossa rappresenta il riferimento, quella blu il segnale

Nonostante la rumorosità del segnale, si può notare che la velocità si mantiene all'incirca costante durante la prova. Fenomeni di stick-slip dovuti all'attrito delle guarnizioni non sono visibili. Di conseguenza possiamo affermare che l'attuatore è pienamente in grado di compiere movimenti a velocità molto basse, necessarie a compiere le prove di caratterizzazione quasi-statica. Nella Figura 6.27 è raffigurato l'andamento del segnale di comando della valvola generato dalla scheda di controllo.

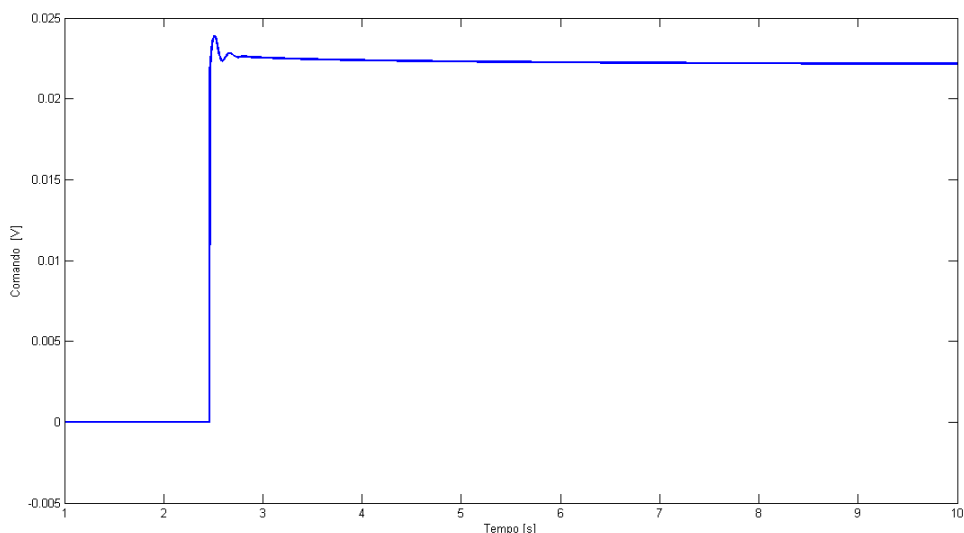


Figura 6.27: Segnale di comando OUT1. Si nota l'off-set di 20 mV necessario per recuperare l'overlap dello 0.2% della valvola

È interessante notare come eliminando la correzione software del ricoprimento della valvola, la risposta del sistema sia caratterizzata da un lag di durata inversamente proporzionale al guadagno P del regolatore, come mostrato in Figura 6.28. L'errore d'inseguimento è notevolmente maggiore rispetto al caso precedente. Questo fattore sarà da tenere in considerazione nella fase d'implementazione del sistema di controllo della macchina.

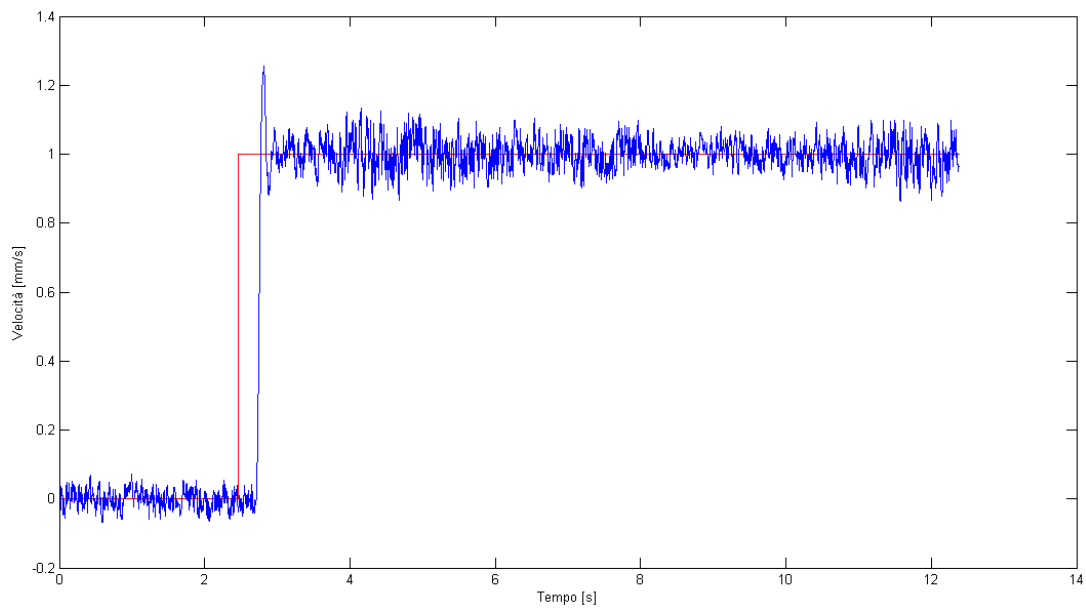


Figura 6.28: *Risposta dell'attuatore al gradino di velocità rimuovendo la compensazione software del ricoprimento*

Capitolo 7

Sistema di controllo

Lo scopo di questo capitolo è di descrivere il progetto e l'analisi delle diverse tecniche di controllo per il sistema descritto nei Capitoli 5 e 6. Saranno utilizzati i metodi classici della teoria del controllo per la taratura dei controllori, ma anche metodi di compensazione delle non linearità. La parte finale sarà dedicata al confronto tra le varie tecniche utilizzate sia in termini di prestazioni, sia in termini di facilità d'implementazione, col fine di valutare quale di queste sia la più adatta per l'applicazione.

7.1 Definizione degli obiettivi di controllo

Il sistema di controllo, nella specifica applicazione, può essere progettato individualmente per l'asse orizzontale e verticale. Per l'attuatore orizzontale la variabile controllata sarà la posizione, poiché l'asse deve seguire col minor errore possibile i profili sinusoidali o le storie temporali di eventi sismici reali. Per l'asse verticale la variabile controllata sarà la forza complessiva che i quattro attuatori generano sull'isolatore. Come già ricavato nel Capitolo 3, la relazione che lega il carico orizzontale allo spostamento e il carico verticale (ad esempio per un isolatore a singolo pendolo) è:

$$W = V \left(\mu \operatorname{sign}(\dot{x}_o) + \frac{x_o}{R} \right) \quad (7.1)$$

Si nota come i due assi siano fortemente accoppiati e le variazioni di carico verticale V si riflettono come variazione di carico orizzontale W . Pare quindi evidente che, al fine di non avere interferenze nel moto, la forza controllata sull'asse verticale debba seguire un riferimento costante indipendentemente dal movimento della base inferiore. Data l'elevata rigidezza dell'isolatore, piccole variazioni della compressione generano elevate variazioni di forza, di conseguenza il posizionamento degli attuatori dovrà avere un'elevata precisione.

Per effettuare un test su un isolatore elastomerico, l'asse verticale dovrà raggiungere la posizione necessaria per comprimere il dispositivo di una quantità tale da generare la forza richiesta. Possiamo dire che, per questa prova, gli attuatori verticali avranno un comportamento statico, poiché durante la movimentazione orizzontale dovranno rimanere fermi e pressare l'isolatore staticamente. Nel test di un isolatore a pendolo il movimento dell'asse orizzontale genera uno spostamento verticale della base che comprime ulteriormente l'isolatore. Al fine di mantenere la forza di compressione costante, gli attuatori verticali dovranno cambiare la loro posizione in funzione dello spostamento x_o . A causa della cinematica del Friction Pendulum, uno spostamento orizzontale a frequenza f sulla base, si trasferisce in uno spostamento verticale a frequenza $2f$ (come constatato dalle simulazioni effettuate in MOSIHS). Questa informazione si traduce in una specifica di banda passante doppia per il controllore dell'asse verticale rispetto all'orizzontale.

Per raggiungere gli obiettivi sopra descritti sarà implementato un controllo di posizione dell'asse orizzontale, e un controllo in cascata di forza con anello interno di posizione per l'asse verticale. Uno schema a blocchi generale del sistema è rappresentato in Figura 7.1.

7.2 Taratura dei controllori

Avendo a disposizione i modelli matematici di tutti gli elementi che compongono il servo-sistema e avendo identificato l'attrito viscoso, possiamo calcolare le funzioni d'anello dei rispettivi servo-attuatori. La struttura del regolatore di posizione di entrambi gli assi è quella di un PID. La taratura è effettuata attraverso il toolbox di Matlab *sisotool*, analizzando il luogo delle radici della funzione d'anello e scegliendo guadagno e costanti di tempo dei poli e degli zeri del regolatore. Si cercherà di ottenere una banda passante molto più ampia rispetto alla frequenza a cui si vuole muovere l'attuatore, senza avere grosse sollecitazioni meccaniche dovute alla presenza di poli in anello chiuso poco smorzati [22].

7.2.1 Asse orizzontale

La specifica per il regolatore di posizione dell'asse orizzontale è determinata dalla massima frequenza alla quale si vuole testare l'isolatore.

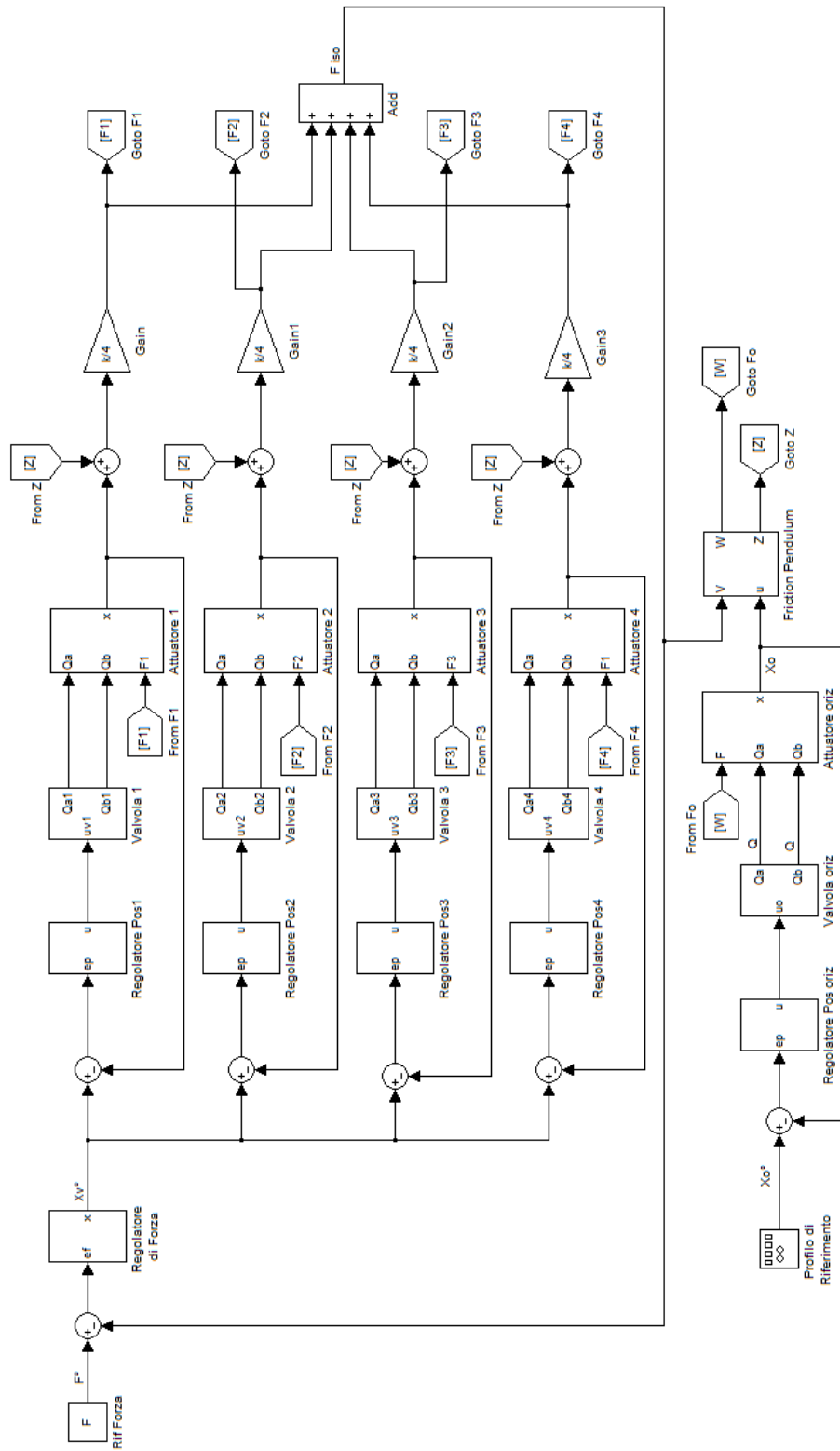


Figura 7.1: Schema di controllo generale

Inoltre il sistema deve essere in grado di riprodurre in maniera più fedele possibile la storia temporale della maggior parte degli eventi sismici realmente registrati. Per avere una stima indicativa sul contenuto in frequenza di questi avvenimenti, e quindi della banda passante che deve avere il sistema controllato, si è dovuto analizzare lo spettro delle storie temporali di alcuni eventi sismici. In Figura 7.2 possiamo notare che la maggior parte del contenuto armonico è concentrato al di sotto di 1 Hz.

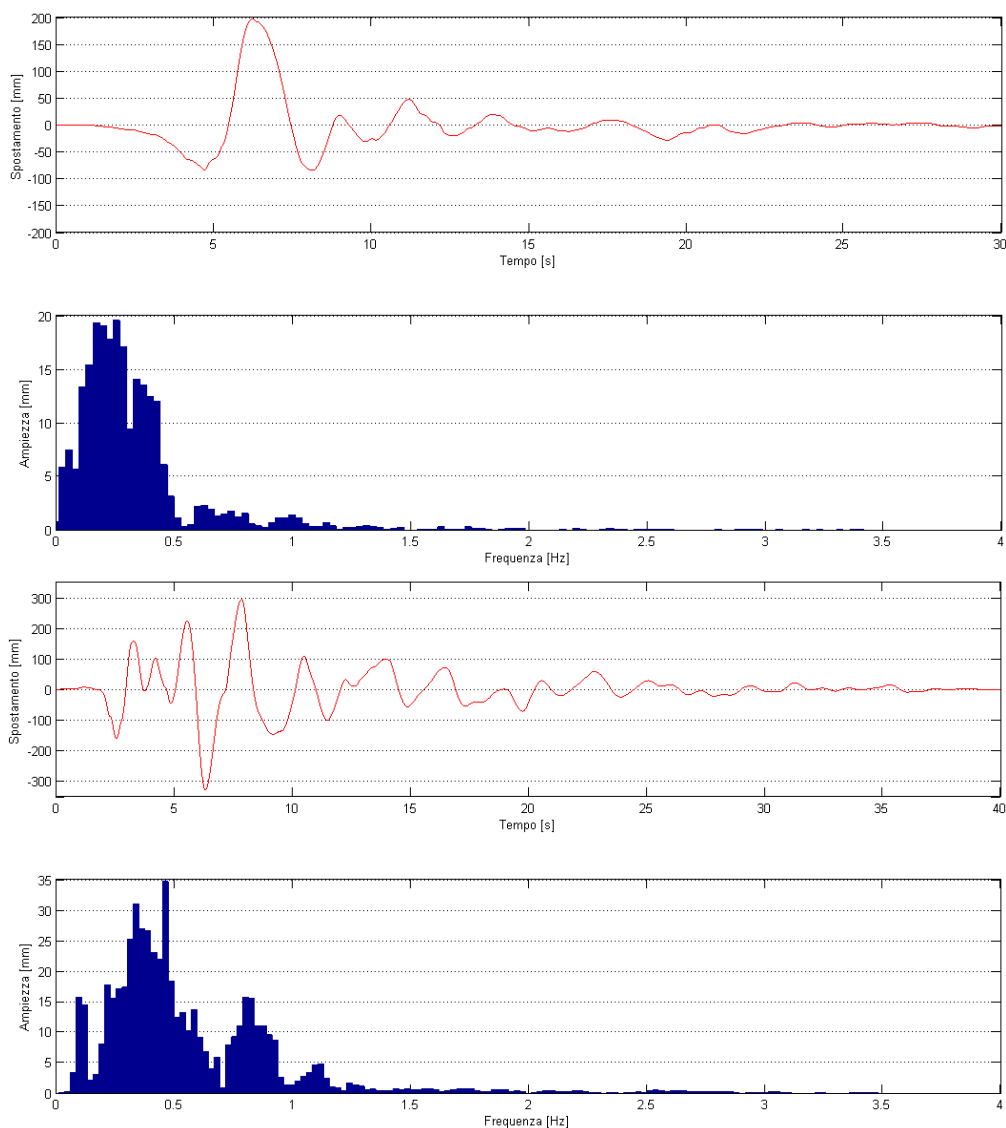


Figura 7.2: Storia temporale e spettro in frequenza del sisma dell'Irpinia 1980 (in alto) e di Kobe 1992 (in basso)²

² Fonte dati: Fondazione EUROCENTER, Pavia

Con riferimento al diagramma di Bode e al luogo delle radici di Figura 7.3, la procedura con la quale sono state scelte le costanti di tempo dei poli e degli zeri è la seguente:

- Si pone uno zero in corrispondenza della pulsazione critica della valvola ω_v .
- Il polo reale si colloca a una pulsazione abbastanza elevata (al di là della risonanza idraulica ω_h).
- Si utilizza l'ultimo zero a disposizione per aumentare il guadagno a bassa frequenza, si sposta quindi ad una pulsazione tale che la funzione d'anello tagli l'asse 0dB con pendenza di -20 decibel.
- Si cambia il guadagno in funzione del margine di fase e della banda che si vuole raggiungere.

Partendo da questa condizione iniziale si modificano i parametri in modo da ottenere uno smorzamento abbastanza alto dei poli complessi e coniugati del sistema in anello chiuso. La funzione di trasferimento del regolatore è:

$$R_{po}(s) = K \frac{(1 + sT_{z1})(1 + sT_{z2})}{s(1 + sT_p)} \quad (7.2)$$

I parametri scelti dovranno poi essere convertiti nei rispettivi guadagni d'azione proporzionale, integrativa e derivativa del regolatore PID. Il luogo delle radici mostra chiaramente che si è preferito ottenere una banda conservativa. In questo modo i poli complessi e coniugati del sistema controllato avranno uno smorzamento abbastanza alto e l'attuatore non solleciterà meccanicamente il telaio della macchina. Tuttavia sarà necessario rimediare in altra maniera all'elevato errore d'inseguimento che deriva da questa scelta.

7.2.2 Asse verticale

Per il controllore di posizione dell'asse verticale si usa lo stesso criterio di taratura dell'attuatore orizzontale, utilizzando però la funzione d'anello del sistema più lento, ovvero quella formata da attuatore più valvola NG80. Questo sistema rappresenta il caso peggiore poiché la valvola NG32 ha una pulsazione critica più alta, di conseguenza possiamo affermare che se il sistema composto da attuatore e valvola NG80 è stabile, allora lo sarà anche il sistema composto da attuatore e valvola NG32.

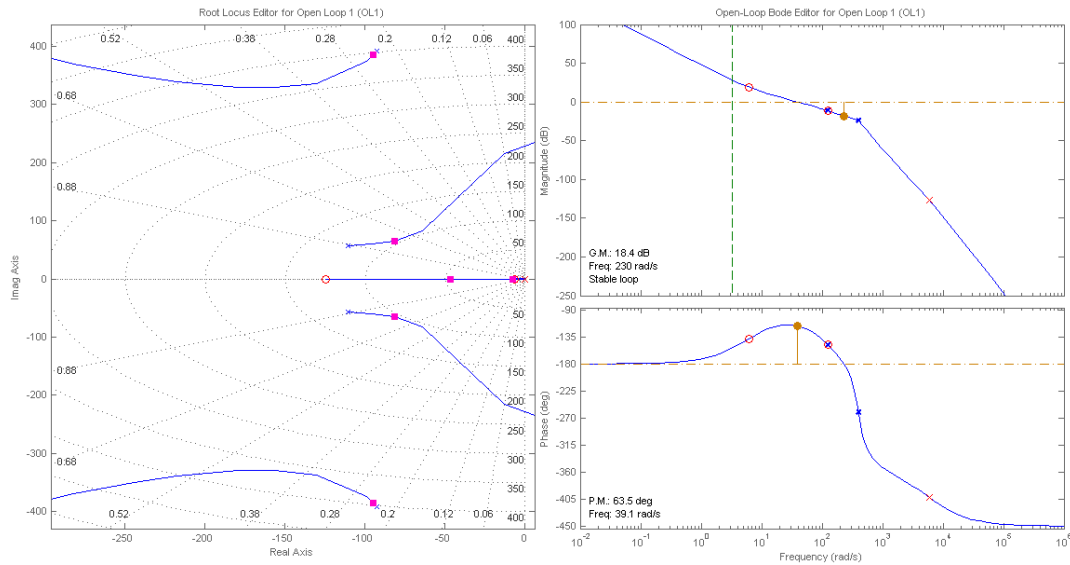


Figura 7.3: Luogo delle radici e diagramma di Bode della funzione d'anello dell'asse orizzontale

La specifica di banda passante è condizionata da quella dell'asse orizzontale, in particolare si cercherà di ottenere una banda passante che sia circa doppia rispetto a quella appena descritta, facendo attenzione a non saturare la variabile di controllo. I parametri scelti portano a una funzione d'anello il cui diagramma di Bode e luogo delle radici sono mostrati in Figura 7.4.

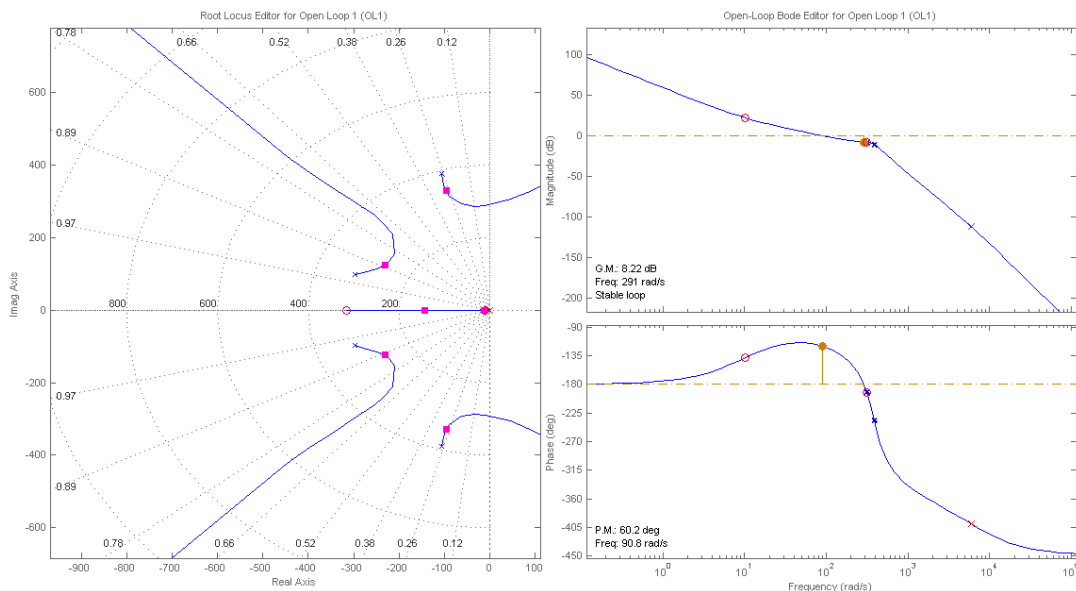


Figura 7.4: Luogo delle radici e diagramma di Bode della funzione d'anello di un attuatore verticale

Il regolatore di forza agirà esternamente all'anello di posizione dell'asse verticale e dovrà garantire un errore compreso nella fascia del $\pm 2\%$. Grazie all'anello di regolazione interno, la funzione di trasferimento vista dal regolatore di forza è unitaria fino alla pulsazione critica ω_{pv} a cui si è voluto chiudere l'anello di regolazione di posizione. La funzione di trasferimento ad anello chiusa tra riferimento e posizione è del tipo:

$$E_{pv}(s) = \frac{1}{(1 + s\tau_1)(1 + s\tau_2) \cdots (1 + s\tau_n)} \quad (7.3)$$

dove il polo a più bassa frequenza è all'incirca alla pulsazione di chiusura dell'anello di posizione. Questo sistema può essere controllato attraverso un regolatore PI. La taratura avviene in modo tale da ottenere buoni margini di stabilità e ottimizzando lo smorzamento dei poli complessi e coniugati. Il risultato di tale scelta è mostrato in Figura 7.5.

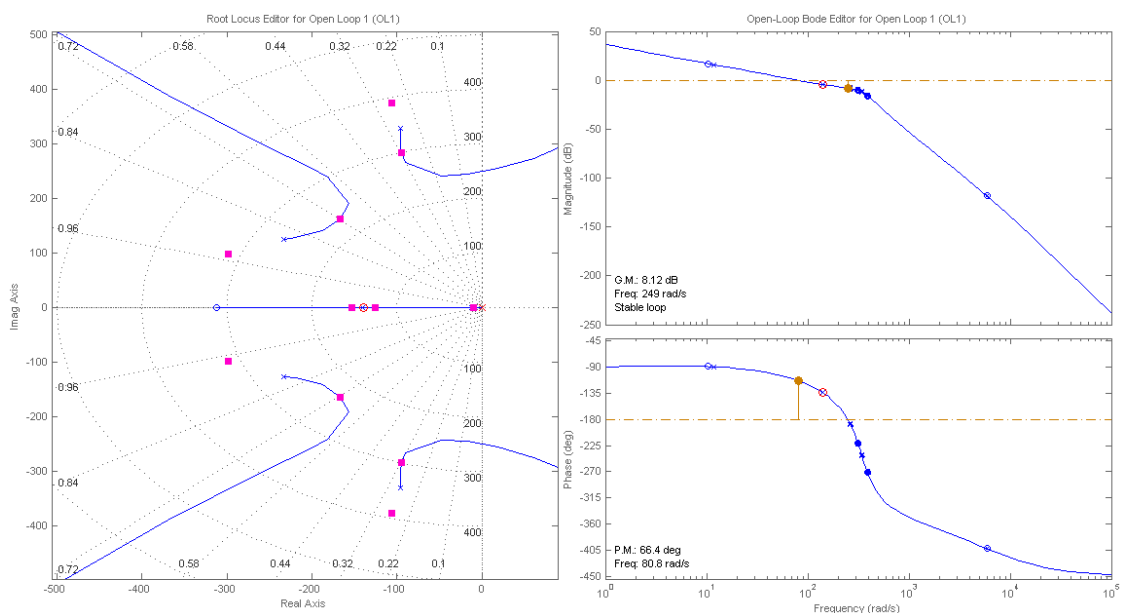


Figura 7.5: Taratura del regolatore PI di forza

7.2.3 Risultati della simulazione

Questo primo tentativo di controllare il sistema ha come obiettivo quello di verificare la stabilità della soluzione scelta e la bontà dei regolatori ottenuti. Come prima cosa si scelgono i dati dell'isolatore che si ha intenzione di testare e il ciclo sinusoidale o il sisma di riferimento.

In Tabella 7.1 sono elencati i dati utilizzati per le varie tipologie di prove effettuate e in Figura 7.6 e Figura 7.7 i risultati ottenuti per una delle prove.

Prova	V	Raggio	x orizz	f
	[kN]	[mm]	[mm]	[Hz]
1	20000	4000	500	0.25
2	11000	2000	500	0.352
3	20000	2000	Kobe	-

Tabella 7.1: Dati delle prove effettuate

L'ampio errore d'inseguimento della posizione dell'asse orizzontale deriva dalla scelta conservativa della pulsazione critica della banda del sistema ad anello chiuso. Tuttavia, proprio grazie a questa scelta, il moto dell'attuatore è molto regolare, senza grosse oscillazioni di velocità, di conseguenza l'attuatore non trasmetterà forti vibrazioni alla struttura che a lungo andare porterebbero al danneggiamento del telaio della macchina. Dal confronto tra riferimento e forza di compressione dell'isolatore è evidente come quest'ultima non rimanga all'interno della fascia d'errore di specifica. Tale fenomeno è evidente negli isolatori a pendolo ed è dovuto all'elevato disturbo di posizione che agisce alla base del dispositivo. Questo problema sarà risolto mediante una tecnica di controllo denominata ad *asse virtuale*, che compenserà il movimento verticale del pendolo. In Tabella 7.2 alcuni risultati ottenuti.

Prova	$e_{F_{max}}$ [kN]	$e_{F\%}$ [%]	$e_{x_{o_{max}}}$ [mm]	$e_{F_{mse}}$	$e_{x_o_{mse}}$
1	2140	10.7	2.4	0.9844	1.3539
2	3900	35.5	11	8.2712	15.0644
3	3080	28	6	0.0947	0.7635

Tabella 7.2: Risultati ottenuti dalla simulazione per tipologia di prova

In Figura 7.8 e Figura 7.9 sono presentati i risultati ottenuti impostando come riferimento la storia temporale del sisma di Kobe-Takatori Station 1995. È possibile notare come questo tipo di prova sia meno critica rispetto ai cicli sinusoidali in quanto gli spostamenti sono limitati e concentrati attorno allo zero, posizione in cui il pendolo disaccoppia al meglio il movimento orizzontale con quello verticale.

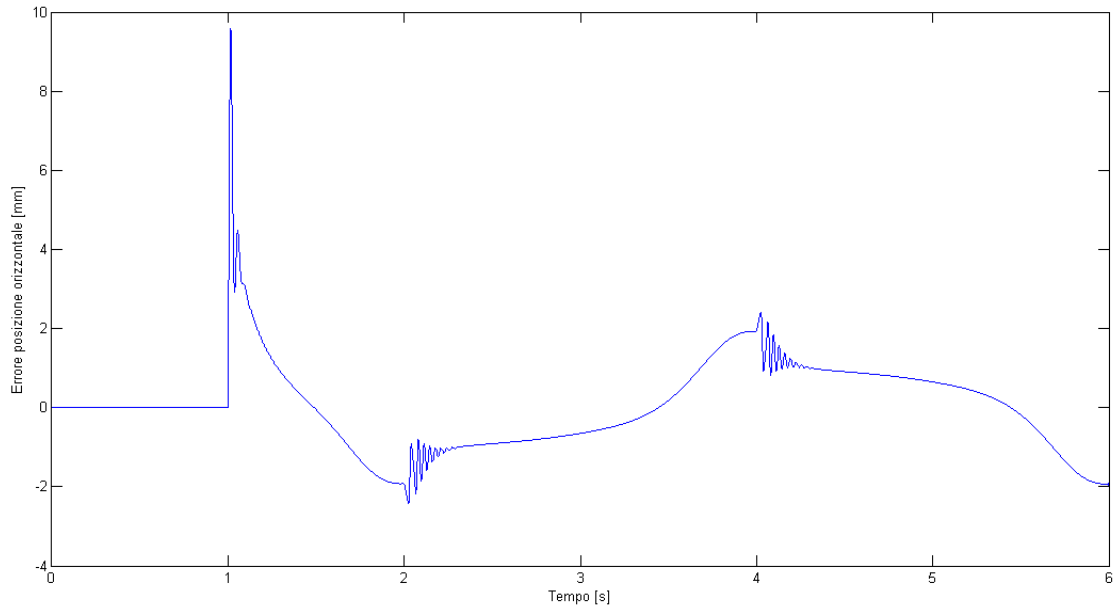


Figura 7.6: Controllo di posizione dell'asse orizzontale. Prova 1, errore di posizione.

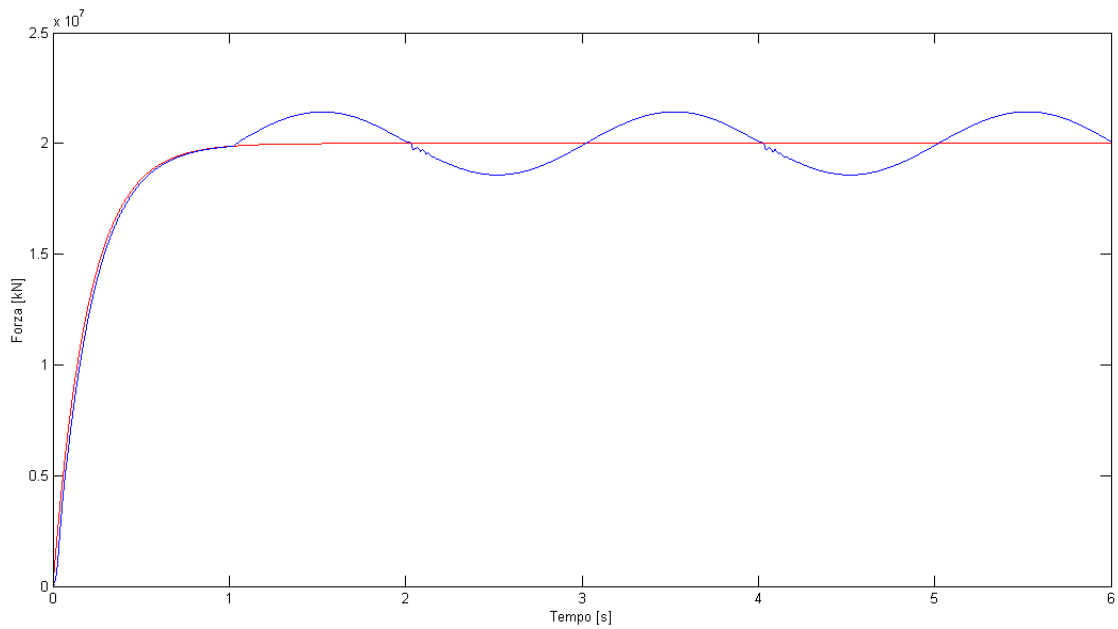


Figura 7.7: Controllo di forza sull'asse verticale. Prova 1, riferimento (rosso) e forza misurata (blu)

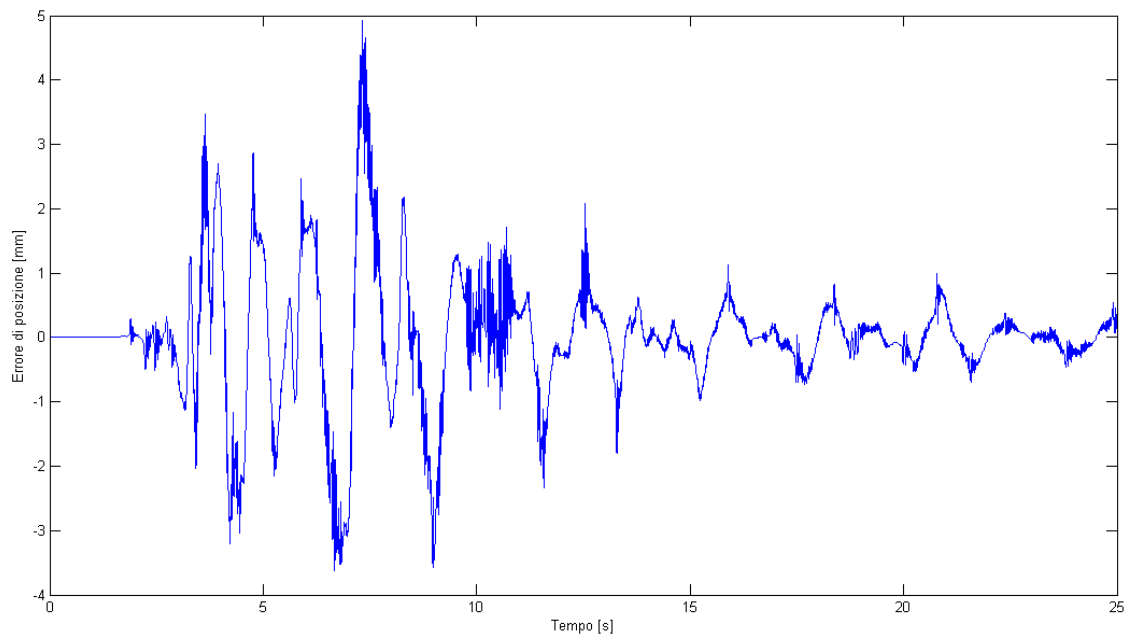


Figura 7.8: *Controllo di posizione dell'asse orizzontale. Prova 3, errore di posizione*

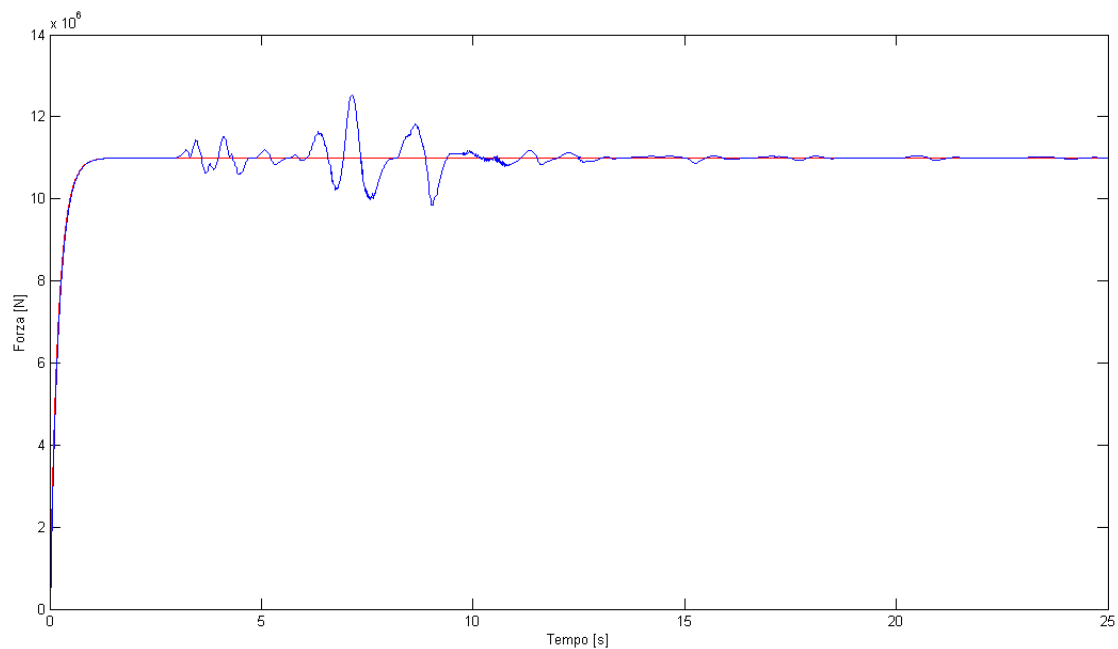


Figura 7.9: *Controllo di forza dell'asse verticale. Prova 3, riferimento (rosso) e forza controllata (blu)*

7.3 Sincronizzazione assi

Una delle ipotesi su cui si è basata la progettazione e la modellazione del sistema, è che tutti i quattro attuatori verticali fossero sincronizzati tra loro, in modo da limitare al minimo possibile la differenza tra le rispettive posizioni evitando il danneggiamento della flangia o della tavola di fissaggio. Una soluzione *hardware* che elimina questo problema è l'inserimento di un giunto sferico nel punto di connessione tra lo stelo e la tavola. Seppur semplice, questa scelta non è applicabile perché giunti capaci di sopportare i carichi di specifica sono di difficile reperibilità e hanno un costo estremamente elevato. Di conseguenza si è preferito collegare rigidamente lo stelo con la tavola e investire risorse nella ricerca di un metodo alternativo (*software*) per mantenere allineato il sistema. L'asincronismo che può generarsi durante una prova su un isolatore a pendolo è dovuto principalmente dall'eccentricità della forza di compressione assiale. L'eccentricità può essere definita come $2u/L$ dove u è lo scorrimento del pendolo e L è l'interasse degli attuatori (Figura 7.10). Un primo metodo per diminuire l'errore di sincronismo consiste nello sfruttare l'informazione della differenza di posizione tra gli attuatori a coppie longitudinali ($x_{v1} - x_{v2}$ e $x_{v3} - x_{v4}$). Questo valore viene mandato all'ingresso di un blocco proporzionale, la cui uscita è sommata al riferimento di posizione con segno negativo per gli attuatori 1 e 3 e segno positivo per gli attuatori 2 e 4.

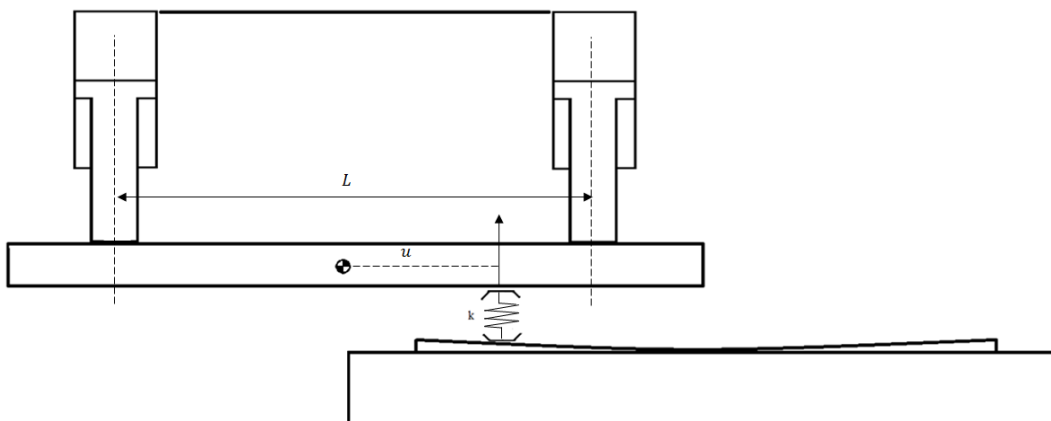


Figura 7.10: Eccentricità del sistema

La logica su cui si basa il metodo è la seguente: se $x_{v1} - x_{v2} > 0$ il regolatore di posizione dell'attuatore 1 vede diminuire il segnale di riferimento e ne rallenta il movimento, viceversa l'errore dell'attuatore 2 aumenta con conseguente aumento della variabile di

controllo. Così facendo si retroaziona l'informazione di errore di sincronismo e il sistema reagisce per diminuire tale errore. Questo metodo è molto semplice dal punto di vista implementativo, ma può rendere il sistema instabile per alti valori del guadagno del blocco proporzionale. Inoltre le vibrazioni generate dalla scelta di un guadagno troppo alto sono molto dannose al telaio della struttura. Per ovviare a questo problema si inserisce in parallelo un blocco ad azione derivativa che ha il compito di smorzare le oscillazioni e rendere più stabile la soluzione. In Figura 7.11 i risultati della simulazione effettuata con le due soluzioni.

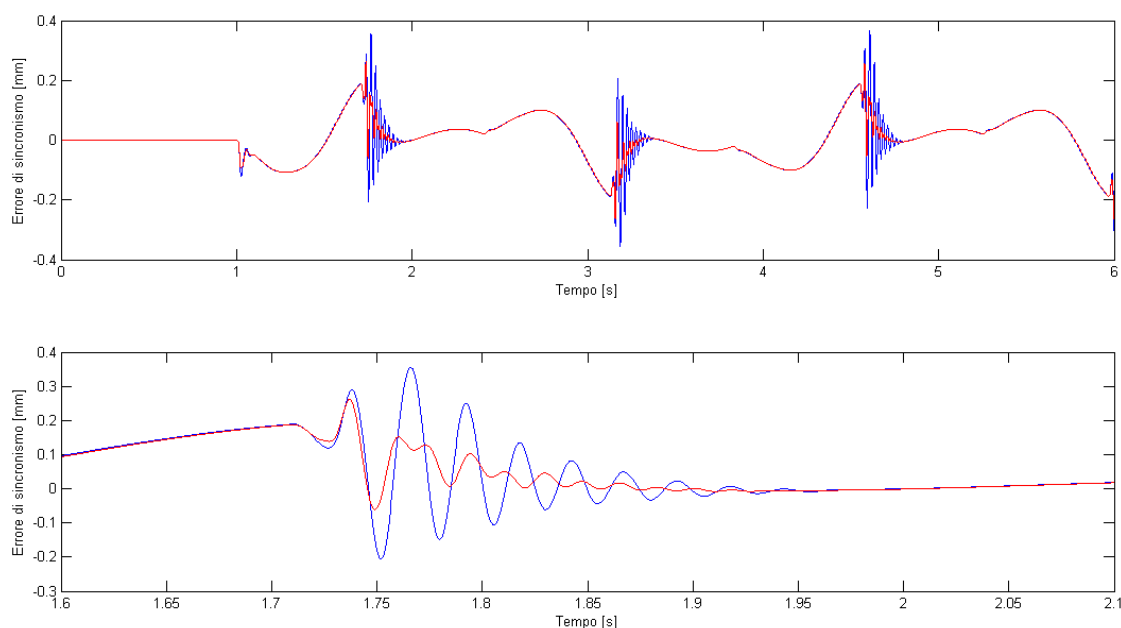


Figura 7.11: In alto il confronto tra errore di sincronismo con blocco proporzionale (blu) e blocco proporzionale-derivativo (rosso). In basso un particolare.

È da notare che col metodo di compensazione non è utilizzata alcuna informazione sulle posizioni degli attuatori presi a coppie trasversali (x_{v1} con x_{v3} e x_{v2} con x_{v4}). Ciò significa che nessuna correzione sarà imposta dal sistema nel caso in cui ci fossero errori di posizione tali da generare rotazioni attorno all'asse trasversale della tavola. Tuttavia il sistema in esame non dovrebbe avere differenze significative tra le posizioni degli attuatori 1 e 3, oppure 2 e 4, dato che l'isolatore e il sistema di guide che permetterà lo scorrimento saranno allineati con l'asse trasversale della tavola col minimo errore.

Un secondo metodo si basa sul principio del valor medio, il cui schema a blocchi è rappresentato in Figura 7.12. Per ogni attuatore, a ogni istante, è calcolata la differenza tra la posizione attuale e il valor medio delle quattro posizioni.

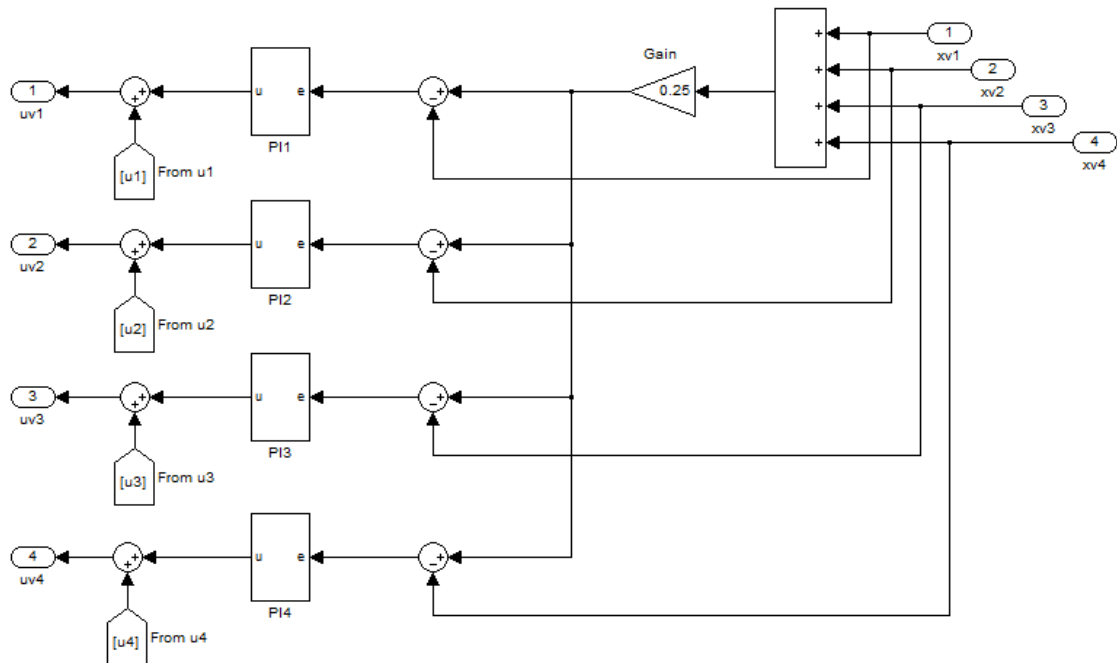


Figura 7.12: Schema a blocchi del metodo di controllo del sincronismo a valor medio

Il valore ottenuto è mandato in ingresso a un blocco proporzionale integrale e l'uscita rappresenta un segnale in aggiunta al comando della valvola generato dal rispettivo regolatore di posizione. Questo metodo, a differenza al precedente, genera un segnale che agisce a valle del regolatore e permette di sincronizzare un numero indefinito di attuatori a un unico valor medio. Il confronto tra l'ultimo metodo illustrato e il precedente genera i risultati di Figura 7.13, in cui è mostrato l'andamento temporale dell'errore di sincronismo dell'attuatore 1 inteso come differenza tra il valor medio delle quattro posizioni e il valore della posizione x_{v1} . Si nota come il primo metodo dia risultati leggermente migliori grazie anche all'azione derivativa che diminuisce l'ampiezza delle oscillazioni in corrispondenza dell'inversione del moto. I risultati mostrati sono per una prova sinusoidale, di ampiezza 500 mm e frequenza 0.352 Hz.

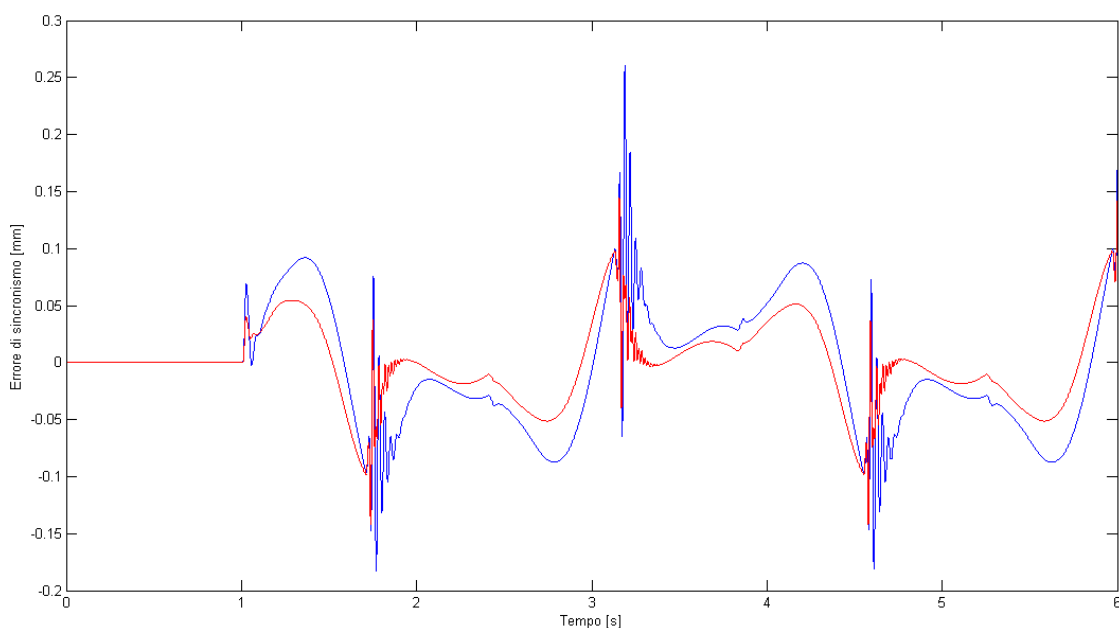


Figura 7.13: Confronto tra l'errore di sincronismo dalla posizione media dei due metodi presentati. Valor medio (blu); P+D (rosso)

7.4 Miglorie del sistema di controllo

In questo paragrafo saranno analizzate alcune tecniche per aumentare le prestazioni della macchina. Si cercherà di sfruttare tutte le informazioni disponibili sulla cinematica del sistema e le informazioni provenienti dai sensori di pressione per rientrare nelle specifiche richieste dal cliente.

7.4.1 Tecnica di controllo ad Asse Virtuale

Come si è notato dall'analisi dei risultati provenienti dalla simulazione effettuata nel Paragrafo 7.2.3, la forza complessiva agente sull'isolatore non è mantenuta costante, ma oscilla con grosse variazioni attorno al valore di riferimento. Dallo schema di controllo proposto in Figura 7.1 si nota che il disturbo di posizione z agisce fuori dall'anello di posizione e la banda del regolatore di forza non è sufficientemente ampia per attenuare in maniera soddisfacente tale disturbo. Affinché la forza generata dagli attuatori sia limitata nella fascia di tolleranza richiesta in specifica, sarà necessario utilizzare le relazioni della cinematica del Friction Pendulum analizzate nei capitoli precedenti.

Per mezzo di un blocco di generazione del riferimento che sfrutta l'informazione trasmessa dal trasduttore di posizione dell'attuatore orizzontale, si calcola lo spostamento \bar{z} corrispondente ad una determinata posizione x_o . In particolare, questo blocco calcola per ogni istante la seguente relazione:

$$x_z = R \left(1 - \cos \left(\sin^{-1} \frac{u}{R} \right) \right) \quad (7.4)$$

dove a seconda della tipologia di isolatore, u ha il valore di x_o (FP semplice), $\frac{x_o}{2}$ (FP doppio) oppure zero, qualora il dispositivo fosse un isolatore elastomerico. Il valore calcolato è sottratto al segnale d'uscita del regolatore di forza e diventa il riferimento di posizione dell'asse verticale. In questo modo, calcolando lo spostamento degli attuatori verticali necessario a compensare il movimento verticale del pendolo, il regolatore di forza dovrà fornire esclusivamente il valore di compressione necessario a sviluppare il carico richiesto, e il disturbo di posizione avrà un effetto quasi trascurabile. Lo schema di controllo così implementato viene anche chiamato ad *asse virtuale*, poiché il segnale di riferimento di posizione ottenuto rappresenta la posizione di un ipotetico asse ideale che viene seguito dai singoli assi reali. Il movimento dell'asse virtuale, almeno in linea teorica, compensa esattamente il disturbo esterno \bar{z} aumentando la precisione del controllo di forza.

L'implementazione dell'asse virtuale necessita di un'interfaccia operatore dove, prima di effettuare la prova, sono introdotti alcuni dati sul tipo d'isolatore, carico e prova che si vuole effettuare (Figura 7.14). Questi dati sono inviati al blocco di generazione del riferimento che calcola i setpoint per l'attuatore verticale e orizzontale in maniera distinta e in funzione del tipo di isolatore selezionato.

Per l'asse orizzontale, il riferimento di posizione coincide con l'andamento desiderato della posizione della massa, poiché la base mobile è collegata direttamente allo stelo e si muove in maniera assiale ad esso su delle guide. Per gli attuatori verticali il generatore del riferimento calcolerà sia il setpoint di forza (costante e pari al carico desiderato) sia il valore della posizione dell'asse virtuale in funzione della posizione della base mobile. Il regolatore di forza ha il compito di determinare esclusivamente il valore di compressione dell'isolatore tale da generare il carico richiesto e di compensare il non perfetto inseguimento della posizione.

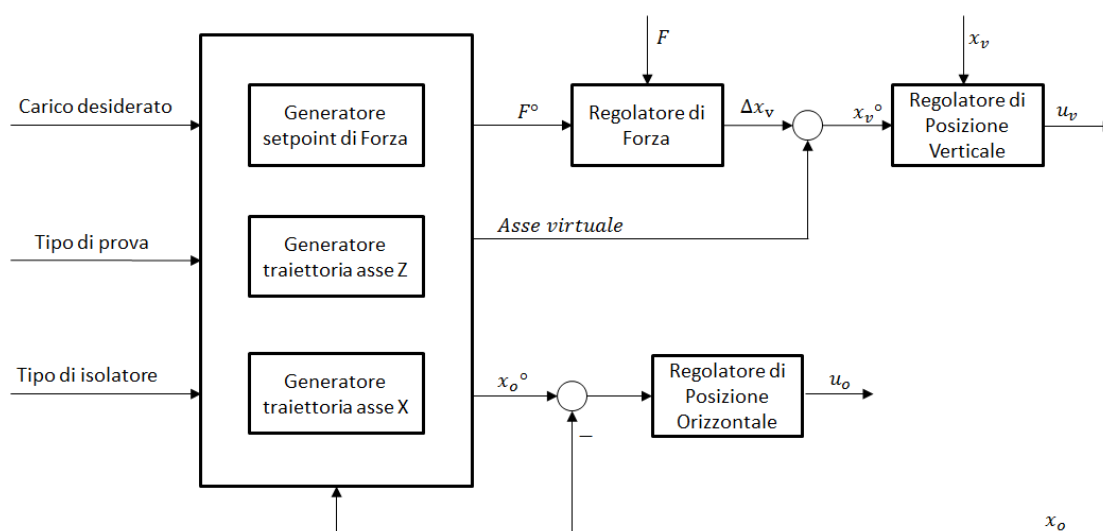


Figura 7.14: Maschera interfaccia operatore e schema di controllo ad asse virtuale

Con la medesima taratura dei regolatori e per lo stesso set di prove definite in Tabella 7.1 sono ottenuti i risultati di Figura 7.15 e Figura 7.16. Come è evidente anche dai valori riportati in Tabella 7.3, questo metodo riduce notevolmente l'errore di forza, che in questo modo rientra nella fascia di tolleranza ammessa dalla specifica del cliente. I benefici sono apprezzabili anche dal punto di vista dell'errore di posizione dell'asse orizzontale, dato che una forza verticale più stabile genera meno disturbi sull'attuatore.

Nonostante questo metodo fornisca ottime prestazioni nel controllo della forza, è necessario avere una perfetta conoscenza del dispositivo che si vuole testare. Un errore in fase di immissione dati del raggio di curvatura del pendolo potrebbe generare una posizione dell'asse virtuale diversa da quella necessaria a compensare il reale movimento del pendolo. Per risolvere questo problema sarà possibile implementare un algoritmo di autoapprendimento delle caratteristiche geometriche del pendolo.

Prova	$e_{F_{max}}$ [kN]	$e_{F\%}$ [%]	$e_{x_{o_{max}}}$ [mm]	$e_{F_{mse}}$	$e_{x_o_{mse}}$
1	50	0.25	2.4	6.8452e-004	1.2805
2	135	1.23	4	0.0042	4.3769
3	124	1.13	5.32	0.0012	0.9965

Tabella 7.3: Risultati ottenuti col metodo di compensazione della posizione

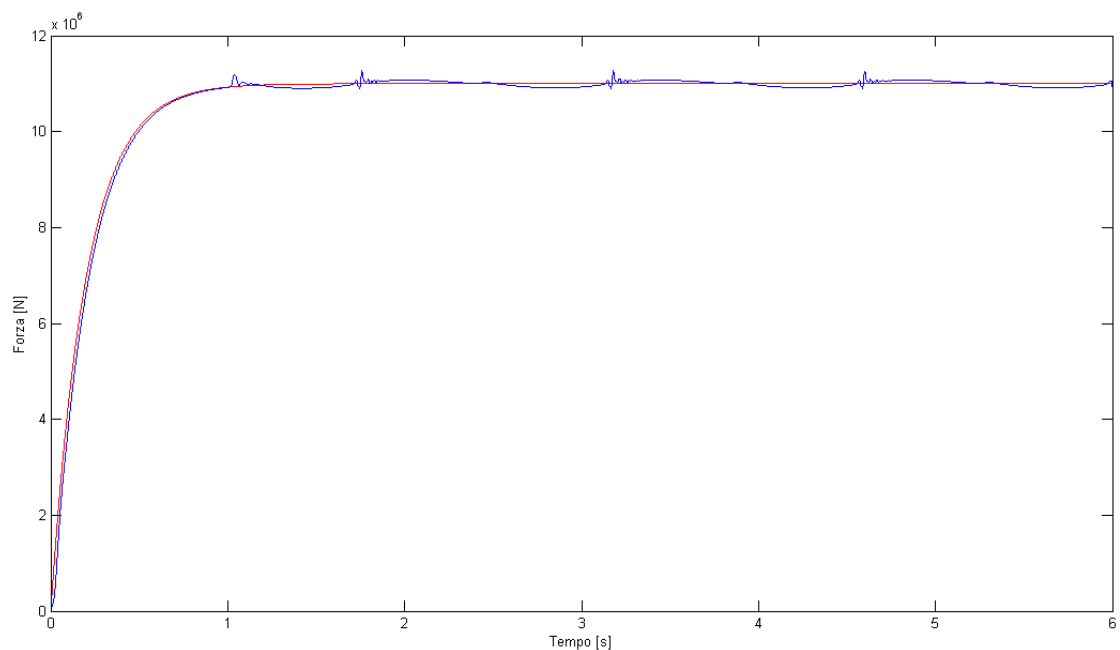


Figura 7.15: Controllo di forza dell'asse verticale con compensazione. Prova 2, riferimento (rosso) e valore misurato (blu)

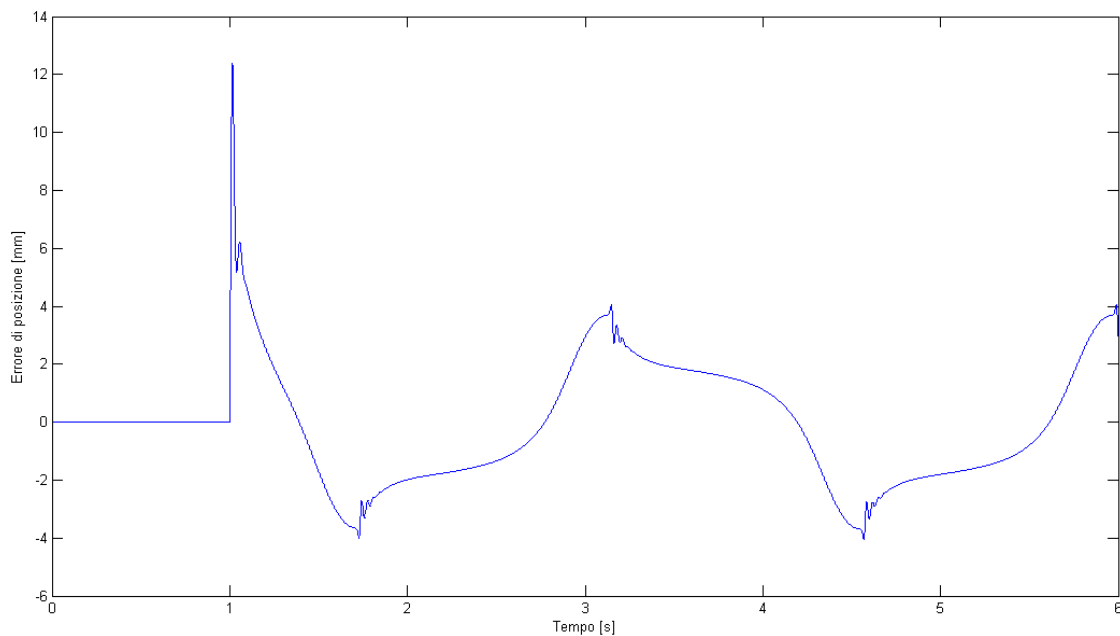


Figura 7.16: Errore d'inseguimento con compensazione del disturbo. Prova 2

7.4.2 Compensazione della caratteristica non lineare della valvola

Una delle principali non linearità del sistema è quella che caratterizza il legame portata-pressione della valvola. Analizzando l'equazione (6.2) possiamo notare come, avendo a disposizione la velocità di riferimento \dot{x}_o° a cui vogliamo far muovere l'attuatore, il valore di apertura della valvola è definito come:

$$u_{FF} = \frac{Q^\circ}{K_v c_v \sqrt{\Delta p}} = \frac{A_s \dot{x}_o^\circ}{K_v c_v \sqrt{\Delta p}} \quad (7.5)$$

invertendo la relazione caratteristica della valvola è possibile avere un segnale di comando u_{FF} che genera il riferimento di velocità desiderato.

Questo metodo può essere anche visto con una linearizzazione del sistema attraverso il comando effettuata in feedforward [24]. Con la traiettoria desiderata a disposizione, il controllo in feedforward è utilizzato per generare direttamente il valore della variabile di controllo necessario a realizzare il moto desiderato [25] [26]. Sebbene in questo modo il controllo in anello aperto sarebbe sufficiente, il realtà è necessario eseguire una retroazione della posizione per compensare l'incertezza sui parametri della valvola e altre non linearità o isteresi tipiche di questi dispositivi.

Una seconda peculiarità di questo metodo consiste nella necessità di avere ha a disposizione la misura della pressione a cavallo della valvola e il setpoint di velocità. Nell'applicazione in analisi il segnale di riferimento di posizione dell'attuatore orizzontale può essere derivato per calcolare la velocità desiderata \dot{x}_o° . Inoltre, essendo il cilindro a doppio stelo e provvisto di trasduttore di pressione, il Δp a cavallo della valvola può essere calcolato come $p_s - p_A$ e utilizzato per determinare il valore u_{FF} . Il segnale ottenuto andrà a sommarsi al segnale in uscita dal regolatore di posizione com'è mostrato in Figura 7.17. Questo metodo aumenta la rapidità di risposta dell'attuatore e l'errore di inseguimento diminuisce notevolmente come è mostrato dai dati in Tabella 7.4. Dalla Figura 7.18 e Figura 7.19 si nota come la riproduzione del sisma è diventata molto più accurata rispetto alle soluzioni proposte in precedenza.

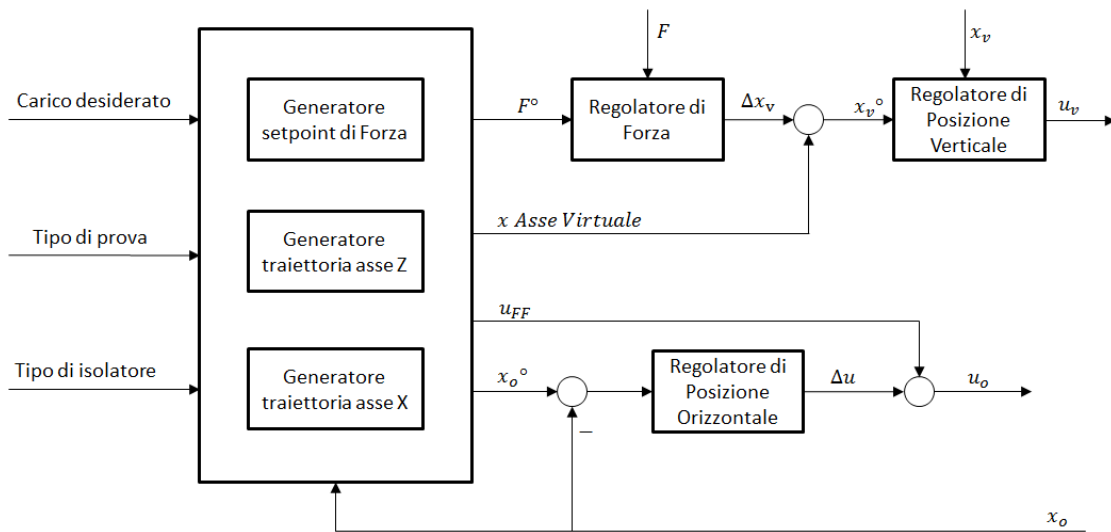


Figura 7.17: Schema di controllo definitivo

Sebbene la compensazione della caratteristica statica della valvola possa sembrare molto utile soprattutto per l'asse verticale, la sua implementazione in quest'asse richiede una notevole capacità computazionale per via del fatto che per ogni attuatore ci sono due valori di apertura desiderata (uno per la valvola NG32, uno per la NG80) e due rispettivi valori di differenza di pressione. Il controllore su cui si andrà a implementare l'algoritmo di controllo dispone di una limitata capacità di calcolo e si prevede che non sia in grado di effettuare tutti i calcoli necessari per chiudere l'anello ad una frequenza tale da mantenere la stabilità del sistema. Di conseguenza è stato scelto di implementare questo metodo di compensazione solo per l'asse orizzontale, dato che l'asse verticale raggiunge già buoni risultati nel controllo di forza e un aumento della complessità dell'algoritmo potrebbe tradursi in una diminuzione della frequenza di aggiornamento delle variabili di output del sistema di controllo.

Prova	$e_{F_{max}}$ [kN]	$e_{F\%}$ [%]	$e_{x_{o_{max}}}$ [mm]	$e_{F_{mse}}$	$e_{x_{o_{mse}}}$
1	50	0.25	0.74	6.3605e-004	0.1820
2	125	1.17	0.61	0.0040	0.3229
3	120	1.09	1.65	0.0013	0.0600

Tabella 7.4: Risultati ottenuti con la compensazione della caratteristica non lineare della valvola

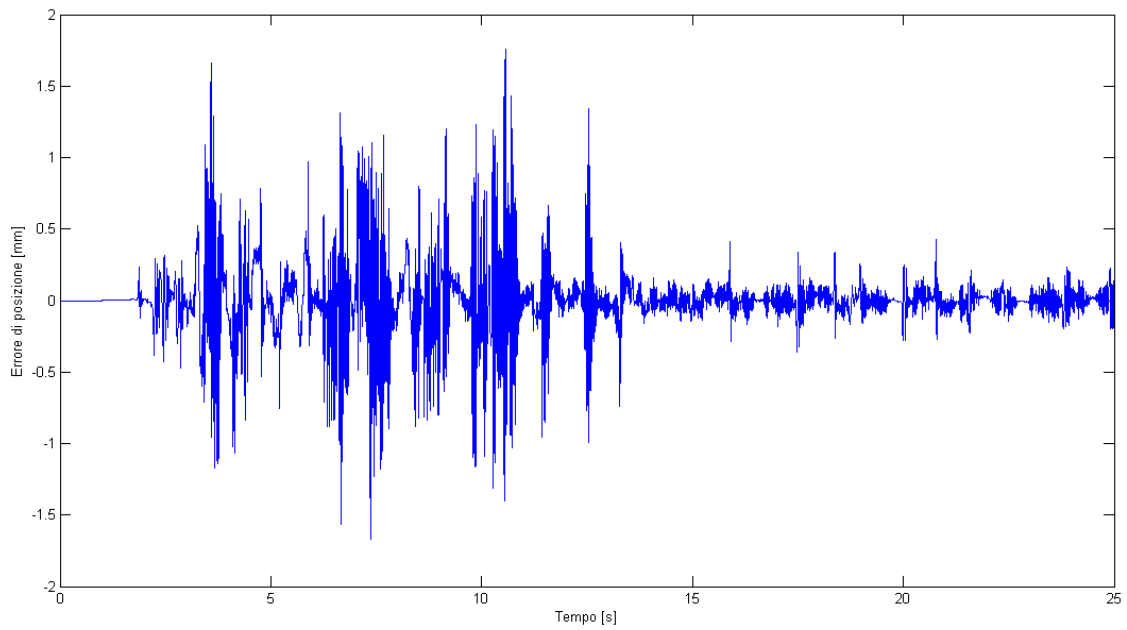


Figura 7.18: Errore di posizione dell'asse orizzontale con compensazione valvola. Prova 3

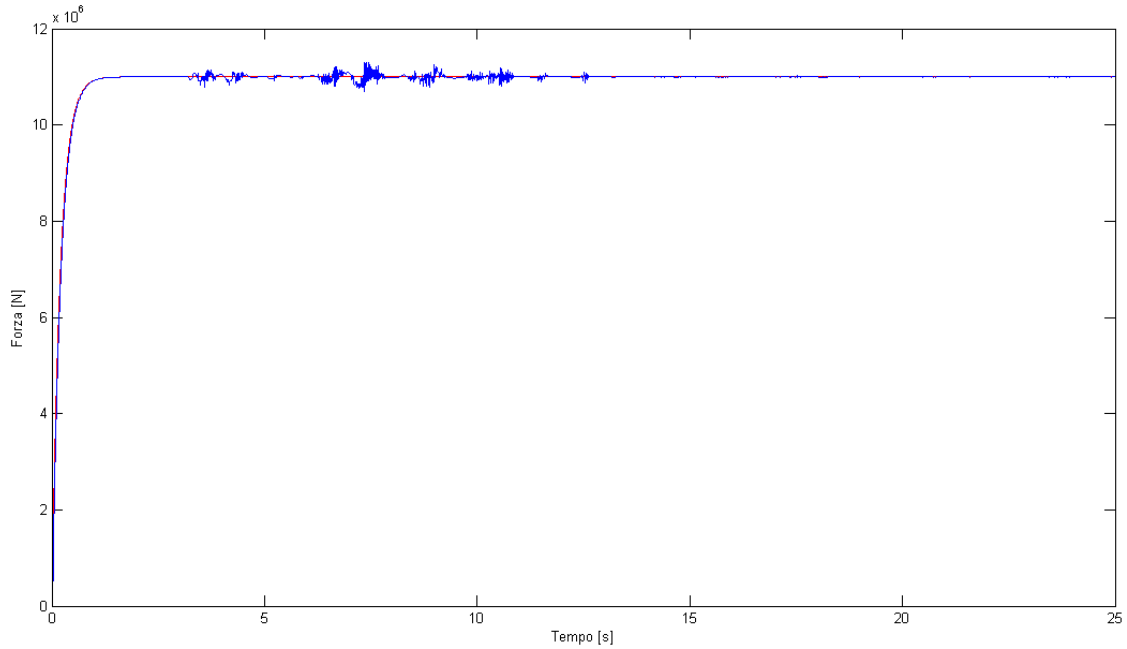


Figura 7.19: Controllo di forza con compensazione valvola. Prova 3, riferimento (rosso) e variabile controllata (blu)

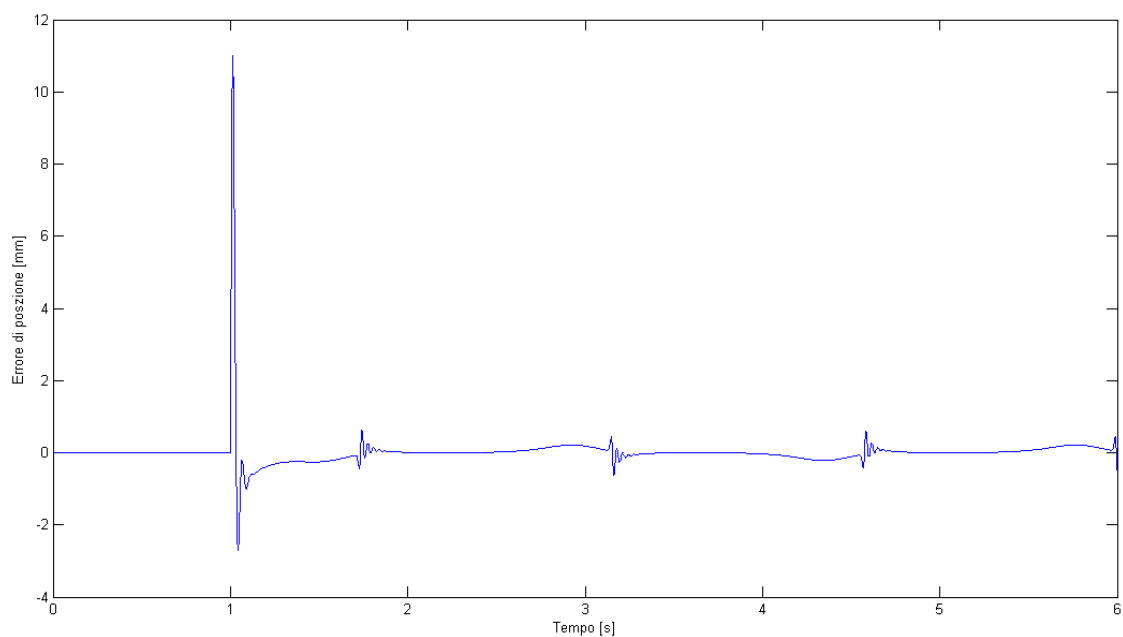


Figura 7.20: Errore di posizione asse orizzontale con compensazione valvola. Prova 2

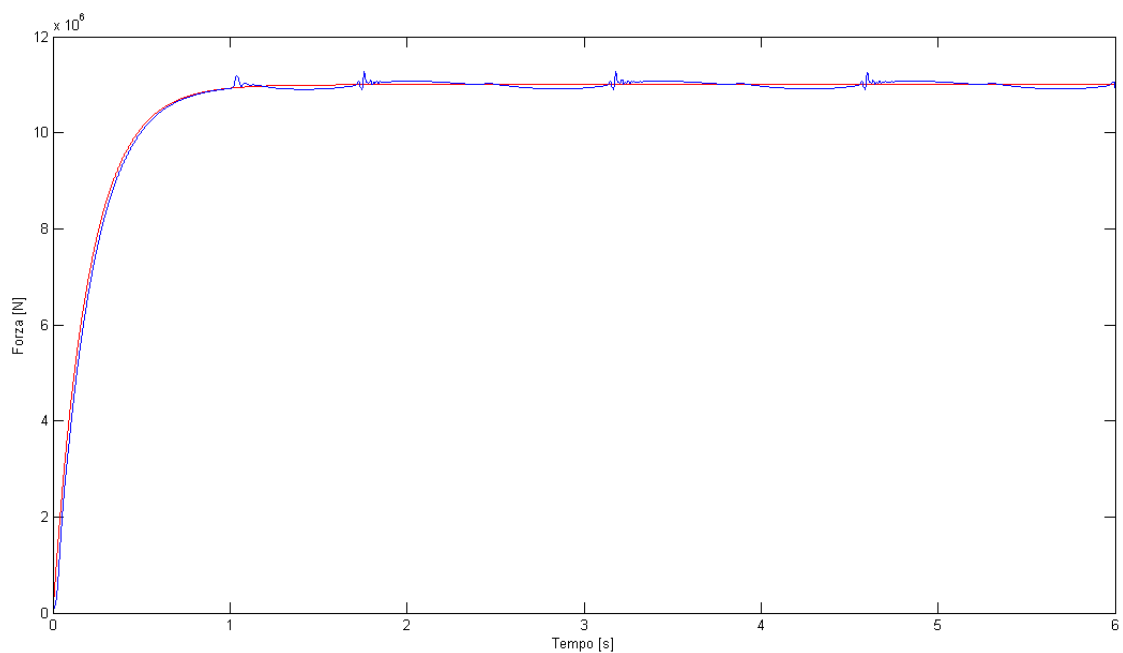


Figura 7.21: Controllo di forza con compensazione valvola. Prova 2, riferimento (rosso) e variabile controllata (blu)

Il segnale in uscita dal trasduttore di pressione può essere estremamente rumoroso a causa dell'ambiente in cui il sensore stesso si trova. Di conseguenza l'uso di questo metodo è consigliato solo se si ha a disposizione una misura attendibile e pulita della pressione e si conoscono con buona approssimazione i parametri che caratterizzano la valvola.

Capitolo 8

Conclusioni e sviluppi futuri

Alla luce dei risultati ottenuti nel Capitolo 7, è possibile arrivare ad una conclusione in merito alla capacità della macchina di rispettare le specifiche che l'azienda cliente ha fornito e alla bontà delle soluzioni proposte per il sistema di controllo.

Nel Capitolo 5, attraverso calcoli statici, si sono dimensionati gli attuatori e le servo-valvole al fine di sviluppare i carichi e le velocità imposte dalla specifica. Nel Capitolo 7 è stata proposta un'architettura del sistema di controllo e alcune migliorie alla stessa, col fine di ottenere le prestazioni richieste. Una naturale conseguenza di questa tesi, sarà la validazione del sistema di controllo sul sistema reale per valutarne differenze e criticità.

Le soluzioni sviluppate sono:

- 1) controllo ad asse virtuale di tipo Master-Slave;
- 2) compensazione della caratteristica non lineare della valvola.

Entrambe le soluzioni hanno portato a un notevole aumento delle prestazioni. Nel primo caso, i benefici dovuti alla compensazione del disturbo di posizione, hanno portato ad una riduzione dell'errore di forza di oltre un ordine di grandezza. Nel secondo caso, la compensazione in feedforward della non linearità della valvola ha diminuito notevolmente l'errore di posizione.

Questi metodi aumentano l'affidabilità del sistema, che in questo modo può eseguire le prove di validazione e qualificazione con estrema precisione. Uno degli obiettivi di queste prove è misurare il coefficiente d'attrito degli isolatori a pendolo. Se la forza verticale che agisce sull'isolatore è costante, una semplice inversione della relazione che lega la forza di richiamo dal carico verticale, è sufficiente a ricavare il coefficiente d'attrito μ del dispositivo.

Avere un controllo sulla forza di carico con piccole variazioni dal valore desiderato, aumenta notevolmente l'affidabilità del test. In

questa maniera l'azienda potrà accelerare le fasi di ricerca e sviluppo dei dispositivi, che avranno caratteristiche di dissipazione più vicine alle esigenze, consentendo un netto miglioramento della qualità del prodotto.

A causa delle grandi dimensioni degli attuatori e delle elevate portate necessarie alla movimentazione, sono state utilizzate valvole di grossa taglia che hanno una banda passante che impone un limite alla massima frequenza di spostamento. Uno dei possibili sviluppi sarà quello di definire un modello non lineare per la dinamica dello spool e utilizzare un controllo avanzato che compensi tale dinamica. In questo modo si aumenteranno le prestazioni del controllo di posizione, e sarà possibile riprodurre uno spettro di frequenze più ampio. In aggiunta, potrà essere implementato un sistema ad autoapprendimento che ha la caratteristica di riconoscere il tipo di dispositivo introdotto attraverso una fase di pre-testing. Questo sistema potrebbe diminuire l'incertezza su alcuni parametri del dispositivo e aumentare ulteriormente l'affidabilità della prova.

Un successivo studio porterà allo sviluppo di una macchina per validazione degli isolatori che dispone di due gradi di libertà nel piano e l'asse verticale controllato in forza. I legami cinematici tra gli assi orizzontali aumenteranno la complessità del sistema di generazione del riferimento e, in generale, di tutto il sistema di controllo.

Bibliografia

- [1] R. Clough e Penzien, J, Dynamics of Structure, McGraw-Hill, 1993.
- [2] E. Riven, «Passive Vibration Isolation,» *ASME Press*, 2003.
- [3] Clark, P.W, Aiken, I.D e Kelly, J.M, «Performance of Seismic Isolated Structures in the January 17, 1994 Northridge Earthquake,» Victoria, B.C, 1994.
- [4] Nagarajaiah, S e Sun, X, «Response of base-isolated USC hospital building in Northridge earthquake,» vol. 126, n. 10, 2000.
- [5] Higashino, M e Okamoto, S, Response Control and Seismic Isolation of Buildings, New York: Taylor & Francis, 2006.
- [6] Shortreed, J.S, Seible, F, Filiatrault, A e Benzioni, G, «Characterization and testing of the Caltrans Seismic Response Modification Device Test System,» San Diego, 2001.
- [7] Benzoni, G e Innamorato, D, «SRMD System Calibration/Validation Conducted Fall 2011,» San Diego, 2012.
- [8] M. G. Calvi, A. Pavese, P. Ceresa, F. Dacarro, C. G. Lai e C. Beltrami, «Design of a Large-Scale Dynamic and Pseudo-Dynamic Test Facility,» IUSS Press, Pavia, 2005.
- [9] Airouche, A.H, Casarotti, C, Thoen, B.K, Dacarro, F e Pavese, A, «Numerical Modelling and Experimental Identification of the EUROCENTRE TREES Lab Shake Table,» Beijing, 2008.
- [10] Peoloso, S, Pavese, A e Casarotti, C, EUROCENTRE TREES Lab: Laboratory for Training and Research in Earthquake Engineering and Seismology, Pavia, 2011.
- [11] Skinner, R.I, Robinson, W.H e McVerry, G.H, An Introduction to Seismic Isolation, New York: Jhon Wiley & Sons Ltd, 1993.

Bibliografia

- [12] Benzoni, G e Seible, F, «Design of the Caltrans seismic response modification device test system,» 1998.
- [13] Ceresa, P, Brezzi, F, Calvi, G.M e Pinho, R, «Analytical modelling of large-scale dynamic testing facility,» Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Pavia, 2011.
- [14] Zayas, V, Low, S e Martin, S, «The FPS earthquake resisting system,» Earthquake Engineering Research Center, Berkeley, CA, 1987.
- [15] V. Zayas e Low, S, «Sliding Pendulum Seismic Isolation System». Berkeley, CA Brevetto US 11/383,147, 12 May 2006.
- [16] Piechnick, M e Fauser, A, «Simulating Hydraulic Driven Mechanical Systems,» Frankfurt, 1995.
- [17] H. Merritt, Hydraulic Control Systems, Cincinnati, Ohio: John Wiley & Sons, 1967.
- [18] M. Shashkov e Dietz, J, «Fast Identification of Static and Dynamic Characteristics for Servo and Proportional Valves».
- [19] V. T.J, Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines, Elsevier, 1980.
- [20] Armstrong-Helouvry, B, Dupont, P e de Wit, C, «A survey of models, analysis tools and compensation method for the control of machines with friction,» *Automatica*, vol. 30.
- [21] Blok, P, The Hydrostatic Sealing: Analysis and Use in Hydraulic Cylinders.
- [22] G. Diana e F. Cheli, Dinamica dei sistemi meccanici, Polipress, 2010.
- [23] Tafazoli, S, da Silva, C.W e Lawrence, P.D., «Friction modeling and compensation in tracking control of an electrohydraulic manipulator,» Crete, 1996.

- [24] Dobchuk, Control of Hydraulically Actuated Mechanism Using a Proportional Valve and a Linearizing Feedforward Controller, Saskatoon, 2004.
- [25] P. Bolzern, R. Scattolini e N. Schiavoni, Fondamenti di Controlli Automatici, McGraw-Hill, 2008.
- [26] K. Jelali e A. Kroll, Hydraulic Servo-systems Modelling, Identification and Control, Springer, 2004.