

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione matematica ed analisi delle performance di un
attuatore idraulico idrosostentato



**Politecnico
di Torino**

Anno Accademico 2022/2023
Sessione di laurea: Ottobre 2023

Relatore: Prof. Massimo Sorli
Tutor aziendale: Ing. Alessandro Caffaratti
Azienda: Microtecnica S.r.l

Candidato:
Alessandro Trastulli

Sommario

ABSTRACT	3
INTRODUZIONE	4
1 DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA	5
1.1 Componenti idraulici	7
1.2 Sensoristica	9
1.2.1 Cella di carico	9
1.2.2 LVDT	10
1.2.3 Trasduttori di pressione.....	11
1.3 Sistema di acquisizione e controllo.....	11
2 SISTEMA IN ANELLO APERTO	14
2.1 Descrizione del sistema.....	14
2.2 Modellazione matematica del sistema	15
2.2.1 Modello matematico della SV	15
2.2.2 Modello matematico dell'orifizio di by-pass	18
2.2.3 Modello matematico dell'attuatore	19
2.2.4 Modello matematico dei leakage nell'attuatore	22
2.2.5 Modello matematico del trasduttore	23
2.3 Descrizione delle prove fatte	23
2.4 Risultati ottenuti.....	25
3 SERVOSISTEMA CONTROLLO FORZA	33
3.1 Servosistema in controllo forza senza disturbo	33
3.2 Descrizione della legge di controllo	34
3.2.1 Tuning dei parametri della legge di controllo.....	36
3.2 Descrizione delle prove effettuate	38
3.3 Ottimizzazione e validazione	38
3.3.1 Gradini	38
3.3.2 Rampe	40
3.3.3 Sinusoidi	43
3.3.4 Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo forza.....	51
3.4 Risultati ottenuti.....	54
4 SERVOSISTEMA CONTROLLO POSIZIONE	55
4.1 Servosistema in controllo posizione senza disturbo	55
4.2 Modello matematico dell'attuatore	56

4.2.1 Modello matematico dell'attrito	57
4.3 Modello matematico del trasduttore	58
4.4 Descrizione della legge di controllo	59
4.4.1 Tuning dei parametri del controllo	60
4.5 Descrizione delle prove effettuate	61
4.6 Ottimizzazione e Validazione	62
4.6.1 Rampe	62
4.6.2 Sinusoidi	71
4.6.3 Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo posizione.....	76
4.7 Risultati ottenuti.....	78
CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	79
INDICE DELLE FIGURE	80
INDICE DELLE TABELLE.....	83
BIBLIOGRAFIA.....	84

Abstract

The aim of this thesis was to carry out the mathematical modelling of a hydro-supported hydraulic actuator. Specifically, this actuator is a component that is part of a test bench for MRA (main rotor actuator) and TRA (tail rotor actuator), hydraulic actuators that, mounted on helicopters, have the purpose of varying the angular position of the main and tail rotor blades.

The test bench to which the actuator subject of this thesis belongs was designed to carry out qualification tests on the aforementioned flight actuators, verifying the performance of the hydraulic servosystem they constitute in terms of overshoot, response time, steady-state error, bandwidth and stiffness. The tests that can be carried out by means of these benches are temperature variation and endurance tests. The first type of test verifies the capabilities of the flight actuators in the face of very sudden temperature variations, they go from temperatures of the working environment well below zero to temperatures of around two hundred degrees centigrade in a very short time. By means of these tests, it is verified that the component is able to withstand the working conditions simulated by the bench and can therefore be produced and sold to the customer. On the other hand, if the component is unable to withstand these tests, it will be necessary to revise the design characteristics of the flight actuator and carry out the tests again.

The hydraulic actuator for which the mathematical modelling was carried out, the subject of this thesis, is intended to simulate the action of aerodynamic forces that is discharged onto the flight actuator, which is why it is also more commonly referred to as a load actuator. It is a double-acting hydraulic actuator with a through-rod, equipped with hydrostats to eliminate friction, and with drains to slow down its progress when the plunger reaches a position close to the end stop, thus preventing damage.

In order to carry out a correct modelling of the actuator, two servosystems were analysed: a servosystem in which the actuator was controlled in force, where, thanks to a fixed rod, its movement was prevented, thus eliminating the presence of the speed disturbance, and a position control servosystem in which the actuator was free to move without any disturbance in force. The type of modelling carried out was a non-linear one, developed with the aid of the Matlab/Simulink work environment, within which all the optimisation and validation phases of the model were completed, comparing the results with the experimental ones, acquired directly on the test bench. When the error between the experimental tests and the results of the model was almost zero, then the validation phase was completed and the model was declared effective in simulating the real performance of the actuator.

Introduzione

Lo scopo della tesi è stato quello di effettuare la modellazione matematica di un attuatore idraulico idrosostentato. Nello specifico, tale attuatore è un componente facente parte di un banco prova per MRA (main rotor actuator) e TRA (tail rotor actuator), cioè degli attuatori idraulici che, montati su elicotteri, hanno lo scopo di variare la posizione angolare delle pale del rotore principale e del rotore di coda.

Il banco prova di cui fa parte l'attuatore oggetto di questa tesi è stato progettato per effettuare dei test di qualifica sugli attuatori di volo sopraccitati, andando a verificare le performance del servosistema idraulico che essi costituiscono in termini di sovraelongazione, tempo di risposta, errore a regime, larghezza di banda e rigidità. I test che possono essere effettuati tramite tali banchi sono di temperature variation ed endurance; tramite il primo tipo di test si vanno a verificare le capacità degli attuatori di volo a fronte di variazioni di temperatura molto repentine, cioè si passa, in tempi molto brevi, da temperature dell'ambiente di lavoro molto inferiori allo zero a temperature intorno ai duecento gradi centigradi; invece, con i test di endurance si vanno a svolgere un numero di cicli di lavoro tali da simulare la vita del componente stesso. Tramite i suddetti test, si va a verificare che il componente sia in grado di resistere alle condizioni di lavoro simulate tramite il banco e che quindi possa essere prodotto e venduto al cliente. Invece, qualora il componente non sia in grado di resistere a tali test, sarà necessario rivedere le caratteristiche di progetto dell'attuatore di volo ed effettuare nuovamente i test.

L'attuatore idraulico di cui si è effettuata la modellazione matematica, cioè l'oggetto di tale tesi, ha lo scopo di simulare l'azione delle forze aerodinamiche che viene scaricata sull'attuatore di volo, per tale ragione viene anche più comunemente chiamato attuatore di carico. Si tratta di un attuatore idraulico a doppio effetto con stelo passante, dotato di idrosostentamenti per eliminare l'attrito e costituito da dei drenaggi per rallentare l'avanzamento nel momento in cui lo stantuffo raggiunga una posizione vicina al finecorsa, andando ad evitare danneggiamenti.

Per effettuare una corretta modellazione dell'attuatore, sono stati analizzati due servosistemi: un servosistema in cui l'attuatore veniva controllato in forza, dove, grazie ad una barra fissa, se ne impediva il movimento, quindi si eliminava la presenza del disturbo di velocità, ed un servosistema controllo posizione nel quale l'attuatore era libero di muoversi senza alcun disturbo in forza. Il tipo di modellazione portata avanti è stata una modellazione di carattere non lineare, sviluppata con l'ausilio dell'ambiente di lavoro Matlab/Simulink, all'interno del quale sono state portate a termine tutte le fasi di ottimizzazione e validazione del modello, andando a raffrontarne i risultati con quelli sperimentali, acquisiti direttamente sul banco prova. Nel momento in cui l'errore tra le prove sperimentali ed i risultati del modello è stato pressoché nullo, allora si è conclusa la fase di validazione ed il modello è stato dichiarato efficace a simulare le prestazioni reali dell'attuatore.

Capitolo 1

Descrizione del banco prova

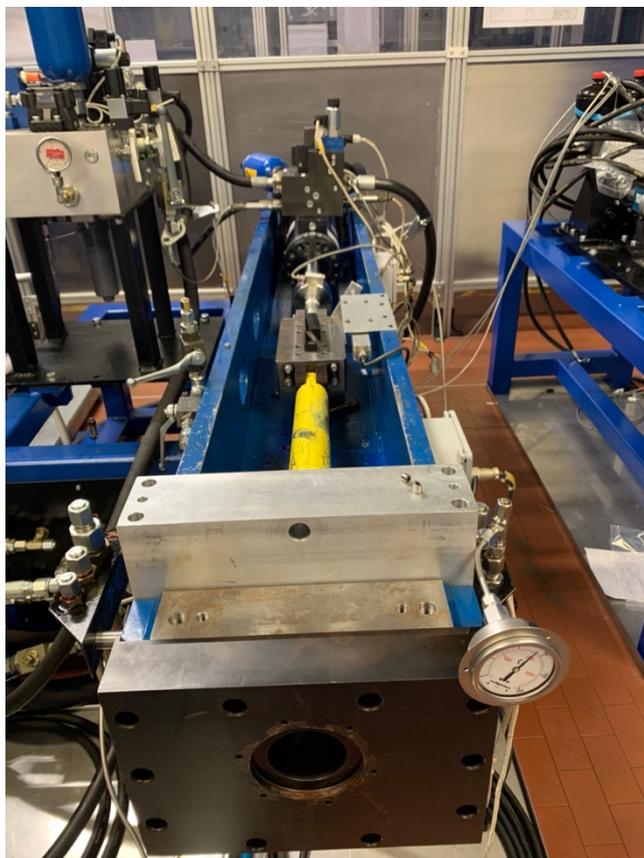


Figura 1 Banco prova servocomandi.

L'attuatore sotto test di cui è stata portata a termine la modellazione è parte integrante di un banco prova per attuatori di volo idraulici. Tale banco è costituito da una serie di elementi, idraulici ed elettronici, che ne garantiscono il funzionamento. Dal punto di vista idraulico, il banco è gestito tramite un manifold (presente in alto a sinistra nella Figura 1) il quale, alimentato dall'olio della centrale idraulica ad una pressione di 280 bar, tramite una serie di valvole ed altri componenti, rifornisce della quantità di olio necessaria i componenti idraulici del banco, ovvero l'attuatore di carico, l'attuatore di input e l'attuatore di volo sotto test. L'attuatore di carico (presente in secondo piano nella Figura 1) è connesso ad un blocco idraulico costituito dalla servovalvola e da una serie di accumulatori e filtri; inoltre, connessi al blocco idraulico sono presenti due trasduttori di pressione, il cui scopo è misurare la pressione nelle camere dell'attuatore. Dalla Figura 1, si nota che lo stelo dell'attuatore è connesso ad una slitta mobile, che scorre linearmente su una guida, e, tra i due elementi, è interposta una cella di carico; invece, dall'altro lato, l'attuatore di carico è vincolato ad una struttura fissa, atta ad impedirne il movimento. Per quanto riguarda la slitta, ad essa vi è connesso un LVDT,

il cui scopo è leggere la posizione dello stelo dell'attuatore di carico; invece, dall'altro lato, sebbene in Figura 1 vi sia connessa una barra fissa (elemento di colore giallo), solitamente viene connesso l'attuatore idraulico sotto test. Quest'ultimo, solitamente, nel lato opposto a quello in cui avviene il collegamento con la slitta, viene vincolato alla struttura di supporto del banco, mentre la leva dell'input del pilota viene connessa ad un piccolo attuatore idraulico che simula appunto il comando (anche detto "input") del pilota.

Dal punto di vista elettrico, il banco viene regolato tramite un PLC che ne gestisce l'alimentazione generale; invece, tutti i canali elettrici relativi ai vari sensori vengono acquisiti tramite delle schede National Instrument, dopo essere stati opportunamente condizionati, e vengono visualizzati a schermo tramite il software VeriStand. Inoltre, grazie ad un PXI viene gestito il controllo dei vari servosistemi di cui è composto il banco.



Figura 2 Armadio di controllo e acquisizione.

Le componenti elettroniche sopradescritte sono poste nell'armadio di controllo ed acquisizione presente in Figura 2. Inoltre, va spiegato che tutti i segnali, sia in ingresso che in uscita dal PXI, vengono inviati ad un PC sul quale è installato il software VeriStand, grazie a cui possono essere visualizzati a schermo i vari segnali, si possono gestire i segnali di set ai vari servosistemi e si possono implementare le leggi di controllo precedentemente scritte su simulink, tramite il salvataggio del file simulink in un apposito formato.

1.1 Componenti idraulici

La centrale idraulica di stabilimento garantisce un'alimentazione ad una pressione di 280 bar del manifold che a sua volta gestisce il flusso di olio verso i vari componenti idraulici del banco.



Figura 3 Manifold di regolazione del flusso.



Figura 4 Sistema idraulico dell'attuatore di carico.

In Figura 3 è riportato il manifold del banco e, come si può notare, è costituito da una serie di valvole ed accumulatori il cui scopo è regolare il flusso diretto verso i vari servosistemi del banco.

Nello specifico, per quanto riguarda il sistema idraulico dell'attuatore di carico, il flusso in direzione di esso viene gestito tramite una valvola proporzionale che viene gradualmente aperta per evitare il colpo di ariete che potrebbe danneggiare i componenti del sistema a seguito delle elevate pressioni; in ogni caso, il flusso in uscita dalla valvola proporzionale viene mandato alla servovalvola, dalla quale viene a sua volta regolato il flusso verso l'attuatore.

In Figura 4 è mostrato il sistema idraulico dell'attuatore di carico. Oltre all'attuatore stesso, di cui si nota il lato nel quale è vincolato al banco, in tale sistema è presente la servovalvola ed una serie di accumulatori e filtri, posti a monte dell'attuatore. Dalla Figura XX sono anche evidenti dei tubi di mandata e scarico dell'olio; invece, sebbene non sia visibile, è presente un orifizio di bypass tra le camere dell'attuatore.

Di seguito sono riportati i dati dei principali componenti del circuito idraulico sottoposti a modellazione, ovvero la servovalvola e l'attuatore.

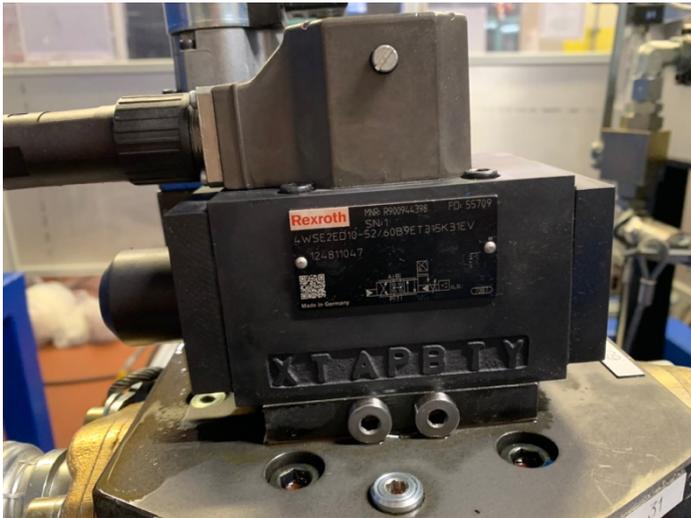


Figura 5 Servovalvola presente nel banco.

Portata Nominale	70 l/min
Segnale di comando	± 10 V
Ricoprimenti	$-3,7 \cdot 10^{-6}$ m

Tabella 1 Dati della Servovalvola [1].



Figura 6 Attuatore di carico.

Diametro dello stantuffo	0,074 m
Diametro dello stelo	0,05 m
Crosa nominale	0,186 m
Massa di stelo e stantuffo	20 kg
Massa della slitta	5 kg

Tabella 2 Dati dell'attuatore di carico.

Oltre ai dati dell'attuatore e della servovalvola è opportuno inserire anche dell'olio che scorre all'interno dell'impianto idraulico.

Densità	900 kg/m^3
Viscosità dinamica	$0,0273 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Coefficiente di smorzamento viscoso	$700 \text{ N}/(\text{m/s})$
Modulo di Bulk	$1,56 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
Pressione di alimentazione	$280 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Pressione di scarico	$1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Tabella 3 Dati dell'olio

1.2 Sensoristica

Per condurre un'analisi dettagliata riguardo alla modellazione dell'attuatore di carico, oltre ai sensori di forza e posizione necessari per costituire i due servosistemi studiati, nel banco sono stati montati dei trasduttori di pressione per conoscere la pressione nelle due camere dell'attuatore; inoltre, grazie al tipo di servovalvola utilizzata, dotata di un feedback, oltre che meccanico, elettronico è stato possibile conoscere la posizione del cassetto.

1.2.1 Cella di carico



Figura 7 Cella di carico.

Per la misura dei carichi è stata utilizzata una cella di carico U2B della HBM da 50 kN, le cui specifiche sono riportate nella seguente tabella.

CELLA DI CARICO U2B HBM 50 kN	
Massimo carico misurabile	50 kN
Sensibilità nominale	2 mV/V
Classe di precisione	0,1
Frequenza di taglio (-3 dB)	2 kHz

Tabella 4 Dati della cella di carico [2].

1.2.2 LVDT



Figura 8 LVDT.

BALLUF BIW1-G310-M0175-P1-S115	
Campo di misurazione	175 mm
Lunghezza nominale	175 mm
Riproducibilità	$\leq 10 \mu\text{m}$
Risoluzione	$\leq 0,3 \text{ mV}$
Scostamento di linearità max.	$\pm 35 \mu\text{m}$
Tasso di campionatura tipico	32 kHz
velocità di traslazione max.	7 m/s

Tabella 5 Dati del LVDT [3].

Per conoscere la posizione dell'attuatore è stato necessario inserire un LVDT nel sistema. Va precisato che è stata effettuata una misurazione indiretta di tale posizione poiché il trasduttore è stato collegato ad una slitta a sua volta connessa all'attuatore con la cella di carico interposta. In Figura 9 è mostrato il metodo di collegamento del LVDT alla slitta, la quale è collegata sul lato destro dell'immagine con la cella di carico, che a sua volta è connessa all'attuatore.

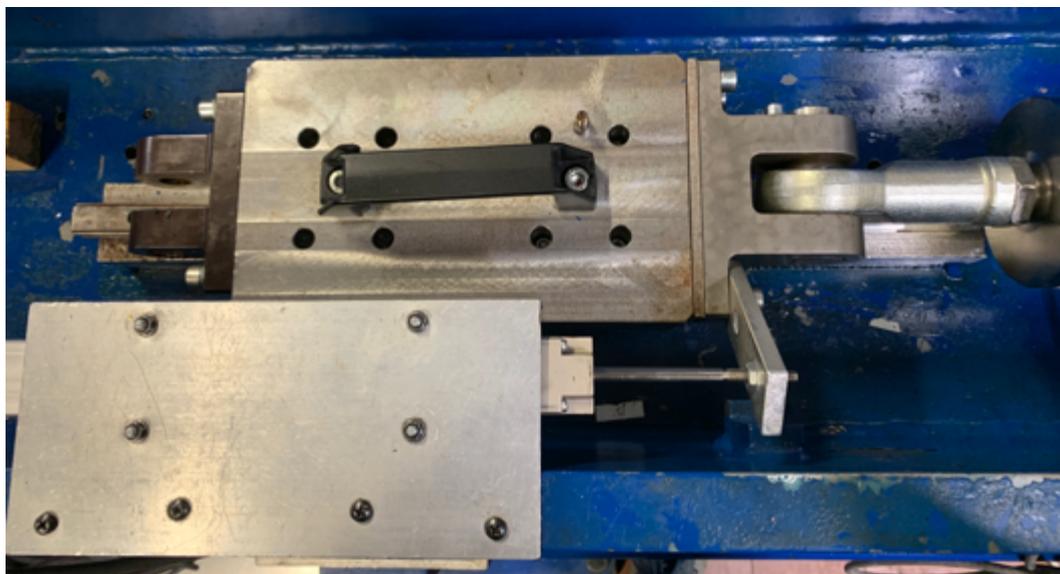


Figura 9 Collegamento LVDT-slitta.

1.2.3 Trasduttori di pressione

Per conoscere la pressione nelle camere dell'attuatore, è necessario utilizzare due trasduttori.

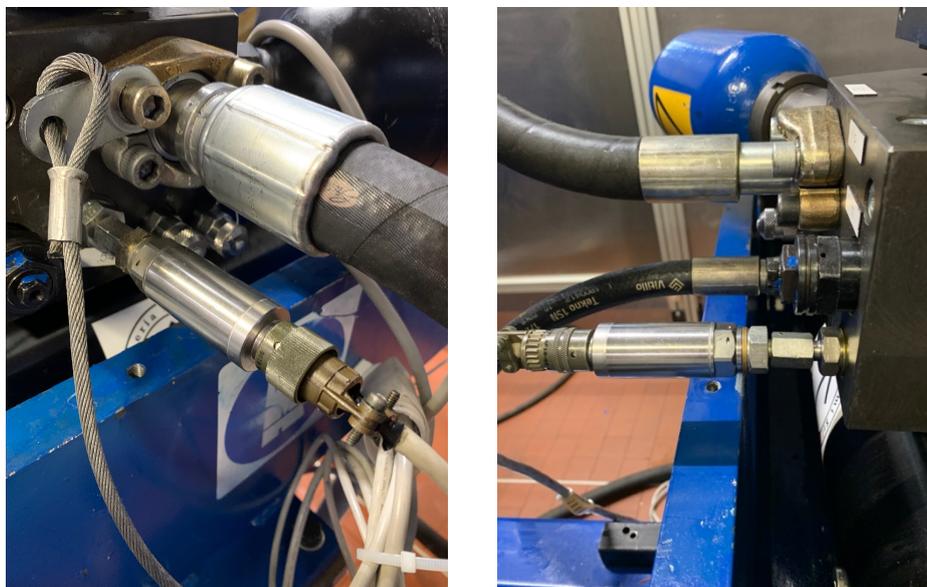


Figura 10 Trasduttori di pressione.

Si tratta di due trasduttori TransInstruments, tipo BHL-4251-00, con un range misurabile da 0 a 400 bar.

1.3 Sistema di acquisizione e controllo

La gestione del banco dal punto di vista elettrico avviene tramite PLC. Come si nota in Figura 2, sono presenti una serie di pulsanti grazie ai quali è possibile consentire il passaggio di corrente nel banco; in particolare, nella parte alta dell'armadio di acquisizione e controllo, è presente un'area denominata "Power Distribution" in cui sono presenti dei tasti appositi per alimentare il banco.

Una volta alimentato il banco, tramite un PC non industriale in cui è installato il software VeriStand, è possibile regolare le varie azioni del banco. Nello specifico, tramite VeriStand si può imporre un set di una determinata variabile controllata e tale segnale viene inviato al controllore del banco tramite un cavo ethernet. Il controllore è un PXI della National Instruments; si tratta di un hardware di tipo digitale che è in grado di garantire elevate prestazioni e che può interfacciarsi con una serie di schede di acquisizione dotate di un'elevata quantità di canali grazie ai quali si possono gestire i segnali in uscita dai trasduttori.



Figura 11 PXI National Instruments.

In Figura 11 è riportato il PXI della National Instruments. Si tratta di un controllore digitale che come tale comporterà un certo ritardo di trasporto, ma nelle successive analisi non sarà preso in considerazione, poiché tale tempo di ritardo ha valori davvero piccoli per generare un effetto significativo (si parla di ritardi dell'ordine di qualche nano secondo).

I segnali in uscita dai trasduttori vengono prima condizionati attraverso i moduli appositi, poi grazie alle schede mostrate in Figura 12 avviene la conversione del segnale da analogico a digitale a seconda del tipo di sensore.



Figura 12 Schede di gestione dei segnali in input ed in output al PXI.

I segnali, una volta elaborati dalle opportune schede, possono essere acquisiti o elaborati all'interno del controllore.

L'acquisizione dei segnali viene gestita sempre tramite VeriStand, in cui è possibile scegliere la frequenza di campionamento ed il numero di canali che si vuole acquisire; nello specifico nelle prove effettuate è stata utilizzata una frequenza di acquisizione di 4 kHz, ovvero la stessa frequenza con cui si aggiorna la legge di controllo e quindi con cui viene inviato il comando alla servovalvola.

Inoltre, è presente la possibilità di scegliere il numero di canali che si vuole acquisire, selezionabili ovviamente tra quelli delle schede di acquisizione, e il formato del file che si vuole generare. Nel caso in esame, sono stati generati dei file “.tdms”, i quali sono stati poi rielaborati tramite Matlab e sono state create delle strutture che sono poi state salvate in dei file “.mat” , organizzati in funzione del segnale di set generato, cioè o sinusoidale o rampa o gradino.

Capitolo 2

Sistema in anello aperto

Nota la composizione generale del banco e del funzionamento dei sistemi idraulici ed elettronici che lo costituiscono, è seguita la modellazione matematica dell'attuatore di carico.

L'iter seguito per ottenere un modello efficace è stato quello di andare a compire, in primis, delle prove in anello aperto, nelle quali veniva fornito all'attuatore il comando di forza, senza che su tale variabile venisse effettuata una retroazione, quindi senza alcuna legge di controllo che regolasse il comando alla servovalvola, in funzione dell'errore tra set e feedback. Una volta caratterizzati in anello aperto tutti gli elementi del sistema, ovvero servovalvola, attuatore ed orifizio di bypass, si è passati allo studio del servosistema controllato in forza, andando a verificare che il modello, anche in questo caso, fosse in grado di replicare le prestazioni verificate sperimentalmente. È fondamentale sottolineare che il servosistema trattato in questo caso non presentava alcun tipo di disturbo, con lo scopo di ridurre le variabili da tenere in considerazione in fase di modellazione. A questo punto, concluse le analisi sul servosistema controllo forza, hanno seguito le analisi sul servosistema controllo posizione, anche in questo caso in assenza di disturbo, con lo scopo di condurre una stima dell'attrito dell'attuatore.

2.1 Descrizione del sistema

Lo studio del sistema in anello aperto ha consentito di caratterizzare con precisione la servovalvola, l'orifizio di bypass e l'attuatore stesso e, dunque, costruire delle solide basi per lo studio del servosistema controllo forza.

Il procedimento seguito per condurre una corretta modellazione è stato quello di partire da un modello lineare e verificare che fosse sufficiente a replicare le prestazioni effettive dell'attuatore. Tale strada è stata subito scartata, dal momento che l'errore dei risultati del modello era molto elevato. Perciò è seguita la stesura di un modello matematico non lineare.

Il sistema fisico preso in esame è quello riportato in Figura 1, dove, come si può vedere, è presente la barra fissa, il cui scopo è quello evitare il movimento dello stelo dell'attuatore, rendendo così il modello dell'attuatore più semplice e facilitando la caratterizzazione di una serie di parametri non noti, la cui determinazione sarebbe stata più complessa e sicuramente meno precisa, nel caso in cui si fossero aggiunte al modello delle variabili come la posizione, la velocità e l'accelerazione dell'attuatore.

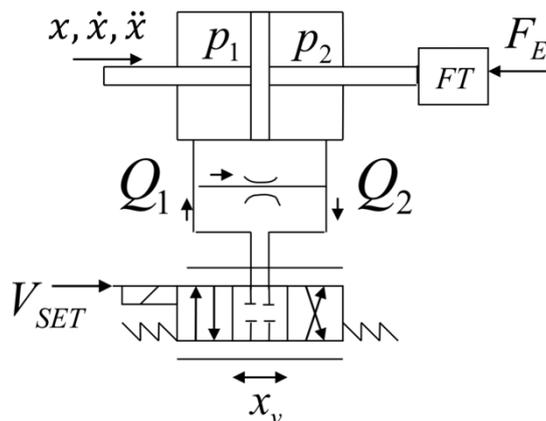


Figura 13 Schema del sistema in anello aperto [4].

In Figura 13 è riportata una schematizzazione della struttura del sistema in anello aperto preso in esame.

Ciò che si è fatto in questa fase è stato fornire un comando in tensione direttamente alla servovalvola ed osservare il comportamento del carico generato dall'attuatore, andandolo a misurare tramite la cella di carico e si è verificato che il carico misurato dal trasduttore e venisse riprodotto dal modello con estrema precisione, a fronte dello stesso tipo di comando alla servovalvola.

Per effettuare una caratterizzazione più precisa della servovalvola sono state anche effettuate delle prove per ricavare delle risposte in frequenza del componente e si è verificato che il modello presentasse lo stesso tipo di prestazioni.

2.2 Modellazione matematica del sistema

Per seguire queste analisi, è stato necessario costruire un file Simulink contenente il modello matematico dei componenti presenti nel sistema: servovalvola, attuatore idraulico, orifizioni di bypass e cella di carico.

2.2.1 Modello matematico della SV

La servovalvola montata sul blocco idraulico dell'attuatore di carico è:

- Rexroth 4WSE2ED10-52/60B9ET315K31EV.

Si tratta una valvola a quattro vie a cassetto con feedback sia meccanico che elettronico. Difatti, grazie alla presenza del feedback elettronico, è stato possibile acquisire la posizione del cassetto.

Come si vede dallo spaccato in Figura 14, si tratta di una valvola a Flapper-Nozzle che, inoltre, stando alla sigla di identificazione, viene comandata in tensione, per tale ragione il segnale di SET fornito al sistema sarà in un intervallo di $\pm 10 V$.

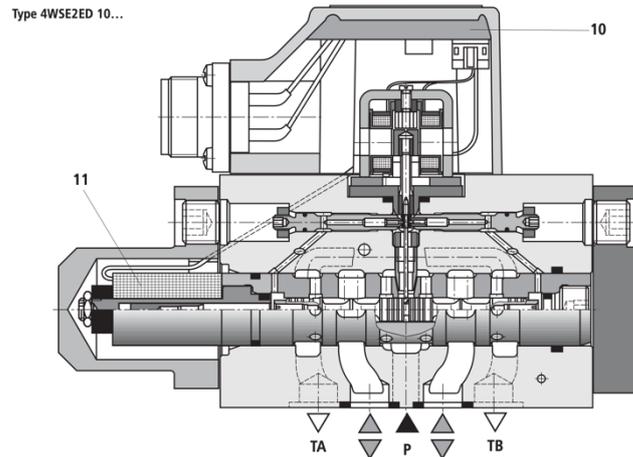


Figura 14 Sppaccato della servovalvola [1].

Dunque, dal punto di vista del modello matematico con cui è stata trattata la servovalvola è stato il seguente:

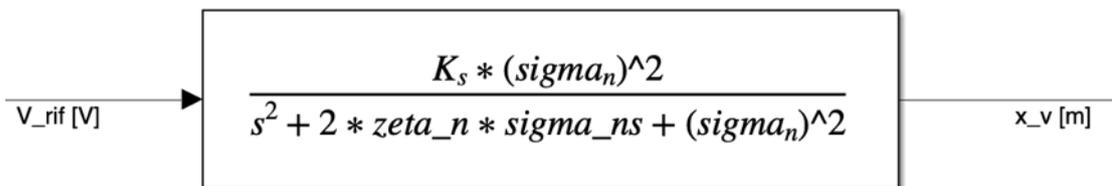


Figura 15 Schema a blocchi del modello della servovalvola.

Dallo schema a blocchi in Figura 15 è evidente che la servovalvola è stata trattata come un secondo ordine, in cui si ha in ingresso una tensione (V_{rif} [V], ovvero la tensione con cui è stata comandata la servovalvola) ed in uscita lo spostamento del cassetto (x_v [m]).

Inoltre, i parametri del secondo ordine sono:

- σ_n , frequenza naturale del sistema [rad/s];
- ζ_n , fattore di smorzamento del sistema;
- K_s , guadagno statico del sistema [m/V];
- s , operatore di Laplace.

Allo spostamento del cassetto corrisponde una certa portata in uscita dalla valvola, per tale ragione va descritto il modello del flusso di olio attraverso la valvola.

Quindi, una volta modellato il sistema della servovalvola, va composto il modello matematico del flusso che la attraversa, tenendo in considerazione che tale valvola presenta dei ricoprimenti negativi.

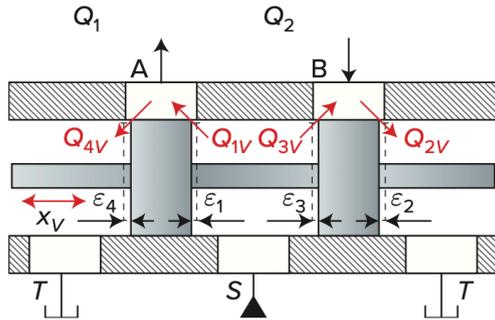


Figura 16 Flussi attraverso la servovalvola [5].

In questo caso sono state effettuate una serie di ipotesi:

- Orifizi simmetrici, cioè $A_1(x_v) = A_3(-x_v)$ e $A_2(x_v) = A_4(-x_v)$;
- Orifizi matchati, cioè $A_1(x_v) = A_2(x_v)$ e $A_3(-x_v) = A_4(-x_v)$.

Con queste ipotesi l'unico parametro da determinare è la larghezza delle tasche w_i (con $i = 1, 2, 3, 4$), dal quale dipende direttamente l'area di passaggio del flusso

$A_i = (x_v - \epsilon_i) \cdot w_i$, inoltre si può scrivere: $w_1 = w_2 = w_3 = w_4 = w$.

In generale, per determinare le portate attraverso la valvola è stata anche utilizzata l'analogia elettrica secondo cui si è andato a costituire un ponte di Wheatstone come quello mostrato in Figura 17, da cui, sempre dalle ipotesi descritte sopra, si è ottenuto che:

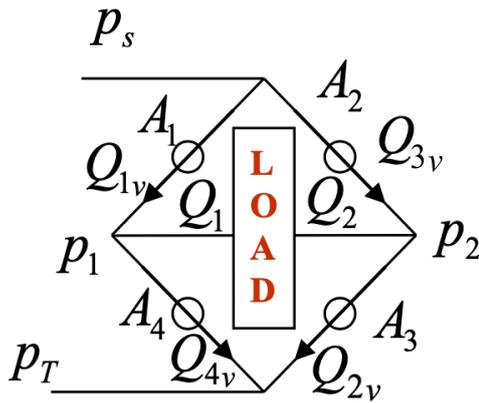


Figura 17 Ponte di Wheatstone [4].

- Il flusso sui rami opposti del ponte è uguale, cioè $Q_{1v} = Q_{3v}$ e $Q_{2v} = Q_{4v}$;
- A fronte di un $x_v > 0$ la caduta di pressione tra gli orifizi 1 e 2 è la stessa cioè, $p_s - p_1 = p_2 - p_T$.
- $Q_1 = Q_{1v} - Q_{4v}$ e $Q_2 = Q_{3v} - Q_{2v}$, ma dai precedenti risultati si ha che $Q_1 = Q_2$.

In ogni caso, le equazioni utilizzate per descrivere il flusso attraverso un singolo orifizio sono le seguenti:

$$Q_{1v} = C_{d1} A_1 \sqrt{2 \frac{p_s - p_1}{\rho}}$$

$$Q_{2v} = C_{d2} A_2 \sqrt{2 \frac{p_2 - p_T}{\rho}}$$

$$Q_{3v} = C_{d3} A_3 \sqrt{2 \frac{p_s - p_2}{\rho}}$$

$$Q_{4v} = C_{d4} A_4 \sqrt{2 \frac{p_1 - p_T}{\rho}}$$

Dove:

- C_{di} ($i=1,2,3,4$) è il coefficiente di efflusso della sezione di passaggio;
- A_i è la sezione di passaggio [m^2];
- p_s è la pressione di alimentazione dell'impianto [Pa];
- p_1 e p_2 sono le pressioni nelle camere dell'attuatore [Pa];
- ρ è la densità dell'olio dell'impianto [kg/m^3].

Come si vede, si tratta di equazioni che riguardano un modello di flusso turbolento, in cui i parametri da determinare sono i coefficienti di efflusso e la larghezza circonferenziale w .

Per la determinazione di quest'ultimo parametro, è stato fatto riferimento al valore della portata nominale per tale servovalvola, ovvero la portata che attraversa la valvola a fronte del 100% del segnale di comando (10 V) e con un $\Delta p = p_s - p_1 = 70 \text{ bar}$. Noto che in tali condizioni si ha un $x_v = 0,74 \text{ mm}$, che $Q_n = 60 \text{ l/min}$, supponendo un $C_d = 0,6$ ed avendo $\rho_{oil} = 855 \text{ kg/m}^3$ (la temperatura dell'olio a cui sono riferiti tali valori è $T_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ e si tratta dell'olio HLP32), si ottiene che

$$Q_n = C_d x_{v,max} w \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \Rightarrow w = 0,0249 \text{ m}$$

Per concludere il modello della valvola, va precisato che, per ipotesi, non sono stati considerati i leakage attraverso la valvola cioè:

- $x_v > \varepsilon_i$ allora $A_i = (x_v - \varepsilon_i) \cdot w$;
- $x_v \leq \varepsilon_i$ allora $A_i = 0 \text{ m}^2$.

2.2.2 Modello matematico dell'orifizio di by-pass

Trattandosi di un attuatore di carico che quindi solitamente viene controllato in forza, per garantire una maggiore precisione e stabilità del sistema, viene utilizzato un orifizio di bypass, che mette in collegamento la linea di mandata con quella di ritorno.

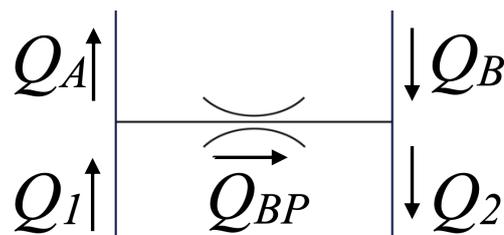


Figura 18 Schema flussi orifizio di bypass [4].

Dallo schema in Figura 18, si possono facilmente ricavare le seguenti equazioni di continuità dei flussi:

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_1 - Q_{BP} \\ Q_B &= Q_2 - Q_{BP} \end{aligned}$$

Dove Q_{BP} è la portata che scorre attraverso l'orifizio di bypass, descritta dalla seguente equazione

$$Q_{BP} = C_{d,BP} A_{BP} \sqrt{2 \frac{|p_1 - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_1 - p_2)$$

Con $A_{BP} = \pi \frac{d_{BP}^2}{4}$ e d_{BP} noto e pari ad 1,8 mm; al contrario $C_{d,BP}$, come tutti i coefficienti di efflusso, è un parametro incognito determinato in fase di ottimizzazione del modello.

2.2.3 Modello matematico dell'attuatore

Per il modello matematico dell'attuatore di carico, sono stati effettuati due equilibri: l'equilibrio delle portate nelle camere dell'attuatore, quindi le equazioni di continuità di portata nelle camere, e l'equilibrio delle forze agenti sullo stelo dell'attuatore, che in questo caso si tratterà di un semplice equilibrio statico.

Per quanto riguarda l'attuatore, esso è un attuatore a doppio effetto, con stelo passante, il cui movimento è vincolato dalla barra fissa mostrata nelle Figure precedentemente descritte.

Anche in questo caso, il modello matematico che segue è un modello non lineare, dal momento che la linearizzazione di tali equazioni non ha portato a risultati tali da esser presi in considerazione.

Quindi, la prima equazione da scrivere è l'equazione di continuità della portata all'interno delle camere dell'attuatore.

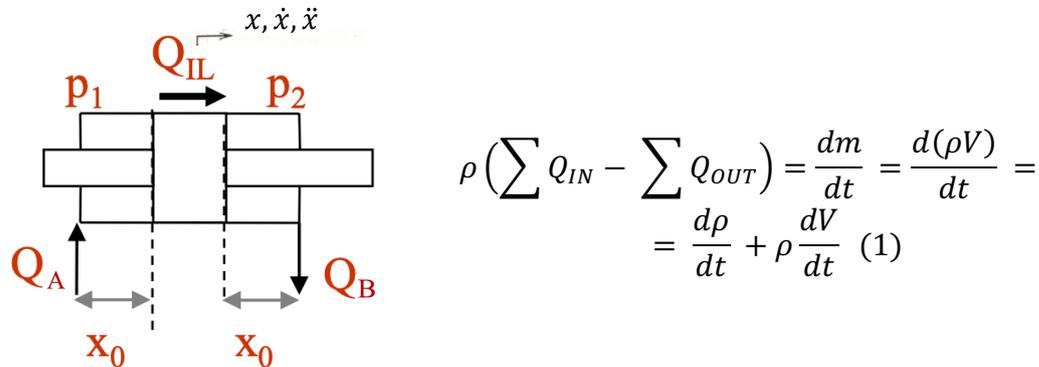


Figura 19 Schema delle portate dell'attuatore [4].

Considerando un fluido in condizioni isoterme, si può scrivere

$$-\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = -\frac{dp}{\beta} \Rightarrow \frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

Andando a sostituire la (2) nella (1) e dividendo l'intera equazione per la densità del fluido

$$\sum Q_{IN} - \sum Q_{OUT} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (3)$$

Dove:

- $\sum Q_{IN}$ = somma delle portate volumetriche entranti [m³/s];
- $\sum Q_{OUT}$ = somma delle portate volumetriche uscenti [m³/s];
- ρ = densità dell'olio [kg/m³];
- V = volume di riferimento [m³];
- β = modulo di Bulk del sistema (olio e aria intrappolata);
- p = pressione nel volume di riferimento.

A questo punto, sulla base dello schema in Figura 19, si può scrivere l'equazione di continuità riferita a ciascuna camera dell'attuatore.

Per la camera 1 si ha:

$$Q_A - Q_{IL} = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt}$$

Sapendo che $V_1 = V_{10} + A_C x + V_{ds}$ con $V_{10} = A_C x_0$, si ha

$$Q_A - Q_{IL} = A_C \dot{x} + \frac{A_C x_0 + A_C x + V_{ds}}{\beta} \frac{dp_1}{dt}$$

Per la camera 2 si ha:

$$Q_{IL} - Q_B = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dp_2}{dt}$$

Sapendo che $V_2 = V_{20} - A_C x + V_{ds}$ con $V_{20} = A_C x_0$, si ha

$$Q_{IL} - Q_B = -A_C \dot{x} + \frac{A_C x_0 - A_C x + V_{ds}}{\beta} \frac{dp_2}{dt}$$

Da qui è facile esplicitare le equazioni in funzione della pressione

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{(Q_A - Q_{IL} - A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 + A_C x + V_{ds}}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{(Q_{IL} - Q_B + A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 - A_C x + V_{ds}}$$

Effettuando una trasformata di Laplace si ha

$$p_1 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_A - Q_{IL} - A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 + A_C x + V_{ds}} \right] \quad (4)$$

$$p_2 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_{IL} - Q_B + A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 - A_C x + V_{ds}} \right] \quad (5)$$

Inoltre, essendo l'attuatore vincolato, le equazioni (4) e (5) possono essere semplificate come segue

$$p_1 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_A - Q_{IL}) \beta}{A_C x_0 + V_{ds}} \right]$$

$$p_2 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_{IL} - Q_B) \beta}{A_C x_0 + V_{ds}} \right]$$

Si noti che dalla (4) e la (5) sono stato eliminato anche il termine $A_C x$ dal momento che, tramite l'LVDT è stato verificato che l'attuatore fosse bloccato esattamente a metà della sua corsa.

Dove:

- Q_{IL} = leakage attraverso il pistone;
- Q_A e Q_B = portate di mandata e ritorno attraverso l'attuatore;
- x = spostamento del pistone;
- x_0 = semicorsa del pistone;
- V_{ds} = volume di spazio morto;
- A_C = area di spinta effettiva;
- p_1 e p_2 = pressioni nelle due camere;
- s = operatore di Laplace.

Una volta ricavate le pressioni nelle due camere, si può procedere andando a scrivere l'equilibrio delle forze agenti sullo stantuffo, che sarà un semplice equilibrio statico, dal momento che il movimento dell'attuatore è vincolato dalla barra fissa, componente considerato di rigidità infinita.

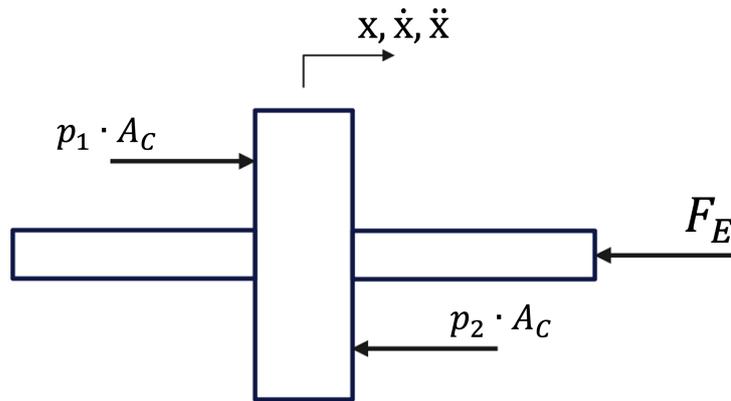


Figura 20 Diagramma di corpo libero dell'attuatore.

Dal diagramma di corpo libero in Figura 20 si può facilmente ricavare

$$F_E = (p_1 - p_2) A_C$$

Dove F_E è il carico generato dall'attuatore e misurato direttamente dalla cella di carico e A_C è la sezione attiva dell'attuatore.

2.2.4 Modello matematico dei leakage nell'attuatore

In questo caso, non sono state trascurati i leakage tra le camere dell'attuatore, modellati in funzione del Δp tra le camere e del gioco radiale tra stantuffo e camicia.

La relazione usata è la seguente:

$$Q_{IL} = C_{d,IL} A_{IL} \sqrt{2 \frac{|p_1 - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_1 - p_2)$$

Dove $A_{IL} = \frac{\pi}{4} [(d_{ST} + 2g)^2 - d_{ST}^2]$, con

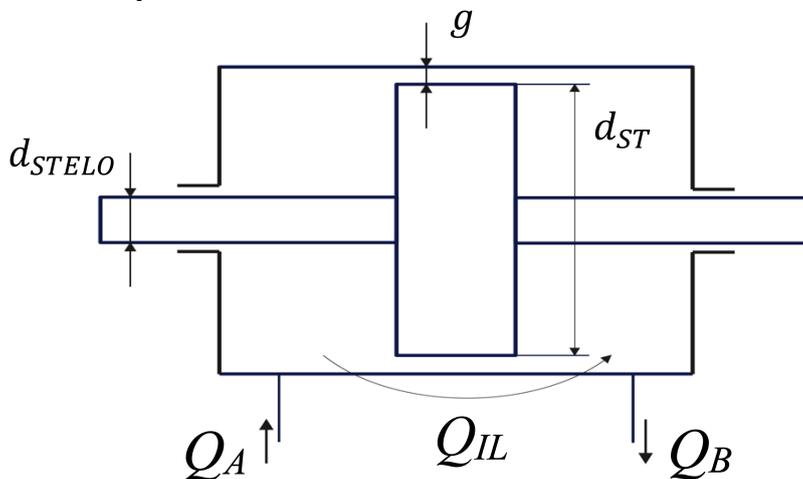


Figura 21 Schema dell'attuatore

Si sottolinea che il parametro g non è un parametro noto ed è stato determinato in fase di ottimizzazione.

2.2.5 Modello matematico del trasduttore

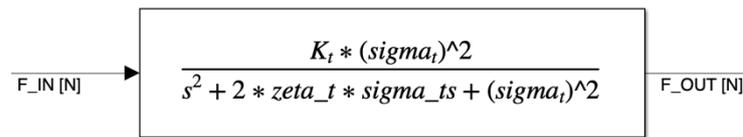


Figura 22 Schema a blocchi della cella di carico

In questo caso la cella di carico è stata modellata come un sistema del secondo ordine, come quello mostrato in Figura 22.

Per la scrittura dello schema a blocchi in Figura 22, si passati per le seguenti equazioni

$$\ddot{F}_{OUT} + 2\zeta_t \sigma_t \dot{F}_{OUT} + \sigma_t^2 F_{OUT} = \sigma_t^2 K_t F_{IN} \quad (6)$$

Effettuando la trasformata di Laplace alla (6) si ha

$$F_{OUT} = \frac{\sigma_t^2 K_t}{s^2 + 2\zeta_t \sigma_t s + \sigma_t^2} F_{IN}$$

Dove:

- σ_t , frequenza naturale del sistema [rad/s];
- ζ_t , fattore di smorzamento del sistema;
- K_t , guadagno statico del sistema;
- s , operatore di Laplace.

2.3 Descrizione delle prove fatte

Le prove effettuate sono state fatte nell'ottica di effettuare in primis una caratterizzazione il più precisa possibile della servovalvola e dei leakage dell'attuatore, dal momento che i parametri restanti erano noti.

In quest'ottica sono state effettuate delle prove quasi statiche, in cui il segnale di set in ingresso alla servovalvola erano delle rampe molto lente di tensione, in cui si passava, durante la stessa prova, da $+V_{rif,Max}$ a $-V_{rif,Max}$, in modo da comprendere il comportamento del sistema in tutto il suo campo di funzionamento.

Inoltre, per effettuare una caratterizzazione più precisa della servovalvola, sono state ricavate delle prove di risposta in frequenza della sola valvola, dal momento che, come detto precedentemente, è stato possibile acquisire lo spostamento del cassetto, grazie alla presenza di un feedback sia meccanico che elettronico all'interno della valvola.

PROVA	RAMPA POSITIVA		RAMPA NEGATIVA	
	V_SET [V]	DURATA [s]	V_SET [V]	DURATA [s]
1	0,5	20	-1,5	20
2	1	20	-2	20
3	1,5	20	-2,5	20

Tabella 6 Riassunto prove sistema in anello aperto.

Come si vede dalle tabelle soprariportate, la tensione di set massima è 1,5 V, nonostante la valvola avesse un intervallo di funzionamento di ± 10 V. Ciò è stato fatto poiché ad 1,5 V di tensione in ingresso alla servovalvola, trattandosi di una valvola abbastanza grande (va tenuto in considerazione che si tratta di una servovalvola con $Q_n = 60$ l/min), bastano piccoli spostamenti del cassetto per raggiungere carichi elevati; nello specifico, come si vedrà nel capitolo successivo, ad una tensione di 1,5 V corrispondono 40 kN di forza e la cella di carico può misurare un massimo di 50 kN, quindi, per non danneggiare i componenti del sistema, è stato limitato opportunamente il segnale di set.

Va inoltre ricordato che la pressione di alimentazione del sistema è di 280 bar, quindi con tali livelli di pressione e con una servovalvola con $Q_n = 60$ l/min è piuttosto facile raggiungere livelli di carico elevati con spostamenti molto piccoli del cassetto. Lo stesso discorso è valido per le rampe effettuate ad una tensione negativa, dove si raggiunge un massimo di -2,5 V, in cui si ha un carico di -40 kN; da notare che il sistema raggiunge i -40 kN con un set di -2,5 V e non di -1,5 V, questo accade poiché la servovalvola presenta un offset di circa 0,5 V, che poi sarà corretto successivamente. In ogni caso, come si vede dalla Tabella 6, i set di tensione sono stati forniti con lo scopo di raggiungere lo stesso carico (in modulo) sia quando veniva fornita una tensione positiva che quando il set era negativo.

PROVA	AMPIEZZA [V]	AMPIEZZA PERCENTUALE	fMIN [Hz]	fMAX [Hz]	BANDA PASSANTE A -3dB [Hz]
1	0,5	5%	0,1	400	235
2	1,5	15%	0,1	400	152

Tabella 7 Funzioni di risposta in frequenza della servovalvola.

Anche per le risposte in frequenza della servovalvola è stato applicato lo stesso criterio appena descritto; infatti, sono state ricavate due funzioni di risposta in frequenza una ad ampiezza del segnale di set di $\pm 0,5$ V, l'altra ad ampiezza di $\pm 1,5$ V.

Come si vede in Tabella 7, sono state ricavate delle risposte in frequenza con set al 5% e al 15% dell'ampiezza massima, questo poiché già ad 1,5 V il carico raggiungeva 40 kN, quindi, ricordando che il carico massimo misurabile dalla cella è di 50 kN, si è preferito evitare di andare oltre al 15% per questioni legate alla sicurezza.

2.4 Risultati ottenuti

In questa fase, sulla base delle prove precedentemente fatte, sono stati ottimizzati dei parametri del modello incogniti, in modo da ottenere dei risultati che fossero coerenti con le acquisizioni sperimentali effettuate.

La prima evidenza riscontrata è stata che, a fronte di una tensione di comando nulla, la posizione del cassetto non era zero, perciò si aveva anche un carico misurato dalla cella di carico diverso da zero.

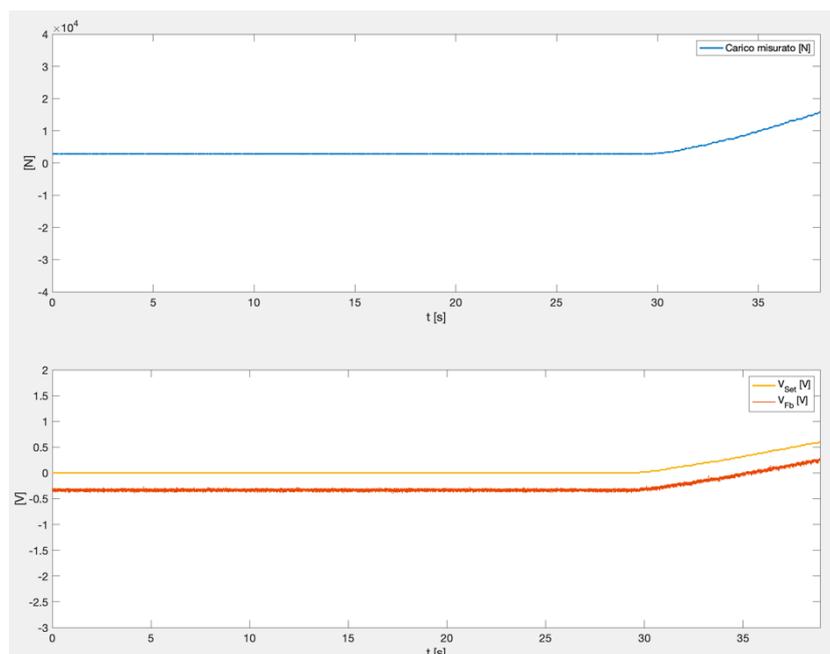


Figura 23 Offset presente nella servovalvola.

Come si vede in Figura 23, a fronte di una V_{SET} pari a 0 V, si ha un x_v cassetto diverso da zero, ed un carico anch'esso diverso da zero. Dunque, è evidente che la servovalvola presenta un offset, che, nel caso del sistema in anello aperto, è stato direttamente corretto inserendolo nel modello ed andandolo a sommare alla V_{SET} in ingresso al blocco della servovalvola; in questo modo, il set fornito al blocco della servovalvola presenta un offset tale da garantire gli stessi risultati del sistema fisico in condizioni di $V_{SET} = 0$ V.

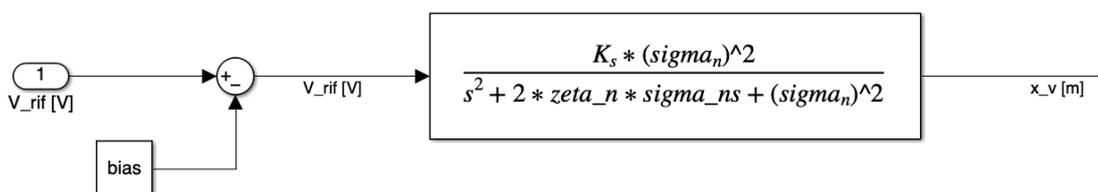


Figura 24 Correzione dell'offset della servovalvola nel modello.

Una volta corretto l'offset appena descritto, si è lavorato sul blocco della servovalvola, andando a ricavare i parametri del secondo ordine con cui era stata modellata; per farlo è stato fatto riferimento allo spostamento del cassetto acquisito e, soprattutto, alle funzioni di risposta in frequenza.

Nello specifico, inizialmente, i parametri del secondo ordine sono stati stimati andando a lavorare sulle rampe quasi statiche, andando a confrontare il feedback della servovalvola in termini di spostamento del cassetto con lo spostamento del cassetto simulato dal modello e quindi in uscita dal secondo ordine.

In questo senso, la prima prova analizzata è stata una rampa il cui set di tensione è stato $+0,5\text{ V}$ e $-1,5\text{ V}$.

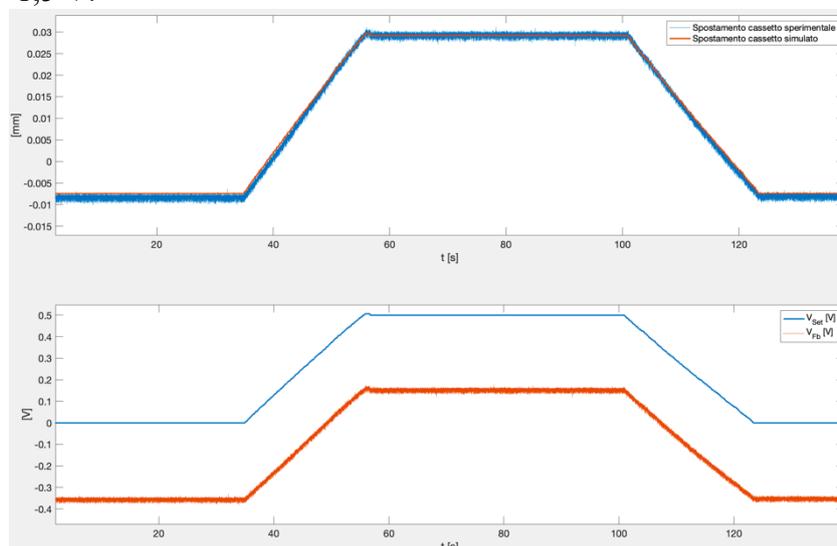


Figura 25 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} massima di $+0,5\text{ V}$.

Come si vede in Figura 25, lo spostamento del cassetto simulato dal modello segue perfettamente quello acquisito sul campo. Inoltre, va sottolineato che il segnale di spostamento del cassetto della servovalvola veniva acquisito in [V], difatti, in Figura 23, è stato riportato un segnale chiamato V_{Fb} che corrisponde alla tensione in uscita dall'LVDT presente nella servovalvola con cui veniva misurato lo spostamento del cassetto. Questo segnale acquisito in tensione veniva poi convertito in millimetri conoscendo lo spostamento massimo del cassetto, ricavato dalla scheda tecnica della valvola.

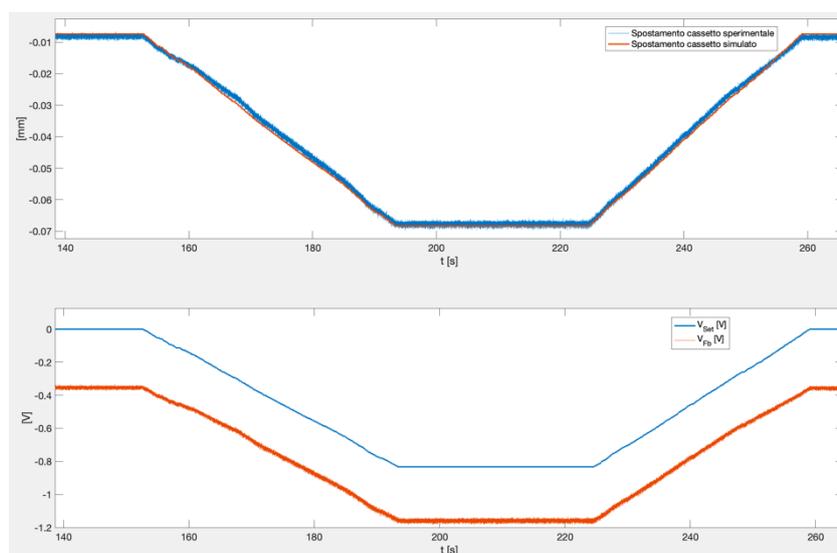


Figura 26 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di $-1,5\text{ V}$.

Anche con un set di tensione negativo, in questo caso di -1,5 V, il feedback del modello segue perfettamente il feedback sperimentale, sempre parlando in termini di spostamento del cassetto, come si può vedere in Figura 24.

Una volta ottenuti dei buoni risultati con le prove a +0,5 V e -1,5 V, si è seguita l'ottimizzazione del modello andando ad analizzare prove a +1 V e -2 V.

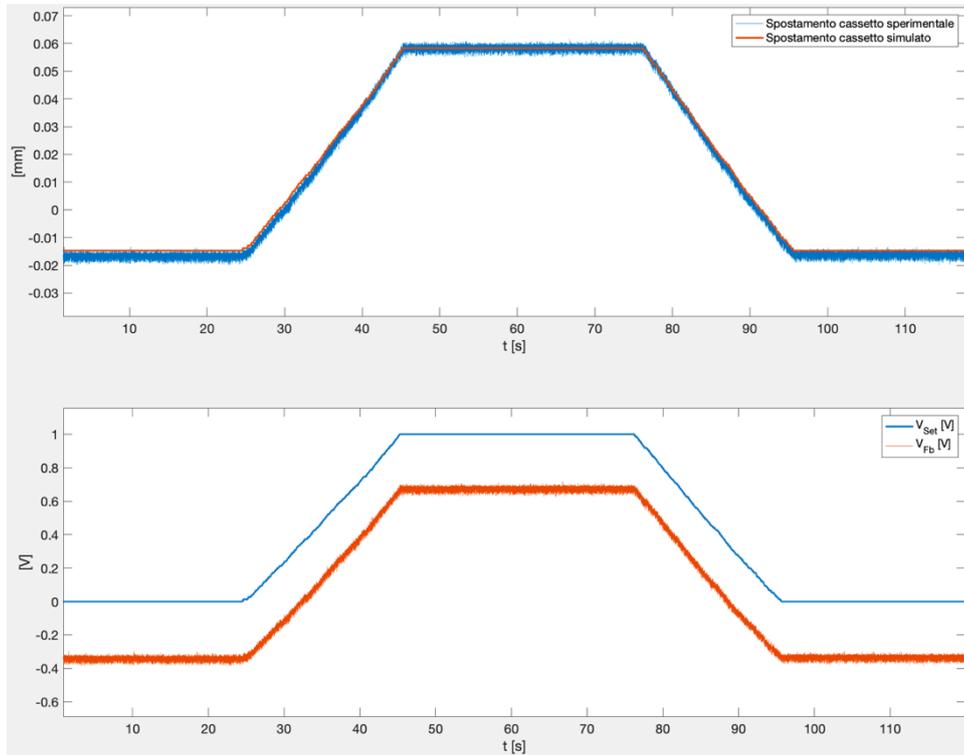


Figura 27 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} massima di +1 V.

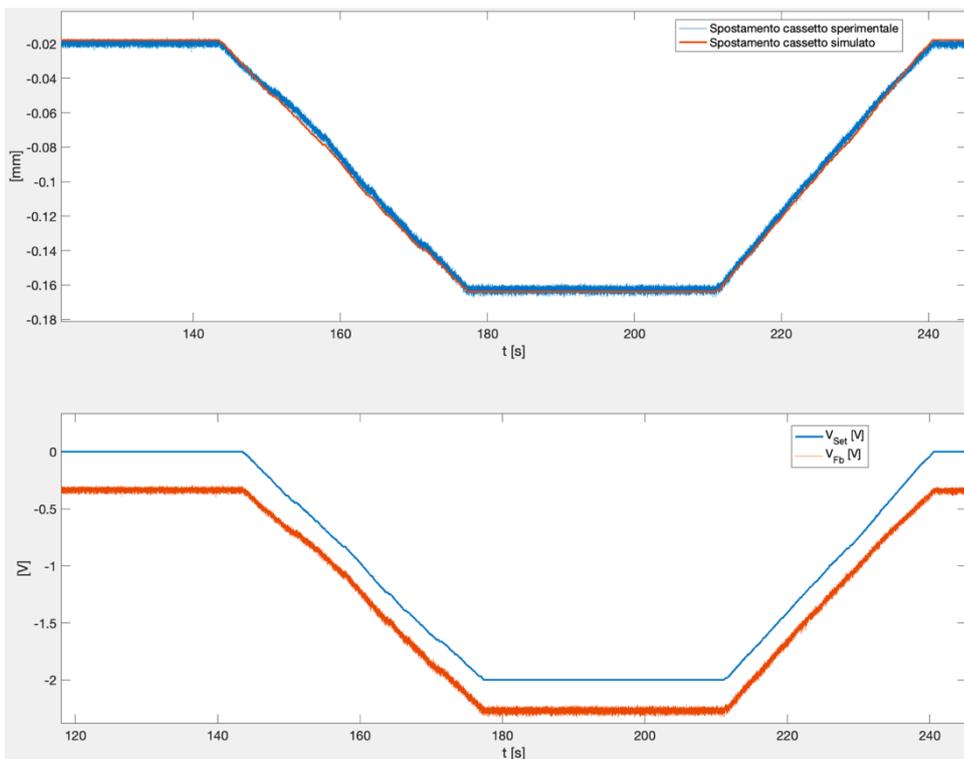


Figura 28 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di -2 V.

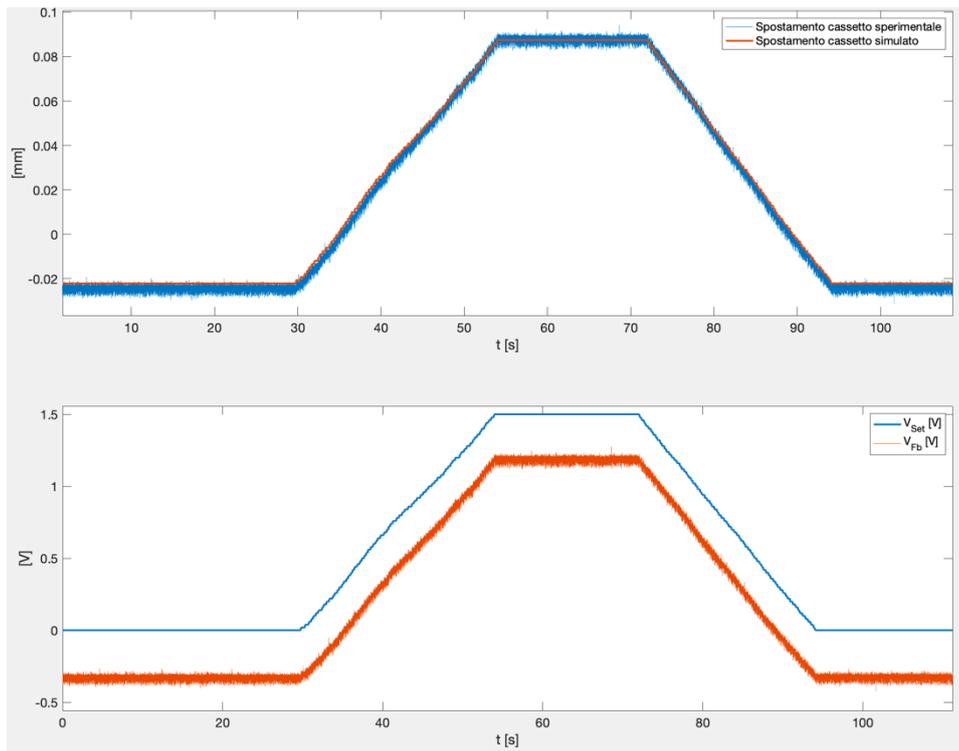


Figura 29 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} massima di +1,5 V.

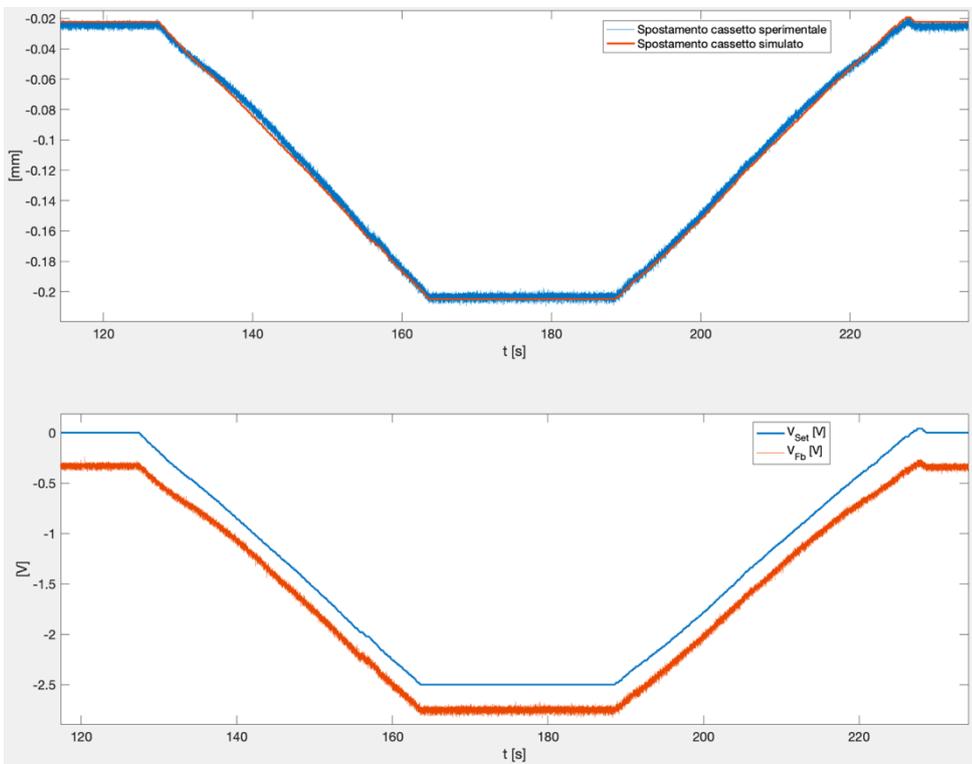


Figura 30 Spostamento del cassetto sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di -2,5 V.

Una volta verificato che anche nelle prove con un set di tensione si $+1,5\text{ V}$ e $-2,5\text{ V}$ ci fosse una corrispondenza tra lo spostamento del cassetto sperimentale e simulato, mantenendo invariati i parametri del secondo ordine della servovalvola invariati, si è verificato che anche le risposte in frequenza sperimentali e simulate della valvola avessero lo stesso andamento e che l'errore tra le due fosse ridotto.

Come si può notare dalla Tabella 7, sono state ricavate due risposte in frequenza, una con segnali di set di ampiezza di $\pm 0,5\text{ V}$ e l'altra con ampiezza di $\pm 1,5\text{ V}$.

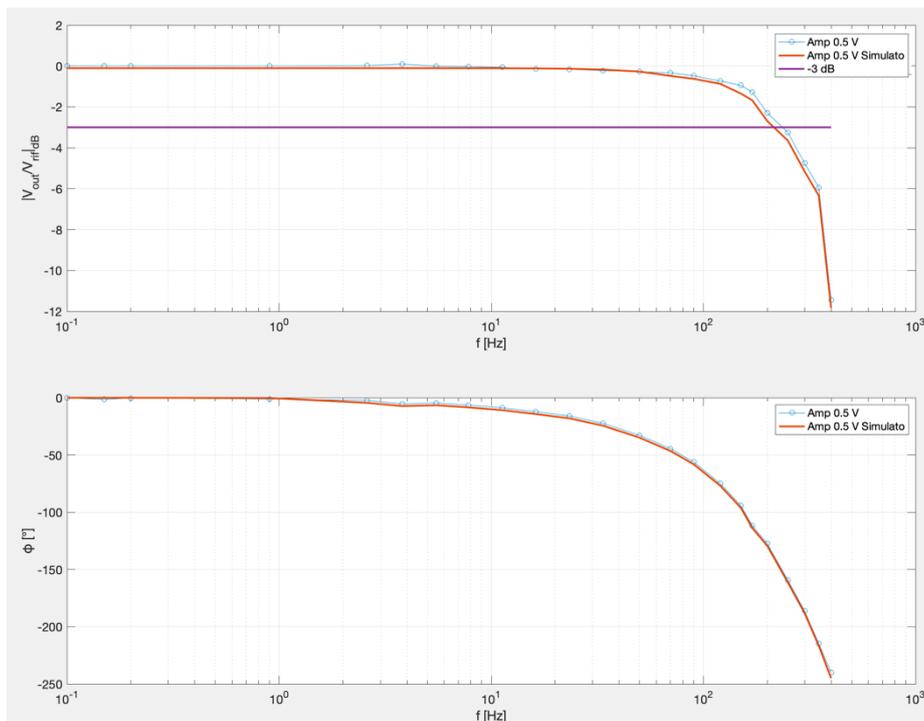


Figura 31 Risposta in frequenza della servovalvola ad un'ampiezza del 5%.

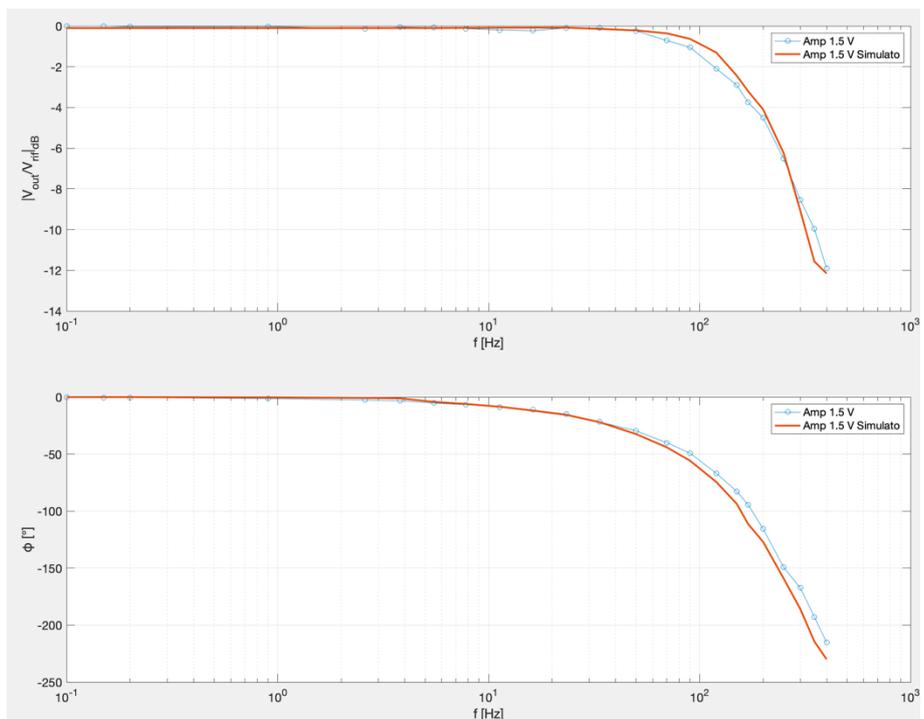


Figura 32 Risposta in frequenza della servovalvola ad un'ampiezza del 15%.

Va specificato che tali risposte in frequenza sono relative al blocco della servovalvola in Figura 15; cioè si va ad effettuare il rapporto tra l'uscita e l'ingresso del secondo ordine della servovalvola, quindi tra la tensione con cui viene comandata la servovalvola e la corrispondente posizione del cassetto. Inoltre, come si vede in Figura 31 e Figura 32, il rapporto è fatto tra due tensioni, questo per la semplice ragione che il segnale di posizione del cassetto veniva acquisito come una tensione e, dunque, è risultato più facile trattare quel tipo di segnale.

Una volta verificato anche attraverso le risposte in frequenza che il blocco del secondo ordine fosse sufficiente a replicare le prestazioni della servovalvola, si è seguito con l'ottimizzazione del modello andando a verificare che il carico simulato corrispondesse con quello acquisito. In questo caso, i parametri stimati sono stati i coefficienti di efflusso delle portate attraverso la valvola ($C_{d1}, C_{d2}, C_{d3}, C_{d4}$), il coefficiente di efflusso dell'orifizio di bypass ($C_{d,BP}$), il coefficiente di efflusso del leakage attraverso l'attuatore ($C_{d,IL}$), il gioco radiale dell'attuatore (g), i parametri del secondo ordine del trasduttore, esclusa la frequenza naturale del sistema nota da catalogo.

Anche in questo caso, le prove utilizzate per l'ottimizzazione sono state delle rampe in cui si passava da una tensione massima ad una tensione minima.

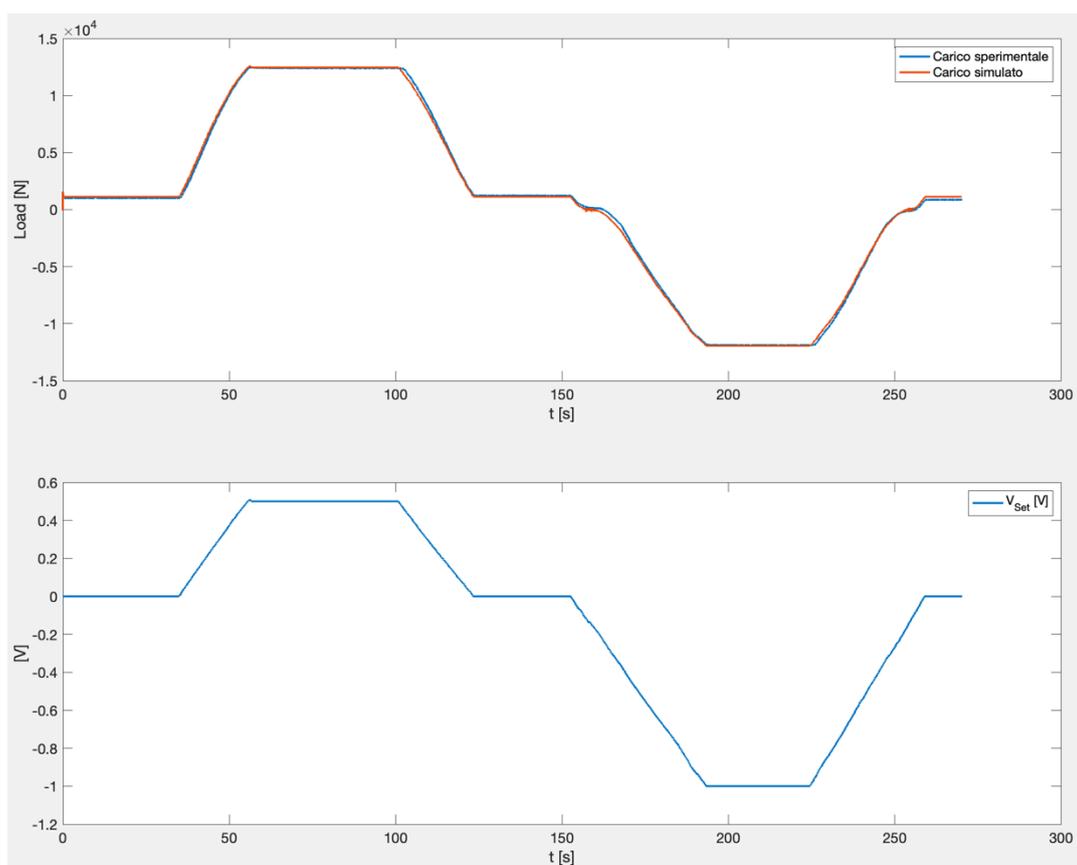


Figura 33 Carico sperimentale e simulato sviluppato a fronte di una V_{SET} di +0,5 e -1 V.

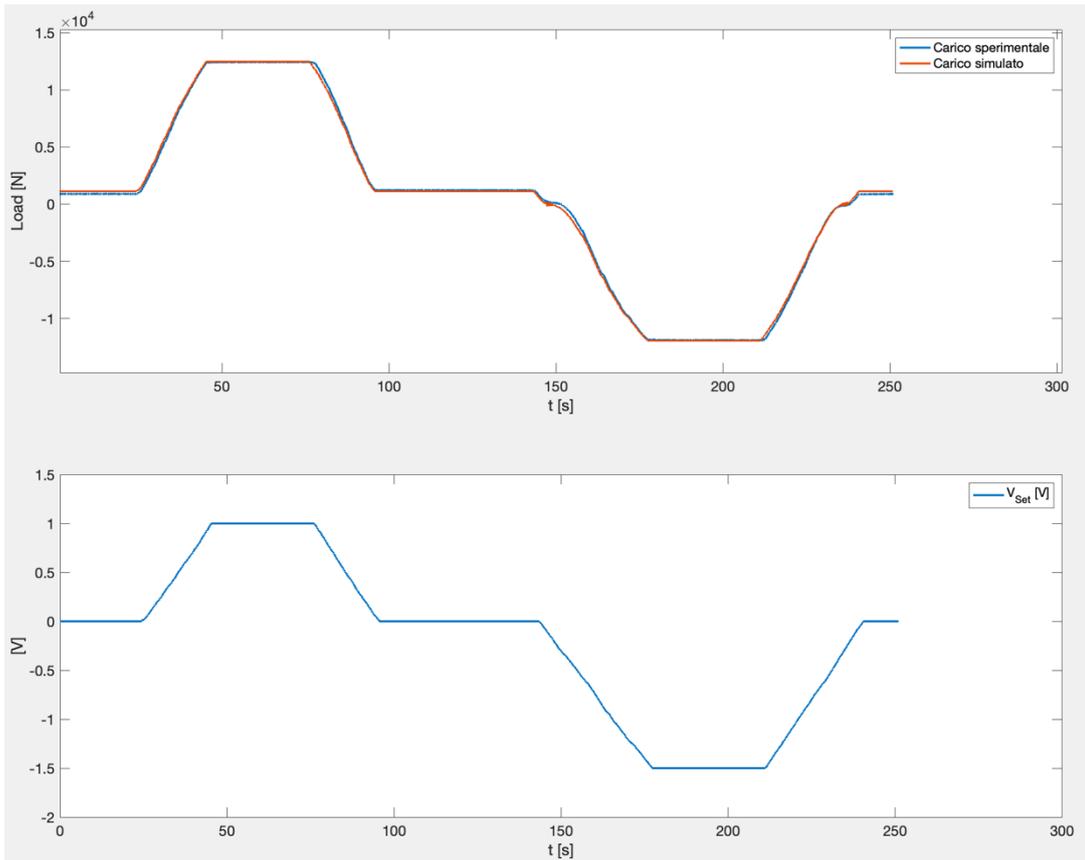


Figura 34 Carico sperimentale e simulato sviluppato a fronte di una V_{SET} di +1 e -1,5 V.

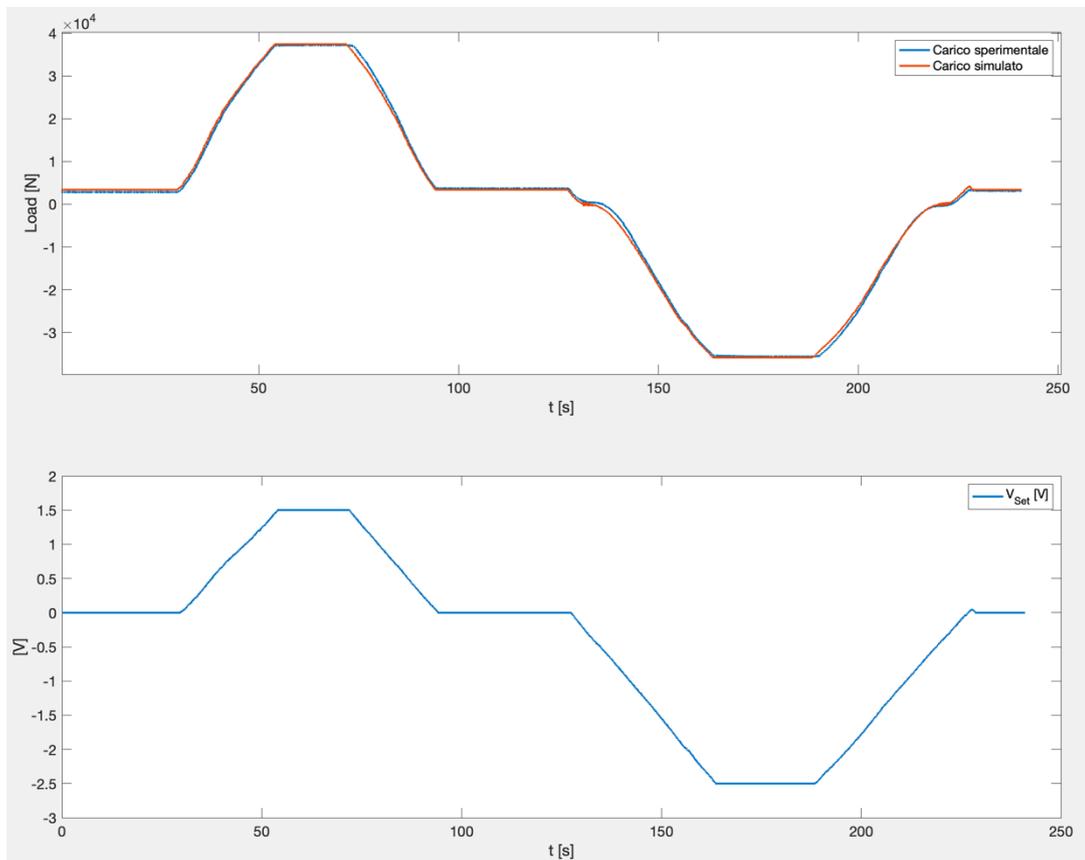


Figura 35 Carico sperimentale e simulato sviluppato a fronte di una V_{SET} di +1,5 e -2,5 V.

Nelle Figure soprariportate è evidente che l'errore tra il carico sperimentale e quello simulato è praticamente inesistente, questo ha permesso di concludere che il valore dei parametri incogniti utilizzato è corretto.

In conclusione, sono stati ottenuti i seguenti valori:

- $C_{d1} = 0,39$;
- $C_{d2} = 0,53$;
- $C_{d3} = 0,38$;
- $C_{d4} = 0,50$;
- $C_{d,BP} = 0,65$;
- $C_{d,IL} = 0,45$;
- $g = 1,92 \cdot 10^{-6}$;
- $K_t = 0,56$;
- $\zeta_t = 0,7$;
- $\sigma_n = 150 \cdot 2\pi$ [rad/s];
- $K_s = 0,0000731$ [m/V];
- $\zeta_n = 0,7$.

Capitolo 3

Servosistema controllo forza

Dopo aver ottimizzato il modello del sistema in anello aperto, è stata caricata la legge di controllo forza all'interno del banco ed in questo modo sono state condotte le analisi relativamente al servosistema controllo forza, con lo scopo di verificare che i risultati ottenuti con il sistema in anello aperto fossero efficaci anche per descrivere il modello del sistema in anello chiuso. L'iter seguito è stato quello, in primis, di far funzionare il banco, quindi effettuare il tuning dei parametri della legge di controllo e, successivamente, sono state acquisite delle prove con rampe, gradini e sinusoidi, per verificare che il modello fosse capace di simulare le prestazioni reali dell'attuatore.

3.1 Servosistema in controllo forza senza disturbo

In questo caso, è stato analizzato un servosistema controllo forza senza disturbo, con lo scopo di dare continuità alle analisi effettuate sul sistema in anello aperto, cercando, in questo secondo caso, di analizzare le performance dell'attuatore senza che vi fosse un disturbo di velocità e permettere di concentrarsi sulla determinazione di un numero ridotto di parametri, in modo da ottenere un modello finale più efficace.

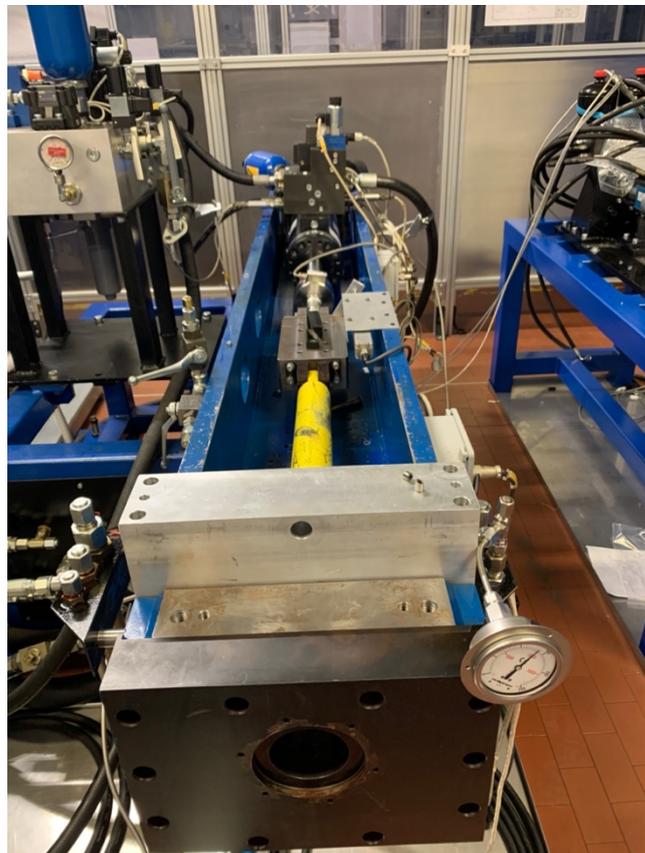


Figura 36 Servosistema controllo forza senza disturbo.

Come si vede in Figura 36, per impedire all'attuatore di muoversi è stata collegata una barra fissa alla slitta da un lato ed ai supporti del banco dall'altro come è mostrato in Figura 37.

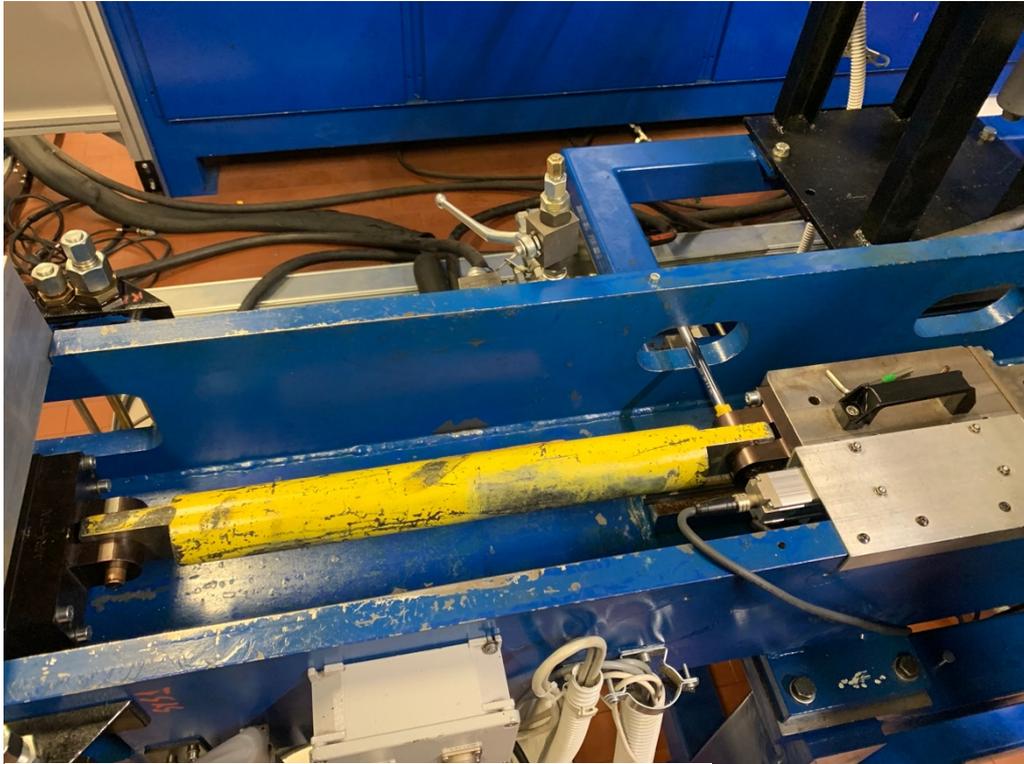


Figura 37 Collegamento della barra fissa nel banco.

3.2 Descrizione della legge di controllo

Per poter creare un sistema controllato in forza, è stato necessario chiudere l'anello, effettuando una retroazione del carico misurato dal trasduttore, ed inserire quindi una legge di controllo opportuna.

Come si vede dalla Figura 38, la legge di controllo utilizzata è costituita da una serie di termini; sono evidenti i classici blocchi di un proporzionale integrativo, dove i coefficienti K_i_Force e K_p_Force vengono moltiplicati direttamente per l'errore. Invece, è presente un ramo derivativo il cui coefficiente G_x_Force va a moltiplicare direttamente il segnale di set, tale scelta è dettata dal fatto che in questo modo si riesce ad aumentare il margine di stabilità del sistema, evitando che in fase di utilizzo si verifichino fenomeni di instabilità dannosi agli elementi del banco. Seguendo lo stesso principio, è stato inserito nella legge di controllo un altro ramo proporzionale, in cui in questo caso veniva moltiplicato direttamente il segnale di feedback dal coefficiente G_p_Force .

Sono, inoltre, presenti due rami di feedforward, costituiti dai coefficienti $G1_Force$ e $G2_Force$, i quali moltiplicano direttamente il segnale di set. Lo scopo del primo feedforward è quello di eliminare l'offset presente nella servovalvola, invece, per quanto riguarda il secondo, esso va ad agire, nel caso di segnali sinusoidali, sulla sola componente alternata, andando a rendere maggiormente indipendente dall'offset il risultato della legge di controllo, cioè evitare il più possibile che al variare dell'offset le prestazioni dell'attuatore siano differenti.

Nei due rami proporzionali sono presenti due "Discrete Filter", si tratta di funzioni di trasferimento del seguente tipo

$$G_{Discrete Filter} = \frac{1 + \tau_1 s}{1 + \tau_2 s}$$

Dunque, si tratta di una funzione ha lo scopo di andare ad intervenire sulla stabilità del sistema agendo nell'intervallo compreso τ_1 e τ_2 .

Infine, al termine della legge di controllo è presente una saturazione che evita che il comando alla servovalvola superi un intervallo di valori preimpostato, che teoricamente è sempre ± 10 V, ma, talvolta, per limitare le prestazioni del servocomando, si può inserire anche un intervallo ridotto.

In conclusione, va specificato che i segnali di set e feedback in ingresso nella legge di controllo sono segnali in $[N]$ e, moltiplicati per i vari guadagni, permettono di ottenere un'uscita in $[V]$.

3.2.1 Tuning dei parametri della legge di controllo

Una volta definita la legge di controllo, è stato necessario effettuare il tuning dei parametri che la costituiscono. Per fare ciò, è stata caricata la legge di controllo su VeriStand, il quale, automaticamente, ha convertito il programma simulink in linguaggio C e successivamente ha fatto sì che tale legge venisse gestita tramite il PXI della National Instrument.

Una volta fatto ciò, è stato necessario creare un'interfaccia apposita su VeriStand per poter variare manualmente tutti i parametri e controllare, tramite dei grafici, come la variazione di uno piuttosto che l'altro influisse sul segnale di feedback prodotto.

Come si vede in Figura 39, è presente il blocco apposito per fornire il segnale di set, in cui si può scegliere se fornire una sinusoide, un gradino o una rampa, difatti sono presenti anche le mascherine apposite per variare offset e frequenza del segnale di set. Sono inoltre presenti una serie di grafici in cui si possono visualizzare i segnali di set e feedback a confronto e tutti i segnali in uscita da ogni termine della legge di controllo. Sono poi presenti tutte le mascherine per variare manualmente i parametri del controllo.

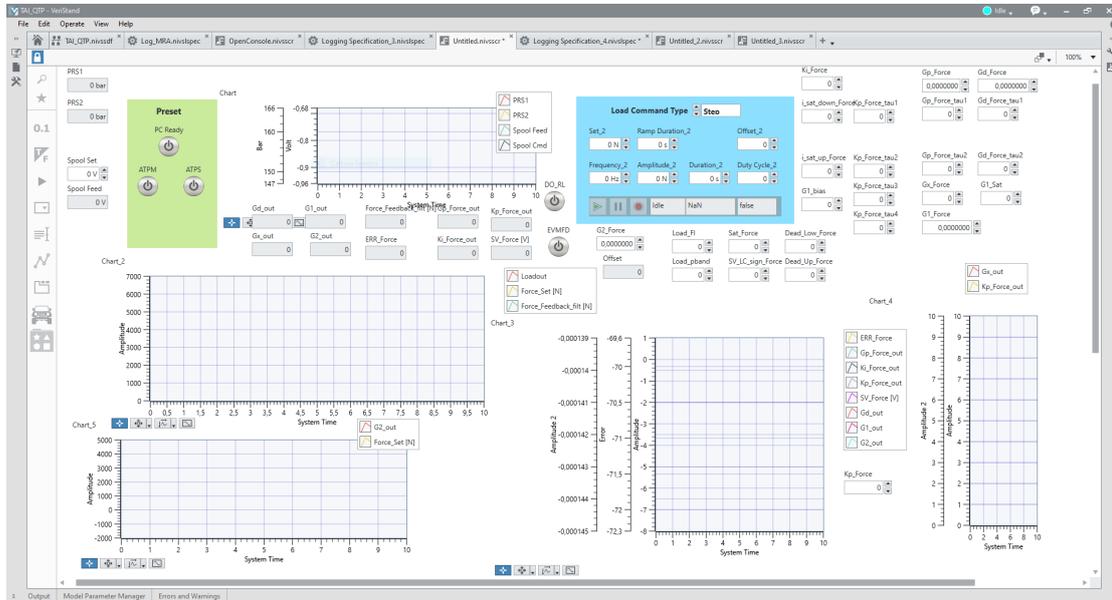


Figura 39 Schermata di VeriStand per il tuning dei parametri della legge di controllo forza.

Una volta effettuato il tuning, i parametri ottenuti sono stati i seguenti:

Ki_Force	0,025
G1_bias	-0,4
Kp_Force	2,00E-06
Kp_Force_tau1	0,02
Kp_Force_tau2	0,02
Kp_Force_tau3	0,0025
Kp_Force_tau4	0,0025
Gp_Force	0,00014
Gp_Force_tau1	0,01
Gp_Force_tau2	0,01

Gd_Force	0
Gd_Force_tau1	0,01
Gd_Force_tau1	0,01
G1_Force	0
G1_Sat	3
Gx_Force	0
Kx_min_Force	1
G2_Force	0,0001
Sat_Force	8

Tabella 8 Parametri della legge di controllo forza.

3.2 Descrizione delle prove effettuate

Anche in questo caso, come nel sistema in anello aperto, sono state effettuate una serie di prove grazie alle quali è stato possibile ottimizzare e validare il modello. Infatti, sono stati effettuati dei test in cui il set erano delle sinusoidi, delle rampe e dei gradini; inoltre, sono state ricavate delle risposte in frequenza sperimentali del sistema, grazie alle quali si è verificato che anche il modello fosse in grado di raggiungere le stesse performance dell'attuatore vero e proprio.

3.3 Ottimizzazione e validazione

Nei seguenti capitoli sono riportate le Tabelle riassuntive delle prove effettuate per ottimizzare e validare il modello e i relativi risultati, ovvero i grafici in cui vengono confrontati feedback sperimentale e simulato.

3.3.1 Gradini

In Tabella 9 Tabella 10 sono state riportate le prove a gradino effettuate, si noti che per ciascun livello di carico sono state effettuate prove sia per raggiungere carichi positivi sia per raggiungere carichi negativi.

PROVA	AMPIEZZA [N]
1	3000
2	5000
3	10000
4	15000

Tabella 9 Prove a gradino con ampiezza positiva.

PROVA	AMPIEZZA [N]
1	-3000
2	-5000
3	-10000
4	-15000

Tabella 10 Prove a gradino con ampiezza negativa.

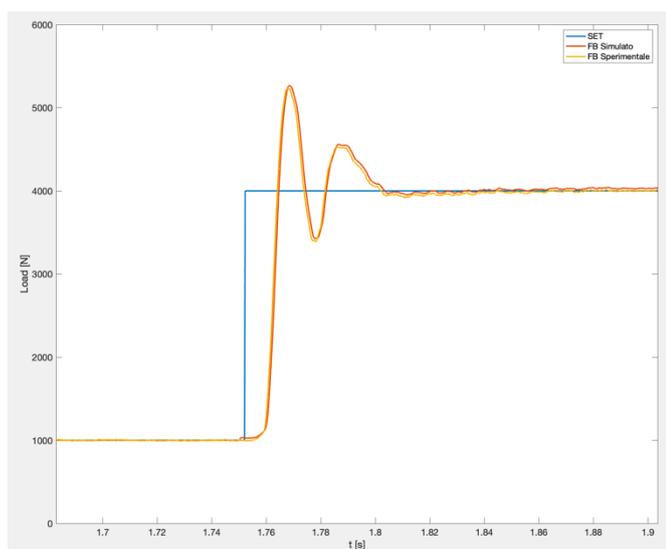


Figura 40 Gradino a 3000 N.

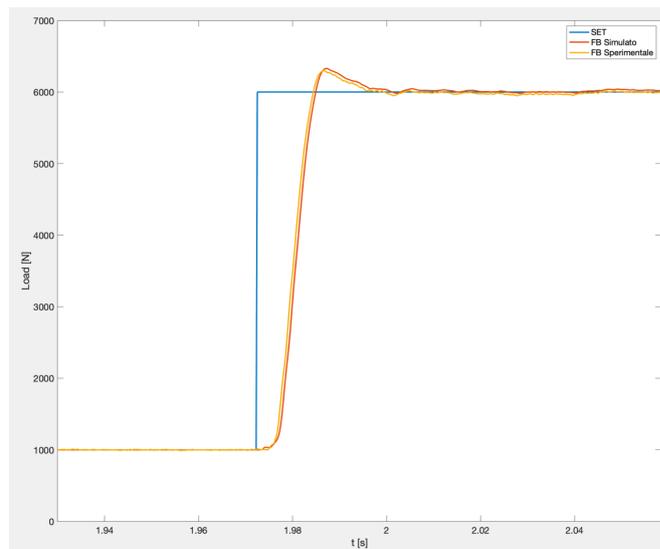


Figura 41 Gradino a 5000 N.

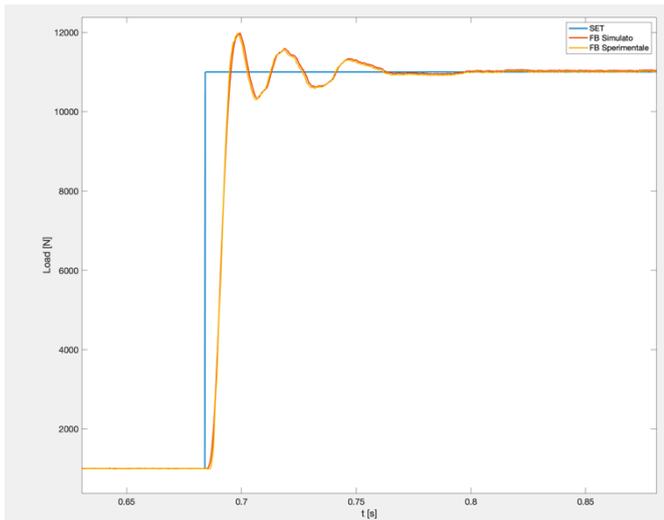


Figura 42 Gradino a 10000 N.

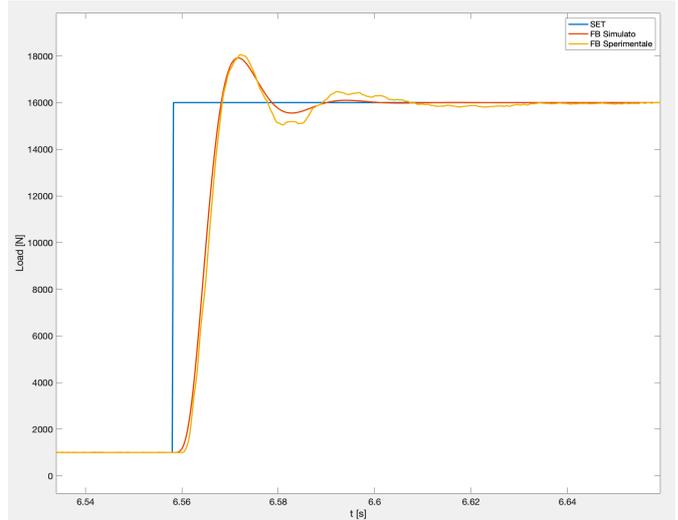


Figura 43 Gradino a 15000 N.

Come si vede nelle figure soprariportate, i gradini sono stati imposti a partire da un carico diverso da zero, con lo scopo di vincere i giochi presenti sul banco ed andare ad evitare effetti indesiderati sul segnale di feedback.

Dal punto di vista delle prestazioni, il modello riesce a replicare perfettamente il carico generato dall'attuatore, fatta eccezione del gradino a 15000 N, in cui il modello presenta un tempo di assestamento minore rispetto al sistema fisico.

In ogni caso, il modello riesce a riprendere tutti gli overshoot dei vari gradini, che, come si vede, sono overshoot molto significativi, ovvero intorno ai 1000 N.

Le stesse prove sono state condotte imponendo un set di carico minore di zero, per verificare che il modello fosse efficiente sia con carichi di trazione che di compressione. Di seguito sono riportate le prove con gradini negativi, anche in questo caso sono presenti dei carichi iniziali diversi da zero, con lo scopo di eliminare i giochi presenti sul banco.

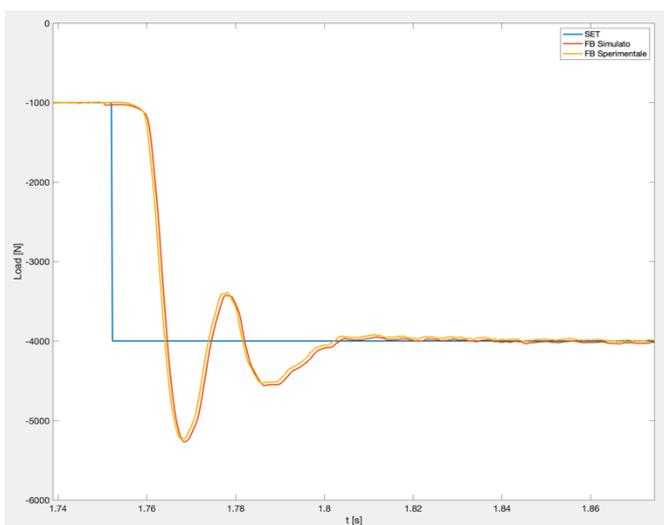


Figura 44 Gradino a 3000 N.

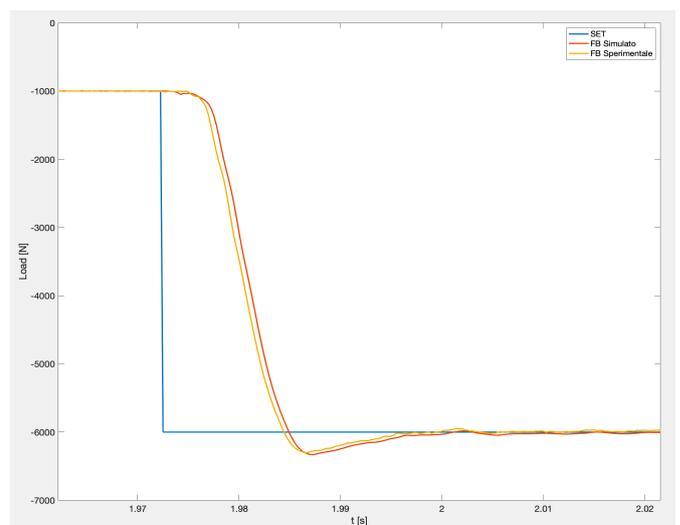


Figura 45 Gradino a 5000 N.

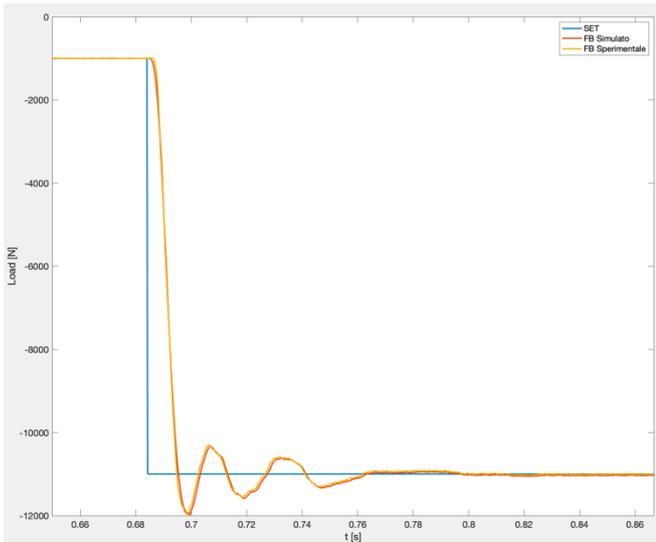


Figura 46 Gradino a 10000 N.

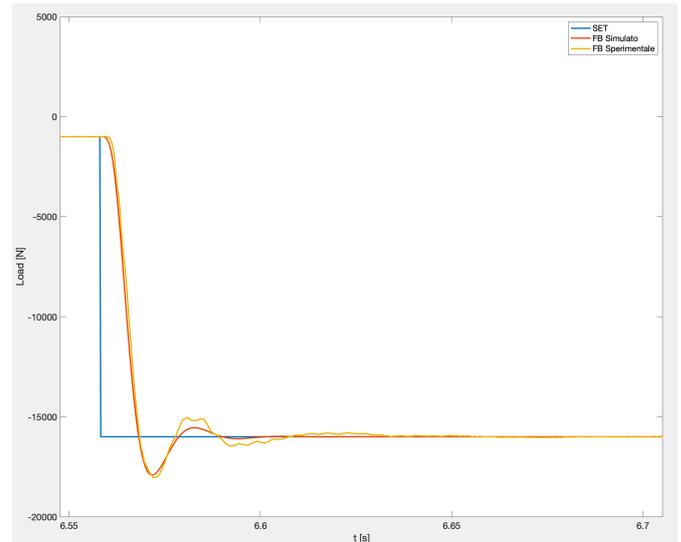


Figura 47 Gradino a 15000 N.

I risultati ottenuti con carichi negativi sono analoghi a quelli con carichi positivi, difatti in questo caso l'unica differenza tra feedback sperimentale e simulato è relativa al gradino a 15000 N.

3.3.2 Rampe

Oltre a dei gradini, anche tramite dei segnali di set a rampa è stata condotta l'ottimizzazione del modello. La logica con cui sono stati acquisiti questi segnali è stata quella di testare il modello a diversi gradienti di carico, quindi con rampe di durata differente e livelli di carico finale differenti. In particolare, sono stati condotti test con gradienti di carico dal più alto al più basso, quindi da rampe veloci a rampe lente.

PROVA	DURATA [s]	AMPIEZZA [N]
1	1	5000
2	1	10000
3	1	15000
4	3	5000
5	3	10000
6	3	15000
7	5	5000
8	5	10000
9	5	15000

Tabella 11 Prove con rampe come segnali di set.

In Tabella 11 sono riportate alcune delle rampe effettuate, difatti sono stati fatti anche dei test con rampe negative, ma non verranno riportati poiché i risultati sono identici a quelli con rampe positive.

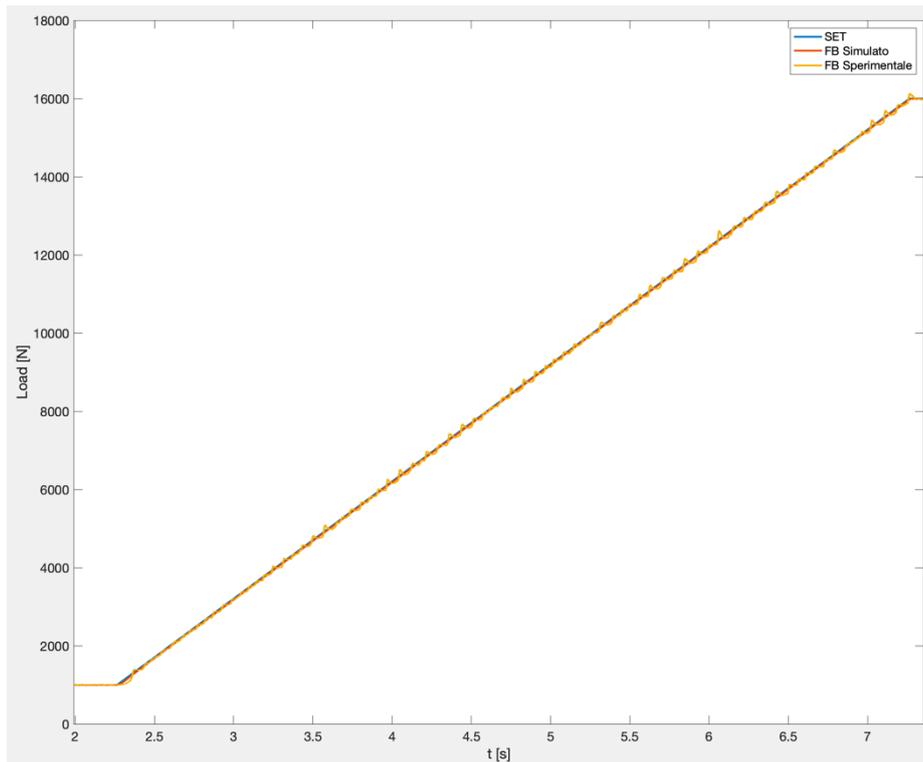


Figura 48 Rampa di durata di 5 s con carico finale di 5 kN.

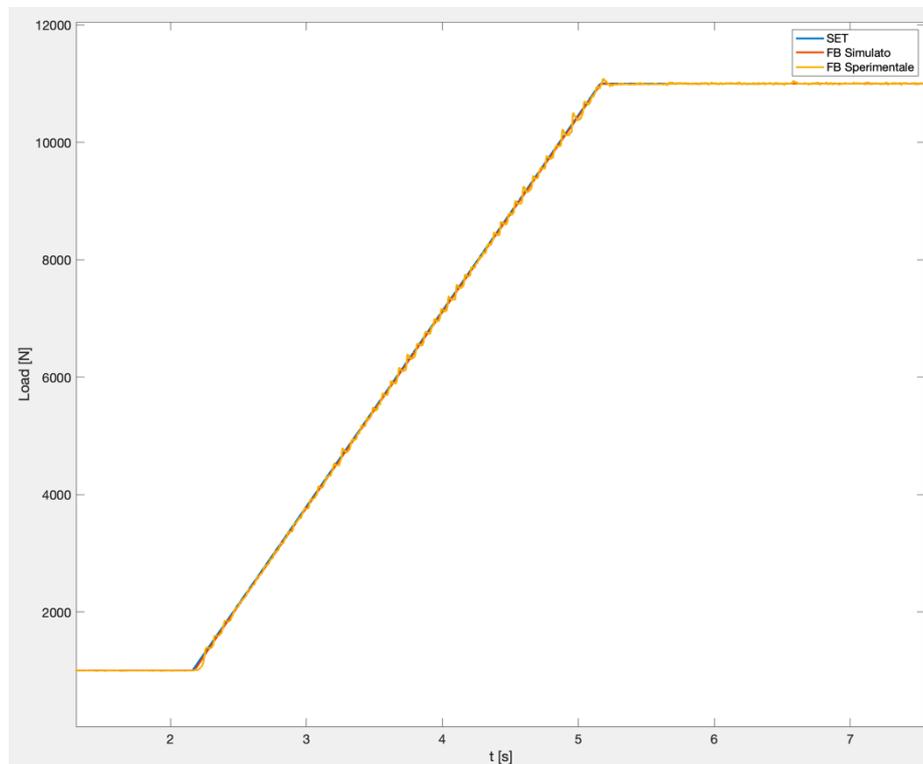


Figura 49 Rampa di durata di 3 s con carico finale di 10 kN.

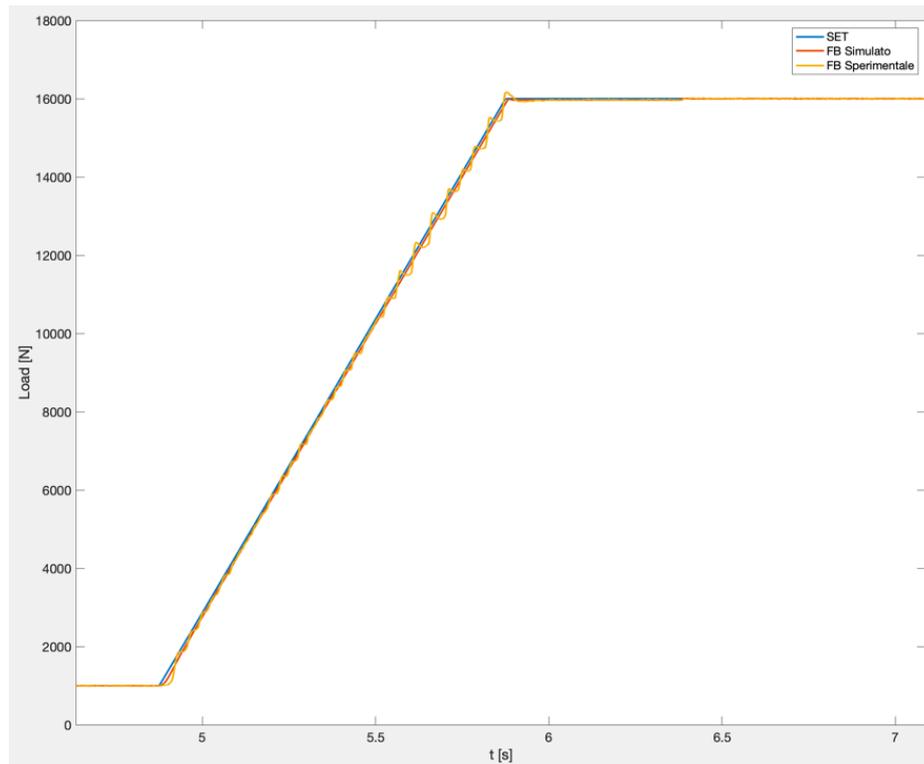


Figura 50 Rampa di durata di 1 s con carico finale di 15 kN.

Come si può notare nelle Figure soprariportate il modello riesce a replicare in maniera corretta l'andamento delle rampe sperimentali. L'unica differenza sta nel fatto che l'andamento sperimentale presenta maggiori instabilità rispetto a quello simulato.

3.3.3 Sinusoidi

Oltre ai gradini sono state effettuate delle prove con delle sinusoidi a diverse frequenze, ampiezze ed offset per testare le prestazioni dell'attuatore e verificare che il modello fosse in grado di replicarle.

PROVA	AMPIEZZA [N]	OFFSET [N]	FREQUENZA [Hz]
1	500	2000	1
2	3000	5000	1
3	3000	5000	5
4	3000	5000	10
5	5000	10000	1
6	5000	10000	5
7	5000	10000	10
8	5000	10000	15

Tabella 12 Prove con sinusoidi con ampiezza positiva come segnali di set.

In Tabella 12 sono riportate le prove con offset positivo. Come si vede nei segnali di set al crescere dell'ampiezza viene incrementata anche la frequenza; questa scelta è dettata dal fatto che tale attuatore viene principalmente fatto lavorare durante i test ad ampiezze alte e a frequenze alte, per tale ragione le prove sinusoidali si sono concentrate su quel livello di carichi.

PROVA	AMPIEZZA [N]	OFFSET [N]	FREQUENZA [Hz]
1	3000	-5000	1
2	3000	-5000	5
3	3000	-5000	10
4	5000	-10000	1
5	5000	-10000	5
6	5000	-10000	10
7	5000	-10000	15

Tabella 13 Prove con sinusoidi con ampiezza negativa come segnali di set.

Con la stessa logica dei segnali a gradino, sono stati effettuati dei test anche con segnali di sola compressione.

Dopo aver fatto un riassunto tramite la Tabella 12 e la Tabella 13 delle prove fatte di seguito vengono riportati i grafici delle singole prove.

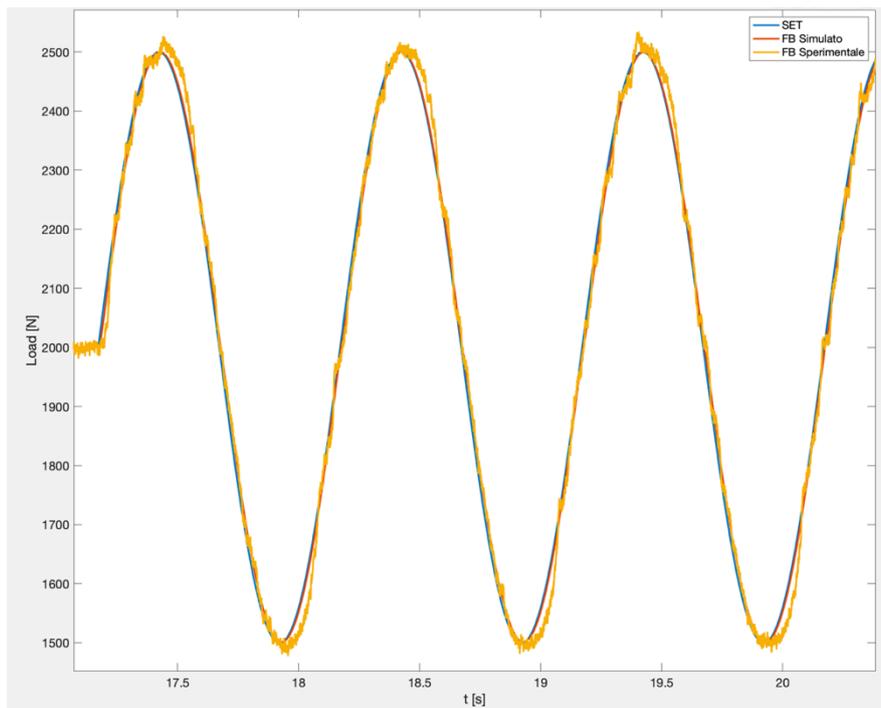


Figura 51 Prova con Offset di 2000 N, ampiezza di 500 N e frequenza di 1 Hz.

In Figura 51 è riportato l'andamento del segnale di feedback del modello confrontato con quello reale a basse ampiezze e basse frequenze, come da previsioni il risultato è ottimale, dal momento che il modello a questi livelli di carico e a questa dinamica non ha difficoltà a replicare le prestazioni dell'attuatore.

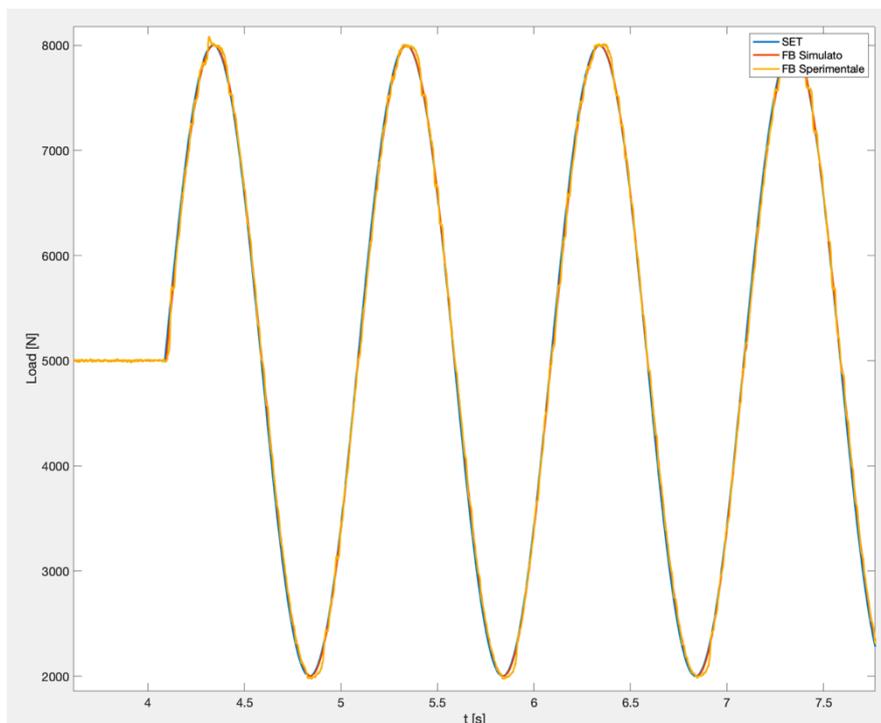


Figura 52 Prova con Offset di 5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 1 Hz.

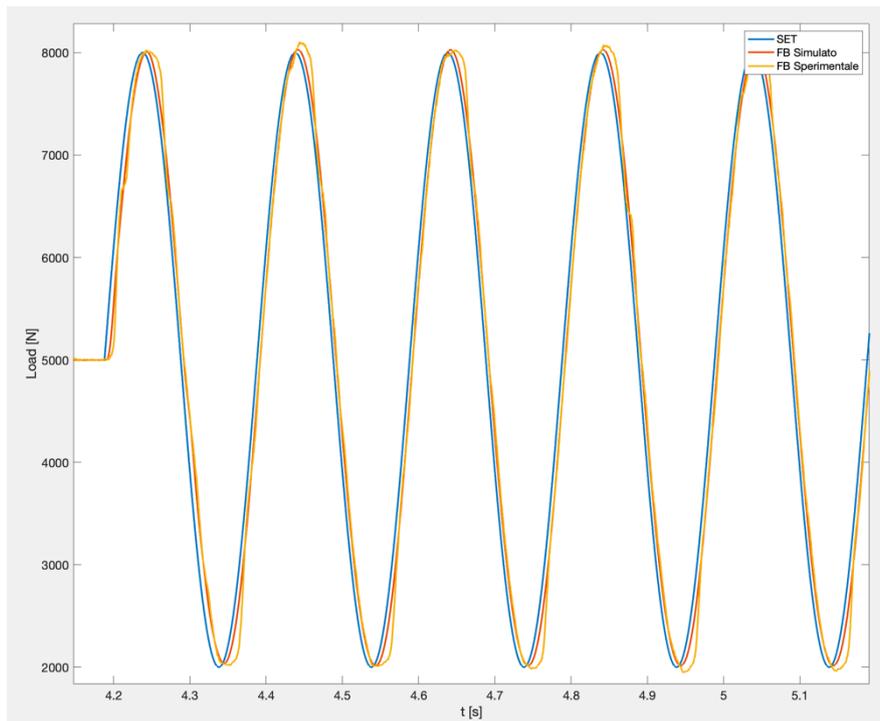


Figura 53 Prova con Offset di 5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 5 Hz.

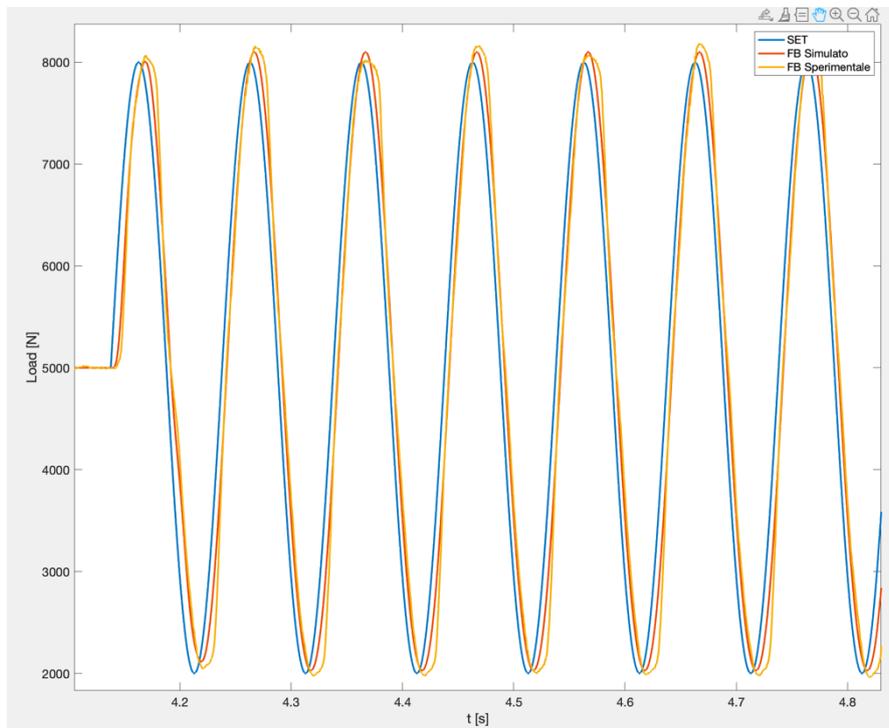


Figura 54 Prova con Offset di 5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 10 Hz.

Come si vede dai grafici soprariportati, anche ad ampiezze maggiori e frequenze maggiori il modello riesce a replicare le prestazioni reali dell'attuatore; quindi, una volta verificato ciò, si può procedere con l'analisi delle prove ad ampiezza di 5000 N, in cui si arriva fino ad una frequenza di 15 Hz.

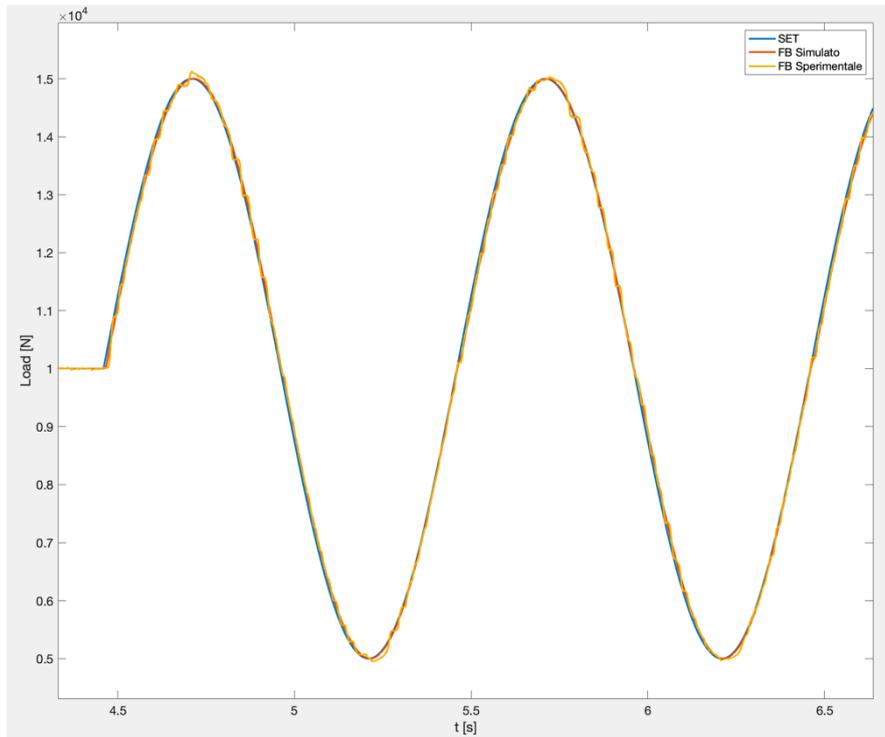


Figura 55 Prova con Offset di 10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 1 Hz.

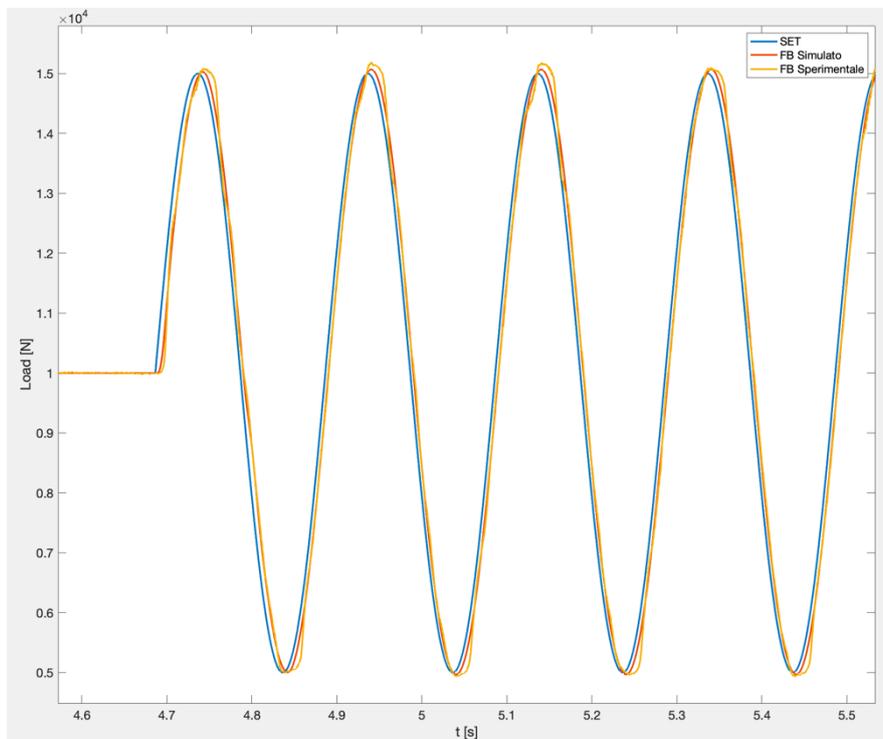


Figura 56 Prova con Offset di 10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 5 Hz.

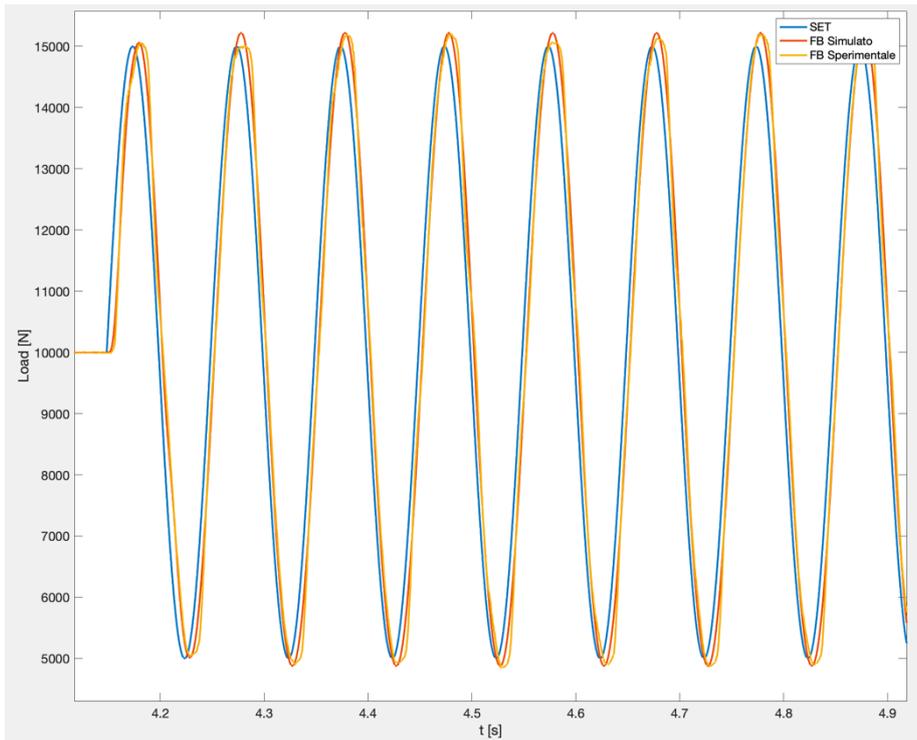


Figura 57 Prova con Offset di 10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 10 Hz.

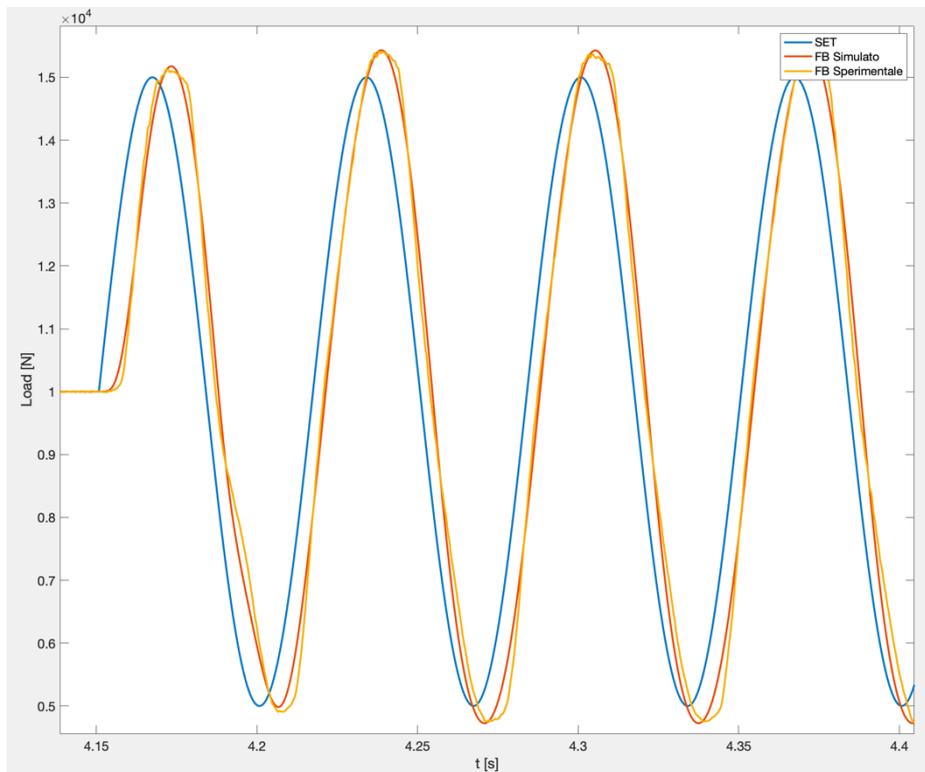


Figura 58 Prova con Offset di 10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 15 Hz.

Dopo aver verificato che il modello fosse in grado di replicare gli andamenti sinusoidali con ampiezza di 5000 N, si è passati ad ottimizzare il modello tramite prove con offset negativi, quindi con carichi di compressione.

In questo caso, non sono state acquisite prove ad ampiezza di 500 N, come si può vedere da Tabella 13.

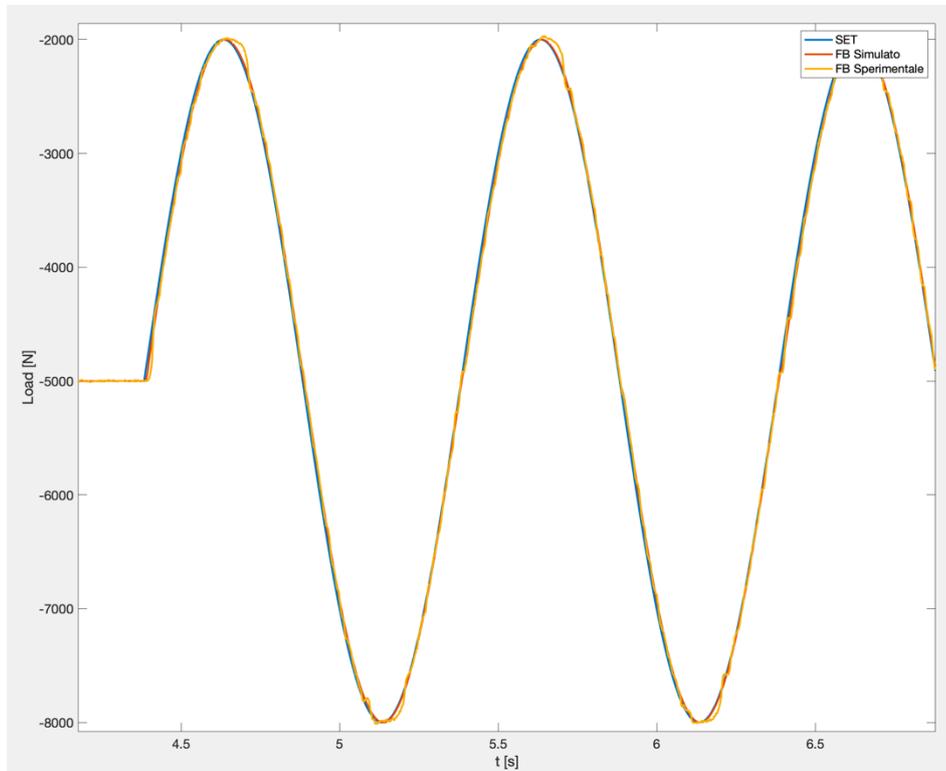


Figura 59 Prova con Offset di -5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 1 Hz.

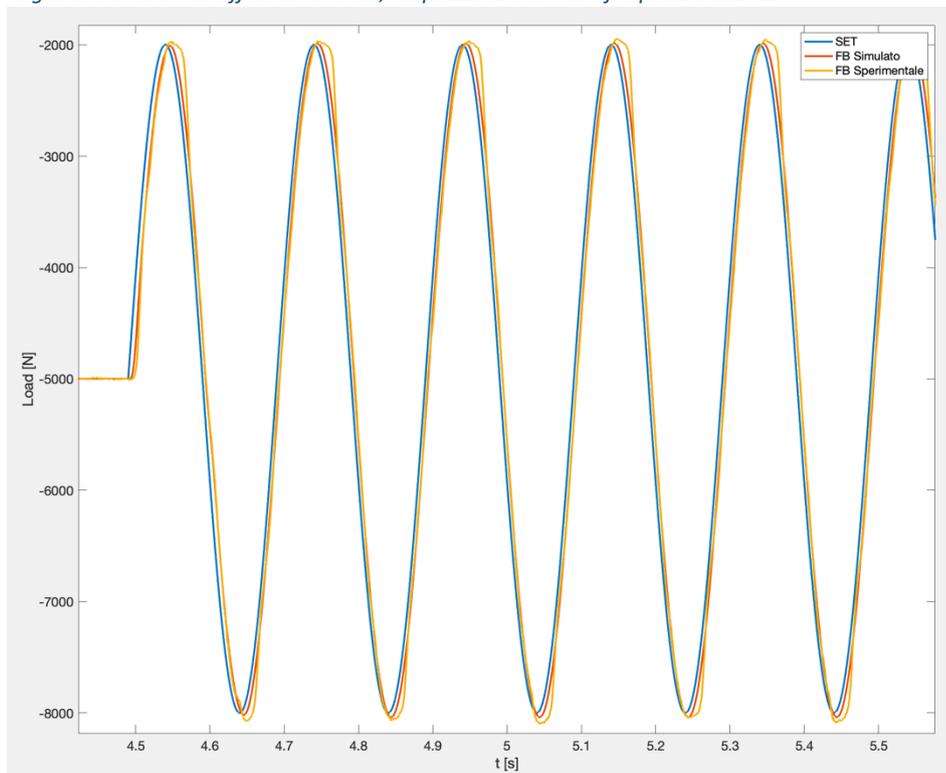


Figura 60 Prova con Offset di -5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 5 Hz.

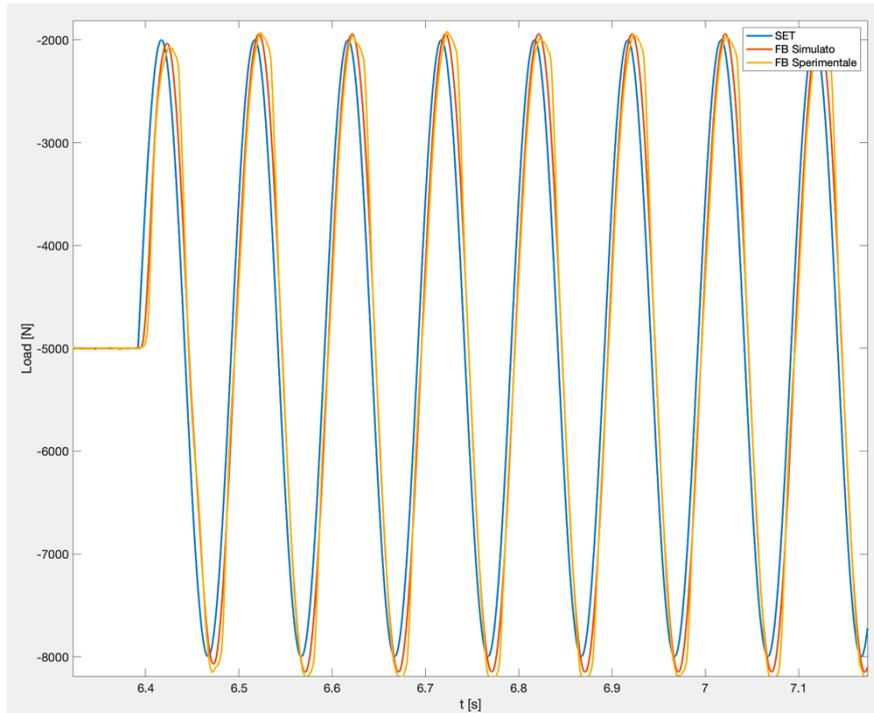


Figura 61 Prova con Offset di -5000 N, ampiezza di 3000 N e frequenza di 10 Hz.

Come atteso, anche nel caso di offset negativi il modello riesce a replicare gli andamenti reali del banco, questo è coerente con il fatto che nella legge di controllo sia stato inserito un ramo di feedforward grazie al quale, indipendentemente dall'offset, si va ad agire sulla componente alternata del segnale sinusoidale.

Inoltre, come nei casi precedenti, una volta validato il modello con segnali il cui offset è di -5000 N ed ampiezza di 3000 N, si è seguito con i segnali con offset di -10000 N e ampiezza 5000 N.

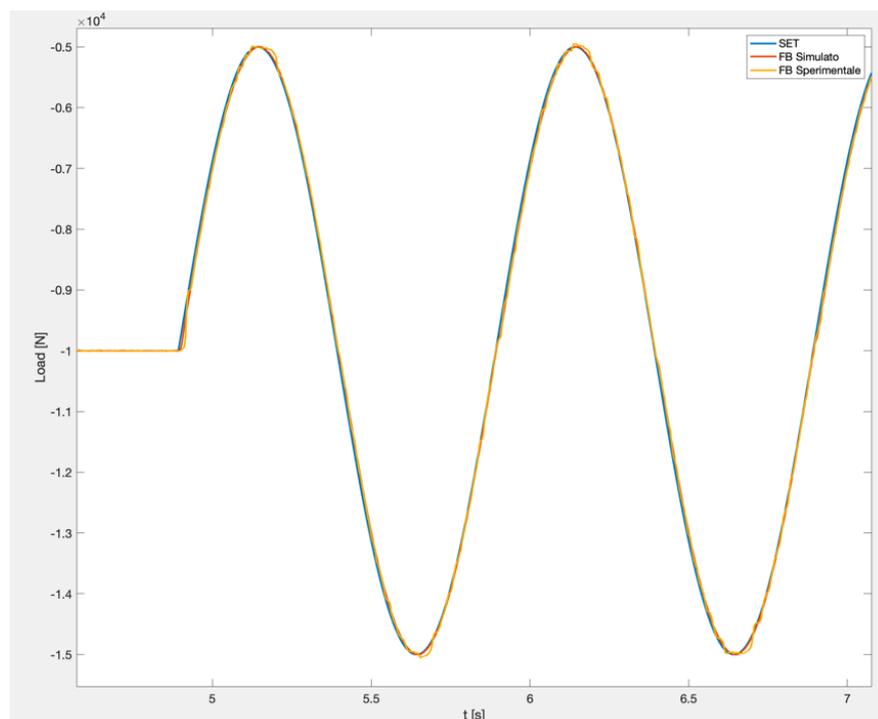


Figura 62 Prova con Offset di -10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 1 Hz.

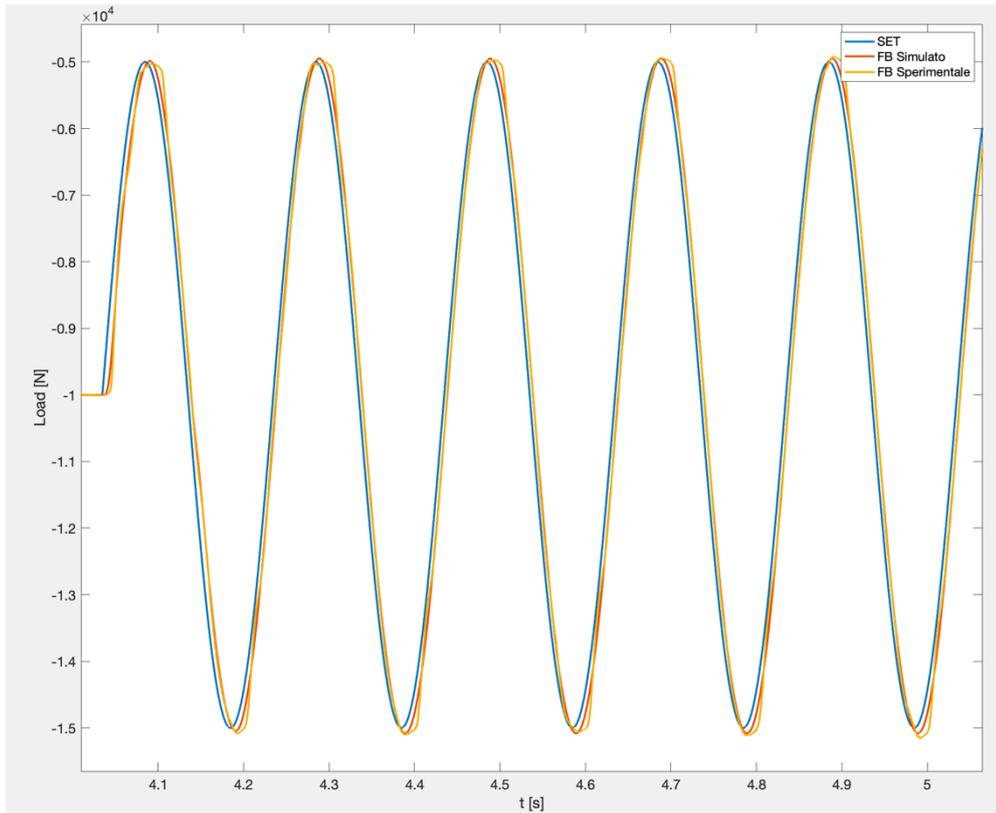


Figura 63 Prova con Offset di -10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 5 Hz.

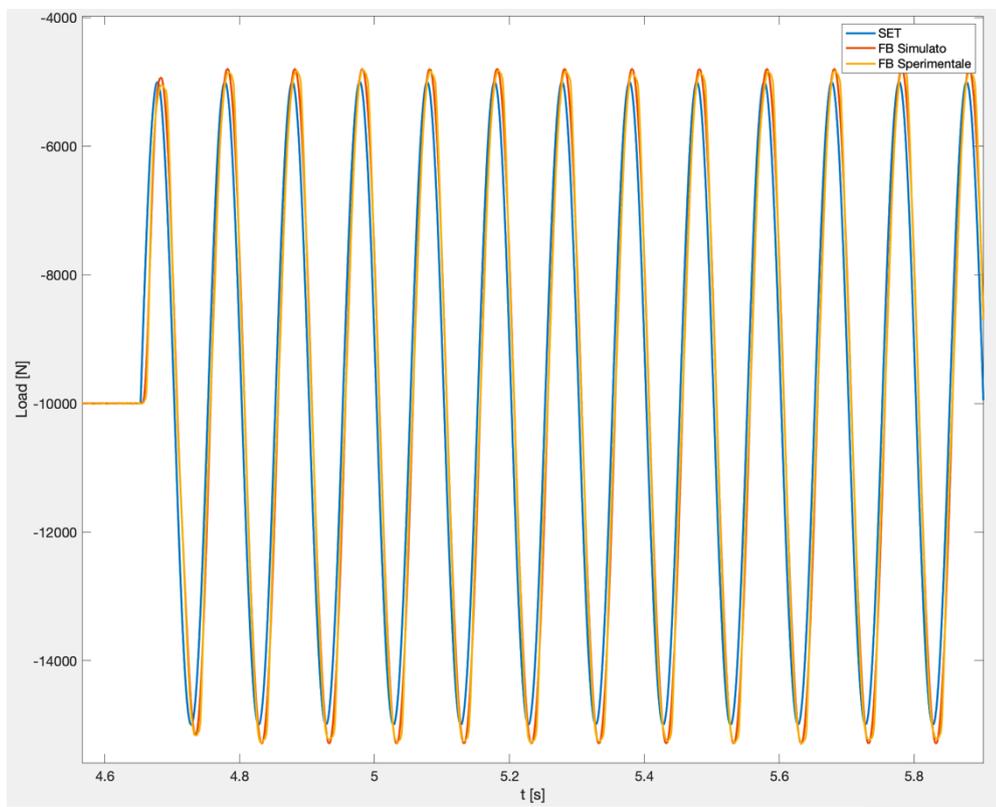


Figura 64 Prova con Offset di -10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 10 Hz.

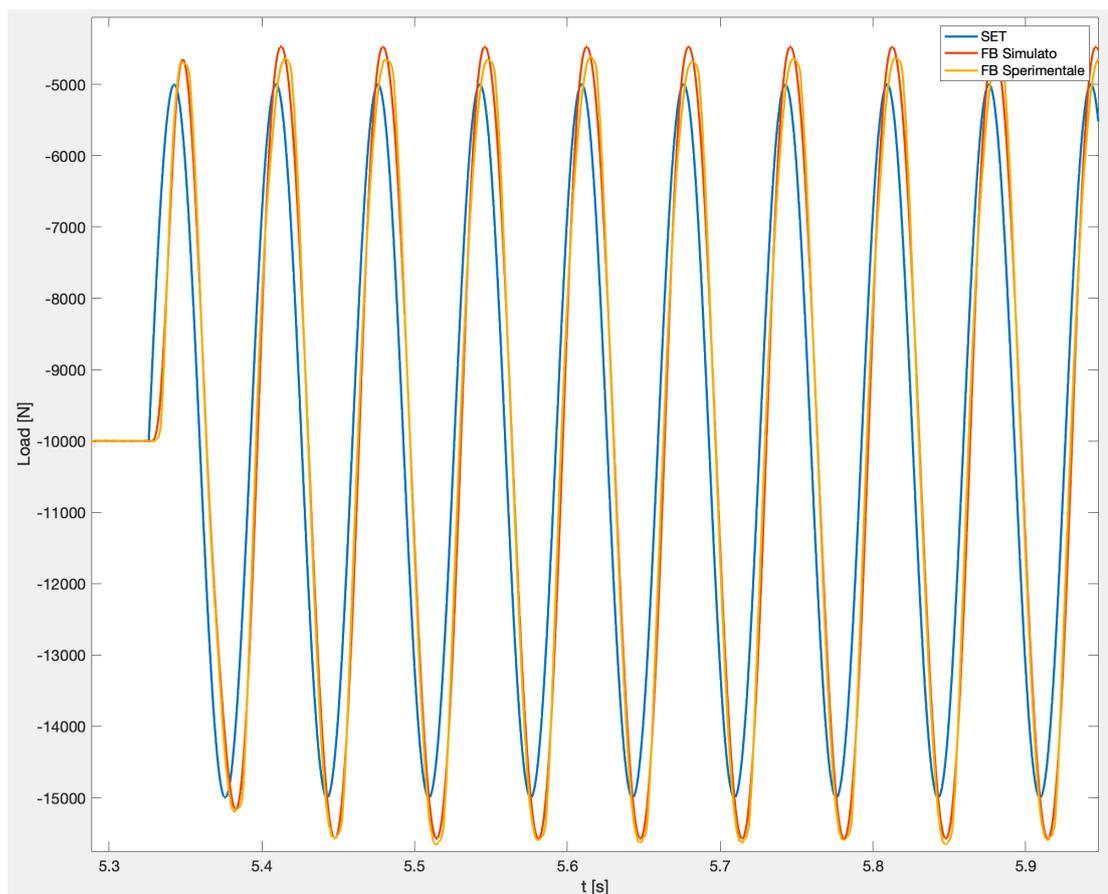


Figura 65 Prova con Offset di -10000 N, ampiezza di 5000 N e frequenza di 15 Hz.

Anche con offset di -10000 N il modello replica perfettamente gli andamenti reale, va posta, però, l'attenzione sulla prova a 15 Hz, in cui il modello presenta un overshoot maggiore rispetto all'andamento reale.

3.3.4 Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo forza

Per condurre concludere l'ottimizzazione del modello e verificare che le prestazioni reali del servosistema controllo forza fossero replicate dal modello, sono state ricavate delle funzioni di risposta in frequenza a diverse ampiezze del segnale di set.

Nello specifico si è ricavato sperimentalmente il grafico del rapporto tra le ampiezze dei segnali di feedback e set in modulo e in decibel in funzione della frequenza del segnale, così che tale grafico si potesse confrontare con quello generato dal modello. Lo stesso è stato effettuato per lo sfasamento in funzione della frequenza.

PROVA	AMPIEZZA [N]	AMPIEZZA PERCENTUALE	f/MIN [Hz]	f/MAX [Hz]	BANDA PASSANTE A -3dB [Hz]
1	2500	5%	0,1	150	73
2	5000	10%	0,1	150	72
3	7500	15%	0,1	150	71
4	9000	18%	0,1	150	68

Tabella 14 Funzioni di risposta in frequenza.

Come si vede in Tabella 14, sono state effettuate delle prove a quattro ampiezze differenti e sono stati acquisiti dei dati a venti frequenze differenti, a partire da 0,1 Hz fino a 150 Hz. In ciascuna prova è stata riscontrata una banda passante di circa 70 Hz. Si sottolinea che la logica con cui sono state ricavate queste risposte in frequenza è quella di verificare che le prestazioni del modello replicassero perfettamente quelle reali in prove coerenti con l'effettivo utilizzo dell'attuatore durante i vari test di qualifica.

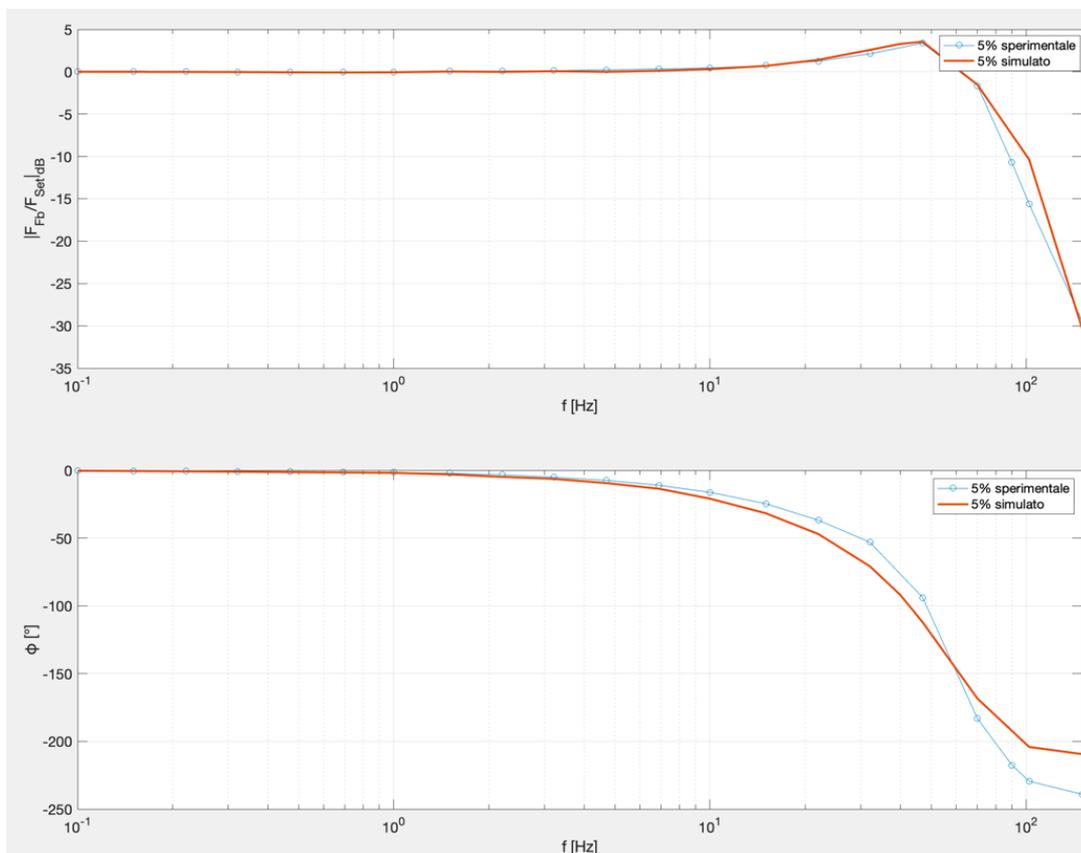


Figura 66 Risposta in frequenza e sfasamento con un'ampiezza del segnale di set del 5%.

In Figura 66 è riportata la risposta in frequenza sperimentale e del modello a confronto con un'ampiezza del 5%. Si ricorda che il massimo carico misurabile dalla cella di carico è di 50 kN, quindi il 5% corrisponde ad un'ampiezza di 2500 N.

In questa prova è evidente che il modello riesce a replicare perfettamente l'overshoot reale del sistema e lo stesso discorso è valido per la larghezza di banda, che sia per il modello che per il sistema reale è intorno a 70 Hz.

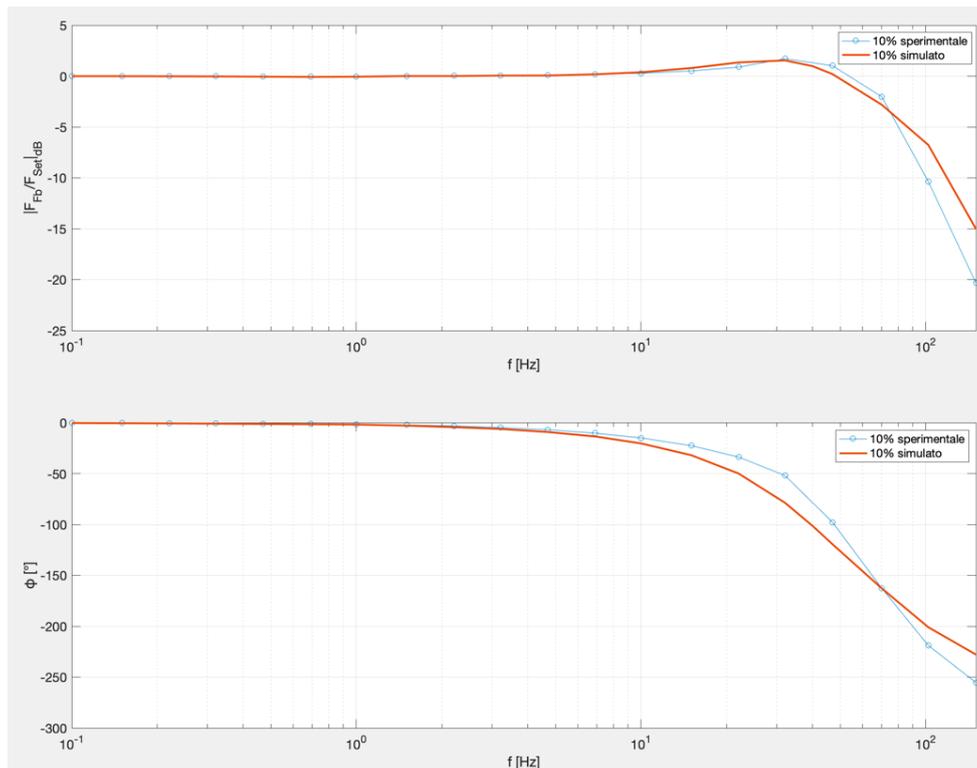


Figura 67 Risposta in frequenza e sfasamento con un'ampiezza del segnale di set del 10%.

Anche con un'ampiezza del 10% il modello riesce a replicare le prestazioni reali del banco, sia in termini di overshoot che in termini di larghezza di banda.

Invece, a livello di sfasamento, come nel caso con ampiezza del 5%, il modello presenta uno sfasamento maggiore nell'intorno della larghezza di banda, ma poi, una volta superato tale livello di frequenza, lo sfasamento risulta minore rispetto al servosistema reale.

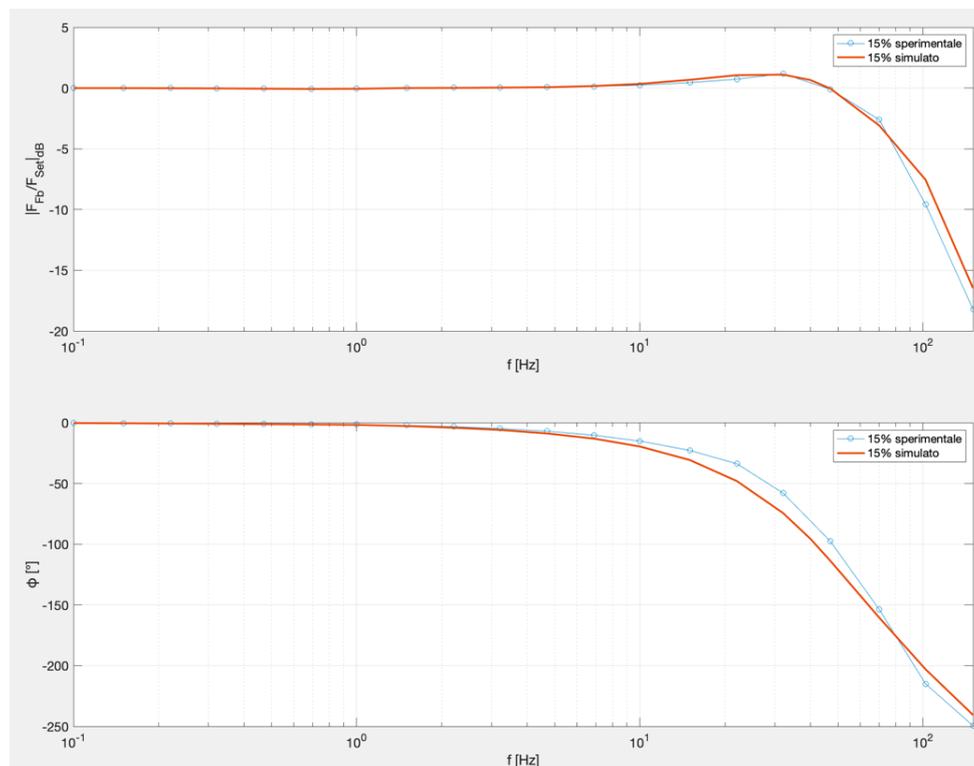


Figura 68 Risposta in frequenza e sfasamento con un'ampiezza del segnale di set del 15%.

Con un'ampiezza del 15% il modello replica quasi perfettamente i dati sperimentali, sia in termini di sfasamento che a livello di ampiezza. Lo stesso discorso è valido per la funzione di risposta in frequenza ricavata ad un'ampiezza del 18%.

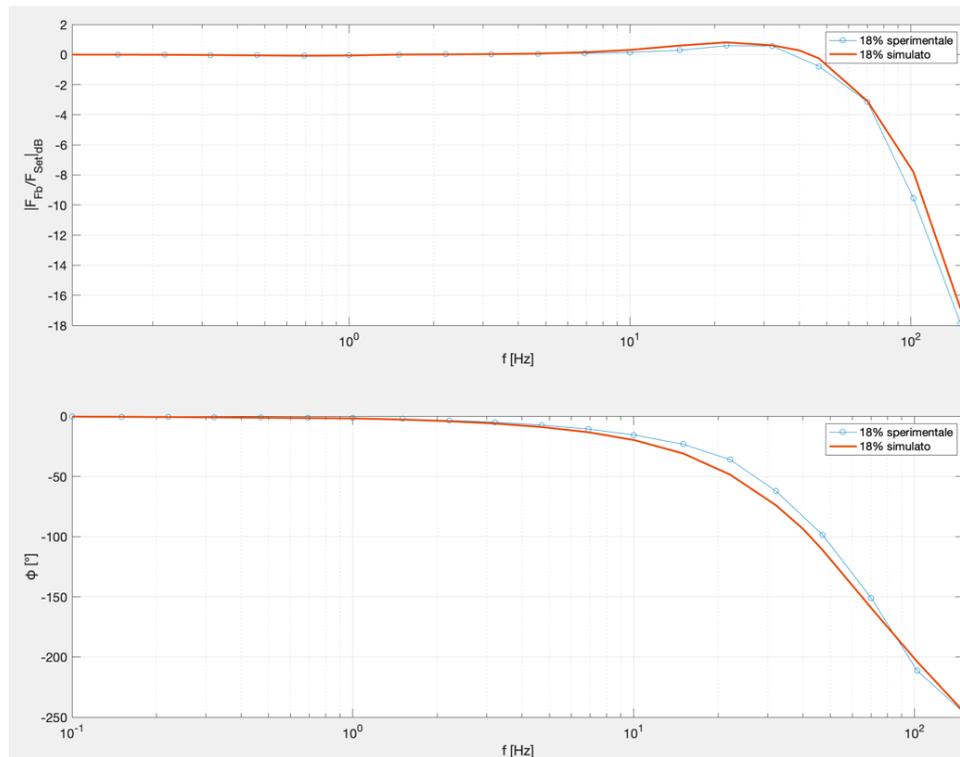


Figura 69 Risposta in frequenza e sfasamento con un'ampiezza del segnale di set del 18%.

3.4 Risultati ottenuti

Nella fase di ottimizzazione del modello matematico del servosistema controllo forza, i parametri stimati sono stati sempre gli stessi del sistema in anello aperto; per cui si è trattato di verificare che i valori precedentemente ottenuti fossero efficaci anche in questo caso.

Infine, sono stati ottenuti gli stessi identici risultati numerici:

- $C_{d1} = 0,39$;
- $C_{d2} = 0,53$;
- $C_{d3} = 0,38$;
- $C_{d4} = 0,50$;
- $C_{d,BP} = 0,65$;
- $C_{d,IL} = 0,45$;
- $g = 1,92 \cdot 10^{-6}$;
- $K_t = 0,56$;
- $\zeta_t = 0,7$;
- $\sigma_n = 150 \cdot 2\pi [rad/s]$;
- $K_s = 0,0000731[m/V]$;
- $\zeta_n = 0,7$.

Capitolo 4

Servosistema controllo posizione

Quando il modello del sistema in anello chiuso è stato validato, si è passati ad effettuare le analisi sul servosistema controllo posizione. Quindi, dopo aver tolto la barra fissa ed aver modificato la legge di controllo, sono state effettuate delle prove in cui la variabile controllata era la posizione dell'attuatore, con lo scopo di ottimizzare il modello, effettuando una stima dell'attrito presente nel sistema.

4.1 Servosistema in controllo posizione senza disturbo

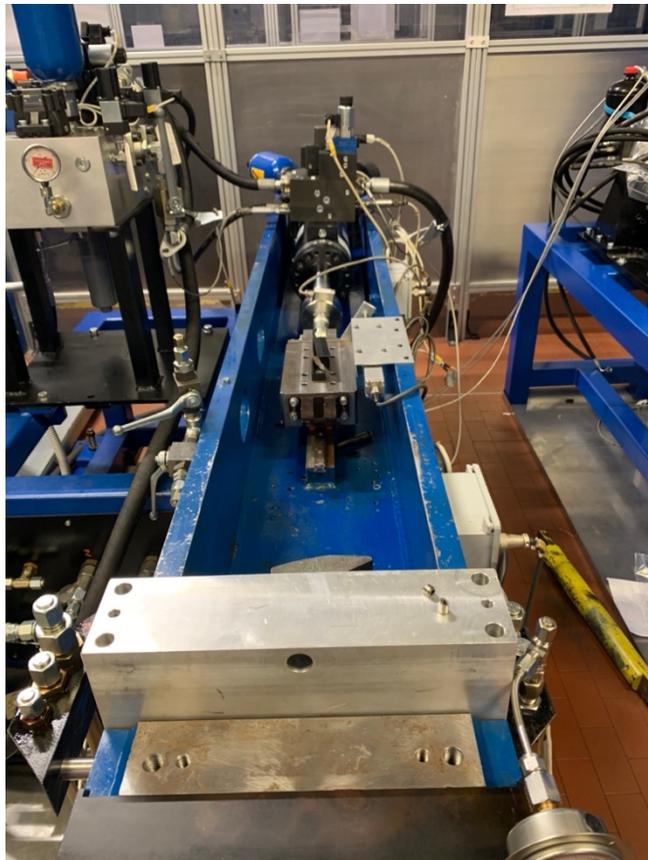


Figura 70 Servosistema controllo posizione senza disturbo

Nel caso in esame, la composizione del banco era quella riportata in Figura 70, in cui si può notare l'LVDT vincolato ai supporti del banco e connesso alla slitta, ma soprattutto si nota come la barra fissa sia stata smontata, facendo sì che l'attuatore sia libero di muoversi. In tal modo, è stato costruito un servosistema controllo posizione senza disturbo, con lo scopo di concentrarsi sulla determinazione dei parametri incogniti relativi all'attrito; infatti, va sottolineato che l'analisi del servosistema controllo posizione senza disturbo è stata effettuata con lo scopo di effettuare un modello matematico ancor più approfondito dell'attuatore, andando a stimare il valore

esatto delle forze di attrito agenti su di esso. Nello specifico, come verrà meglio descritto nei capitoli successivi, è stato considerato un modello di attrito in cui entrano in gioco forze coulombiane e forze viscoso.

Anche in questo caso per compire una completa analisi delle performance dell'attuatore sono state ricavate delle funzioni di risposta in frequenza, ma si sottolinea che questo tipo di attuatori, ovvero attuatori molto grandi, quindi con molta inerzia, non sono progettati per essere controllati in posizione.

4.2 Modello matematico dell'attuatore

Rispetto al modello matematico del servosistema controllo forza, va modificata la modellazione dell'attuatore per quanto concerne la sua dinamica. Difatti, in questo caso, non è più fermo, ma è libero di muoversi.

Invece, per quanto riguarda le equazioni di continuità della portata l'equilibrio resta simile con la differenza che la posizione e la velocità dell'attuatore non sono fisse. Quindi, ciò che ne deriva sono sempre le equazioni (4) e (5) nelle quali non è possibile effettuare alcuna semplificazione. Dunque, il risultato è il seguente

$$p_1 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_A - Q_{IL} - A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 + A_C x + V_{ds}} \right] \quad (4)$$

$$p_2 = \frac{1}{s} \left[\frac{(Q_{IL} - Q_B + A_C \dot{x}) \beta}{A_C x_0 - A_C x + V_{ds}} \right] \quad (5)$$

Invece, dal punto di vista dell'equilibrio dinamico, va preso in esame un diagramma di corpo libero differente.

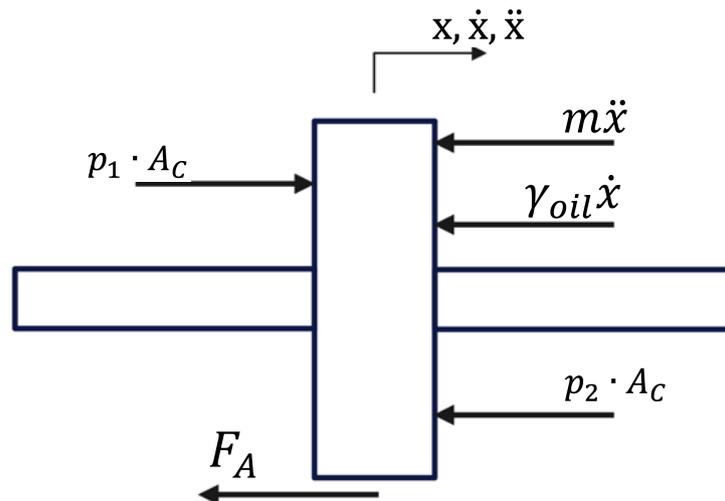


Figura 71 Diagramma di corpo libero dell'attuatore.

Secondo il diagramma di corpo libero in Figura 71, possiamo scrivere le seguenti equazioni

$$(p_1 - p_2)A_c - m\ddot{x} - F_A - \gamma_{oil}\dot{x} = 0 \quad (6)$$

Dove:

- p_1 e p_2 = pressioni nelle due camere [Pa];
- A_c sezione attiva dell'attuatore [m^2];
- m massa equivalente del sistema [kg];
- γ_{oil} viscosità dell'olio [$N/(m/s)$];
- \dot{x} velocità del sistema [m/s];
- \ddot{x} accelerazione del sistema [m/s^2];
- F_A forza di attrito [N].

La massa m , come definito sopra, è la massa equivalente del sistema dal momento che connessi allo stelo dell'attuatore erano presenti la cella di carico e la slitta a cui era connesso l'LVDT. Dunque la massa m risulta

$$m = m_{stelo} + m_{stantuffo} + m_{cella} + m_{slitta} \quad (7)$$

È evidente che nella (6) e nella (7) non venga considerato alcun termine relativo al movimento della camicia dell'attuatore, questo poiché, come nel servosistema controllo forza, è stata fatta l'ipotesi di vincoli infinitamente rigidi.

4.2.1 Modello matematico dell'attrito

Nella (6) il termine F_A rappresenta le forze di attrito agenti sul sistema. In particolare, tale termine è comprensivo delle forze di attrito viscoso interne all'attuatore e di quelle di attrito coulombiano relative allo scorrimento della slitta sulla sua guida e in piccola parte allo scorrimento dello stelo, anche se, in questo ultimo caso, trattandosi di un cilindro idrosostentato, si tratta di azioni davvero ridotte.

Va sottolineato che l'entrata in gioco della forza di attrito viscoso avviene in funzione del movimento o meno dell'attuatore, cioè va considerato che qualora il Δp non superi una certa soglia, ovvero quella necessaria a vincere le forze di attrito statico, allora non ci sarà movimento, altrimenti, una volta vinte le forze di attrito statico, entrerà in gioco anche l'attrito viscoso.

Dunque, si ha che

- se $(p_A - p_B)A_c \leq F_S \Rightarrow \ddot{x} = \dot{x} = 0$, l'attuatore è fermo e $F_A = F_S$;
- se $(p_A - p_B)A_c > F_S \Rightarrow \ddot{x} \neq 0$, l'attuatore inizia a muoversi e $F_A = F_C + F_V$ (8).

Nella (8) F_C è la forza di attrito dinamico e F_V di attrito viscoso e possono essere scritte come [6]

$$F_C = \mu_D \cdot m \cdot g$$
$$F_V = \frac{\mu \cdot l}{g_c} \dot{x}$$

Dove:

- μ_D , coefficiente di attrito dinamico [-];
- g , accelerazione di gravità [m/s^2];
- μ , viscosità dinamica dell'olio [$Pa \cdot s$];
- l , lunghezza assiale dello stantuffo [m];
- g_c , gioco radiale tra stantuffo e camicia [m];
- F_S , forza di attrito statico [N].

4.3 Modello matematico del trasduttore

Ne caso del servosistema controllo posizione, il modello utilizzato per descrivere la dinamica del trasduttore è un guadagno statico, un semplice guadagno proporzionale, ovvero K_x .

In Figura 72 è riportata la legge di controllo posizione del servosistema preso in esame. In primis, va sottolineato che è presente un blocco integrativo, sebbene, teoricamente, non sia necessario in un controllo posizione, ma si è verificato durante la fase di tuning che senza l'integrale si verificava una piccola presenza di errore statico a regime. Inoltre, come nella legge di controllo forza, è presente un ramo derivativo (G_x_Pos) che moltiplica direttamente il segnale di set; è presente anche un proporzionale (G_p_Pos) che, invece, moltiplica direttamente il segnale di feedback, al contrario del semplice proporzionale K_p_Pos che moltiplica direttamente l'errore ($set - feedback$) e che ca a sommarsi con un derivativo (G_d_Pos) che moltiplica direttamente il segnale di feedback ed è gestito tramite un blocco di derating, ovvero un blocchetto che riduce la frequenza con cui agisce il blocchetto derivativo, rispetto a quella con cui viene generato il segnale di comando alla servovalvola. Lo scopo del blocco di derating è ridurre l'effetto del derivativo nel momento in cui la sua azione dovrebbe essere massima, ovvero quando il gradiente nel segnale di feedback è elevato; infatti, si è verificato che questa scelta migliora la stabilità del sistema. Infine, come nella legge di controllo forza, è presente un ramo di feedforward per compensare l'offset della servovalvola.

4.4.1 Tuning dei parametri del controllo

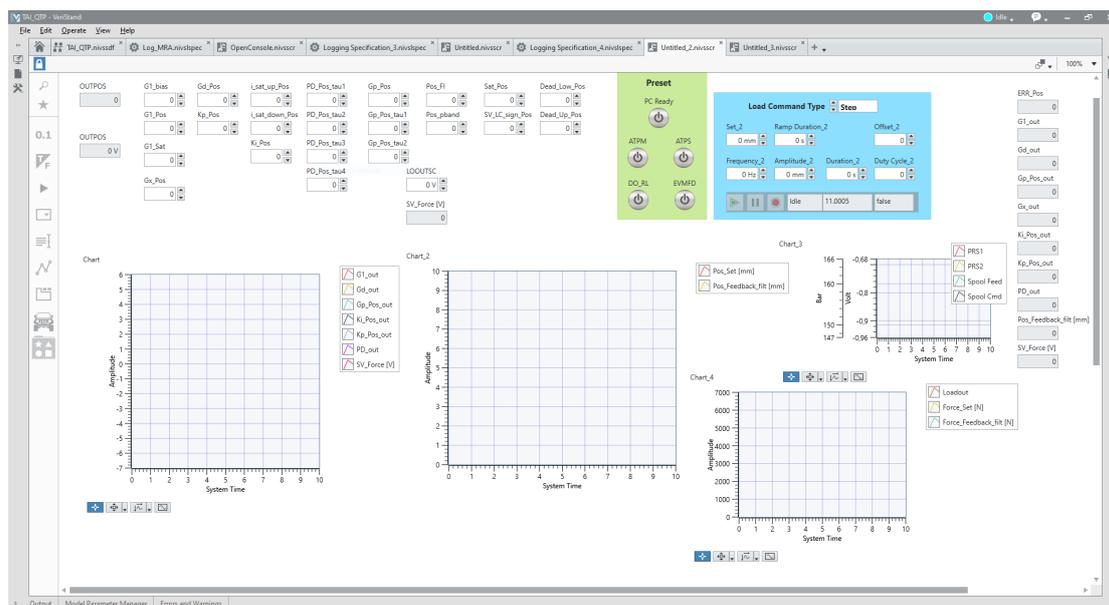


Figura 73 Interfaccia VeriStand per il tuning dei parametri del controllo.

Come precedentemente visto per la legge di controllo forza, per effettuare il tuning dei parametri della legge di controllo è stata configurata un'interfaccia su VeriStand con cui variare manualmente i valori dei parametri in gioco e in cui fosse possibile costatare, tramite dei grafici, il contributo di ciascun termine.

Al termine di questa fase i parametri ottenuti sono stati i seguenti.

Kp_Pos	1,05
Ki_Pos	0,55
G1_Pos	0,1
Gp_Pos	0
Gx_Pos	0
Gd_Pos;	0,005
Kx_min_Pos;	1
PD_Pos_tau1	0,0025
PD_Pos_tau2	0,0025
PD_Pos_tau3	0,0025
PD_Pos_tau4	0,0025

Gp_Pos_tau1	0,0025
Gp_Pos_tau2	0,0025
G1_Pos_tau1	0,0025
G1_Pos_tau2	0,0025
Gd_Pos_tau1	0,0025
Gd_Pos_tau2	0,0025
G1_bias	0,6
G1_Sat=2;	2
Sat_Pos=5;	5

Tabella 15 Parametri della legge di controllo posizione

4.5 Descrizione delle prove effettuate

Per condurre l'ottimizzazione del modello ed ottenere dei risultati precisi relativamente alle variabili incognite all'interno del modello dell'attrito e quindi effettuare una stima corretta, sono state condotte una serie di prove in cui il set fornito al modello erano delle rampe tali per cui si riuscisse a verificare l'efficienza del modello a diverse velocità, in questo caso costanti. Successivamente, una volta verificato che il modello fosse in grado di replicare le prestazioni reali dell'attuatore a velocità costanti, allora si è seguito fornendo dei set sinusoidali di posizione, in modo da validare il modello anche in condizioni di velocità ed accelerazione non costanti.

Inoltre, per verificare che il modello riproducesse al meglio le prestazioni reali dell'attuatore, sono state ricavate delle funzioni di risposta in frequenza a diverse ampiezze.

Nello specifico, sono state condotte diciotto prove in cui il set erano delle rampe, tali prove sono riportate nella Tabella 16.

	Durata della Rampa [s]	Posizione Finale [mm]	Velocità [mm/s]
1	0,5	10	20,0
2	0,5	15	30,0
3	0,5	20	40,0
4	0,5	30	60,0
5	1	10	10,0
6	1	15	15,0
7	1	20	20,0
8	2	10	5,0
9	2	15	7,5
10	2	20	10,0
11	10	20	2,0
12	10	25	2,5
13	10	30	3,0
14	20	10	0,5
15	20	15	0,8
16	20	20	1,0
17	20	25	1,3
18	20	30	1,5

Tabella 16 prove con rampe come segnali di set.

Per quanto riguarda i segnali sinusoidali forniti come set, sono quelli riportati in Tabella 17; invece, in Tabella 18 sono state riportate le funzioni di risposta in frequenza ricavate sperimentalmente.

	AMP [mm]	f [Hz]
1	5	1
2	5	5
3	5	10
4	10	1
5	10	5
6	10	10
7	15	1
8	15	5
9	15	10

Tabella 17 Prove con sinusoidi come segnali di set.

4.6 Ottimizzazione e Validazione

Nei seguenti capitoli sono riportati i grafici in cui vengono confrontati il segnale di feedback simulato con quello acquisito sul campo. Si precisa che l'attuatore non è adatto ad essere controllato in posizioni, quindi le prove con una dinamica elevata presenteranno un'attenuazione ed uno sfasamento considerevoli.

4.6.1 Rampe

La logica con cui sono state effettuate le prove con segnali di set a rampa è stata quella di validare il modello prima con prove a velocità costante, quindi appunto le rampe, poi con accelerazione e velocità non costante, ovvero le sinusoidi.

Per quanto riguarda le rampe, come si può notare in Tabella 16, sono stati effettuati dei test a velocità differenti, per verificare che il modello replicasse le prestazioni dell'attuatore sia a velocità minori che a velocità elevate.

Inoltre, va sottolineato che non sono state raggiunte posizioni finali elevate per questioni di sicurezza legate al fatto che tale attuatore non sia adatto al controllo posizione per via delle elevate inerzie.

In Figura 74, Figura 75, Figura 76 e Figura 77 sono riportati gli andamenti del segnale di feedback simulato e sperimentale del modello con set in cui per raggiungere il valore massimo viene impiegato un tempo di 0,5 s.

Come si vede, il modello riprende in maniera ottimale gli andamenti reale dell'attuatore, l'unica differenza sta nel fatto che nelle prove con posizione di 10 mm e 30 mm il modello presenta un piccolo overshoot che invece nella realtà non è presente.

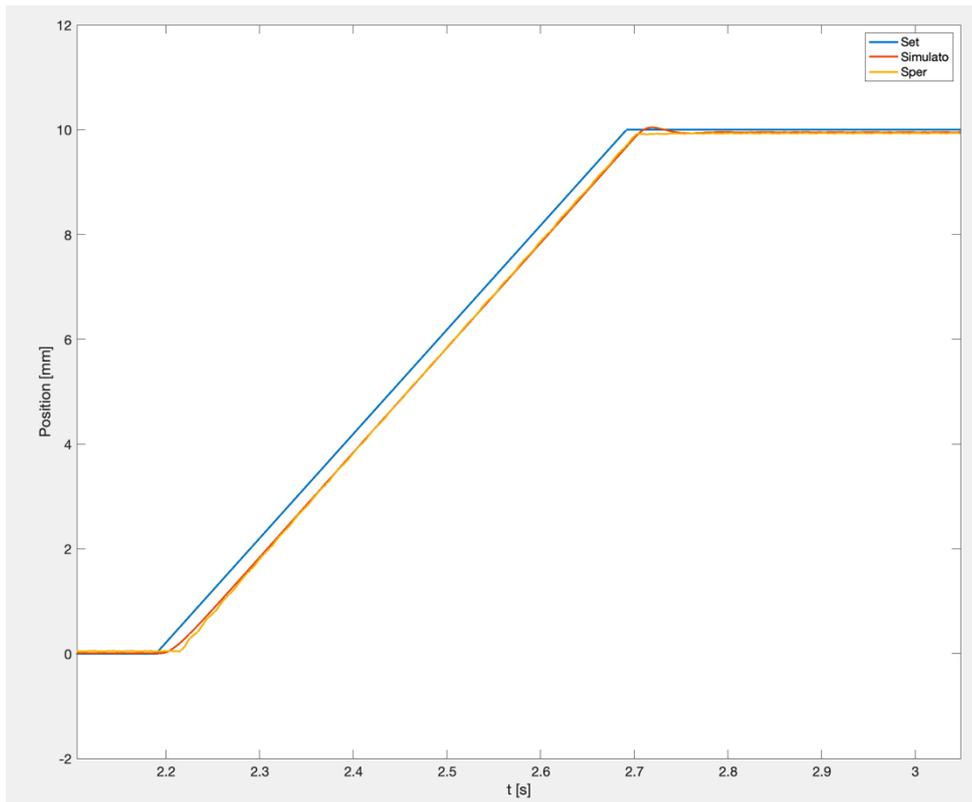


Figura 74 Prova con spostamento finale di 10 mm in 0,5 s.

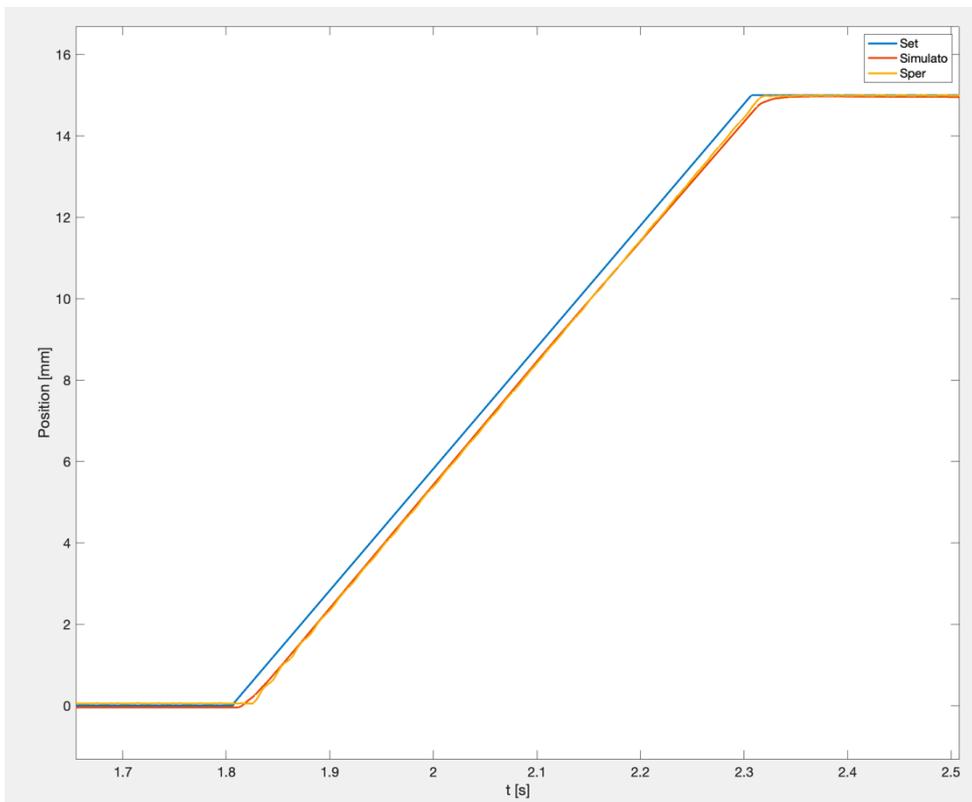


Figura 75 Prova con spostamento finale di 15 mm in 0,5 s.

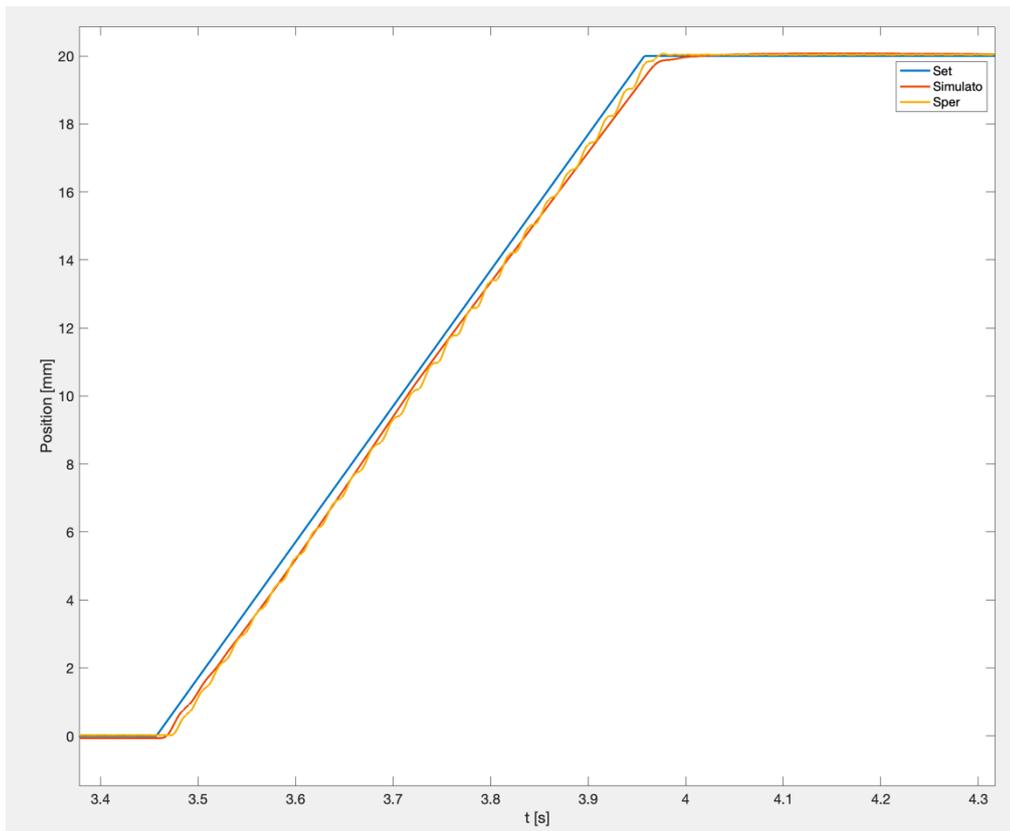


Figura 76 Prova con spostamento finale di 20 mm in 0,5 s.

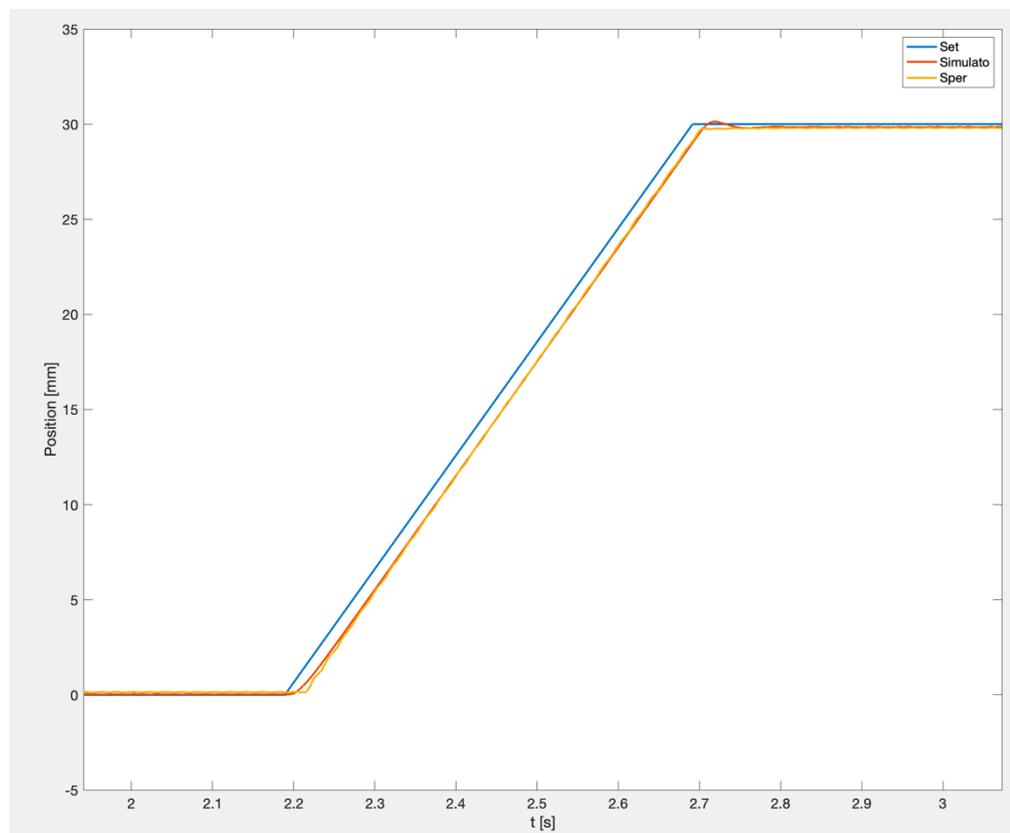


Figura 77 Prova con spostamento finale di 30 mm in 0,5 s.

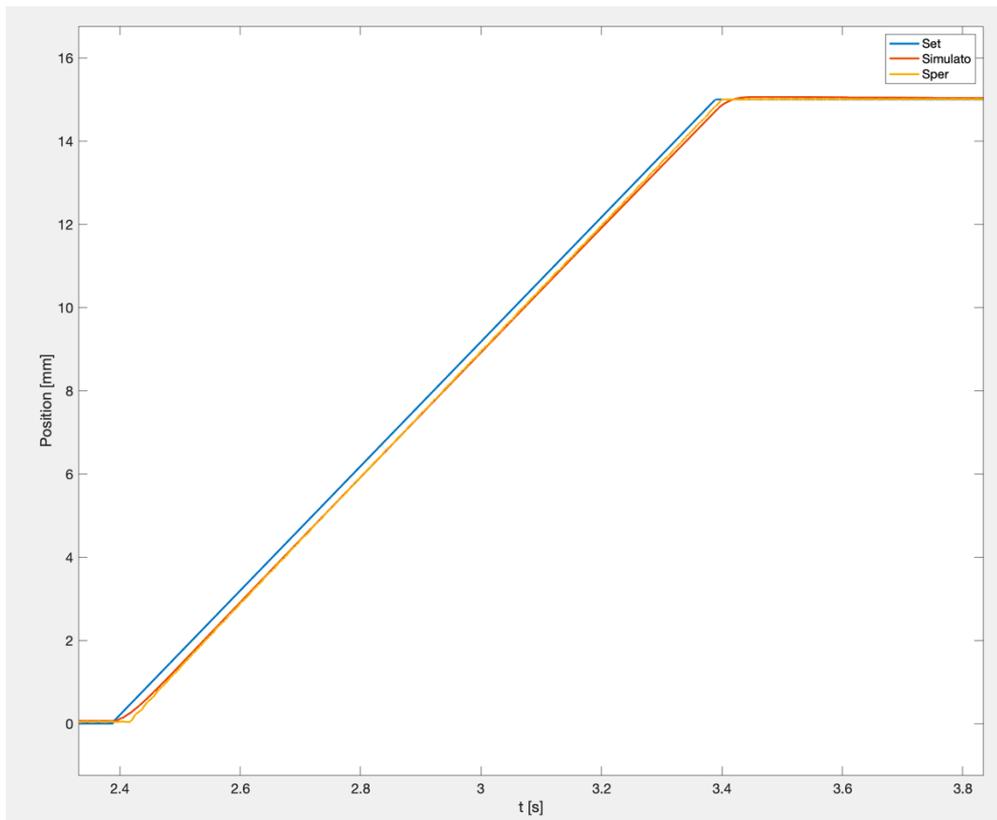


Figura 78 Prova con spostamento finale di 15 mm in 1 s.

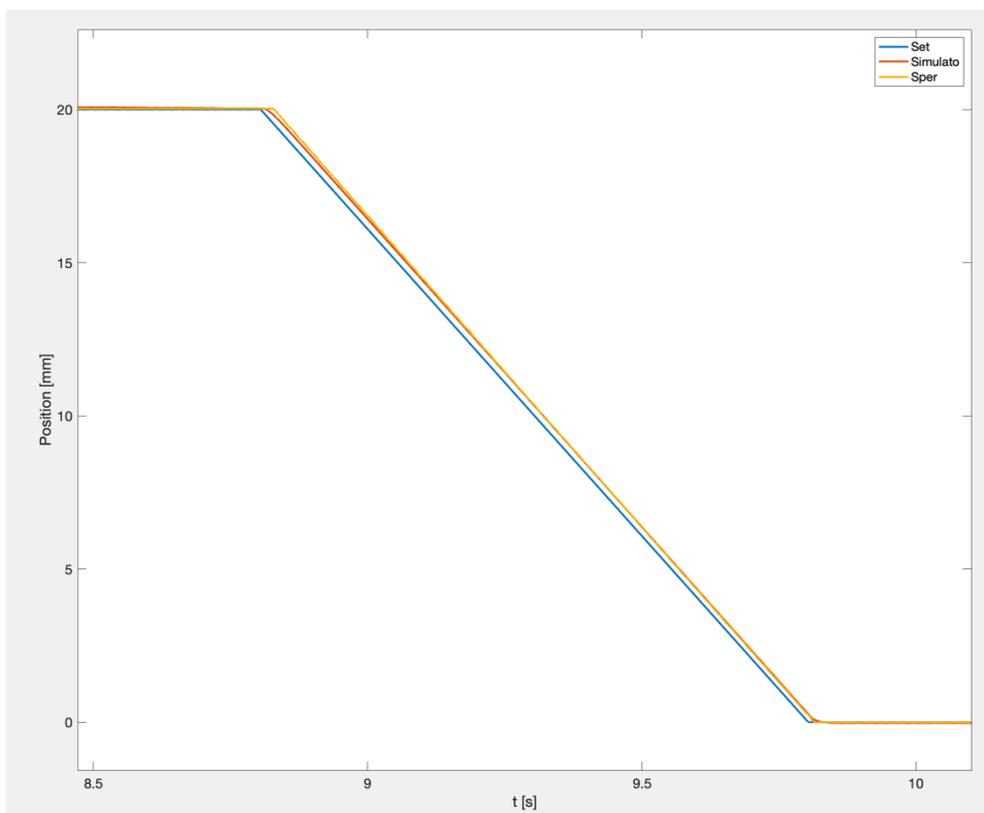


Figura 79 Prova con spostamento finale di 20 mm in 1 s.

Nelle prove soprariportate vengono mostrati i risultati di rampe la cui durata è di 1 s, in Figura 79 è riportata una rampa in discesa e non in salita, ma il risultato è analogo alle altre, ovvero il modello segue perfettamente le prestazioni reali dell'attuatore.

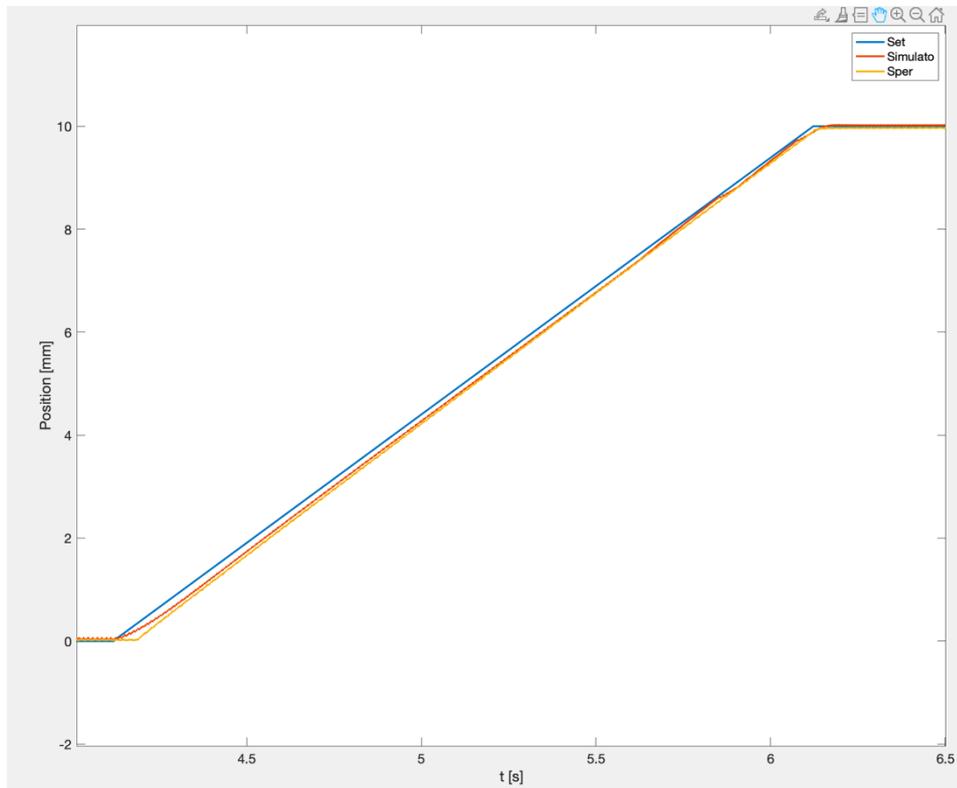


Figura 80 Prova con spostamento finale di 10 mm in 2 s.

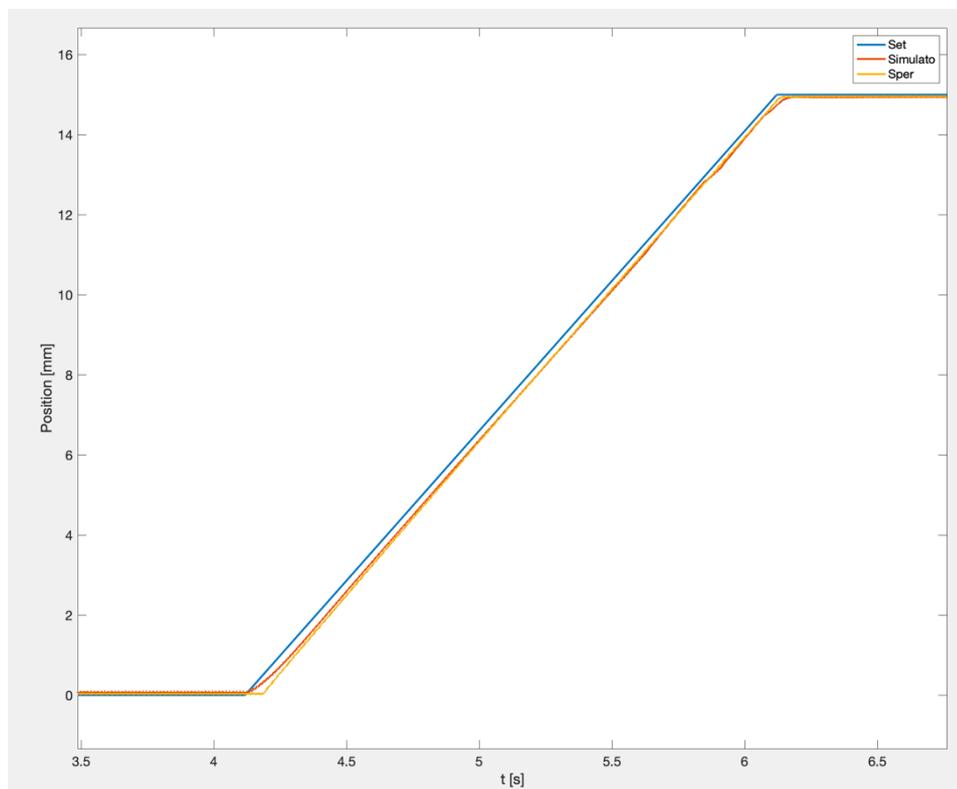


Figura 81 Prova con spostamento finale di 15 mm in 2 s.

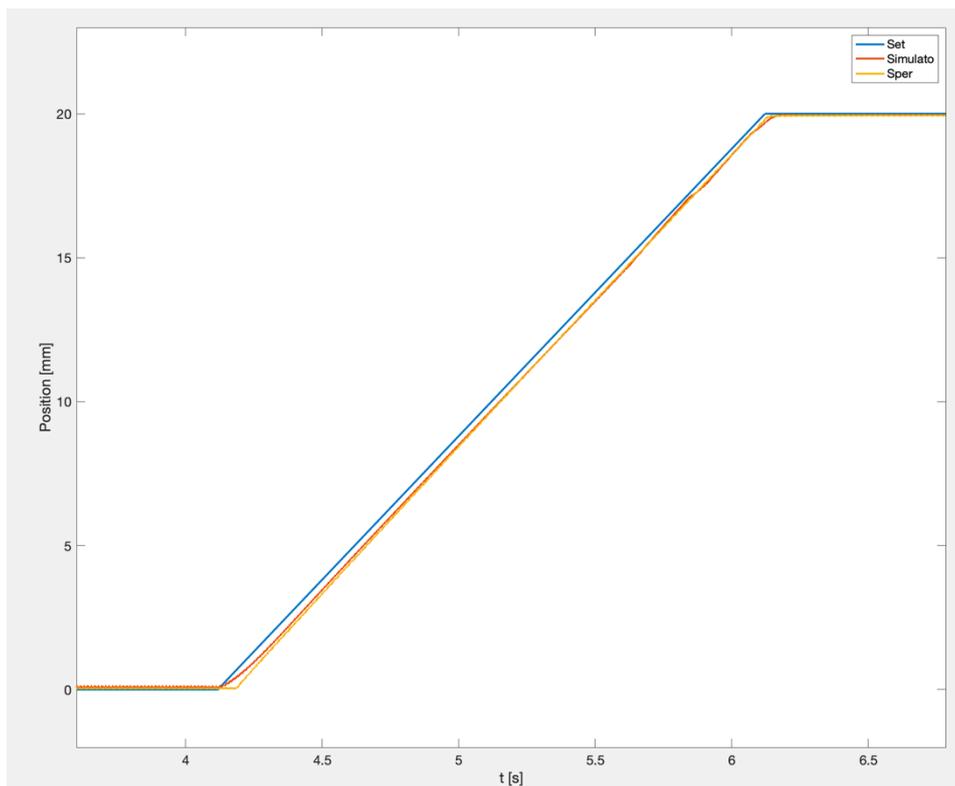


Figura 82 Prova con spostamento finale di 20 mm in 2 s.

Anche nelle prove in cui la durata della rampa è di due secondi il fitting del feedback del modello sul feedback sperimentale è perfetto.

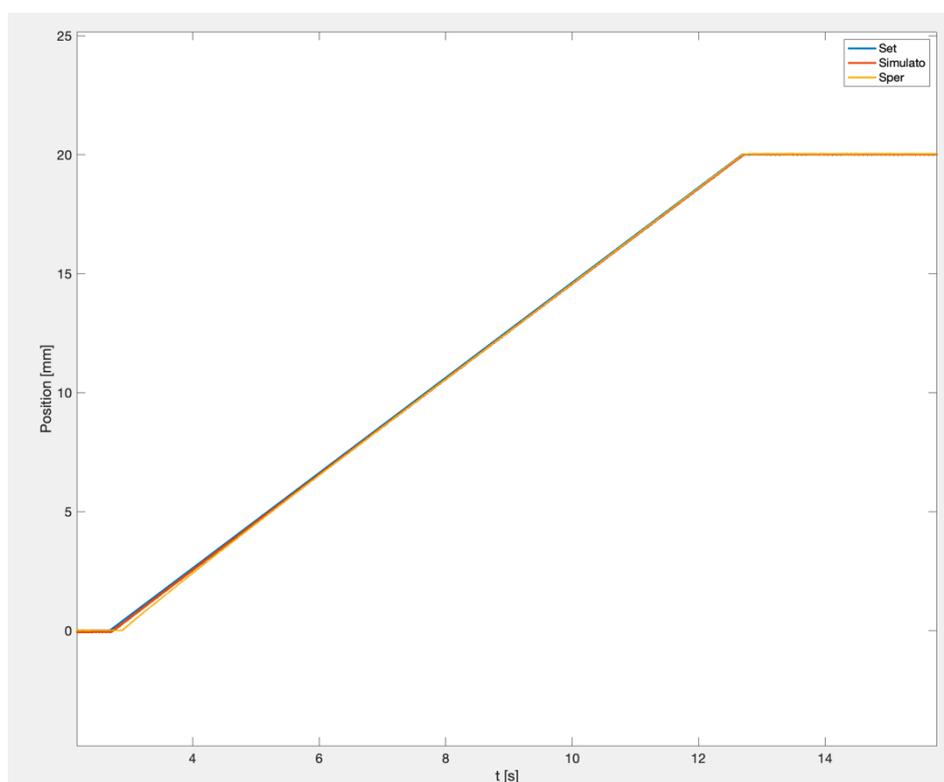


Figura 83 Prova con spostamento finale di 20 mm in 10 s.

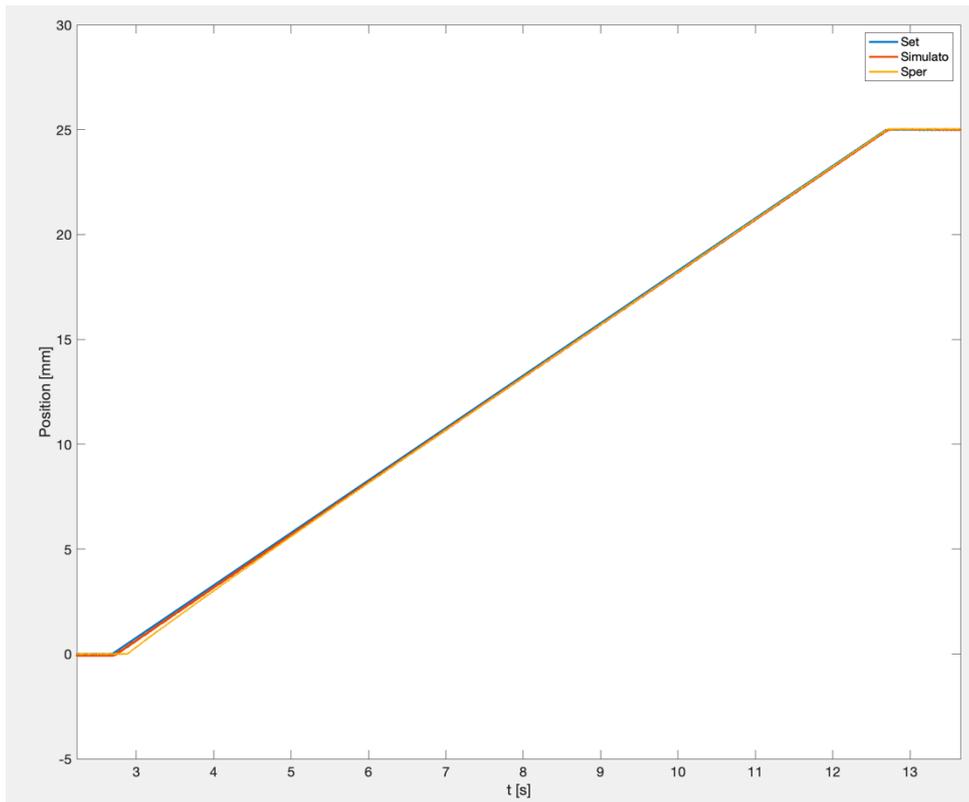


Figura 84 Prova con spostamento finale di 25 mm in 10 s.

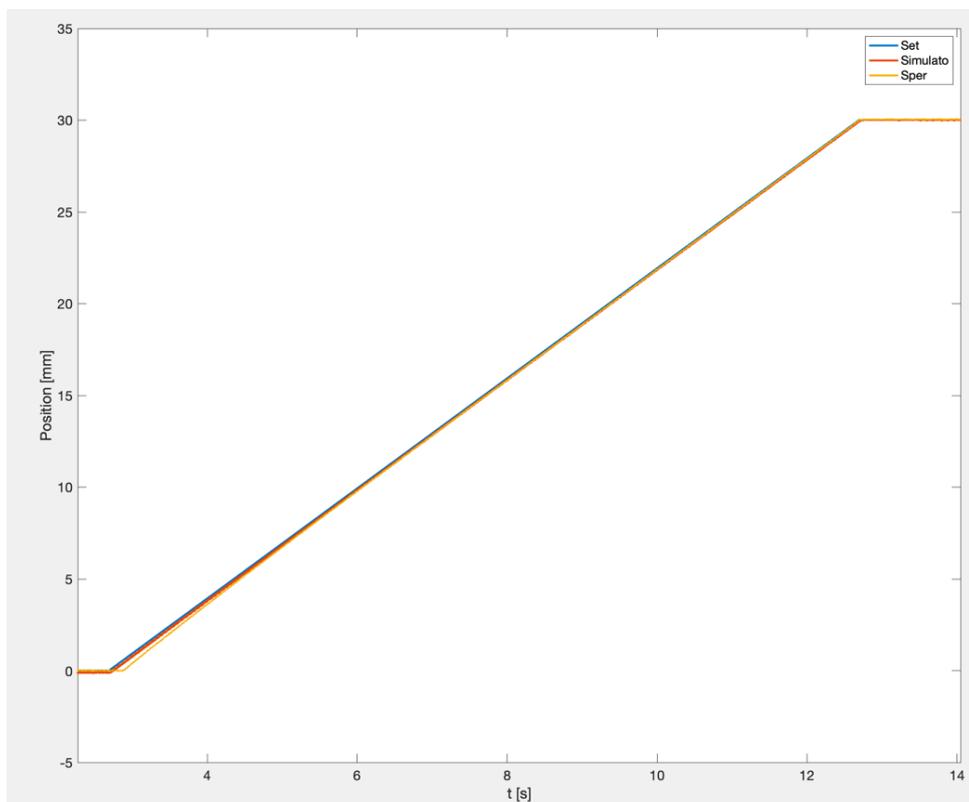


Figura 85 Prova con spostamento finale di 30 mm in 10 s.

Come prevedibile, se è stato dimostrato che il modello fosse capace di replicare le prestazioni reali dell'attuatore quando il segnale di set erano rampe di breve durata (0,5 s), è chiaro che il simulink non incontrerà difficoltà quando la velocità di spostamento dell'attuatore è inferiore, come nelle prove in Figura 83, Figura 84 e Figura 85.

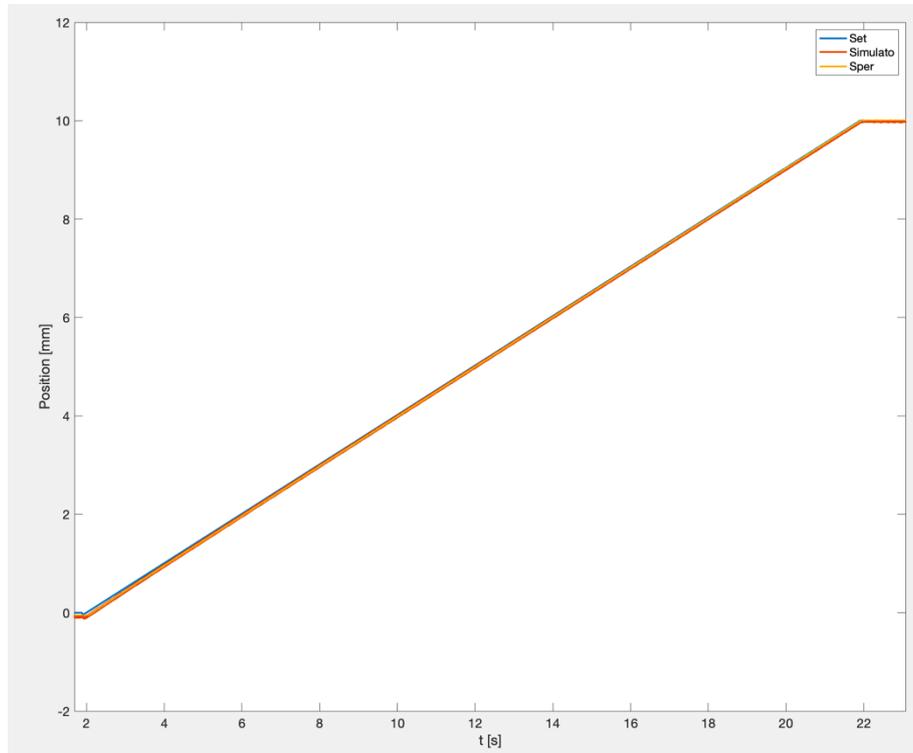


Figura 86 Prova con spostamento finale di 10 mm in 20 s.

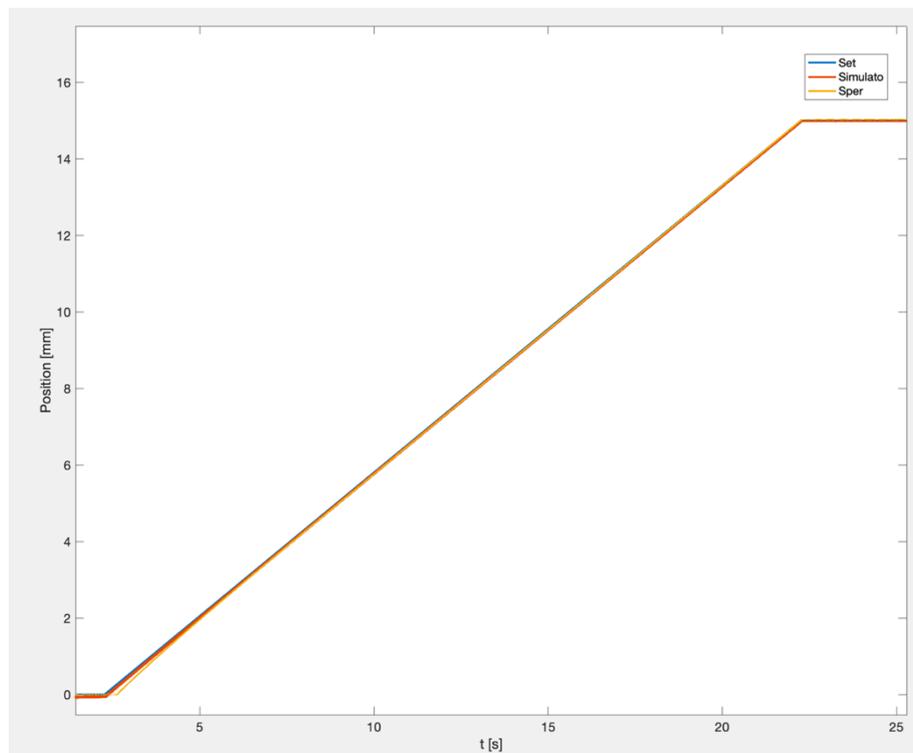


Figura 87 Prova con spostamento finale di 15 mm in 20 s.

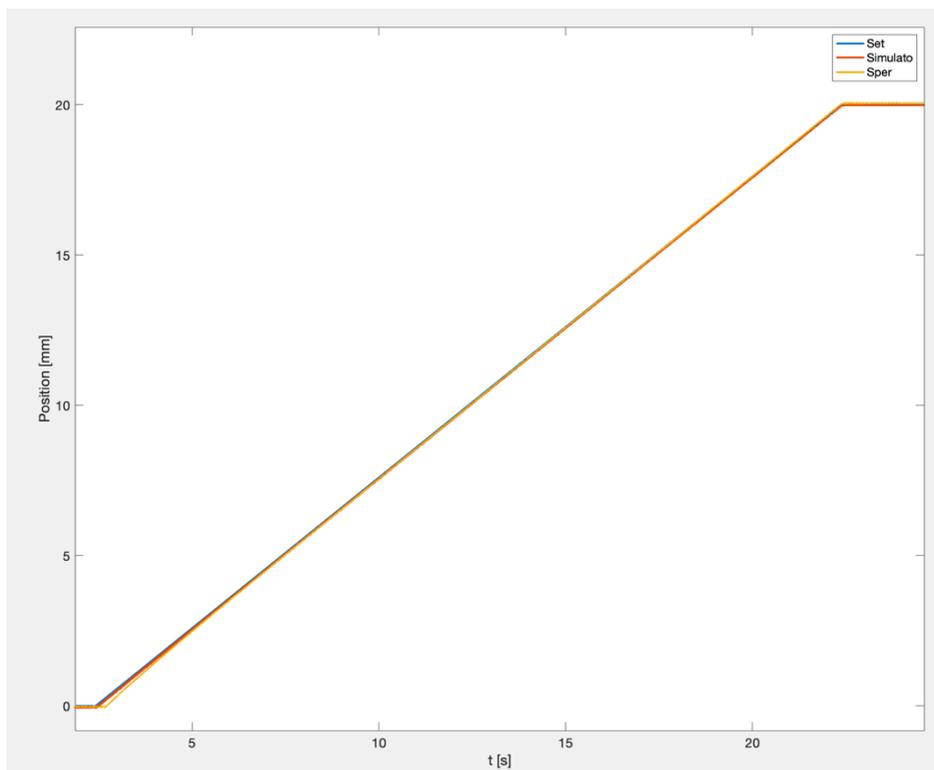


Figura 88 Prova con spostamento finale di 20 mm in 20 s.

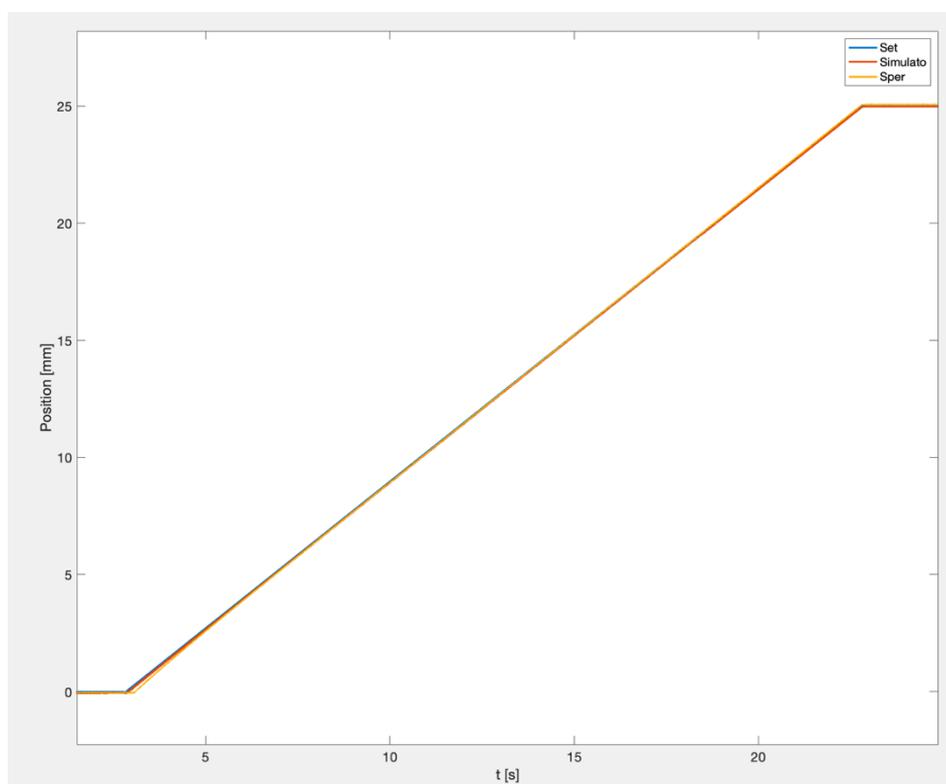


Figura 89 Prova con spostamento finale di 25 mm in 20 s.

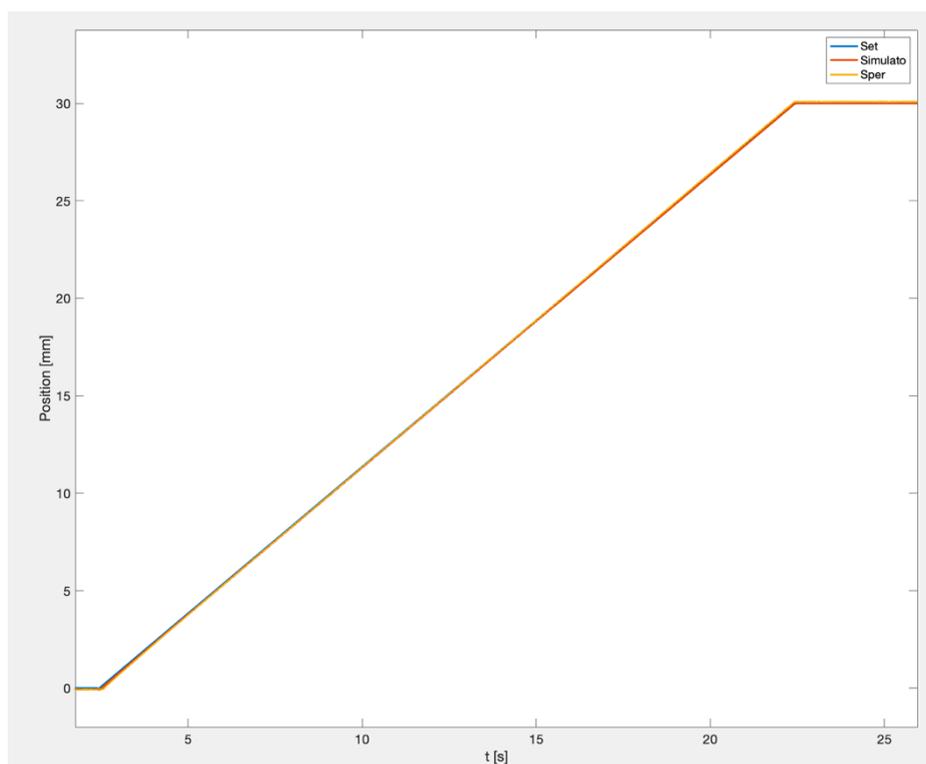


Figura 90 Prova con spostamento finale di 30 mm in 20 s.

Anche in prove con rampe di durata di venti secondi il modello riesce a replicare un feedback di posizione identico a quello acquisito sul campo, questa è un'ulteriore dimostrazione del fatto che il valore scelto per i parametri incogniti del modello dell'attrito è corretto ed adatto per condizioni in cui l'attuatore si muove a velocità costante.

4.6.2 Sinusoidi

Una volta ottimizzato il modello su prove in cui la velocità di avanzamento dell'attuatore fosse costante, si è seguito su prove in cui accelerazione e velocità dello stelo fossero variabili.

Come si vede in Tabella 17, sono state effettuate prove a diverse ampiezze e frequenze, con l'unico vincolo di un'ampiezza massima limitata sempre a causa del fatto che tale attuatore non è adatto al controllo posizione, quindi per evitare danni si è preferito evitare spostamenti eccessivi.

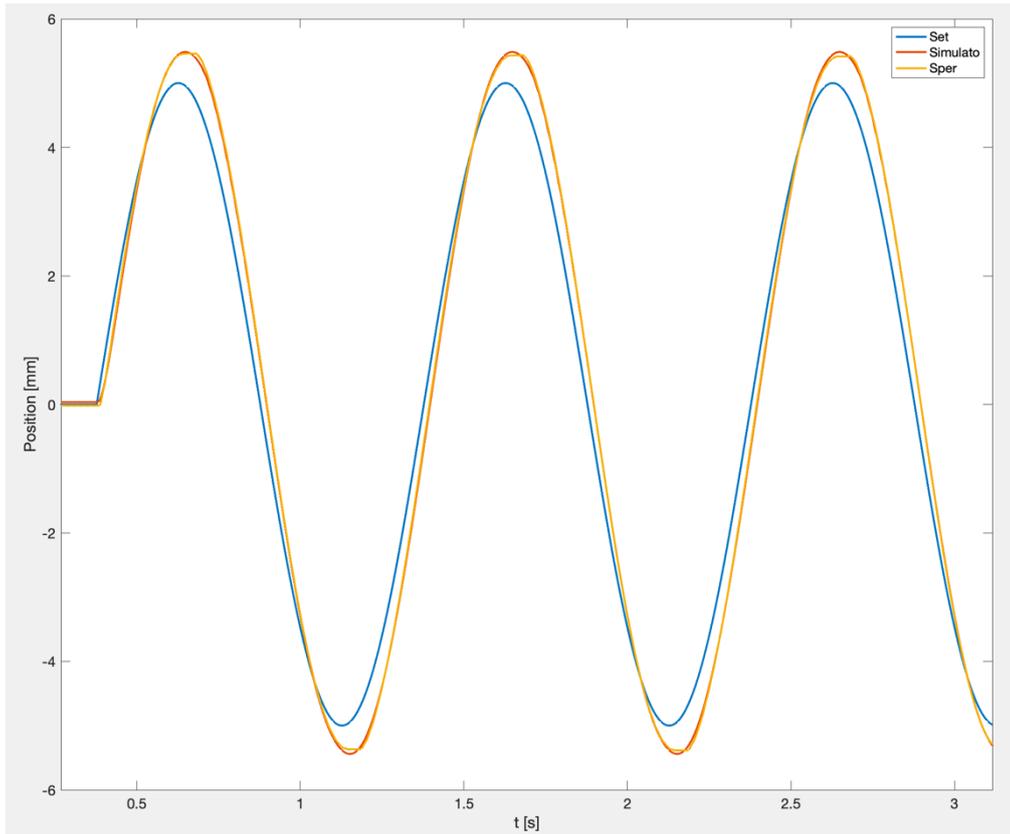


Figura 91 Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza di 1 Hz.

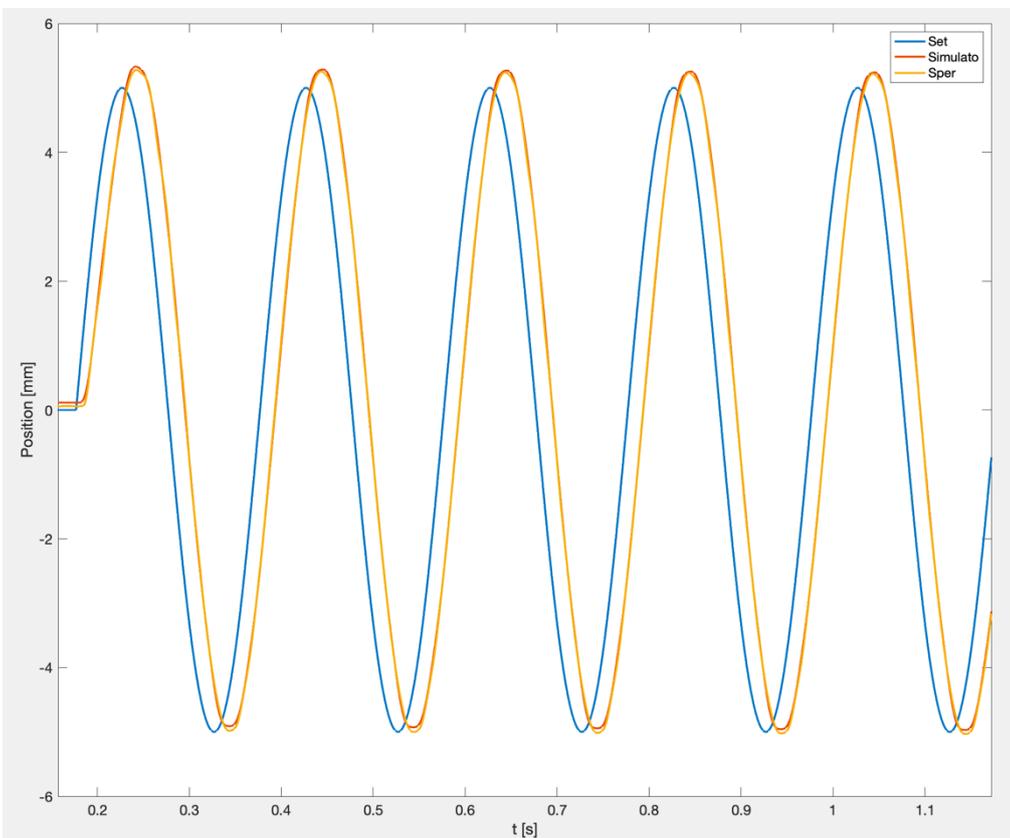


Figura 92 Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza di 5 Hz.

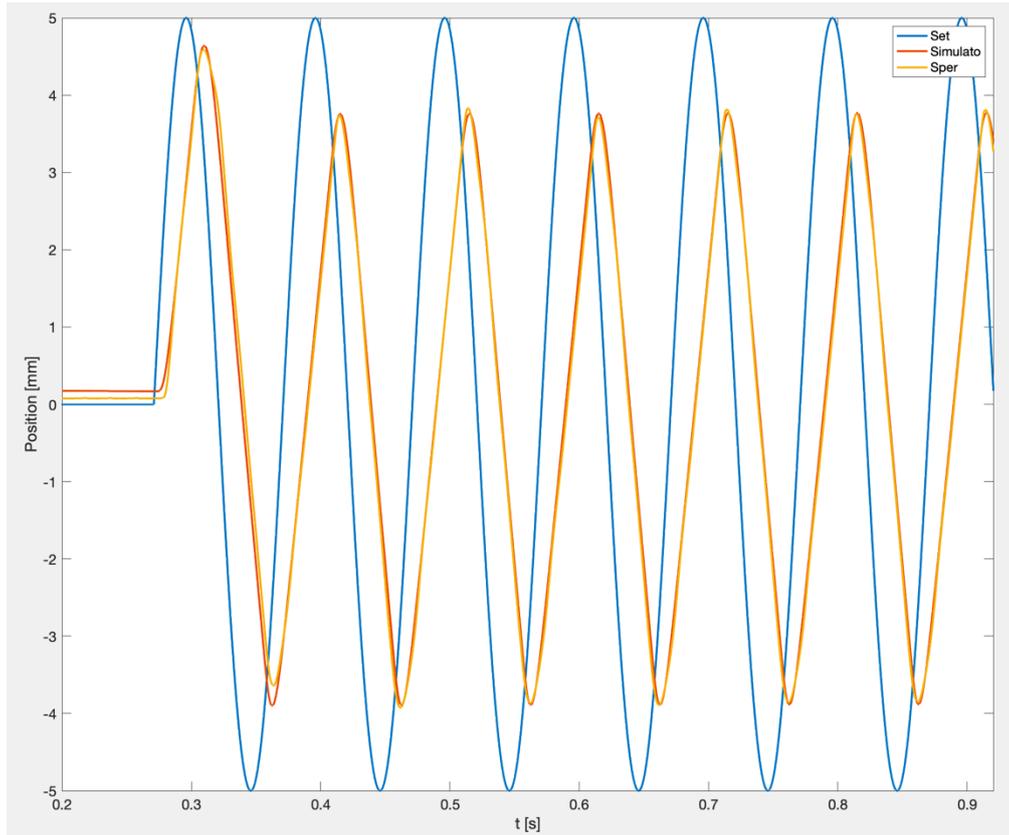


Figura 93 Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza di 10 Hz.

Come già si può vedere nelle prove con ampiezza di 5 mm, a 10 Hz il segnale di feedback inizia ad attenuare di una percentuale non indifferente; in ogni caso, il modello replica perfettamente l'andamento reale della posizione dell'attuatore.

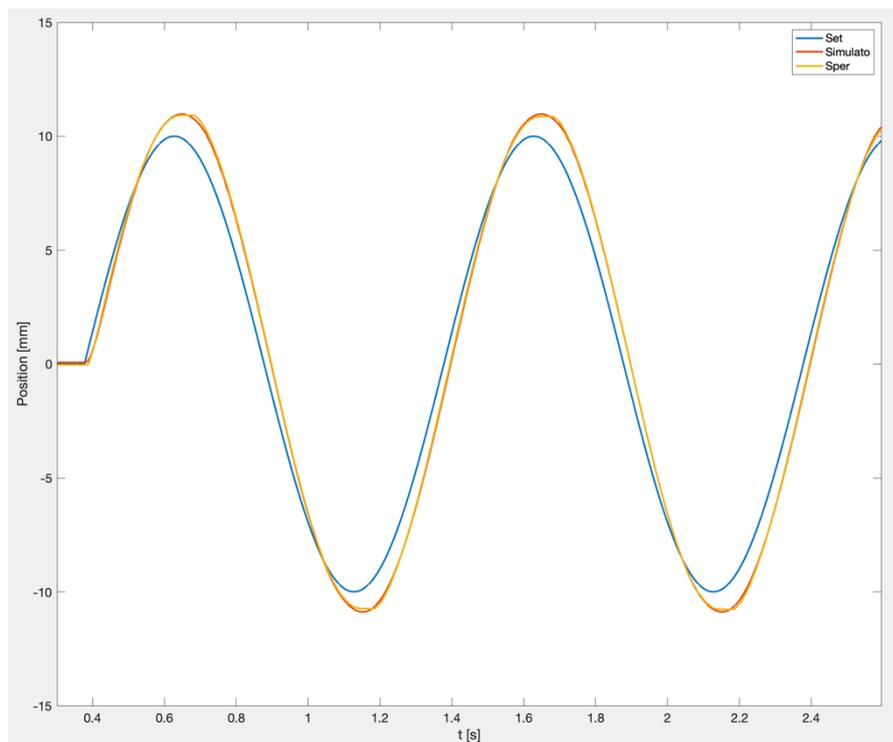


Figura 94 Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza di 1 Hz.

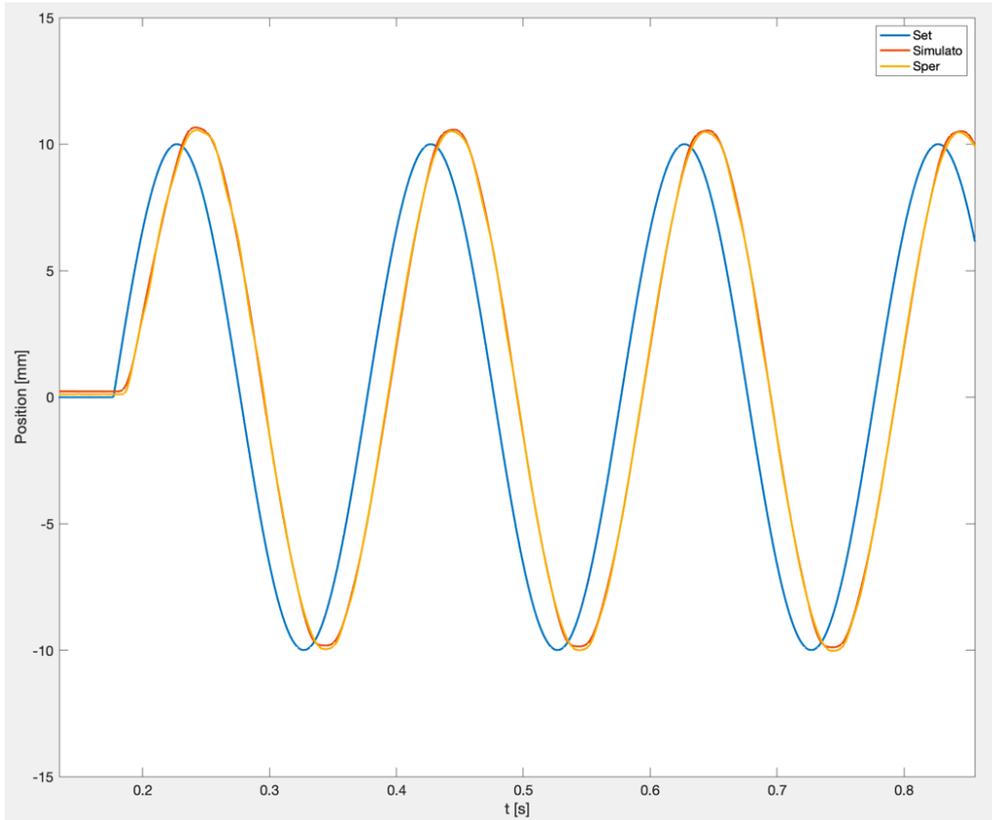


Figura 95 Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza di 5 Hz.

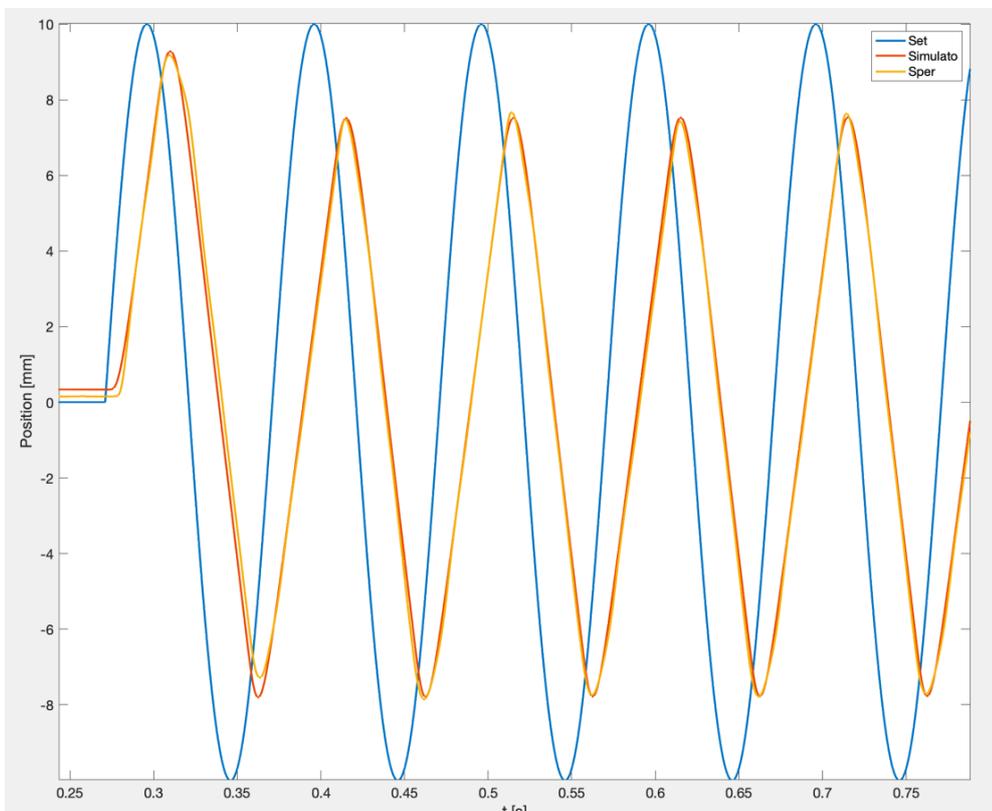


Figura 96 Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza di 10 Hz.

Gli andamenti delle prove con ampiezza di 10 mm sono simili a quelli con ampiezza di 5 mm, anche in questo caso ad una frequenza di 10 Hz si ha un'attenuazione elevata del feedback.

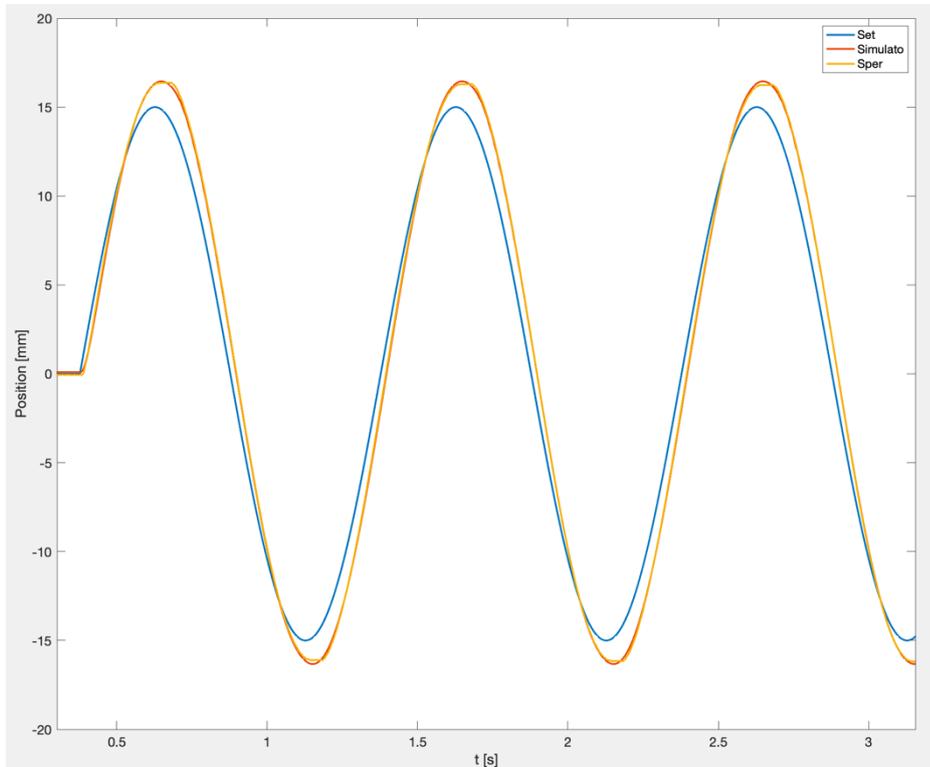


Figura 97 Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza di 1 Hz.

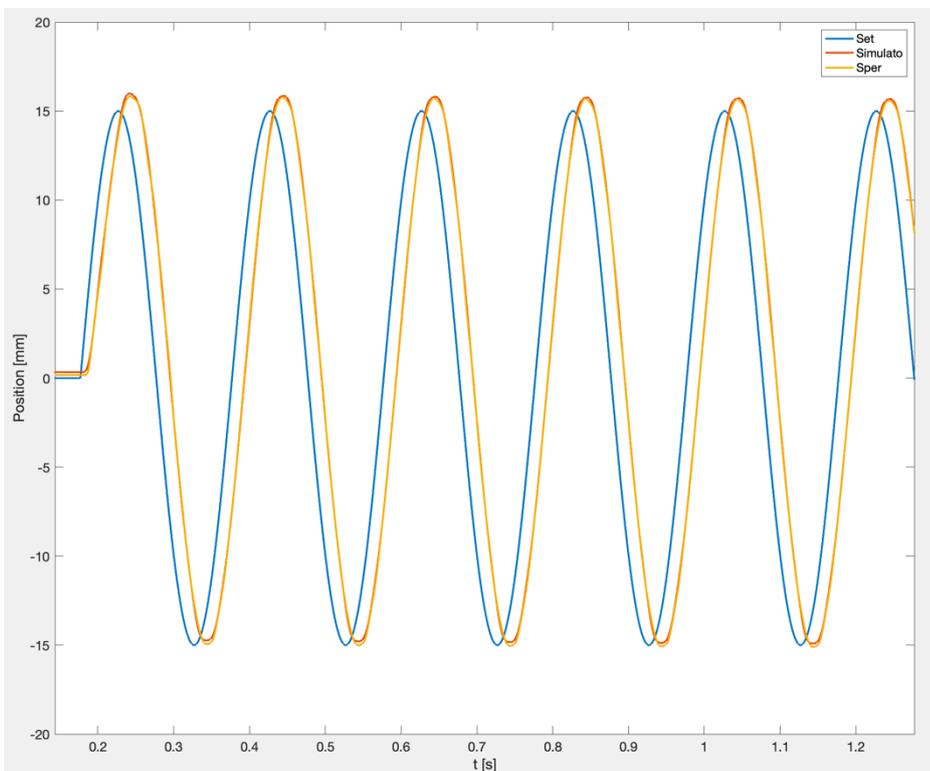


Figura 98 Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza di 5 Hz.

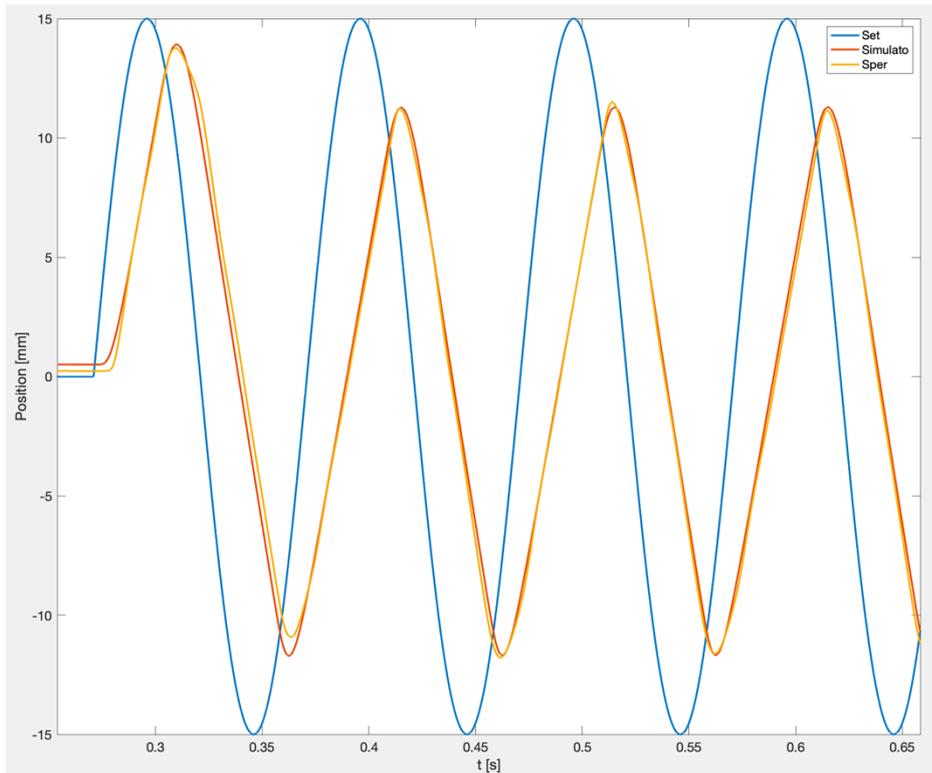


Figura 99 Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza di 10 Hz.

Anche nelle prove con sinusoidi di ampiezza di 15 mm il modello permette di ottenere buoni risultati, per tale ragione si può proseguire con l'analisi delle funzioni di risposta in frequenza e verificare se anche in quel caso il fitting del feedback sperimentale su quello simulato è ottimale.

4.6.3 Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo posizione

Per concludere l'ottimizzazione del modello è stato necessario ricavare delle funzioni di risposta in frequenza del servosistema in anello aperto.

PROVA	AMPIEZZA [mm]	AMPIEZZA PERCENTUALE	fMIN [Hz]	fMAX [Hz]	BANDA PASSANTE A -3dB [Hz]
1	5	3%	0,1	20	13
2	10	7%	0,1	20	9

Tabella 18 Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo posizione.

In particolare, come mostrato in Tabella 18, sono state ricavate due FRF, una con segnali ad un'ampiezza del 3% rispetto alla corsa massima dell'attuatore e l'altra con ampiezza del 7%, ovvero valori corrispondenti ad ampiezze delle sinusoidi di 5 mm e 10mm.

Ancora una volta viene sfruttata solo una piccola percentuale della corsa dell'attuatore, questo a causa del fatto che si tratta di un attuatore che non è adatto al controllo posizione, quindi non si è esagerato con gli spostamenti per evitare danneggiamenti del sistema.

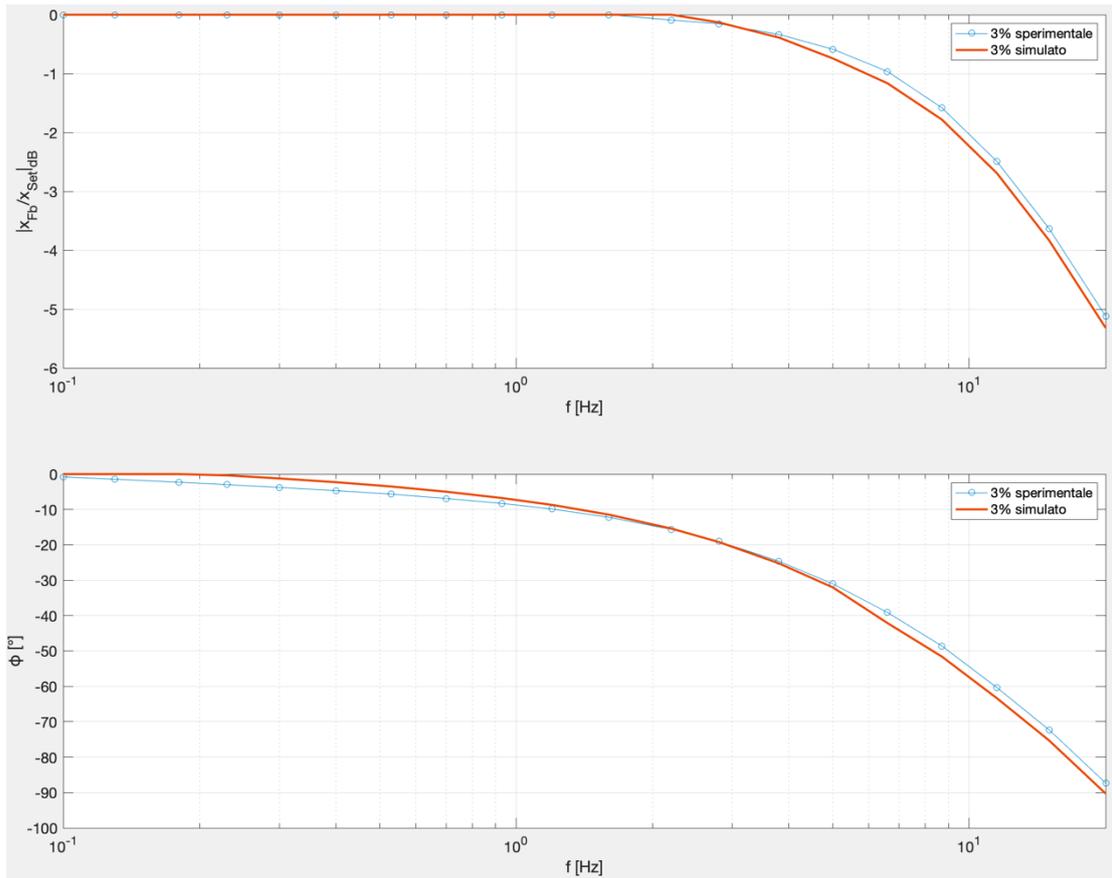


Figura 100 Funzione di risposta in frequenza ad un'ampiezza di 5 mm.

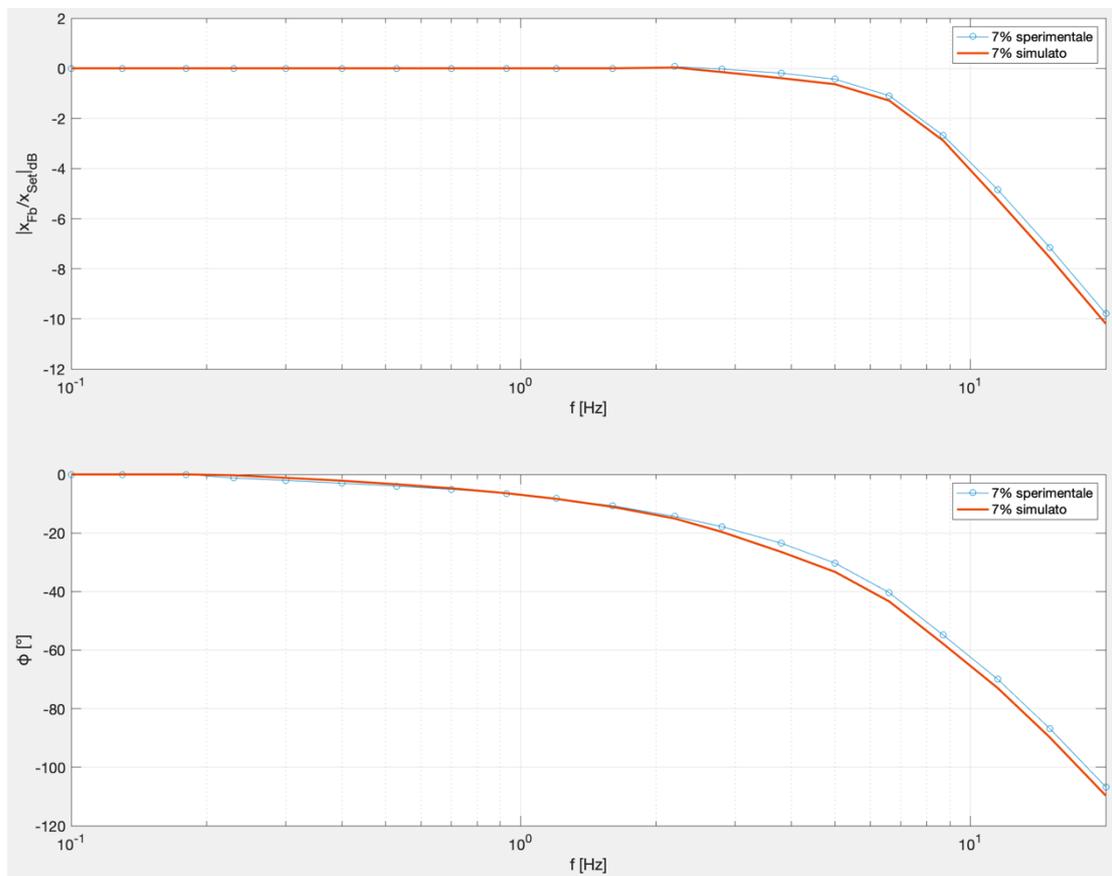


Figura 101 Funzione di risposta in frequenza ad un'ampiezza di 10 mm.

Dalle FRF in Figura 100 e Figura 101, si può concludere che il modello replica in maniera esatta le prestazioni reali dell'attuatore, poiché come si vede hanno stesso sfasamento e larghezze di banda molto vicine; la differenza tra le larghezze di banda del modello e quelle delle prove sperimentali è inferiore ad 1 Hz.

4.7 Risultati ottenuti

Nei capitoli precedenti sono stati validati dei parametri incogniti come i coefficienti di efflusso della valvola, dell'orifizio di bypass e dei leakage dell'attuatore, i parametri del secondo ordine del trasduttore ed i parametri del secondo ordine della servovalvola. Lo scopo del servosistema controllo posizione è stato quello di effettuare una stima dell'attrito dell'attuatore, per tale ragione, a valle dei risultati precedentemente ottenuti, sono stati stimati i seguenti valori relativamente al modello dell'attrito:

- $\mu_D = 0,79$;
- $l = 0,013 \text{ m}$;
- $F_S = 100 \text{ N}$.

Conclusioni e sviluppi futuri

Il modello matematico sviluppato, come si è visto nei capitoli precedenti, riesce a replicare con errori davvero ridotti le prestazioni reali dell'attuatore idraulico. Come ampiamente descritto in precedenza, si tratta un modello matematico non linearizzato, questa scelta è stata dettata dal fatto che, in prima fase di analisi, si è notato che un modello lineare non fosse in grado di replicare in alcun modo le prestazioni reali dell'attuatore.

Dunque, vista l'efficacia del modello matematico, si potrebbero effettuare delle simulazioni, tramite Simulink, grazie alle quali si può evitare di stressare l'attuatore, cercando, per quanto possibile, di aumentarne il numero di cicli di lavoro.

Inoltre, per ottenere dei risultati più precisi ed ancor più vicini alla realtà, si potrebbe montare sul banco l'attuatore di volo e studiare il comportamento dell'attuatore di carico in questa situazione, in modo da approfondire il modello matematico. Nello specifico, in questo modo si andrebbe ad effettuare un controllo forza sull'attuatore di carico, ma con la differenza che l'attuatore di volo andrebbe a costituire un disturbo di velocità. Perciò sarebbe necessario approfondire la legge di controllo e si dovrebbe inserire nel modello matematico tutta la parte relativa alla dinamica dell'attuatore, che nei casi finora presi in esame era presente esclusivamente all'interno del modello del servosistema controllo posizione. Tuttavia, andrebbe fatta un'ulteriore aggiunta all'interno del modello Simulink, infatti esso andrebbe combinato con il modello del servosistema costituito dall'attuatore di volo sotto test, in modo da tenere in considerazione il disturbo che esso costituisce sul servosistema controllo forza dell'attuatore di carico.

Indice delle Figure

Figura 1: Banco prova servocomandi.....	7
Figura 2: Armadio di controllo e acquisizione.....	8
Figura 3: Manifold di regolazione del flusso.....	9
Figura 4: Sistema idraulico dell'attuatore di carico.....	9
Figura 5: Servovalvola presente nel banco.....	10
Figura 6: Attuatore di carico.....	10
Figura 7: Cella di carico.....	11
Figura 8: LVDT.....	12
Figura 9: Collegamento LVDT-slitta.....	12
Figura 10: Trasduttori di pressione.....	13
Figura 11: PXI National Instrumens.....	14
Figura 12: Schede di gestione dei segnali in input ed in output al PXI.....	14
Figura 13: Schema del sistema in anello aperto.....	17
Figura 14: Spaccato della servovalvola.....	18
Figura 15: Schema a blocchi del modello della servovalvola.....	18
Figura 16: Flussi attraverso la servovalvola.....	19
Figura 17: Ponte di Wheatstone.....	19
Figura 18: Schema flussi orifizio di bypass.....	20
Figura 19: Schema delle portate dell'attuatore.....	21
Figura 20: Diagramma di corpo libero dell'attuatore.....	22
Figura 21: Schema dell'attuatore.....	24
Figura 22: Modello matematico del trasduttore.....	25
Figura 23: Offset presente nella servovalvola.....	27
Figura 24: Correzione dell'offset della servovalvola nel modello.....	27
Figura 25: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di +0,5 V.....	28
Figura 26: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di -1,5 V.....	28
Figura 27: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di +1 V.....	29
Figura 28: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di -2 V.....	29
Figura 29: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di +1,5 V.....	30
Figura 30: Spostamento del cassetto con una V_{SET} massima di -2,5 V.....	30
Figura 31: Risposta in frequenza della servovalvola ad un'ampiezza del 5%.....	31
Figura 32: Risposta in frequenza della servovalvola ad un'ampiezza del 15%.....	31
Figura 33: Carico sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di +0,5V e -1V.....	32
Figura 34: Carico sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di +1Ve -1,5V.....	33
Figura 35: Carico sperimentale e simulato a fronte di una V_{SET} di +1,5V e -2,5V.....	33
Figura 36: Servosistema controllo forza senza disturbo.....	35
Figura 37: Collegamento della barra fissa nel banco.....	36
Figura 38: Legge di controllo forza.....	37
Figura 39: Schema Veristand per il tuning dei parametri della legge di controllo.....	39
Figura 40: Gradino a 3000 N.....	40
Figura 41: Gradino a 5000 N.....	40
Figura 42: Gradino a 10000 N.....	41
Figura 43: Gradino a 15000 N.....	41
Figura 44: Gradino a -3000 N.....	41
Figura 45: Gradino a -5000 N.....	41

Figura 46: Gradino a -10000 N	42
Figura 47: Gradino a -15000 N	42
Figura 48: Rampa di durata di 5s con carico finale di 5 kN.....	43
Figura 49: Rampa di durata di 5s con carico finale di 10 kN.....	43
Figura 50: Rampa di durata di 5s con carico finale di 15 kN.....	44
Figura 51: Prova con offset 2000 N, ampiezza 500 N e frequenza 1 Hz.....	46
Figura 52: Prova con offset 5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 1 Hz.....	46
Figura 53: Prova con offset 5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 5 Hz.....	47
Figura 54: Prova con offset 5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 10 Hz.....	47
Figura 55: Prova con offset 10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 1 Hz.....	48
Figura 56: Prova con offset 10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 5 Hz.....	48
Figura 57: Prova con offset 10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 10 Hz.....	49
Figura 58: Prova con offset 10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 15 Hz.....	49
Figura 59: Prova con offset -5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 1 Hz.....	50
Figura 60: Prova con offset -5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 5 Hz.....	50
Figura 61: Prova con offset -5000 N, ampiezza 3000 N e frequenza 10 Hz.....	51
Figura 62: Prova con offset -10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 1 Hz.....	51
Figura 63: Prova con offset -10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 5 Hz.....	52
Figura 64: Prova con offset -10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 10 Hz.....	52
Figura 65: Prova con offset -10000 N, ampiezza 5000 N e frequenza 15 Hz.....	53
Figura 66: Risposta in frequenza e sfasamento della con un'ampiezza del 5%.....	54
Figura 67: Risposta in frequenza e sfasamento della con un'ampiezza del 10%.....	55
Figura 68: Risposta in frequenza e sfasamento della con un'ampiezza del 15%.....	55
Figura 69: Risposta in frequenza e sfasamento della con un'ampiezza del 18%.....	56
Figura 70: Servosistema controllo posizione senza disturbo.....	57
Figura 71: Diagramma di corpo libero dell'attuatore.....	58
Figura 72: Schema a blocchi della legge di controllo posizione.....	61
Figura 73: Interfaccia VeriStand per il tuning dei parametri del controllo.....	62
Figura 74: Prova con spostamento finale di 10 mm in 0,5 s.....	65
Figura 75: Prova con spostamento finale di 15 mm in 0,5 s.....	65
Figura 76: Prova con spostamento finale di 20 mm in 0,5 s.....	66
Figura 77: Prova con spostamento finale di 30 mm in 0,5 s.....	66
Figura 78: Prova con spostamento finale di 15 mm in 1 s.....	67
Figura 79: Prova con spostamento finale di 20 mm in 1 s.....	67
Figura 80: Prova con spostamento finale di 10 mm in 2 s.....	68
Figura 81: Prova con spostamento finale di 15 mm in 2 s.....	68
Figura 82: Prova con spostamento finale di 20 mm in 2 s.....	69
Figura 83: Prova con spostamento finale di 20 mm in 10 s.....	69
Figura 84: Prova con spostamento finale di 25 mm in 10 s.....	70
Figura 85: Prova con spostamento finale di 30 mm in 10 s.....	70
Figura 86: Prova con spostamento finale di 10 mm in 10 s.....	71
Figura 87: Prova con spostamento finale di 15 mm in 10 s.....	71
Figura 88: Prova con spostamento finale di 20 mm in 10 s.....	72
Figura 89: Prova con spostamento finale di 25 mm in 10 s.....	72
Figura 90: Prova con spostamento finale di 30 mm in 20 s.....	73
Figura 91: Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza 1 Hz.....	74
Figura 92: Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza 5 Hz.....	74
Figura 93: Prova sinusoidale ampiezza 5 mm e frequenza 10 Hz.....	75
Figura 94: Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza 1 Hz.....	75
Figura 95: Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza 5 Hz.....	76

Figura 96: Prova sinusoidale ampiezza 10 mm e frequenza 10 Hz.....	76
Figura 97: Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza 1 Hz.....	77
Figura 98: Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza 5 Hz.....	77
Figura 99: Prova sinusoidale ampiezza 15 mm e frequenza 10 Hz.....	78
Figura 100: Funzione di risposta in frequenza ad un'ampiezza di 5 mm.....	79
Figura 101: Funzione di risposta in frequenza ad un'ampiezza di 10 mm.....	79

Indice delle Tabelle

Tabella 1: Dati Servovalvola.....	10
Tabella 2: Dati dell'attuatore di carico.....	10
Tabella 3: Dati dell'olio.....	10
Tabella 4: Dati della cella di carico.....	11
Tabella 5: Dati del LVDT.....	12
Tabella 6: Prove fatte sul sistema in anello aperto.....	26
Tabella 7: Funzioni di risposta in frequenza della servovalvola.....	26
Tabella 8: Parametri della legge di controllo forza.....	39
Tabella 9: Prove a gradino con ampiezza positiva.....	40
Tabella 10: Prove a gradino con ampiezza negativa.....	40
Tabella 11: Prove con rampe come segnali di set.....	42
Tabella 12: Prove con sinusoidi con ampiezza positiva come segnali di set.....	45
Tabella 13: Prove con sinusoidi con ampiezza negativa come segnali di set.....	45
Tabella 14: Funzioni di risposta in frequenza.....	53
Tabella 15: Parametri della legge di controllo posizione.....	63
Tabella 16: Prove con rampe come segnali di set.....	63
Tabella 17: Prove con sinusoidi come segnali di set.....	64
Tabella 18: Funzioni di risposta in frequenza del servosistema controllo posizione...	78

Bibliografia

[1] www.boschrexroth.com

[2] www.hbm.com

[3] www.balluf.com

[4] Materiale didattico del corso di Meccatronica

[5] Bracco G., Sorli M., Laboratori di Meccatronica, 1/ed, Connect–Mc GrawHill Education, 2022

[6] Ferraresi C., Raparelli T., Meccanica Applicata, terza edizione, CLUT.