

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea

**Simulazione di un servocomando di un
velivolo in ambiente Matlab e open source
Python**

Relatore

Prof. Massimo Sorli

Corelatore

Andrea De Martin

Antonio Carlo Bertolino

Roberto Guida

Candidato

Francesco Savino

Anno accademico 2022-2023

Sommario

1	Introduzione.....	8
2	Definizione del servosistema.....	10
2.1	Descrizione servo-attuatore	10
2.2	Descrizione fluido idraulico.....	11
2.3	Pressioni di alimentazione e scarico	13
2.4	Geometria valvola di controllo	14
2.5	Descrizione attuatore lineare.....	16
3	Dimensionamento sezione di passaggio valvola	17
3.1	No load – max speed.....	18
3.2	Stall load – speed = 5 mm/s	20
3.3	Stall load – speed = 5 mm/s - 1 HYD	22
3.4	No load – max speed - 1 HYD.....	23
3.5	Curva caratteristica carico-velocità.....	23
4	Funzione di trasferimento e diagramma di Bode	27
4.1	Controllo	27
4.2	Dinamica valvola servo-proporzionale direct-drive	28
4.3	Dimensionamento valvola e portata fluido idraulico.....	30
4.4	Equazione di continuità.....	32
4.5	Servoattuatore ed equazioni parti mobili	34
4.6	Anello chiuso completo - vincolo rigido	35
4.6.1	Dinamica della servovalvola:	36
4.6.2	Dinamica dell'attuatore:	37
4.6.3	Dinamica dell'attuatore (pt.2):.....	38
4.6.4	Sezione di passaggio valvola-attuatore:.....	38
4.6.5	Schema a blocchi parte idraulica attuatore:	39

4.7	Guadagno open e closed loop	42
4.8	Vincolo cedevole.....	43
4.9	Risultati	46
4.9.1	Diagramma di Bode	46
4.9.2	Margine di fase e di guadagno.....	51
4.9.3	Rigidezza	53
4.9.4	Cedevolezza	54
4.10	Risposta del sistema a comandi	55
4.10.1	Risposta comando a gradino.....	57
4.10.2	Risposta comando a rampa	59
4.10.3	Risposta comando treno d'impulsi	61
4.10.4	Risposta a comando sinusoidale	63
5	Simulazione su Python	67
5.1	Descrizione codice	67
5.2	Confronto grafici Matlab - Python.....	69
5.3	Simulazioni servosistema ulteriori.....	72
6	Conclusioni e possibili miglioramenti.....	79
7	Appendice - codice Python.....	81
8	Bibliografia.....	99

Indice delle figure

Figura 2.1 - Schema Servoattuatore HSLA	11
Figura 2.2 - Schema interno valvola di controllo	15
Figura 3.1 - Schema attuatore	17
Figura 3.2 - Diagramma corpo libero attuatore	18
Figura 3.3 - Load/speed characteristic	24
Figura 3.4 - Caratteristica parametri 2 idrauliche attive	25
Figura 3.5 - Caratteristica parametri 1 idraulica attiva	26
Figura 4.1 - Blocco regolatore	27
Figura 4.2 - Schema trasduttore LVDT	29
Figura 4.3 - Blocco valvola direct drive	30
Figura 4.4 - Blocco valvola	32
Figura 4.5 - Blocco equazione continuità	34
Figura 4.6 - Diagramma di corpo libero servo-attuatore	34
Figura 4.7 - Diagramma corpo libero camma.....	35
Figura 4.8 - Funzione di trasferimento	36
Figura 4.9 - Blocco dinamica servovalvola	36
Figura 4.10 - Blocco attuatore	37
Figura 4.11 - Blocco attuatore (pt.2).....	38
Figura 4.12 - Blocco sezione di passaggio	38
Figura 4.13 - Blocco finale	39
Figura 4.14 - Schema a blocchi del servosistema controllo posizione ridotto	40
Figura 4.15 - Schema vincolo cedevole.....	43
Figura 4.16 - Diagramma di corpo libero punto di contatto	44
Figura 4.17 - Blocco vincolo cedevole	45
Figura 4.18 - Diagramma di Bode sistema vincolo rigido.....	48
Figura 4.19 - Zoom diagramma di Bode vincolo rigido.....	48
Figura 4.20 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole.....	50
Figura 4.21 - Zoom diagramma di Bode vincolo cedevole	50
Figura 4.22 - Margine di fase e margine di guadagno, vincolo cedevole.....	51
Figura 4.23 - Margine di fase e margine di guadagno, vincolo rigido	52
Figura 4.24 - Rigidezza sistema vincolo cedevole	53
Figura 4.25 - Rigidezza sistema vincolo fisso	53

Figura 4.26 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole.....	54
Figura 4.27 - Cedevolezza sistema vincolo fisso.....	55
Figura 4.28 - Simulink risposta a comandi del sistema, vincolo cedevole.....	56
Figura 4.29 - Blocco retroazione	56
Figura 4.30 - Simulink risposta a comandi del sistema, vincolo fisso	57
Figura 4.31 - Risposta a gradino sistema (vincolo cedevole).....	58
Figura 4.32 - Zoom risposta a gradino (vincolo cedevole).....	58
Figura 4.33 - Tempo di assestamento comando a gradino (vincolo cedevole).....	59
Figura 4.34 - Zoom risposta a gradino (vincolo fisso)	59
Figura 4.35 - Risposta a rampa sistema (vincolo cedevole)	60
Figura 4.36 - Zoom risposta a rampa (vincolo cedevole).....	61
Figura 4.37 - Zoom risposta a rampa (vincolo fisso).....	61
Figura 4.38 - Risposta a treno di impulsi sistema (vincolo cedevole).....	62
Figura 4.39 - Zoom risposta a treno di impulsi (vincolo cedevole).....	62
Figura 4.40 - 2° zoom risposta a treno di impulsi (vincolo cedevole).....	63
Figura 4.41 - Risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz.	64
Figura 4.42 - Zoom risposta a comando sinusoidale (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz.....	64
Figura 4.43 - 2° zoom risposta a comando sinusoidale (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz.	65
Figura 4.44 - Risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 10$ Hz	65
Figura 4.45 - Zoom risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 10$ Hz.....	66
Figura 5.1 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole ($T=20$ °C)	70
Figura 5.2 - Margine di fase e margine di guadagno sistema vincolo cedevole ($T=20$ °C).....	70
Figura 5.3 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole ($T=20$ °C)	70
Figura 5.4 - Rigidezza sistema vincolo cedevole ($T=20$ °C).....	71
Figura 5.5 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD ($T=20$ °C).....	71
Figura 5.6 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD ($T=20$ °C).....	72
Figura 5.7 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole ($T = -45$ °C).....	72
Figura 5.8 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD ($T = -45$ °C).....	73
Figura 5.9 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD ($T = -45$ °C).....	73
Figura 5.10 - Load - Speed Characteristics ($T = -45$ °C).....	73

Figura 5.11 - Margine di fase e margine di guadagno sistema (vincolo cedevole) (T = -45°C).....	75
Figura 5.12 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole (T = 110 °C)	76
Figura 5.13 - Margine di fase e margine di guadagno sistema (vincolo cedevole) (T=110 °C).....	76
Figura 5.14 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole (T=110 °C)	76
Figura 5.15 - Rigidezza sistema vincolo cedevole (T = 110 °C).....	76
Figura 5.16 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD (T = 110 °C).....	77
Figura 5.17 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD (T = 110 °C).....	77
Figura 5.18 - Load - Speed Characteristics (T = 110 °C).....	78

Indice delle tabelle

Tabella 2.1 - Dati fluido idraulico MIL-PRF-5606H.....	12
Tabella 2.2 - Parametri fluido idraulico per t=20°C	13
Tabella 2.3 - Dati pressioni sistema.....	14
Tabella 2.4 - Dimensionamento sleeve.....	14
Tabella 2.5 - Dimensionamento spool	14
Tabella 2.6 - Parametri attuatore.....	16
Tabella 2.7 - Parametri carico	16
Tabella 3.1 - Dati dimensionamento attuatore	20
Tabella 3.2 - Dati dimensionamento attuatore (1 e 2 HYD).....	22
Tabella 3.3 - Sezione di passaggio condotto.....	23
Tabella 3.4 - Punti caratteristici grafico 2 idrauliche attive.....	24
Tabella 3.5 - Punti caratteristici grafico 1 idraulica attiva.....	25
Tabella 4.1 - Dati valvola.....	29
Tabella 4.2 - Elenco coefficienti sistema	42
Tabella 4.3 - Elenco parametri vincolo meccanico.....	45
Tabella 4.4 - Elenco dati vincolo meccanico	45
Tabella 4.5 - Coefficienti funzione di trasferimento.....	46
Tabella 4.6 - Valori margine di fase e guadagno sistema.....	52
Tabella 5.1 - Punti caratteristici grafico 2 idrauliche attive (T = -45°C).....	74
Tabella 5.2 - Punti caratteristici grafico 1 idraulica attiva (T = -45°C).....	74

Tabella 5.3 - Valori margine di fase e guadagno sistema ($T = -45^{\circ}\text{C}$).....75

1 Introduzione

Il lavoro sviluppato nell'ambito della seguente tesi verte sul dimensionamento di un servosistema e sull'analisi e simulazione del sistema in funzione di diverse condizioni di lavoro. Questo studio è fatto utilizzando diversi software, nello specifico Matlab e Python.

Il sistema dimensionato è un servocomando elettro-idraulico controllo posizione EHSA di un alettone di un aeroplano, alettone comandato tramite un attuatore con 4 camere, 2 in alimentazione e 2 in scarico. Gli Electro-Hydraulic Servo-Actuators (EHSA), cioè i servo-attuatori elettro-idraulici, sono gli attuatori maggiormente impiegati per quanto concerne il controllo dei sistemi primari di un aeromobile, con l'utilizzo di 10 o più sistemi EHSA per il controllo dei vari componenti, spesso montati in parallelo e in ridondanza per questioni di sicurezza.

Il servosistema è controllato da un comando elettrico proporzionale all'errore presente tra set e feedback. Per molto tempo i comandi dei controlli sulle ali di aeroplani sopra un certo peso erano alimentati idraulicamente. Di recente invece, gli aerei di ultima generazione presentano segnali elettrici negli attuatori dei sistemi di controllo di volo idraulici, sistemi chiamati Fly by Wire (FBW).

La regolazione amplifica e regola il segnale in ingresso comandando l'alimentazione o lo scarico delle camere dell'attuatore, questo è fatto tramite una valvola di controllo, valvola sulla quale agisce il fluido idraulico, anche qui con doppia alimentazione, cioè con 2 idrauliche presenti che alimentano, come sull'attuatore.

La tesi si pone lo scopo di verificare eventuali congruenze e differenze nei risultati ottenuti tra i due ambienti di lavoro come scritto in precedenza. La simulazione di un servosistema ad anello chiuso generalmente è effettuata tramite software come Matlab e Simulink, i quali sono programmi di analisi dati in grado di riprodurre fedelmente l'anello di regolazione di un servosistema con eventuali disturbi esterni presenti, la funzione di trasferimento e quindi è possibile valutare la risposta dell'attuatore a determinati comandi (step, sinusoidale ...) in modo da ricavare i parametri caratteristici.

Un obiettivo della tesi è di utilizzare un software per la programmazione open-source come Python per la definizione della funzione di trasferimento, dei parametri specifici

del sistema e il diagramma di Bode. Python è un software largamente utilizzato e ormai diventato di uso comune in ambiente lavorativo.

Si verifica quindi se Python può essere un'alternativa a Matlab, almeno nelle prime fasi di simulazione e studio di un servosistema. Cioè si vuole verificare se, per una funzione lineare, un software open source è in grado di simulare e di ottenere risultati congruenti rispetto a Matlab, la sostituzione in questo ambito permette un risparmio economico per l'acquisto di licenze e una minore specializzazione in quanto sarebbe necessaria la conoscenza solamente di Python.

2 Definizione del servosistema

I servosistemi idraulici sono dei dispositivi di attuazione controllata in cui fluidi poco comprimibili trasportano e definiscono la potenza meccanica presente. La elevata densità di potenza garantisce ampio impiego in particolare se sono necessarie alte potenze o se si hanno problemi di ingombro, inoltre vi è una minore probabilità di impuntamento e una facile gestione delle condizioni di trascinamento rispetto ad altri servosistemi (es. elettromeccanici). Queste motivazioni li rendono particolarmente adatti a sistemi di controllo di volo.

Il sistema EHSA qui simulato è un tipico attuatore di controllo di volo primario elettroidraulico. È composto dalle parti idrauliche e di controllo. La prima parte è costituita da una servovalvola elettroidraulica e da un attuatore idraulico lineare. La struttura di controllo utilizza, invece, un trasduttore di posizione lineare come sensore di feedback per il controllo di posizione ad anello chiuso.

2.1 Descrizione servo-attuatore

L'attuatore progettato ha due sistemi idraulici completamente indipendenti riforniti da due porte separate. Lo schema del servoattuatore è mostrato in Figura 2.1, nel quale Press 1 e Press 2 sono le 2 alimentazioni del sistema (freccie in rosso).

L'attuatore opera utilizzando il fluido idraulico MIL-PRF-5606H. Nella progettazione si considera il fluido in condizioni normali di pulizia, di classe 8 o migliore per lo standard NAS 1638.

L'attuatore è progettato per condizioni operative con pressione di alimentazione pari a 202 bar e pressione di scarico pari a 5 bar. L'attuatore difatti può operare con pressione di alimentazione tra 180 e 220 bar e pressione di scarico tra 4 e 10 bar.

Il materiale del pistone è un acciaio 15-5 PH con modulo di Young $E = 197000$ MPa, un acciaio inossidabile martensitico indurito per precipitazione, utilizzato per pezzi che richiedono elevata resistenza meccanica, resilienza importante e anche una buona resistenza alla fatica.

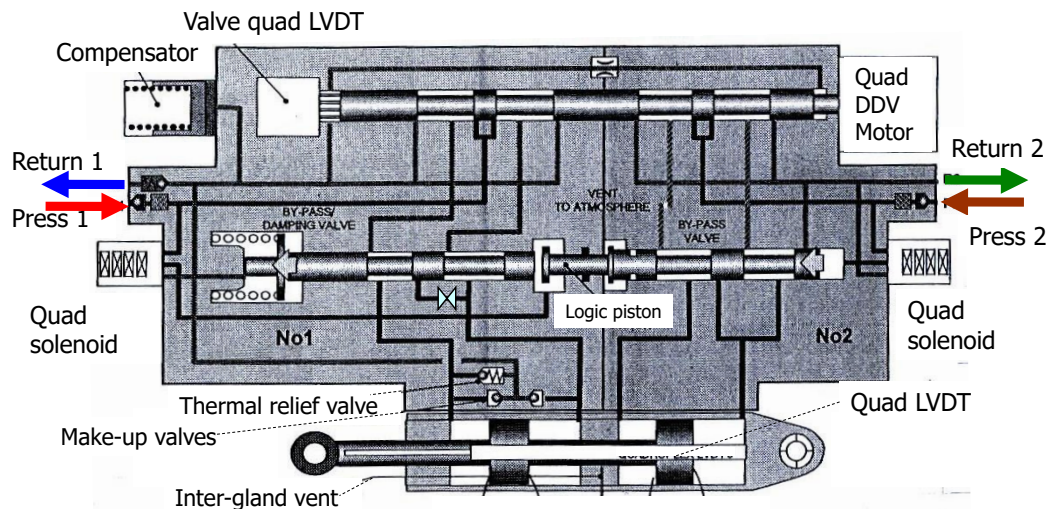


Figura 2.1 - Schema Servoattuatore HSLA

Press 1 e Press 2 sono le alimentazioni, i condotti poi che portano il fluido in pressione sono aperti o chiusi dalla valvola di comando, valvola in cui nello schema è sottolineato il Quad DDV motor che sposta il pistone della valvola aprendo o i canali Press o i canali Return.

La Valve quad LVDT misura la posizione del cassetto della valvola, permettendo un ulteriore controllo, oltre allo spostamento dell'attuatore.

Dalla valvola il fluido idraulico in pressione, visibile in basso nella Figura 2.1, passa attraverso la valvola di bypass prima di riempire l'attuatore, nello schema è chiamata anche bypass damping valve, questo permette di smorzare l'effetto di eventuali sovrappressioni grazie all'azione della molla presente. Difatti nel caso di problemi che causino eccessivi incrementi di pressione, la forza di pressione è contrastata dalla forza elastica della molla, compressa dall'eccessiva pressione.

Nella simulazione presentata nella trattazione non vi è la dinamica relativa alle valvole di bypass presenti, logic piston e valvole di scarico termiche. Si considera quindi l'attuatore collegato direttamente alla valvola tramite un condotto.

2.2 Descrizione fluido idraulico

Come riportato in precedenza l'attuatore opera utilizzando il fluido idraulico MIL-PRF-5606H. Di seguito (Tabella 2.1) sono riportate le specifiche del fluido, in particolare le formule che regolano la variazione dei parametri in funzione della temperatura T.

Nello specifico lo studio è effettuato per un range di temperatura del fluido variante tra -45 e 110 °C, in modo da verificare il comportamento del sistema anche in condizioni estreme di temperatura oltre che alla temperatura operativa di progetto.

ρ_0	0,857 kg/m ³
a_d	0,7125 kg/(°C*m ³)
a_{v1}	0,187
b_{v1}	0,00397
c_{v1}	3,5
a_{v2}	0,068
b_{v2}	0,00858
c_{v2}	23,3
β_0	2050 MPa
ab	7.625 MPa/*C

Tabella 2.1 - Dati fluido idraulico MIL-PRF-5606H

Di seguito sono riportate le formule relative al calcolo di densità ρ (2-1), viscosità cinematica ν (2-2), funzione della temperatura °C, viscosità assoluta μ (2-3):

$$\rho = \rho_0 - a_d * T \quad (2-1)$$

$$\begin{cases} \nu = c_{v2} + 10^{10(a_{v2}-b_{v2}*T)} & T < 0 \\ \nu = c_{v1} + 10^{10(a_{v1}-b_{v1}*T)} & T \geq 0 \end{cases} \quad (2-2)$$

$$\mu = \rho * \nu * 10^{-6} \quad (2-3)$$

Il modulo di Bulk è il coefficiente di proporzionalità che correla la pressione che agisce su di una massa di fluido e la sua variazione di volume. La definizione teorica del modulo è la seguente:

$$\beta = -V_0 \left(\frac{dp}{dV} \right)_T \quad (2-4)$$

Il valore del modulo di Bulk è dipendente anche dalla temperatura, ed è possibile esprimere una correlazione lineare tra i due valori in prima approssimazione, come riportato in (2-5):

$$\beta = (\beta_0 - ab * T) * 10^6 \quad (2-5)$$

Il modulo di Bulk considerato però non riguarda quello di un liquido non contaminato, come in (2-5), bensì di un fluido in cui è presente una piccola frazione di gas sotto forma di bolle, quindi un modulo di Bulk equivalente.

Considerando quindi il volume totale V_t pari alla somma del volume di liquido e quello gassoso si ottiene che il modulo di Bulk è pari a:

$$\beta_e = \frac{1}{\frac{1}{\beta} + \frac{f_{ra}}{ps}} \quad (2-6)$$

Dove f_{ra} è la frazione volumetrica di aria presente, considerata uguale a 0,01.

Si riassumono nella Tabella 2.2 i valori di densità, viscosità e modulo di Bulk del fluido per una temperatura che nelle simulazioni nel capitolo 4 si considera pari a 20°C. In un secondo momento si verifica l'efficacia del fluido per temperature operative più estreme, casi necessari da valutare per un sottosistema presente di un aereo, dove i livelli di sicurezza richiesti sono molto alti.

t	20 °C
ρ	842,75 kg/m ³
ν	22,6 cS
μ	0,019 kg/ms
β_e	1897,5 MPa
c_d	0,63
c_{d0}	0,707

Tabella 2.2 - Parametri fluido idraulico per $t=20^\circ\text{C}$

2.3 Pressioni di alimentazione e scarico

In Tabella 2.3 sono riportate le pressioni operative (p_S e p_R), pressione che agisce sulla valvola di comando:

p_S	20,2 MPa
p_R	0,5 MPa
Δp	19,7 MPa

Tabella 2.3 - Dati pressioni sistema

2.4 Geometria valvola di controllo

Una volta stabilite le pressioni del fluido in uscita dall'alimentazione, per dimensionare il sistema è necessario stabilire le dimensioni della valvola di regolazione, nello specifico i diametri, le dimensioni dell'orifizio di passaggio del fluido idraulico, il ricoprimento sia per le camere di mandata che per quelle di ritorno.

d_{SL}	14 mm	Diametro sleeve
w_S	0,9 mm	Larghezza camera mandata
w_R	0,9 mm	Larghezza camera ritorno
xv_{SL}	1 mm	Corsa totale valvola
ovs_{SL}	$-4 \cdot 10^{-6}$ m	Ricoprimento mandata
ovr_{SL}	$4 \cdot 10^{-6}$ m	Ricoprimento ritorno
A_{VS}	0,904 mm ²	Area di passaggio mandata
A_{VR}	0,897 mm ²	Area di passaggio ritorno
h_{SL}	$4 \cdot 10^{-6}$ m	Gioco radiale

Tabella 2.4 - Dimensionamento sleeve

d_{SP}	7 mm	Diametro spool
w_S	1,2 mm	Larghezza camera mandata
w_R	1,4 mm	Larghezza camera ritorno
xv_{SL}	1 mm	Corsa totale valvola
ovs_{SL}	$50 \cdot 10^{-6}$ m	Ricoprimento mandata
ovr_{SL}	$50 \cdot 10^{-6}$ m	Ricoprimento ritorno
A_{VS}	1,14 mm ²	Area di passaggio mandata
A_{VR}	1,33 mm ²	Area di passaggio ritorno
h_{SL}	$4 \cdot 10^{-6}$ m	Gioco radiale

Tabella 2.5 - Dimensionamento spool

In

Figura 2.2 è riportato lo schema interno della valvola di controllo in cui sono evidenziate anche le portate in ingresso e in uscita funzione dello spostamento dello spool x_v . Le seguenti equazioni descrivono tali portate, in particolare Q_s è la portata entrante nella valvola dall'alimentazione mentre Q_R è la portata che va in scarico dalla valvola di controllo:

$$Q_s = Q_{1s} + Q_{2s} + Q_{1sj} + Q_{2sj} \quad (2-7)$$

$$Q_R = Q_{1R} + Q_{2R} + Q_{1Rj} + Q_{2Rj} \quad (2-8)$$

$$Q_1 = Q_{1s} - Q_{1R} + Q_{1sj} - Q_{1Rj} \quad (2-9)$$

$$Q_2 = Q_{1s} - Q_{2s} + Q_{2Rj} - Q_{2sj} \quad (2-10)$$

Queste formule considerano quindi le perdite dovute ad eventuali leakage presenti tra spool e sleeve e tra lo sleeve e il condotto che poi collega la valvola all'attuatore, per il calcolo della portata per la funzione di trasferimento queste perdite saranno poi trascurate.

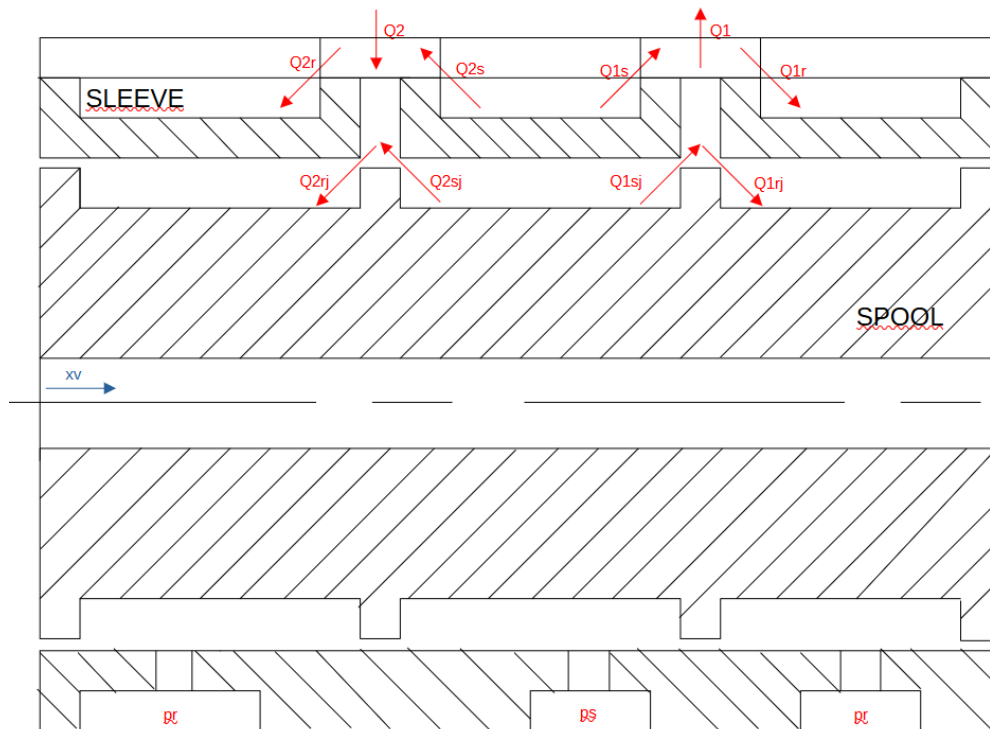


Figura 2.2 - Schema interno valvola di controllo

2.5 Descrizione attuatore lineare

In Tabella 2.6 sono elencati i dati di progetti scelti per l'attuatore con la geometria dello stelo e del cilindro mentre in Tabella 2.7 i parametri per il carico con relativi coefficienti di smorzamento e rigidità.

d	22,2 mm	Diametro stelo
D	36,3 mm	Diametro cilindro
D_e	40,3 mm	Diametro esterno cilindro
A_{rod}	386,03 mm ²	Area stelo
A_1	648,88 mm ²	Area attiva
s	2 mm	Spessore parete cilindro
L_t	60 mm	Corsa totale
$V_t = A_1 * L_t$	3,89 * 10 ⁴ mm ³	Volume totale singolo cilindro
M_a	1,132 kg	Massa pistone + stelo
ks_a	3 * 10 ⁷ N/m	Rigidità punto di attacco
γ	600 Ns/m	Coefficiente di smorzamento attuatore

Tabella 2.6 - Parametri attuatore

M_{out}	35 kg	Massa carico
$\beta_{out} = \frac{damp_{out}}{2\sqrt{M_{out} * ks_{out}}}$	1024,7 Ns/m	Coefficiente di smorzamento carico
$damp_{out}$	0,05	Fattore di smorzamento carico
ks_{out}	$3 * 10^6$ N/m	Rigidezza carico

Tabella 2.7 - Parametri carico

3 Dimensionamento sezione di passaggio valvola

In questa fase vi è la progettazione e il dimensionamento dell'attuatore, in particolare si determina il diametro e l'area di passaggio che deve avere il condotto che alimenta e scarica le camere, il quale collega la valvola e l'attuatore.

A_v è la sezione che permette di disaccoppiare la pressione di alimentazione e scarico da quella interna alle 4 camere dell'attuatore. Il calcolo è possibile considerando le dimensioni dell'attuatore e della valvola di controllo progettate nel capitolo 2, in particolare i diametri di pistone e cilindro.

In Figura 3.1 è presente una rappresentazione schematica dell'attuatore, nel quale a titolo di esempio la prima e terza camera sono in alimentazione, quindi alimentate con un flusso in ingresso pari a Q_1 , a differenza delle altre due camere in scarico in cui vi è una portata in uscita. In questo caso il movimento del pistone con velocità x_d è da sinistra verso destra.

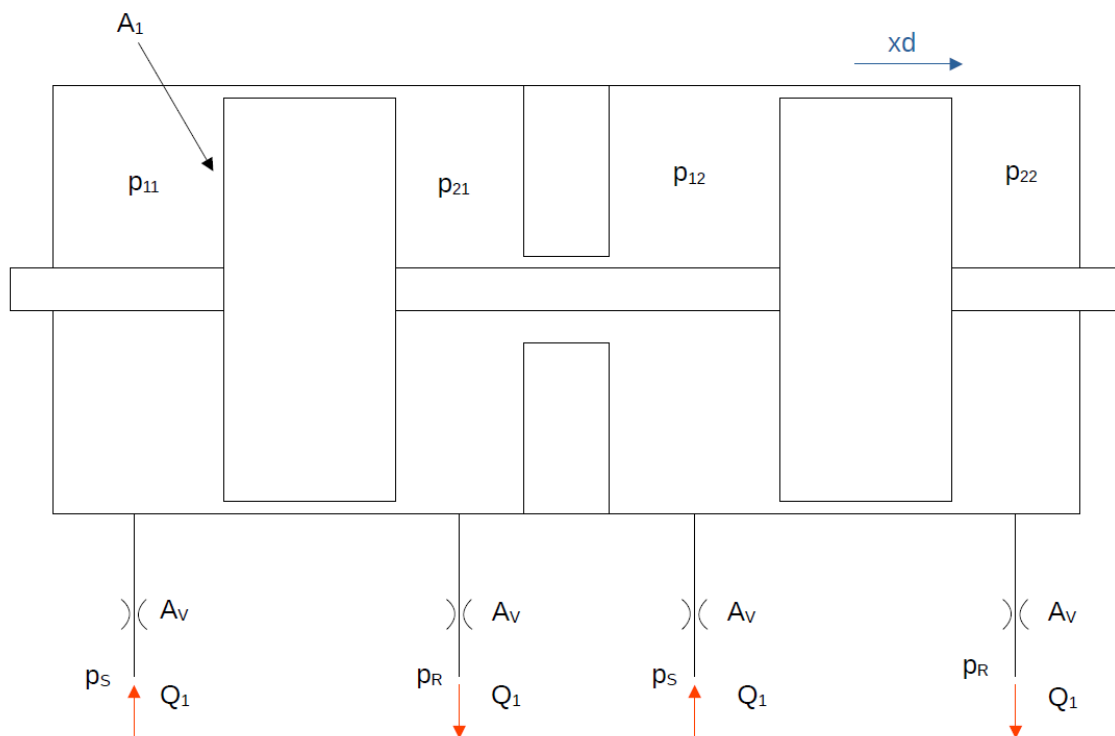


Figura 3.1 - Schema attuatore

Nello specifico si verifica la dimensione dell'orificio di passaggio A_v in due casi:

- A) No Load – Max Speed
- B) Stall Load – Speed = 5 mm/s

Si descrive nei successivi paragrafi i calcoli relativi ai seguenti sistemi e i risultati ottenuti.

3.1 No load – max speed

Le ipotesi di base fatte sul sistema sono le seguenti:

- due idrauliche attive;
- no condizioni di jamming in nessuna delle valvole;
- $F_{ext} = 0 \text{ N}$;
- $\dot{x}_{max} = 130 \frac{mm}{s}$;
- $p_{11} = p_{12}$; $p_{21} = p_{22}$ per simmetria;
- $p_S = 20,2 \text{ MPa}$ pressione di alimentazione;
- $p_R = 0,5 \text{ MPa}$ pressione di scarico;
- $F_{att} = F_{a1} + F_{a2} = 611 \text{ N}$ forza di attrito dinamica.

Si vuole valutare la dimensione della luce di passaggio affinché lo stelo dell'attuatore si possa muovere a velocità massima, da progetto stabilita pari a 130 mm/s mentre il carico esterno agente su di esso è pari a zero.

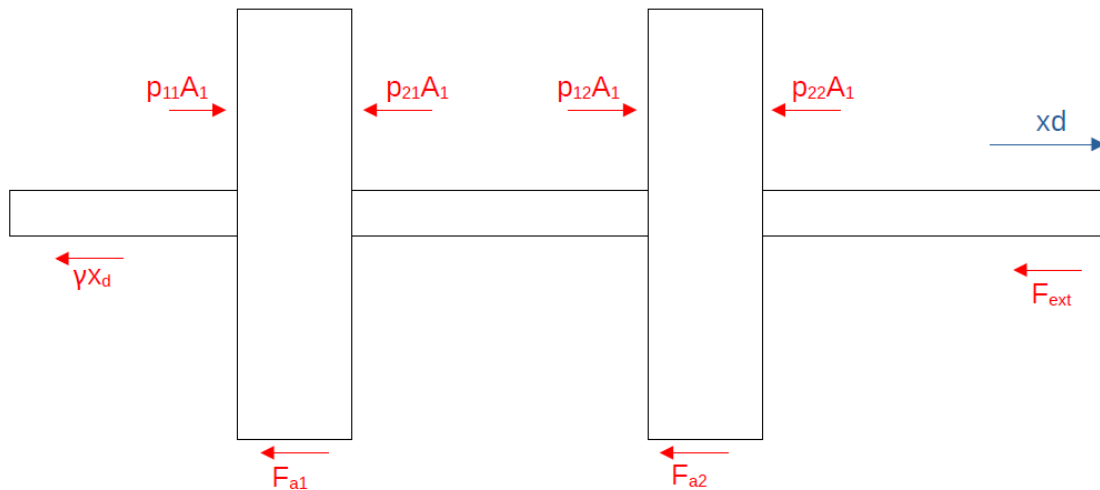


Figura 3.2 - Diagramma corpo libero attuatore

Si determina il flusso idraulico passante attraverso gli orifizi che alimentano e scaricano la pressione. In particolare la portata di fluido passante attraverso il condotto è data dalla portata passante attraverso un ugello di area A_v :

$$Q_1 = A_1 \dot{x} \tag{3-1}$$

$$Q_1 = c_d A_v \sqrt{2 \frac{p_S - p_{11}}{\rho}} \tag{3-2}$$

$$Q_1 = c_d A_v \sqrt{2 \frac{p_{21} - p_R}{\rho}} \tag{3-3}$$

Il sistema di equazioni che permette il calcolo di A_v è dato anche dall'equilibrio delle forze esercitate all'interno dell'attuatore ($\Sigma F = 0$), considerando anche eventuali attriti viscosi e dinamici:

$$p_{11}A_1 + p_{12}A_1 - p_{21}A_1 - p_{22}A_1 - F_e - (F_{a1} + F_{a2}) - \gamma \dot{x} = 0 \tag{3-4}$$

Date le ipotesi di base scritte precedentemente l'equazione è possibile riscriverla come:

$$2p_{11}A_1 - 2p_{21}A_1 - (F_{a1} + F_{a2}) - \gamma \dot{x} = 0 \tag{3-5}$$

Vi è la possibilità quindi di calcolare eventualmente la differenza di pressione che si esercita tra le due camere nel caso in cui l'attuatore non è sotto carico:

$$p_{11} - p_{21} = \frac{\gamma \dot{x} + (F_{at1} + F_{at2})}{2A_1} \tag{3-6}$$

Infine, è possibile determinare la formula per il calcolo di A_v :

$$A_{v,maxs} = \frac{Q_1}{c_d} \sqrt{\frac{\rho}{p_S - p_R - \frac{\gamma \dot{x} + (F_{a1} + F_{a2})}{2A_1}}} = 0,8878 \text{ mm}^2 \tag{3-7}$$

Il valore di A_v qui riportato corrisponde al valore che la sezione di passaggio dovrebbe avere per ottenere la velocità massima di 130 mm/s in assenza di carico esterno. Essendo le aree di progetto riportate nel paragrafo 2.4 maggiori rispetto ad $A_{v,maxs}$ la velocità massima raggiunta dallo stelo in assenza di carico, con due idrauliche attive è maggiore a 130 mm/s (per una temperatura di fluido pari a 20°C).

Si riporta di seguito il sistema di equazioni tali a calcolare i valori di pressione interna all'attuatore date le sezioni di passaggio A_{VS} e A_{VR} e i valori di portata volumetrica:

$$p_{11} = p_s - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_1}{c_d A_{VS}} \right)^2 \quad (3-8)$$

$$p_{21} = p_R + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_1}{c_d A_{VR}} \right)^2 \quad (3-9)$$

$$\Delta p = p_{11} - p_{21} \quad (3-10)$$

$$F_e = 2A_1 \Delta p - F_{at} - \gamma \dot{x} \quad (3-11)$$

	$\dot{x} = 130 \frac{mm}{s}$	$\dot{x} = 120 \frac{mm}{s}$	$\dot{x} = 110 \frac{mm}{s}$
Q_1	$8,436 * 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$	$7,787 * 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$	$7,138 * 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$
p_{11}	10,95 MPa	12,31 MPa	13,58 MPa
p_{21}	9,90 MPa	8,51 MPa	7,23 MPa
Δp	1,05 MPa	3,81 MPa	6,34 MPa
F_e	668,5 N	4255,7 N	7556,3 N

Tabella 3.1 - Dati dimensionamento attuatore

3.2 Stall load – speed = 5 mm/s

Si valuta la condizione di stallo dell'alettone, cioè si vuole verificare la dimensione della sezione di passaggio del condotto tale per cui data la forza esterna F_{ext} sul sistema l'alettone si muove molto lentamente, cioè la velocità di spostamento del pistone che lo comanda è pari a $\dot{x}_{sc} = 5 \text{ mm/s}$.

In questo caso invece le ipotesi di base fatte sul sistema sono le seguenti:

- due idrauliche attive;
- no condizioni di jamming in nessuna delle valvole;
- $F_{ext} = 24000 \text{ N}$;
- $\dot{x}_{sc} = \frac{5mm}{s}$;
- $p_{11} = p_{12}$; $p_{21} = p_{22}$ per simmetria;
- $p_S = 20,2 \text{ MPa}$ pressione di alimentazione;
- $p_R = 0,5 \text{ MPa}$ pressione di scarico;
- $F_{att} = F_{a1} + F_{a2} = 724 \text{ N}$ forza di attrito dinamica

Il cambiamento rispetto ai calcoli precedenti (paragrafo 3.1) riguarda la presenza di una forza esterna, una forza detta di stallo F_{ext} , inoltre aumenta la forza di attrito presente sulle guarnizioni intorno ai cassette:

$$p_{11}A_1 + p_{12}A_1 - p_{21}A_1 - p_{22}A_1 - F_e - (F_{a1} + F_{a2}) - \gamma\dot{x} = 0 \quad (3-12)$$

$$2p_{11}A_1 - 2p_{21}A_1 - (F_{a1} + F_{a2}) - \gamma\dot{x} - F_e = 0 \quad (3-13)$$

Il calcolo quindi che permette di verificare l'apertura necessaria in condizioni di stallo è il seguente:

$$A_v = \frac{A_1 \dot{x}_{sc}}{c_d} \sqrt{\frac{\rho}{p_S - p_R - \frac{\gamma\dot{x} + (F_{a1} + F_{a2}) + F_{ext}}{2A_1}}} = 0,1859 \text{ mm}^2 \quad (3-14)$$

In questo caso la dimensione di progetto della sezione di passaggio è molto maggiore rispetto a quella qui calcolata, quindi la velocità di spostamento dello stelo quando su di esso agisce una forza esterna di stallo F_{ext} è maggiore rispetto a quella ipotizzata \dot{x}_{sc} (vedi paragrafo 3.5).

Si riportano anche i valori di pressione data la forza di stallo e la sezione di passaggio effettiva:

$$\Delta p = \frac{\frac{F_e}{2} + F_{att}}{A_1} = 19,051 \text{ MPa} \quad (3-15)$$

$$p_{11} = p_s - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_1}{c_d A_{VS}} \right)^2 = 19,876 \text{ MPa} \quad (3-16)$$

$$p_{21} = p_R + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_1}{c_d A_{VR}} \right)^2 = 0,824 \text{ MPa} \quad (3-17)$$

$$F_e = 2A_1 \Delta p - F_{att} - \gamma \dot{x} = 24,00 \text{ kN} \quad (3-18)$$

3.3 Stall load – speed = 5 mm/s - 1 HYD

Si ripetono le ipotesi fatte in precedenza nel paragrafo 3.2, le differenze sono la presenza di una singola idraulica attiva, quindi solo una camera è alimentata ($p_{12} = 0$), inoltre varia la forza di attrito agente sul sistema ($F_{att} = F_{a1} + F_{a2} = 410 \text{ N}$)

$$F_{ext} = 12000 \text{ N}$$

Si riporta di seguito il calcolo finale e il risultato del dimensionamento:

$$A_v = \frac{A_1 \dot{x}_{sc}}{c_d} \sqrt{\frac{\frac{3}{2} \rho}{p_s - 2p_R - \frac{\gamma \dot{x} + (F_{a1} + F_{a2}) + F_{ext}}{A_1}}} = 0,6696 \text{ mm}^2 \quad (3-19)$$

In Tabella 3.2 è riportato il confronto per le condizioni di stallo nel caso in cui siano attive due idrauliche, cioè nel caso siano alimentate entrambe le camere, o solo una, questo per valutare il caso in cui vi sia un malfunzionamento o vi sia la necessità funzionale, queste condizioni sono ottenute stabilendo una forza di stallo necessaria dal sistema. La differenza tra le due condizioni non è particolarmente sensibile.

	2 HYD	1 HYD
p_{11}	19,876 MPa	19,34 MPa
p_{22}	0,824 MPa	0,525 MPa
Δp	19,051 MPa	18,809 MPa
F_e	24000 N	12000 N

Tabella 3.2 - Dati dimensionamento attuatore (1 e 2 HYD)

3.4 No load – max speed - 1 HYD

Ulteriore calcolo è quello per verificare la velocità del pistone che comanda l'alettone in caso di assenza di carico con solo un'alimentazione attiva, un'idraulica presente. Questo movimento con area A_v dell'orifizio pari a quella dimensionata nel paragrafo 3.1 ($A_v = 0,8878 \text{ mm}^2$).

$$\dot{x}_{NL,1HYD} = \frac{c_d A_{v,maxs}}{A_1} \sqrt{\frac{p_s - 2p_R - \frac{F_{a1} + F_{a2}}{A_1}}{\frac{3}{2}\rho}} = 0,1045 \frac{m}{s} = 104,5 \frac{mm}{s}$$

(3-20)

Riassumendo i valori di progetto ricavati nella Tabella 3.3:

$A_{v,maxs2Hyd}$	0,8878 mm ²
$A_{v,st2Hyd}$	0,1859 mm ²
$A_{v,maxs1Hyd}$	0,6915 mm ²
$x_{v,nl1Hyd}$	104,5 mm/s

Tabella 3.3 - Sezione di passaggio condotto

3.5 Curva caratteristica carico-velocità

In Figura 3.3 è riportata la curva caratteristica completa che mette in relazione la velocità di spostamento del pistone e il carico esterno esercitato dall'alettone sul servoattuatore, nel caso sia presente una camera in pressione (p_s) o due camere in pressione.

Con 2 alimentazioni attive è possibile il movimento del pistone con carichi più elevati e a velocità maggiori (curva blu), questo garantisce maggiore reattività al sistema e in caso di elevate sollecitazioni sul velivolo una risposta adeguata.

La presenza di 2 idrauliche è giustificata da questo e da questioni relative alla sicurezza dell'aereo, nel caso di malfunzionamento e interruzione di una delle alimentazioni il sistema continua a funzionare e vi è sempre una regolazione sullo spostamento, seguendo la curva in rosso presente in Figura 3.3.

Le equazioni che permettono di ricavare tali curve sono analoghe a quelle in paragrafo 3.2. Nella costruzione del grafico l'area di passaggio del fluido tra valvola ed attuatore si considera uguale alla media tra la sezione di supply e di return definita nella geometria della valvola di controllo ($A_v = 0,9 \text{ mm}^2$).

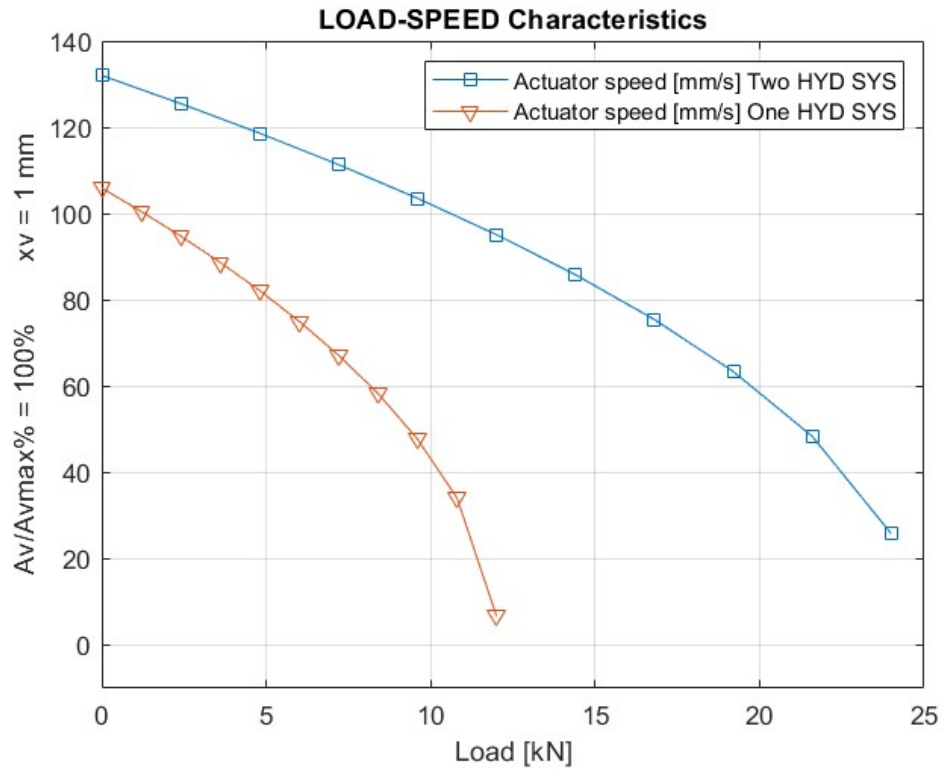


Figura 3.3 - Load/speed characteristic

In Tabella 3.4 e in Tabella 3.5 sono riportati i punti caratteristici del grafico per 2 HYD e 1 HYD attive.

F_e [kN]	\dot{x} (2 HYD) [mm/s]
0	132
2,4	125
4,8	119
7,2	111
9,6	103
12,0	95
14,4	86
16,8	75
19,2	63
21,6	48
24,0	26

Tabella 3.4 - Punti caratteristici grafico 2 idrauliche attive

F_e [kN]	\dot{x} (1 HYD) [mm/s]
0	106
1,2	100
2,4	95
3,6	89
4,8	82
6,0	75
7,2	67
8,4	58
9,6	48
10,8	34
12,0	7

Tabella 3.5 - Punti caratteristici grafico 1 idraulica attiva

Inoltre si riportano nei successivi grafici un riassunto dell'andamento dei valori dei parametri fondamentali dell'attuatore in funzione della velocità del pistone.

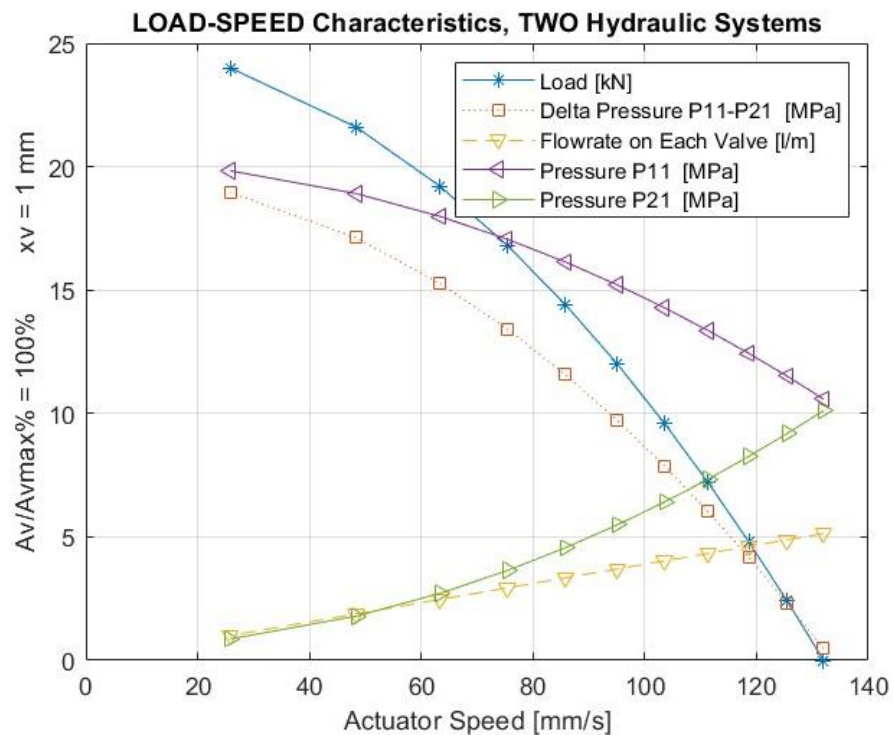


Figura 3.4 - Caratteristica parametri 2 idrauliche attive

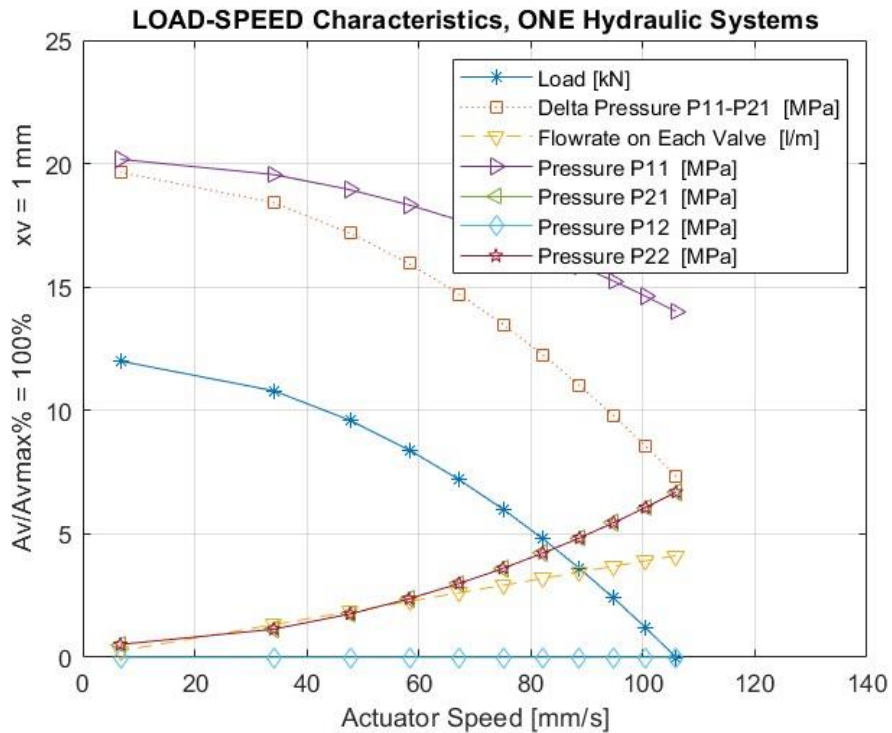


Figura 3.5 - Caratteristica parametri 1 idraulica attiva

Si sottolinea come un aumento della velocità dello spostamento del pistone comporta un aumento immediato della portata in ingresso e uscita dalle camere, essendo le due grandezze direttamente proporzionali. A causa dell'aumento di portata di fluido Q si ha che una velocità maggiore causa anche una minore differenza di pressione tra le camere, tendente a zero nel caso di due idrauliche attive (Figura 3.4), quindi p_{11} diminuisce mentre contemporaneamente p_{21} aumenta.

4 Funzione di trasferimento e diagramma di Bode

La funzione di trasferimento del sistema è la funzione che permette di controllare il segnale di uscita, lo spostamento del pistone che controlla l'alettone, partendo da un segnale in ingresso che nel caso di un sistema ad anello chiuso è pari all'errore. L'errore si considera pari alla differenza tra il valore di set, segnale funzione dello spostamento desiderato, e il valore di feedback che corrisponde alla posizione effettiva del pistone.

Nei paragrafi successivi sono riportati nel dettaglio i componenti che costituiscono il servattuatore e le equazioni che caratterizzano la fisica di essi.

4.1 Controllo

Il controllore (GC) è l'elemento che, quando aggiunto al sistema, permette la regolazione dell'andamento della variabile di processo, generando un segnale in uscita detto di riferimento. Esistono diversi modelli di regolatori più o meno complessi in grado di compensare, anticipare o annullare l'errore.

Il regolatore scelto per il seguente servosistema è un semplice controllo proporzionale C, in cui il segnale di riferimento è direttamente proporzionale all'errore. La decisione fatta è sicuramente una semplificazione rispetto a un sistema reale ma sufficiente ad ottenere dei risultati soddisfacenti per la simulazione del controllo posizione elettro-idraulico.

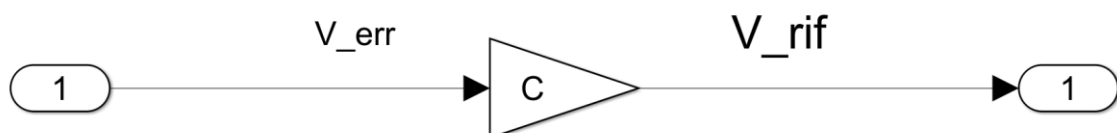


Figura 4.1 - Blocco regolatore

$$C = 500$$

Tale valore è scelto per amplificare il segnale di errore, il quale è debole in tensione e proporzionale all'errore, evitando eventuali instabilità sul segnale provocate da un valore troppo alto di C.

Per aumentare la precisione del sistema si può aggiungere un blocco integrativo, il quale permette la compensazione dell'errore a regime del sistema, si verificherà se sia necessario aggiungerlo o meno.

4.2 Dinamica valvola servo-proporzionale direct-drive

La Direct Drive Valve è una valvola idraulica impiegata nei sistemi di controllo in closed loop, essa è ad azionamento diretto in quanto presenta un motore elettrico in corrente continua che permette, anche senza l'idraulica, il movimento del cassetto.

Nella seguente applicazione la valvola controlla la portata di fluido che alimenta l'attuatore e regola di conseguenza la posizione del pistone dell'attuatore. L'uso di questa tipologia di valvola è ampio in quanto è di maggiore affidabilità rispetto alla servovalvola a due stadi convenzionale.

La valvola è controllata da un motore elettrico DC reversibile che consente di cambiare la posizione del cassetto, detto torque motor.

Si evidenzia la presenza di un trasduttore LVDT che permette la misurazione dello spostamento del cassetto, spostamento comandato sempre dal motore elettrico. Il LVDT è un trasduttore lineare misurante lo spostamento in assenza di contatto, esso agisce secondo il principio della mutua induttanza, producendo un segnale elettrico proporzionale allo spostamento del core ferromagnetico.

Esso è costituito da un avvolgimento primario, due avvolgimenti secondari e un cuore mobile di materiale ad alta permeabilità, come schematizzato in Figura 4.2:

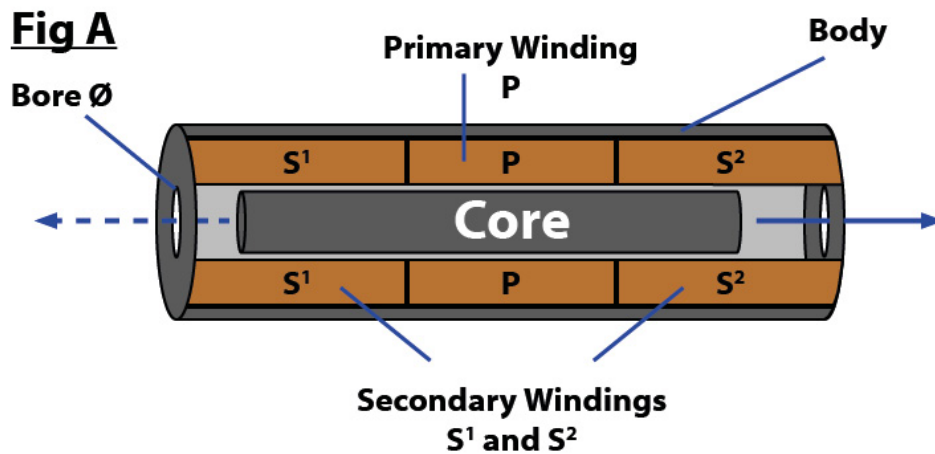


Figura 4.2 - Schema trasduttore LVDT

Si cerca quindi un sistema di equazioni tali per cui dato un segnale in tensione in ingresso corrisponda uno spostamento del cassetto x_v , spostamento che determinerà in seguito il flusso entrante e uscente dalla valvola.

La relazione è riassunta in maniera semplificata dall'equazione (4-1), difatti indipendentemente dal tipo di servovalvola la relazione tra spostamento e tensione di riferimento può essere ridotta a una funzione di trasferimento del secondo ordine dove domina la dinamica dello spostamento dell'elemento mobile:

$$\ddot{x}_V + 2 * \xi_n * \sigma_n * \dot{x}_V + \sigma_n^2 * x_V = \sigma_n^2 * k_s * V_{ref} \quad (4-1)$$

$$k_s = \frac{x_{V,stmax}}{V_{ref,max}} \quad (4-2)$$

σ_n	1000 rad/s	Frequenza naturale
ξ_n	0,9	Coefficiente di smorzamento
$x_{V,stmax}$	1 mm	Corsa totale valvola
$V_{ref,max}$	10 V	Tensione massima di riferimento

Tabella 4.1 - Dati valvola

In Tabella 4.1 sono riportati i dati della servovalvola, essi sono a titolo di esempio e servono a verificare la validità dell'intera simulazione su Matlab e su Python e un confronto tra le due.

k_s è il guadagno meccanico della servovalvola mentre σ_n e ξ_n sono la pulsazione propria della valvola e il coefficiente di smorzamento, i quali valori sono funzione delle caratteristiche costruttive.

Il blocco in Figura 4.3 è quello relativo al sottosistema qui descritto, in uscita lo spostamento del cassetto regola la portata di fluido idraulico che va ad alimentazione e scarico.

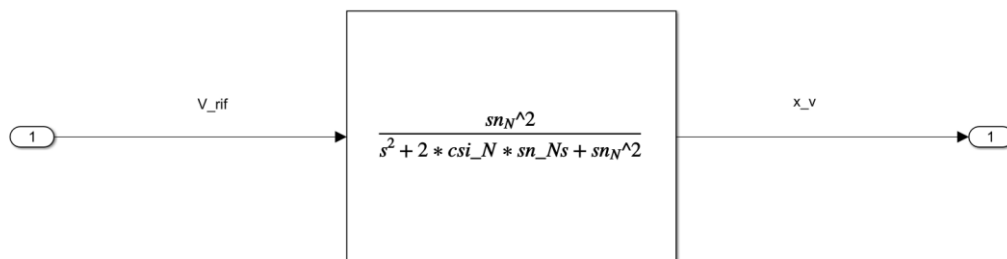


Figura 4.3 - Blocco valvola direct drive

4.3 Dimensionamento valvola e portata fluido idraulico

Una volta dimensionata e definita la tipologia della luce di passaggio è possibile ricavare la portata di fluido idraulico passante per le porte, funzione dello spostamento del cassetto x_v in ingresso.

Le caratteristiche delle porte della valvola sono:

- centri critici $\varepsilon = 0$;
- assenza di trafiletti;
- orifizi simmetrici ($A_1 = A_3$; $A_2 = A_4$) ($A_1(x_v) = A_2(-x_v)$; $A_3(x_v) = A_4(-x_v)$);
- salti di pressione simmetrici ($p_S - p_1 = p_2 - p_R$).

Le equazioni risultano essere quindi notevolmente semplificate, come riportato in (4-3) e (4-4):

$$Q_1 = c_d * A_v * \sqrt{2 * \frac{p_S - p_1}{\rho}}$$

(4-3)

$$Q_2 = c_d * A_v * \sqrt{2 * \frac{p_2 - p_r}{\rho}}$$

(4-4)

Considerando i salti di pressioni simmetrici si ha che:

$$2 * (p_s - p_r) = (p_s - p_1) + (p_2 - p_r) = p_s - p_r - \Delta p_L$$

(4-5)

Ricordando le ipotesi di centri critici l'equazione finale della portata $Q = Q_1 = Q_2$ entrante e uscente:

$$Q = c_d * x_v * w \sqrt{\frac{p_s - p_r - \Delta p_L}{\rho}}$$

(4-6)

Si evidenzia come la portata è funzione dello spostamento del cassetto e della differenza di pressione $p_1 - p_2 = \Delta p_L$, questa funzione però è una funzione non lineare. Per poter simulare il comportamento del servosistema e nello specifico della servovalvola è necessaria una linearizzazione nell'intorno del punto di lavoro attraverso uno sviluppo in serie di Taylor del primo ordine partendo dalla equazione (4-6) in funzione delle due variabili prima elencate (4-7):

$$Q = \frac{\partial Q}{\partial x_v} x_v + \frac{\partial Q}{\partial \Delta p_L} \Delta p_L$$

(4-7)

Si ricava quindi una retta tangente alla superficie descritta dalla equazione (4-6) nel punto di lavoro, dalla linearizzazione e calcolando le derivate di Q è possibile definire i seguenti parametri del sistema:

$$G_Q = \frac{\partial Q}{\partial x_v} = \mu_d * w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_r)}$$

(4-8)

$$G_{PQ} = \frac{\partial Q}{\partial \Delta p_L} = - \frac{\mu_d * x_v * w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_r)}}{2 * (p_s - p_r - \Delta p_L)}$$

(4-9)

$$G_p = \frac{\Delta p}{xv p_{sl}} = \frac{p_s - p_R}{x_v}$$

(4-10)

Dove G_Q , G_{pQ} e G_p sono rispettivamente il guadagno in portata, il guadagno in pressione-portata e il guadagno in pressione della valvola. Valori funzione di Δp_L , x_v , w e delle caratteristiche del fluido come densità e temperatura.

Tramite questi parametri è possibile determinare il blocco della funzione di trasferimento dato dalla valvola e in particolare determinato dalla luce di passaggio aperta dallo spostamento del cassetto (Figura 4.4).

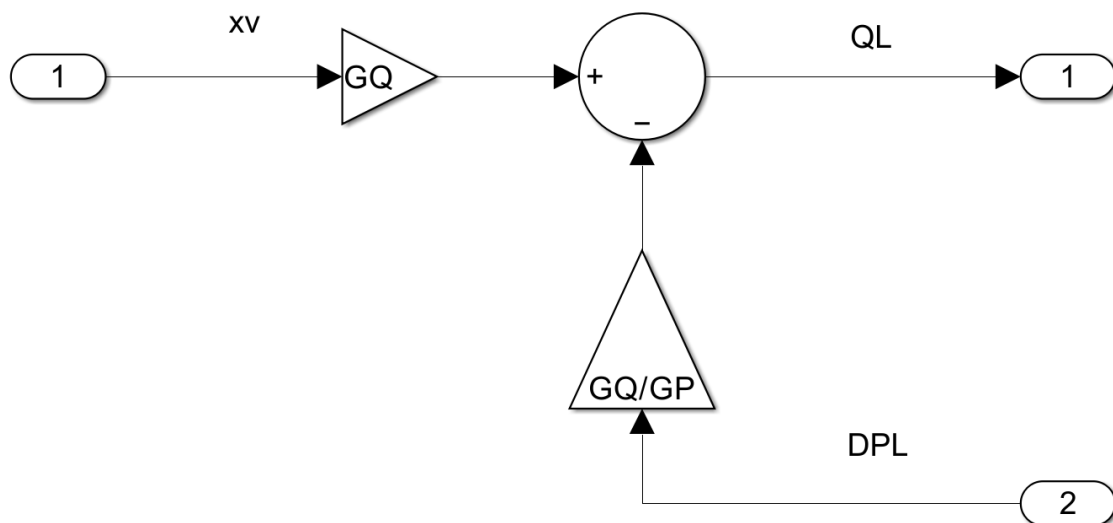


Figura 4.4 - Blocco valvola

4.4 Equazione di continuità

L'equazione di continuità è possibile ricavarla partendo dalla equazione del flusso della quantità di moto attraverso una sezione:

$$\int \rho v (\mathbf{v} * \mathbf{n}) dA = \beta * Q * V$$

(4-11)

In moto permanente si ha che:

$$F = \int \rho v (\mathbf{v}_r * \mathbf{n}) dA$$

(4-12)

Considerando per ogni camera la sezione di ingresso, la portata e la velocità di ingresso del fluido idraulico, dalle equazioni (4-11) e (4-12) si ottiene:

$$F = \Delta p_L A = \beta Q_L v \quad (4-13)$$

Aggiungendo alla (4-13) la componente relativa alle perdite tra una camera all'altra determinata dal coefficiente di leakage K_L e la variazione di volume della camera si ottiene:

$$Q_L - K_L \Delta p_L - A(\dot{x} + \dot{y}) = \frac{V}{2\beta} \frac{d\Delta p_L}{dt} \quad (4-14)$$

y è definita dalla (4-15):

$$y = \frac{n \Delta p_L A}{k_{SA}} \quad (4-15)$$

Dove k_{SA} è la rigidità meccanica della molla tra il vincolo che collega la struttura esterna dell'aereo (dell'ala) all'attuatore.

Unendo la (4-14) e (4-15):

$$Q_L - K_L \Delta p_L - A\dot{x} = \left(A^2 \frac{n}{K_{SA}} + \frac{V}{2\beta} \right) \frac{d\Delta p_L}{dt} \quad (4-16)$$

C' è la capacità idraulica equivalente:

$$C' = \left(A^2 \frac{n}{K_{SA}} + \frac{V}{2\beta} \right) \quad (4-17)$$

Si sottolinea che nelle simulazioni fatte, da dove si ricavano i grafici e risultati riportati nel paragrafo 4.9, si trascurano le perdite attraverso il pistone tra la camera in alimentazione e scarico, quindi $K_L = 0$.

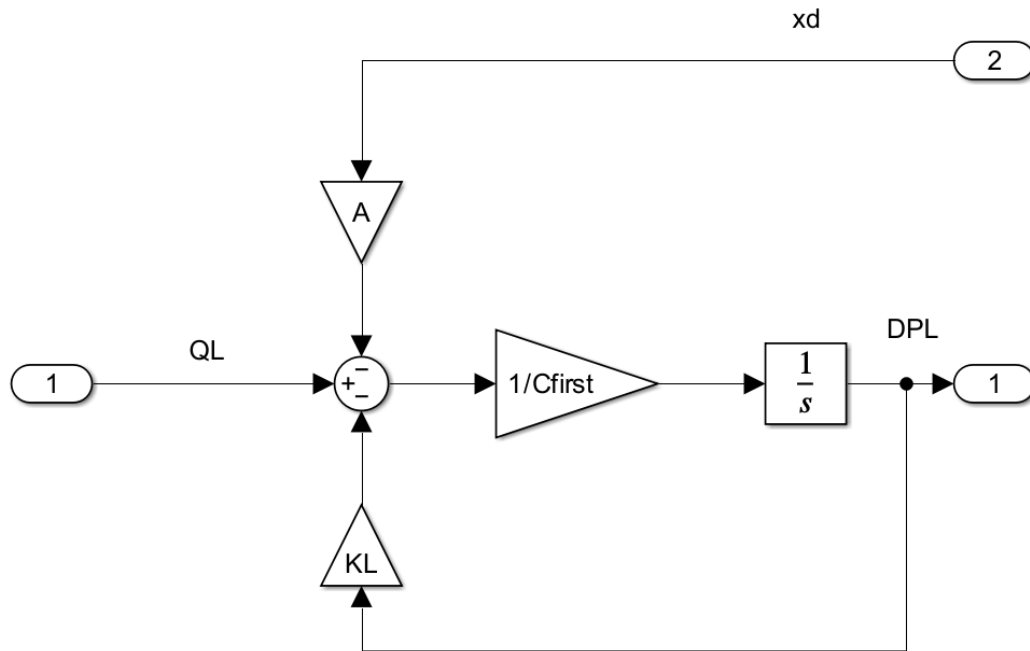


Figura 4.5 - Blocco equazione continuità

4.5 Servoattuatore ed equazioni parti mobili

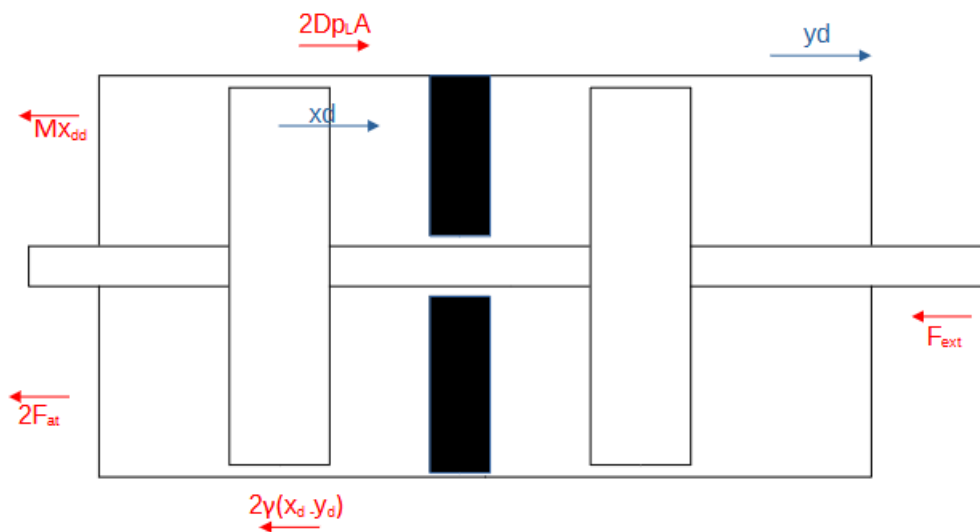


Figura 4.6 - Diagramma di corpo libero servo-attuatore

Si rappresenta il diagramma di corpo libero dell'attuatore in Figura 4.6, le forze agenti sono la forza di attrito viscoso, la forza di attrito dinamico in corrispondenza delle guarnizioni, la forza dovuta alla differenza di pressione tra le camere Δp_L , la sollecitazione esterna sul pistone dall'alettone F_e e la forza di inerzia del sistema:

$$nA\Delta p_L - M\ddot{x} - n\gamma(\dot{x} - \dot{y}) - F_e - 2F_{AT} \text{sign}(\dot{x} - \dot{y}) = 0$$

(4-18)

Dove con n si indica il numero di camere in alimentazione del sistema (nel caso qui descritto pari a 2).

Si valuta la differenza $(\dot{x} - \dot{y})$ dove con x si indica lo spostamento del pistone mentre y è lo spostamento della carcassa dell'attuatore. Considerando il diagramma di corpo libero della camma si ha che:

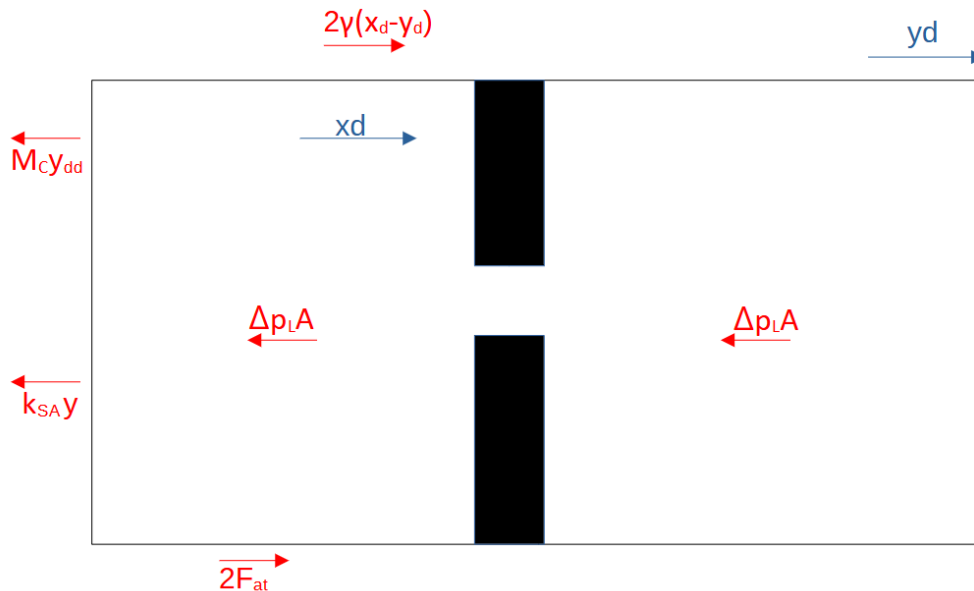


Figura 4.7 - Diagramma corpo libero camma

Si trascuri la forza di attrito viscoso e tra le guarnizioni e la forza di inerzia si ottiene un'espressione per y e velocità \dot{y} :

$$nA\Delta p_L + k_{SA}y = 0$$

(4-19)

$$-\dot{y} = \frac{2}{dt} \frac{d\Delta p_L}{dt} * \frac{A_1}{k_{SA}}$$

(4-20)

Una volta sostituito \dot{y} all'interno dell'equazione (4-18) si ottiene il blocco relativo all'attuatore.

4.6 Anello chiuso completo - vincolo rigido

Lo schema completo del modello lineare del servattuatore, mostrato in Figura 4.8, è ottenuto quindi unendo i singoli blocchi dei vari componenti prima descritti. Si evidenziano i vari guadagni presenti:

- GC dato dal controllo proporzionale sul sistema;

- k_S dato dal guadagno della dinamica della valvola;
- GQ dato dal guadagno in portata della valvola di comando;

Si sottolinea come lo schema a blocchi rappresenta una prima simulazione del sistema in cui il vincolo su cui si applica il carico e su cui vi è il contatto tra pistone e alettone è considerato rigido. Si è fatta un'analisi successiva in cui il vincolo è elastico con una diversa modellizzazione (sistema MCK, paragrafo 0).

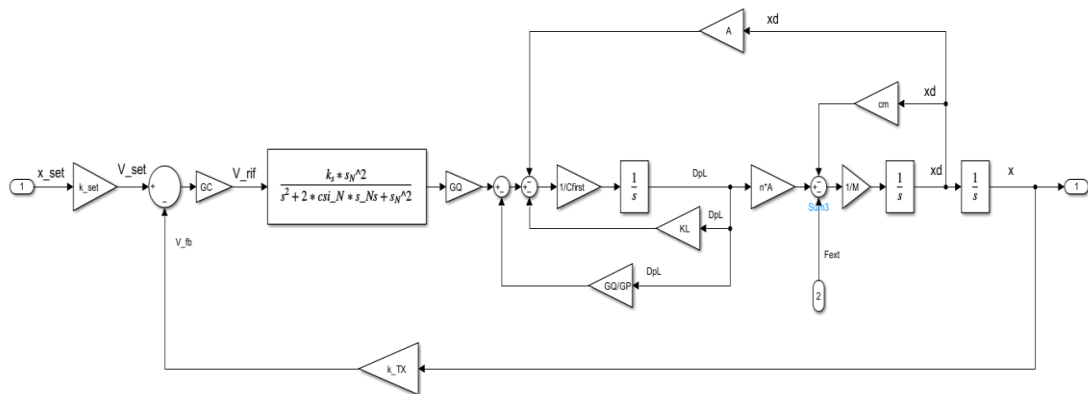


Figura 4.8 - Funzione di trasferimento

Si ricavano quindi le funzioni di trasferimento ad anello aperto e ad anello chiuso in modo da definire l'andamento dello spostamento per una risposta in frequenza e ricavare i diagrammi di Bode della funzione in open e closed loop.

4.6.1 Dinamica della servovalvola:

Si inizia a descrivere il blocco che descrive la portata di fluido in ingresso e uscita dalla valvola (Figura 4.9) e nell'equazione (4-22) si semplifica e compatta l'espressione:

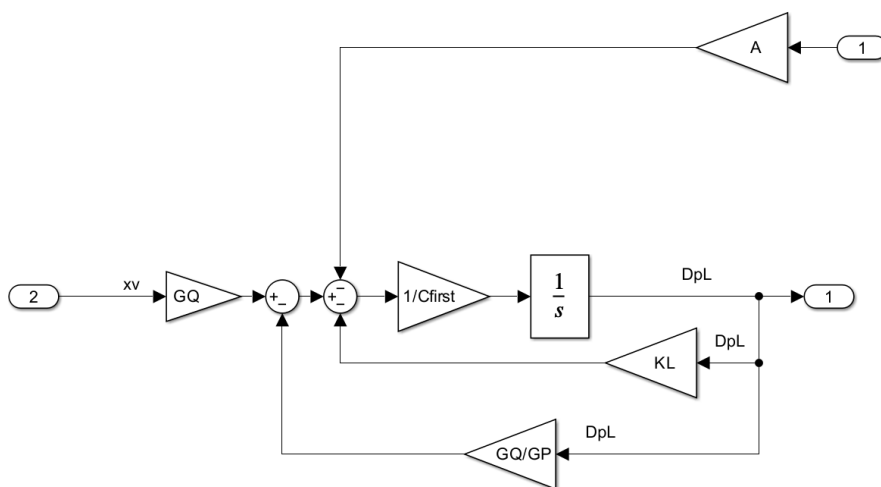


Figura 4.9 - Blocco dinamica servovalvola

$$\bar{x}_v G_Q - \frac{G_Q}{G_P} \bar{\Delta p}_L - K_L \bar{\Delta p}_L - A \bar{\dot{x}} = \bar{\Delta p}_L C' s \quad (4-21)$$

$$\bar{x}_v G_Q - \left(\frac{G_Q}{G_P} + K_L \right) \bar{\Delta p}_L - C' s - A \bar{\dot{x}} = 0 \quad (4-22)$$

4.6.2 Dinamica dell'attuatore:

Si ripete quanto fatto in precedenza per l'attuatore e la relazione tra spostamento del cassetto della valvola e velocità di spostamento dell'attuatore:

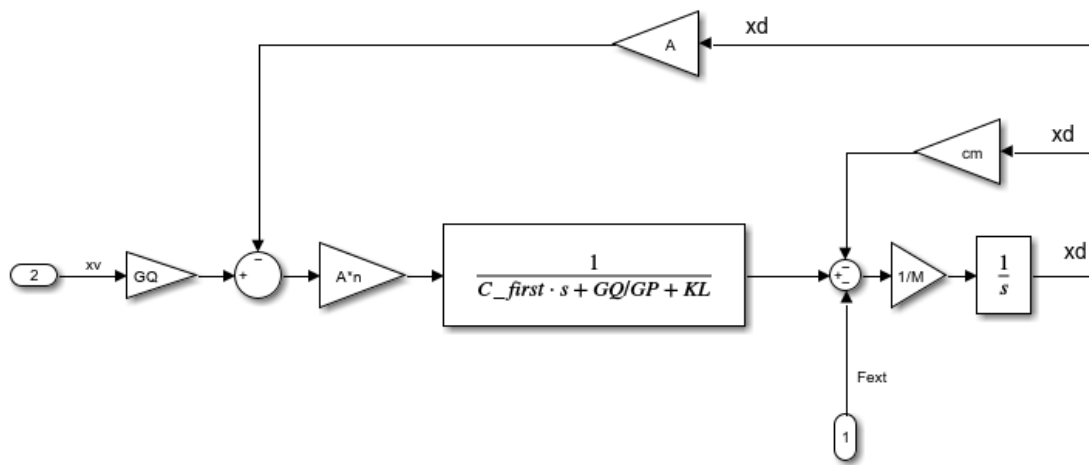


Figura 4.10 - Blocco attuatore

$$(\bar{x}_v G_Q - A \bar{\dot{x}}) \left(\frac{1}{\left(\frac{G_Q}{G_P} + K_L \right) + C' s} \right) A n - c_m \bar{\dot{x}} - \bar{F}_e = m \ddot{x} \quad (4-23)$$

$$-\bar{\dot{x}} \left(\frac{n A^2}{\left(\frac{G_Q}{G_P} + K_L \right) + C' s} + c_m \right) + \bar{x}_v \frac{G_Q A n}{\left(\frac{G_Q}{G_P} + K_L \right) + C' s} - \bar{F}_e = m \ddot{x} \quad (4-24)$$

4.6.3 Dinamica dell'attuatore (pt.2):

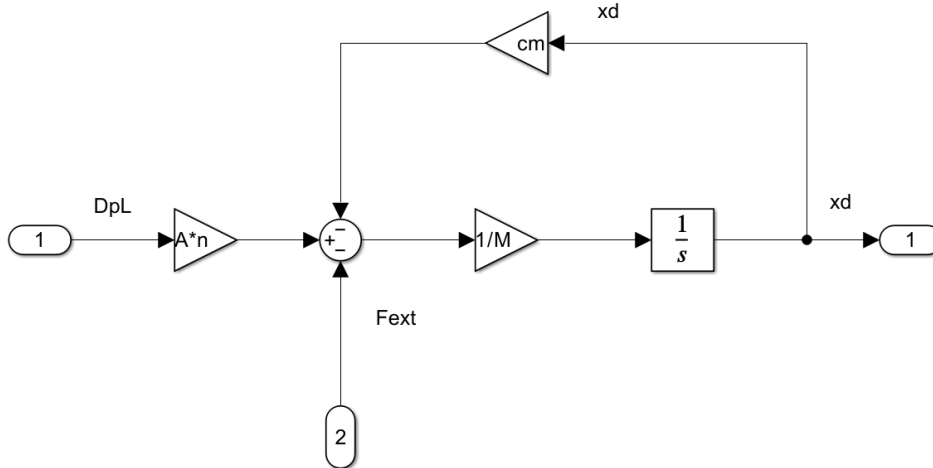


Figura 4.11 - Blocco attuatore (pt.2)

$$(\overline{\Delta p_L} An - \overline{F_e}) \frac{1}{ms} = \bar{x} \left(1 + \frac{c_m}{ms}\right)$$

(4-25)

$$\bar{x} = (\overline{\Delta p_L} An - \overline{F_e}) \frac{1/c_m}{m/c_m s + 1}$$

(4-26)

4.6.4 Sezione di passaggio valvola-attuatore:

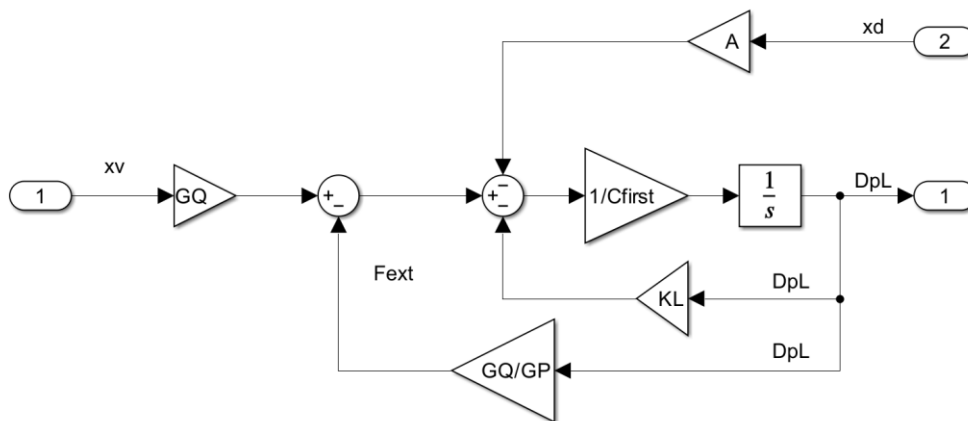


Figura 4.12 - Blocco sezione di passaggio

Una volta ricavata la (4-26) si pone la differenza di pressione nelle camere funzione della velocità dello stelo dell'attuatore e dello spostamento del cassetto (4-28):

$$\overline{\Delta p_L} = \left(\overline{x_v} G_Q - \frac{G_Q}{G_P} \overline{\Delta p_L} - K_L \overline{\Delta p_L} - A \overline{\dot{x}} \right) \frac{1}{C' s} \quad (4-27)$$

$$\overline{\Delta p_L} = \left(\overline{x_v} G_Q - A \overline{\dot{x}} \right) * \frac{1}{\left(1 + \frac{G_Q}{G_P} \frac{1}{C' s} + \frac{K_L}{C' s} \right)} \quad (4-28)$$

4.6.5 Schema a blocchi parte idraulica attuatore:

Raggruppando quindi l'equazione (4-26) e (4-28) si ottiene il seguente schema a blocchi (Figura 4.13), si risolve quindi l'ultimo anello fisico rimasto:

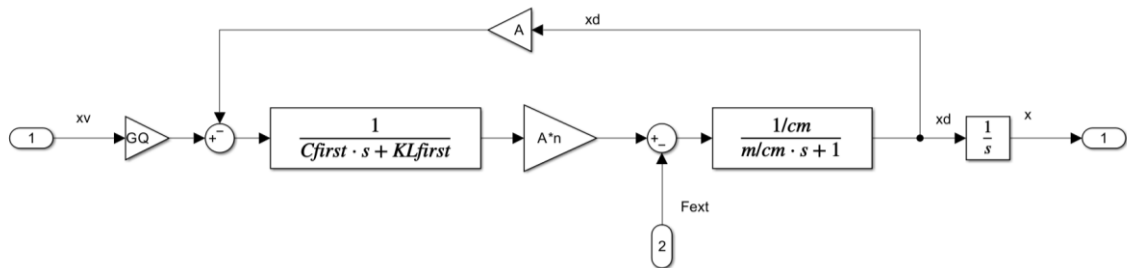


Figura 4.13 - Blocco finale

$$\overline{\dot{x}} = \left(\left(\overline{x_v} G_Q - A \overline{\dot{x}} \right) \frac{A n}{C' s + K'_L} - \overline{F_e} \right) \frac{1/c_m}{m/c_m s + 1} \quad (4-29)$$

$$\overline{\dot{x}} = \frac{\overline{x_v} \left(\frac{G_Q A n}{c_m} \right) - \overline{F_e} \frac{C' s + K'_L}{c_m}}{\left(m \frac{C'}{c_m} s^2 + \left(K'_L \frac{m}{c_m} + C' \right) s + K'_L + \frac{A^2 n}{c_m} \right)} \quad (4-30)$$

Si riporta nell'equazione (4-32) la relazione che lega infine la velocità dello stelo e lo spostamento del cassetto x_v . Nelle equazioni successive invece si riportano i calcoli necessari a definire i parametri del sistema, cioè la frequenza naturale e lo smorzamento idraulico.

$$\bar{\dot{x}} = \bar{x}_v \frac{\frac{G_Q A n}{m c'}}{s^2 + \left(\frac{K'_L}{C'} + \frac{c_m}{m}\right) s + \frac{K'_L c_m + A^2 n}{m c'}} \quad (4-31)$$

$$\bar{\dot{x}} = \bar{x}_v \frac{\sigma_H^2 \left(\frac{G_Q A}{A^2 + \frac{c_m}{n} K'_L} \right)}{s^2 + 2\xi_H \sigma_H s + \sigma_H^2} \quad (4-32)$$

Dal calcolo e dalle formule (4-30) e (4-32) è possibile ricavare anche i valori funzione della forza esterna, cioè i parametri che regolano l'influenza del disturbo esterno sul sistema, r e τ_H .

$$\bar{\dot{x}} = -\bar{F}_e \frac{\frac{C' s + K'_L}{c_m} * \frac{m C' / n}{A^2 + K'_L c_m / n}}{\left(m \frac{C'}{c_m} s^2 + \left(K'_L \frac{m}{c_m} + C' \right) s + K'_L + \frac{A^2 n}{c_m} \right)} \quad (4-33)$$

Da tutti questi calcoli è possibile quindi rappresentare lo schema a blocchi compatto del servosistema in Figura 4.14:

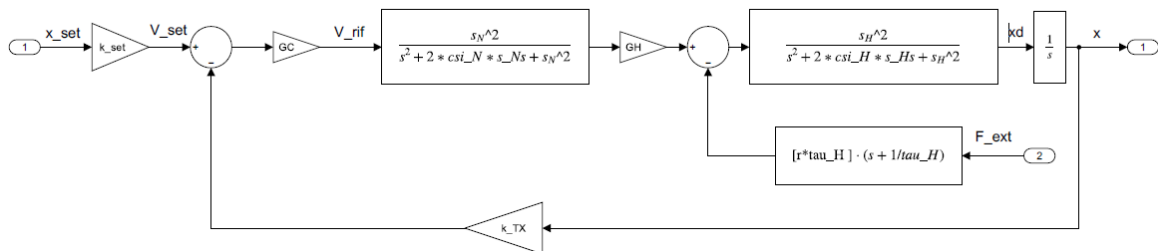


Figura 4.14 - Schema a blocchi del servosistema controllo posizione ridotto

Il servosistema è un sistema del quinto ordine e di tipo 1, difatti è presente 1 polo nell'origine $1/s$, questo permette un controllo solo proporzionale del sistema senza avere errore a regime rispetto allo spostamento x .

Per avere una reazione migliore del servosistema è possibile aumentare il valore di C come già detto in precedenza, ma talvolta a causa anche di saturazioni in tensione presenti non è possibile. Se fosse necessario aumentare la reattività in quel caso si dovrebbe cambiare la valvola, aumentando la taglia.

Il guadagno statico ad anello aperto dipende dal guadagno di flusso G_Q , aumentando con esso, inoltre G_Q aumenta con la pressione di alimentazione e con l'apertura w .

Il coefficiente r dipende dal guadagno di flusso-pressione, aumentando con esso, diminuisce all'aumentare di p_{alim} e un incremento delle perdite porta il valore di r ad aumentare. G_{PQ} aumenta con A_v mentre diminuisce all'aumentare di p_{alim} .

Si elencano quindi tutti i parametri principali del sistema con le formule relative per il calcolo:

G_H	Guadagno idraulico	$G_H = \frac{K_S G_Q A}{A^2 + \frac{C_m}{n} K'_L}$
K_S	Guadagno elettrico	$K_S = \frac{x_{v,sl}}{V_{ref,max}}$
G_Q	Guadagno in portata	$G_Q = \mu_d * w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_r)}$
G_P	Guadagno in pressione	$G_P = \frac{\Delta p}{x_v p_{sl}} = \frac{p_s - p_R}{x_v}$
K'_L	Coefficiente di leakage equivalente	$K'_L = \frac{GQ}{GP} + K_{La}$
C'	Capacità idraulica equivalente	$C_{hydr} = \frac{A1 * Lt}{2 * \beta_e}$ $C' = C_{hydr} + \frac{nA^2}{k_{SA}}$
r	Ammittanza statica	$r = \frac{K'_L}{n \left(\frac{C_m}{n} K'_L + A^2 \right)}$
τ_H	Ammittanza costante di tempo	$\tau_H = \frac{C'}{K'_L}$
ω_H	Frequenza naturale idraulica	$\omega_H = \sqrt{\frac{A^2 + K'_L C_m / n}{m C' / n}}$
ξ_H	Fattore di smorzamento idraulico	$\xi_H = \frac{K'_L M / n + C' C_m / n}{2 \sqrt{M C' / n (K'_L C_m / n + A^2)}}$
cm_a	Coefficiente di attrito dell'attuatore equivalente	$cm_{ea} = \frac{4F_{at,SL}}{0,3\pi l_{sl} \frac{GQ}{A1}}$ $cm_a = cm_{ea} + c_a$

Tabella 4.2 - Elenco coefficienti sistema

4.7 Guadagno open e closed loop

Una volta semplificato lo schema a blocchi è possibile calcolare i guadagni in open e closed loop del sistema:

$$G_{OL} = \frac{\overline{V_{FB}}}{\overline{V_e}} = G_C G_H \frac{\sigma_n^2}{s^2 + 2\xi_n \sigma_n + \sigma_n^2} \frac{\sigma_H^2}{s^2 + 2\xi_H \sigma_H + \sigma_H^2} \frac{k_{TX}}{s}$$

(4-34)

$$G_{CL} = \frac{\overline{x_{FB}}}{\overline{x_{SET}}} = \frac{1}{\frac{(s^2 + 2\xi_n\sigma_n + \sigma_n^2)(s^2 + 2\xi_H\sigma_H + \sigma_H^2)s}{G_H G_C \sigma_n^2 \sigma_H^2 k_{TX}} + 1} \quad (4-35)$$

Nel paragrafo 4.9 si riportano i risultati del guadagno di open e closed loop nel diagramma di Bode, con relativo commento dei risultati.

Dalla funzione di trasferimento in open loop (4-34) del sistema presenta un guadagno statico ad anello aperto (per $s = 0$) pari a:

$$k_0 = G_C G_H k_{TX} \quad (4-36)$$

La funzione di trasferimento in closed loop invece non presenta errori statici e a regime, questo per $k_{TX} = k_{SET} = 10 \text{ V/m}$.

4.8 Vincolo cedevole

Il modello precedentemente illustrato è stato perfezionato in un secondo momento includendo anche l'ipotesi di vincolo cedevole, cioè si considera che il contatto tra il pistone del servo-attuatore e l'alettone, considerato nel seguente modello come una massa rigida di massa M_2 , generi una forza di reazione, di verso opposto rispetto a quella dello spostamento x_M .

Nel seguente modello (Figura 4.15) si associa al punto di contatto un sistema massa-molla-smorzatore in cui la forza di reazione è proporzionale all'allungamento e alla velocità di allungamento.

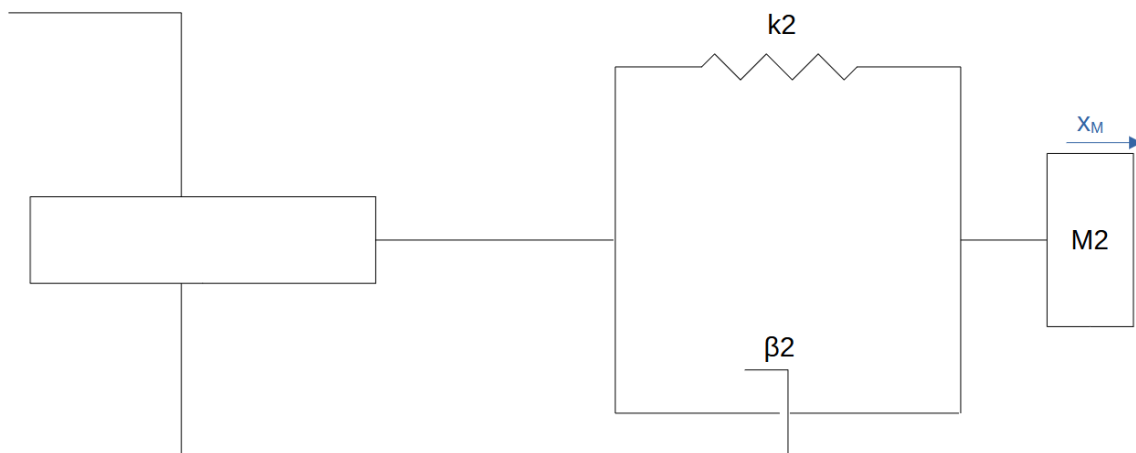


Figura 4.15 - Schema vincolo cedevole

In Figura 4.16 è presente il diagramma di corpo libero del vincolo, si noti come la forza applicata sul vincolo sia proporzionale alla forza di inerzia della massa dell'alettone, $F_{em} = M_2 \ddot{x}_M$.

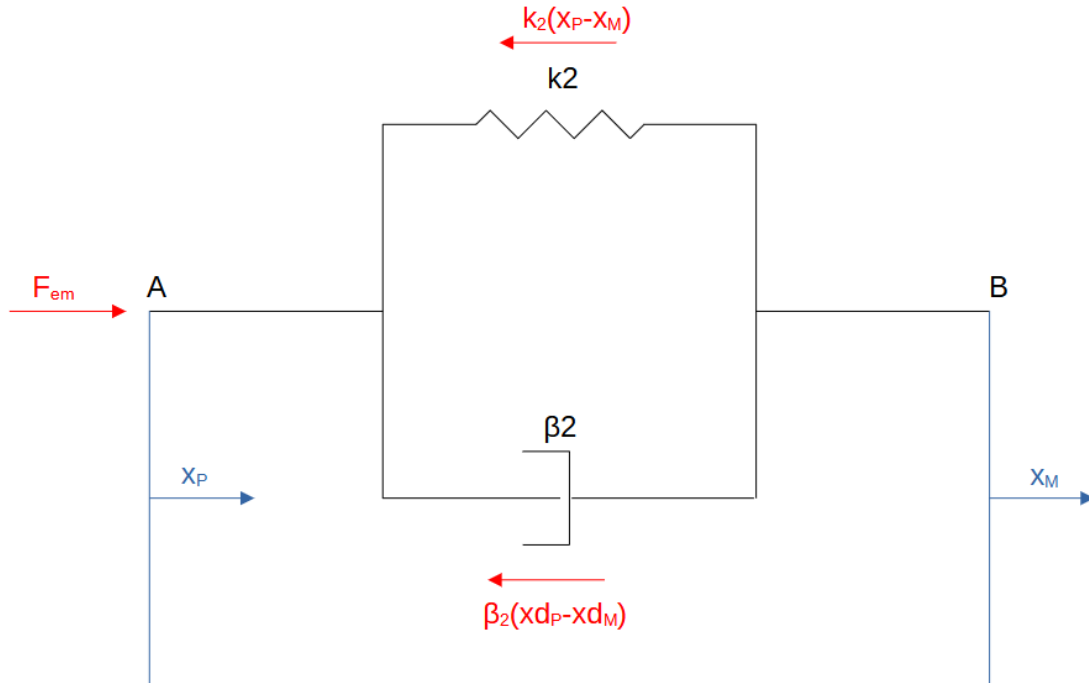


Figura 4.16 - Diagramma di corpo libero punto di contatto

Si indica quindi il sistema di equazioni (4-37) che mette in relazione gli spostamenti degli estremi e la forza esercitata dal pistone sull'attuatore F_{em} :

$$\begin{cases} k_2(x_P - x_M) + \beta_2(\dot{x}_P - \dot{x}_M) = F_{em} \\ F_{em} = M_2 \ddot{x}_M \end{cases} \quad (4-37)$$

Sviluppando il sistema si ha che:

$$(M_2 s^2 + \beta_2 s + k_2) \frac{1}{M_2 s^2} \overline{F_{em}} = (\beta_2 s + k_2) \overline{x_P} \quad (4-38)$$

$$\overline{F_{em}} = \frac{M_2 s^2 (\beta_2 s + k_2)}{(M_2 s^2 + \beta_2 s + k_2)} \overline{x_P} \quad (4-39)$$

Sostituendo e definendo i parametri caratteristici del sistema, si ricava la funzione di trasferimento che lega la forza esterna e lo spostamento del pistone (4-40):

$$\overline{F_{em}} = \frac{s^2 \left(2 \frac{\xi_M}{\sigma_M} s + 1 \right)}{(s^2 + 2\xi_M \sigma_M s + \sigma_M^2)} k_2 \overline{x_P}$$

(4-40)

σ_M	Frequenza naturale meccanica	$\sigma_M = \sqrt{\frac{k_{S_{out}}}{M_{out}}}$
ξ_M	Fattore di smorzamento meccanico	$\xi_M = \frac{\beta_{out}}{2\sqrt{k_{S_{out}} M_{out}}}$

Tabella 4.3 - Elenco parametri vincolo meccanico

M_{out}	Massa equivalente carico	35 kg
$k_{S_{out}}$	Rigidezza equivalente carico	$3 \cdot 10^6$ N/m
β_{out}	Coefficiente di smorzamento carico	0,05

Tabella 4.4 - Elenco dati vincolo meccanico

Una volta ricavata la funzione si ottiene l'anello chiuso qui mostrato in Figura 4.17 da dove è possibile ricavare la funzione di trasferimento. Difatti si ripetono i calcoli precedenti del paragrafo 0 aggiungendo unicamente il blocco visto nel seguente paragrafo.

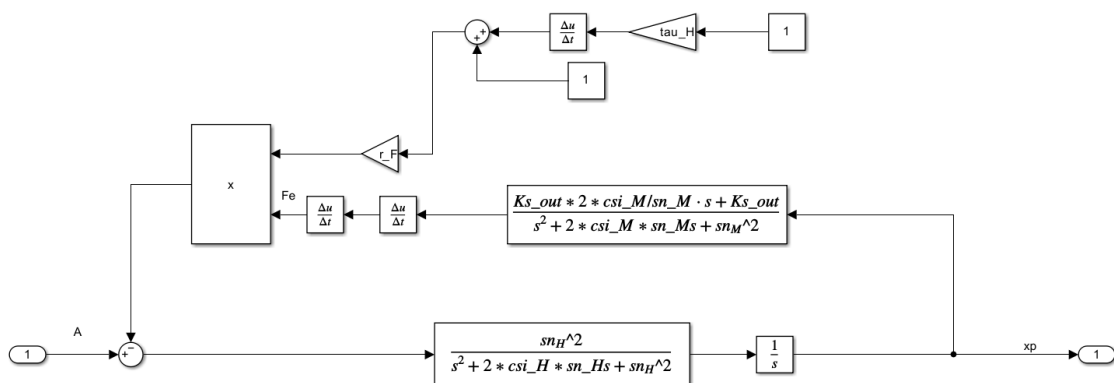


Figura 4.17 - Blocco vincolo cedevole

Di seguito si riportano unicamente le equazioni finali che descrivono la funzione di trasferimento del sistema.

$$\frac{\overline{x_p}}{\overline{A}} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (4-41)$$

$b_2 = \frac{1}{\sigma_M^2}$	$a_4 = \frac{1}{\sigma_M^2 \sigma_H^2}$
$b_1 = 2 \frac{\xi_M}{\sigma_M}$	$a_3 = \frac{2\xi_H}{\sigma_H \sigma_M^2} + \frac{2\xi_M}{\sigma_M \sigma_H^2} + rM_2 \tau_H \frac{2\xi_M}{\sigma_M}$
$b_0 = 1$	$a_2 = \frac{1}{\sigma_M^2} + \frac{1}{\sigma_H^2} + \frac{4\xi_H \xi_M}{\sigma_H \sigma_M} + 2rM_2 \frac{\xi_M}{\sigma_M} + rM_2 \tau_H$
	$a_1 = \frac{2\xi_M}{\sigma_M} + \frac{2\xi_H}{\sigma_H} + rM_2$
	$a_0 = 1$

Tabella 4.5 - Coefficienti funzione di trasferimento

Una volta definita la funzione di trasferimento (Tabella 4.5) e il blocco che deriva dal vincolo e dall'attuatore, si riportano le equazioni (4-42) e (4-43) per il calcolo del guadagno ad anello aperto e chiuso, funzione dei coefficienti:

$$G_{OL} = \frac{\overline{V_{FB}}}{\overline{V_e}} = G_C G_H \frac{\sigma_n^2}{s^2 + 2\xi_n \sigma_n s + \sigma_n^2} * \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} * \frac{k_{TX}}{s} \quad (4-42)$$

$$G_{CL} = \frac{\overline{V_{FB}}}{\overline{V_{SET}}} = \frac{G}{1 + GH} = \frac{G_C G_H \sigma_n^2 k_{SET} (b_2 s^2 + b_1 s + b_0)}{(a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0)(s^2 + 2\xi_n \sigma_n s + \sigma_n^2) + G_C G_H \sigma_n^2 k_{TX} (b_2 s^2 + b_1 s + b_0)} \quad (4-43)$$

Nel paragrafo successivo sono mostrati i risultati delle simulazioni, effettuate su Matlab, del modello descritto con vincolo cedevole e vincolo non cedevole.

4.9 Risultati

4.9.1 Diagramma di Bode

Si riporta il diagramma di Bode del servosistema (Figura 4.18) considerando il vincolo come rigido, quindi senza una relazione tra forza esterna e spostamento del pistone dell'attuatore e senza una forza di reazione, il diagramma di Bode per 1 o 2 idrauliche sono sovrapposti.

Evidente la presenza dell'integratore nel controllo posizione, con il guadagno in closed loop che per basse frequenze non presenta attenuazione del segnale, rendendo teoricamente sufficiente il controllo proporzionale per segnali in frequenza fino a 10 Hz circa.

Parlando del ritardo di fase per il segnale di closed loop si ha assenza di ritardo per segnali a bassa frequenza, con un comportamento analogo a un sistema di ordine 2 per frequenze superiori.

Per il segnale in open loop invece si ha una pendenza della curva di ampiezza costante a -20 dB/dec per frequenze inferiori a 10-20 Hz, mentre il ritardo del segnale a basse frequenze è di circa 90° rispetto al segnale in ingresso.

Nello zoom in Figura 4.19 si visualizza le frequenze da cui si ha un'attenuazione del segnale in ingresso, per frequenze di 10 Hz si ha un'attenuazione di circa 2 dB del segnale in closed loop, per poi diminuire in maniera molto rapida per frequenze successive, circa una diminuzione di 20 dB/decade e per frequenze maggiori una attenuazione del segnale pari a -80dB/dec.

L'ampiezza di -3 dB è preso come riferimento per definire la larghezza di banda del sistema, cioè la frequenza massima entro la quale il segnale sinusoidale in ingresso non genera una risposta adeguata, senza una diminuzione dell'ampiezza significativa.

La larghezza di banda per il servosistema qui presentato con questi parametri è pari a **12,6 Hz**.

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ Ns/m}$ $G_H = 0.013343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

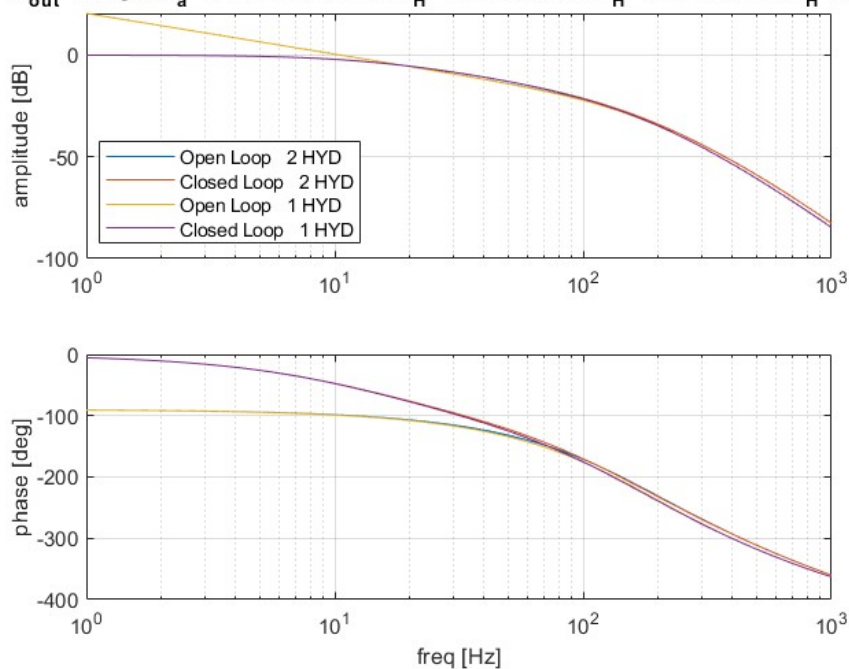


Figura 4.18 - Diagramma di Bode sistema vincolo rigido

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ Ns/m}$ $G_H = 0.013343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

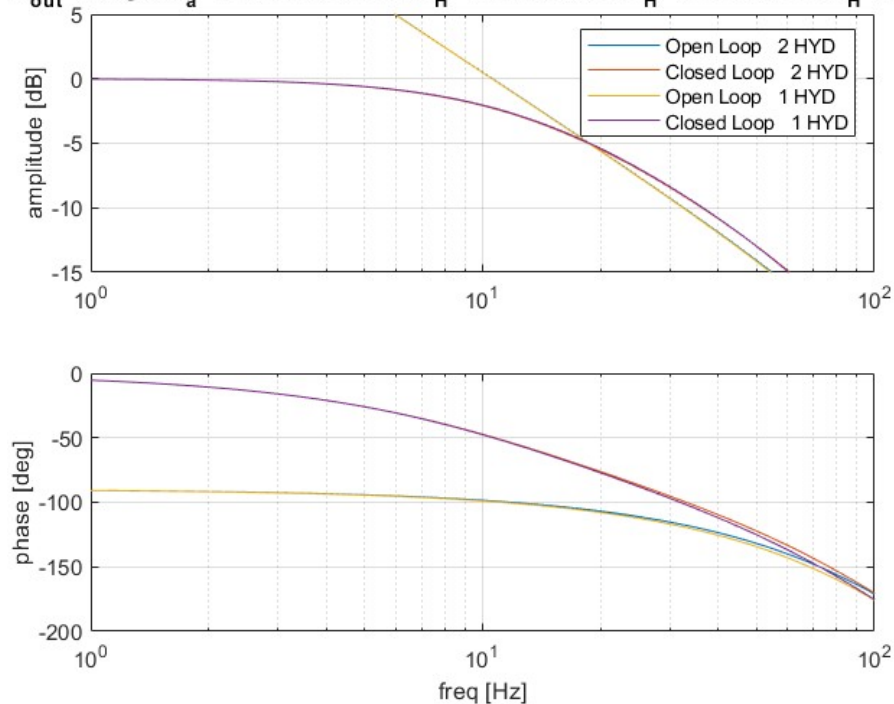


Figura 4.19 - Zoom diagramma di Bode vincolo rigido

In Figura 4.20 e Figura 4.21 sono presenti i diagrammi di Bode per il sistema con il vincolo cedevole, analizzando quindi le differenze con i diagrammi precedenti. Nello specifico si evidenzia come l'unica differenza sia quella di un lieve picco di risonanza con ampiezza di picco intorno a -3-5 dB per frequenze di 40 Hz nel caso di vincolo

cedevole e un picco anche nel ritardo di fase, quest'ultimo può portare a una sensibile differenza per il margine di guadagno, come trattato in modo più approfondito nel paragrafo 4.9.2, si cerca di evitare che nelle condizioni operative il picco di ritardo di fase sia inferiore a 180° , in quel caso infatti il margine di guadagno sarebbe minore con rischio di instabilità.

L'andamento del diagramma di Bode e le pendenze delle varie curve per funzioni di trasferimento open e closed loop sono le stesse per vincolo fisso e cedevole.

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ Ns/m}$ $G_H = 0.013343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

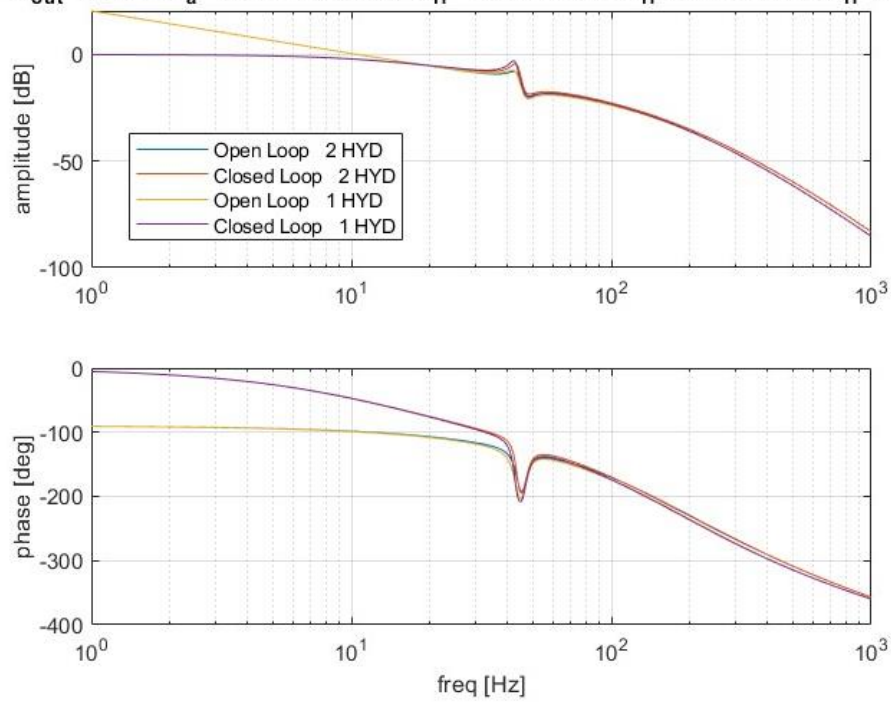


Figura 4.20 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ Ns/m}$ $G_H = 0.013343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

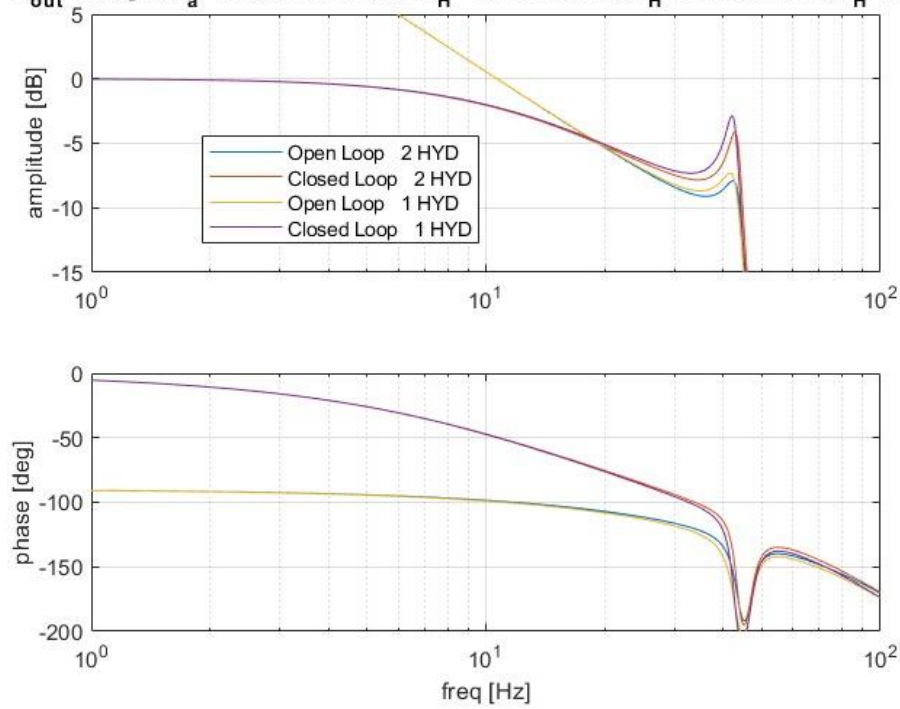


Figura 4.21 - Zoom diagramma di Bode vincolo cedevole

4.9.2 Margine di fase e di guadagno

I 2 grafici successivi (Figura 4.22 e Figura 4.23) riportano il diagramma di Bode nelle 2 simulazioni per un sistema con due idrauliche attive evidenziando il margine di fase e il margine di guadagno nel sistema.

Questi parametri permettono di valutare la stabilità del sistema e nello specifico quanto il sistema sia “vicino” a condizioni di instabilità, rappresentando quindi dei coefficienti di sicurezza dell’instabilità. Un sistema è instabile quando a fronte di una variazione limitata del set si ha una variazione non limitata del segnale in uscita.

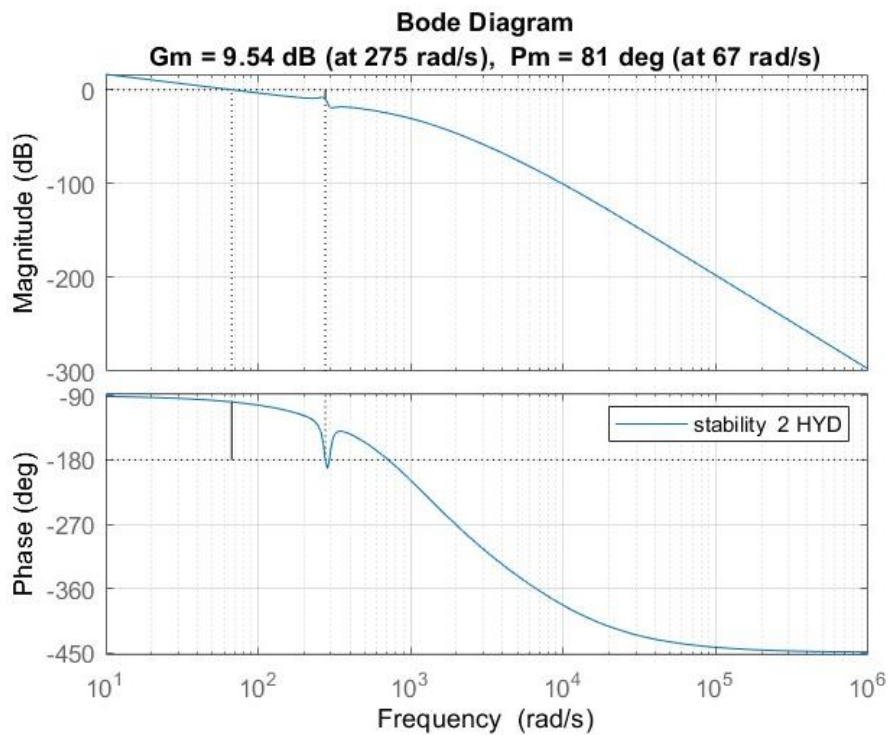


Figura 4.22 - Margine di fase e margine di guadagno, vincolo cedevole

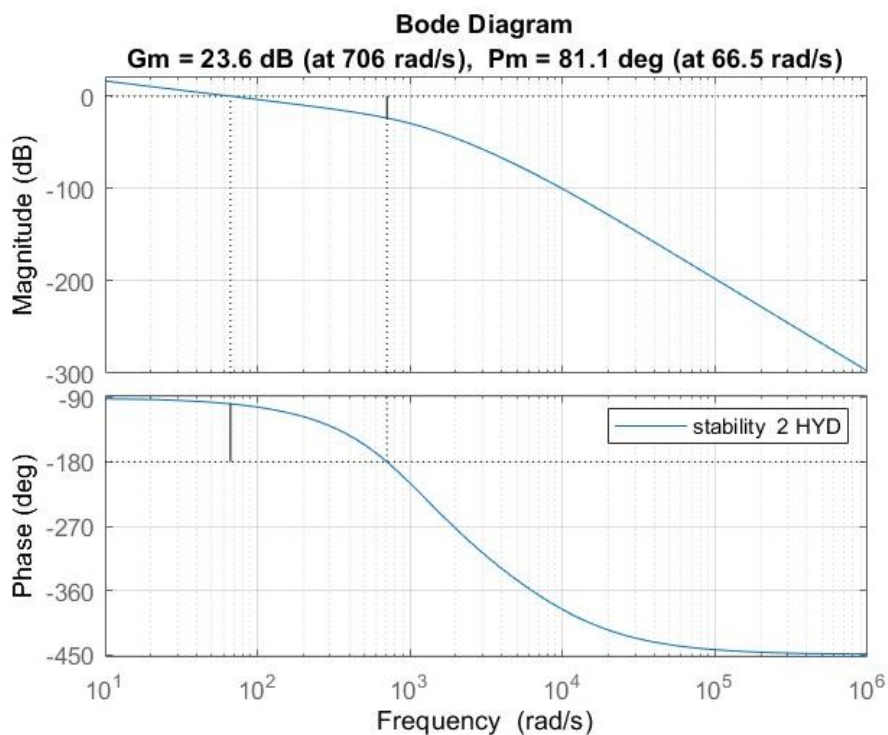


Figura 4.23 - Margine di fase e margine di guadagno, vincolo rigido

	Vincolo fisso	Vincolo cedevole
G_M	23,6 dB	9,54 dB
G_Φ	81,1°	81°

Tabella 4.6 - Valori margine di fase e guadagno sistema

Dai risultati ottenuti in queste condizioni si ha un margine di fase G_Φ con un valore molto alto e pressoché identico tra le due funzioni di trasferimento. Difatti il margine di fase rappresenta la differenza tra la fase critica, cioè la fase per cui si annulla il guadagno in dB della G_{OL} , e 180° che rappresenta il valore dell'argomento della fdt per una pulsazione critica. Valori maggiori di $50^\circ - 60^\circ$ sono considerati ampiamente sufficienti.

Il margine di guadagno G_M invece cambia in maniera sensibile tra le due simulazioni, considerando un sistema con rigidità e smorzamento sul punto di contatto si ha un $G_M = 9,5$ dB valore molto minore rispetto al primo caso. Il margine di guadagno esprime il modulo del sistema per un ritardo di fase pari a 180° . Margine che, se pari a 0, porta a instabilità del sistema.

Il valore di G_M come specifica del progetto deve essere maggiore di 7 dB, cosa che avviene per entrambi i grafici.

4.9.3 Rigidezza

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ N/m}$ $G_H = 0.013343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

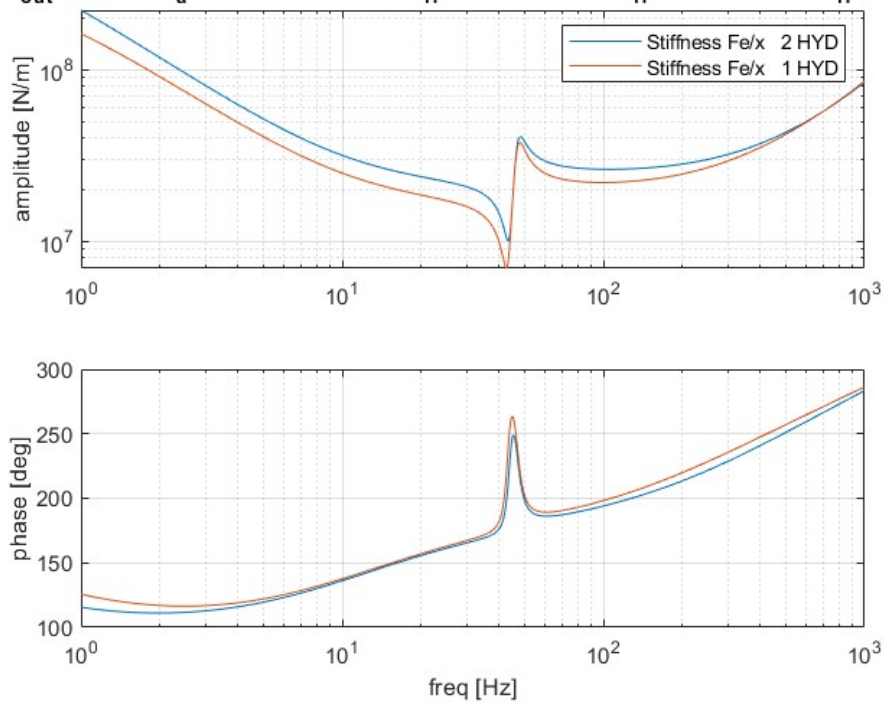


Figura 4.24 - Rigidezza sistema vincolo cedevole

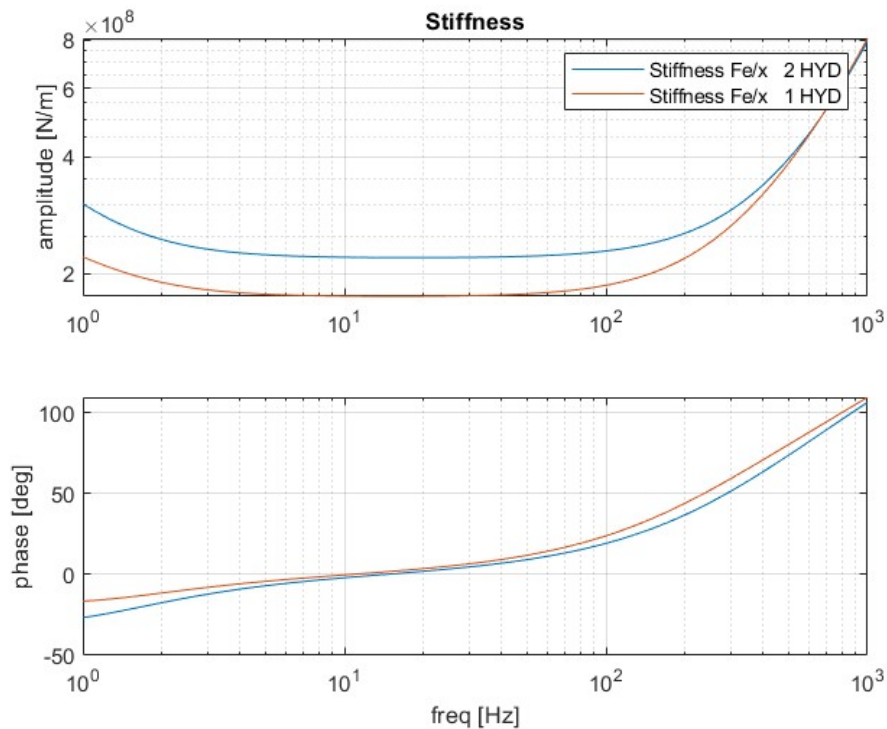


Figura 4.25 - Rigidezza sistema vincolo fisso

La rigidezza dinamica di un sistema è la funzione di trasferimento tra il disturbo agente sullo stesso e l'output del sistema, in questo caso lo spostamento dell'attuatore.

$$K(s) = \frac{\bar{F}_e}{\bar{x}}$$

(4-44)

Un valore elevato di rigidità è dato da una bassa influenza del disturbo esterno sul sistema, per un vincolo cedevole si ha per frequenze intermedie un valore minore di rigidità. Il valore di rigidità è molto elevato (ordine di 10^8) per entrambe le simulazioni, quindi anche se vi sono delle differenze il carico esterno sul pistone ha una bassa influenza sullo spostamento x o nel caso sono necessari carichi molto elevati per avere una variazione nel sistema.

In entrambi i grafici (Figura 4.24 e Figura 4.25) si evidenzia che per frequenze che tendono a infinito si ha un valore di rigidità statica K_0 che tende ad infinito.

4.9.4 Cedevolezza

$M_{out} = 35 \text{ kg}$ $cm_a = 12099.9454 \text{ Ns/m}$ $G_H = 0.0133343 \text{ 1/s}$ $sn_H = 704.4636 \text{ Hz}$ $csi_H = 1.2077$

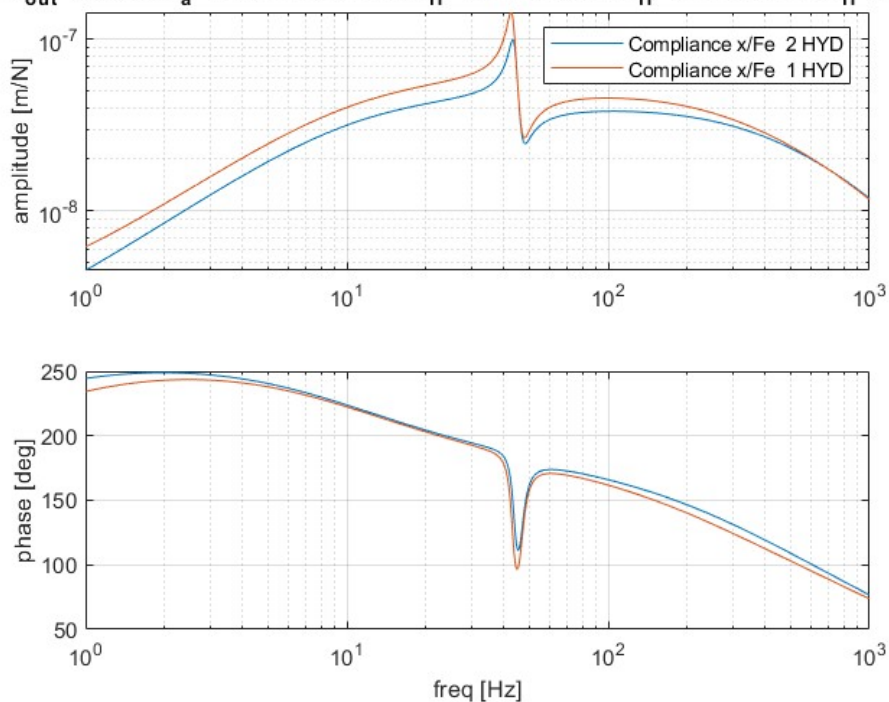


Figura 4.26 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole

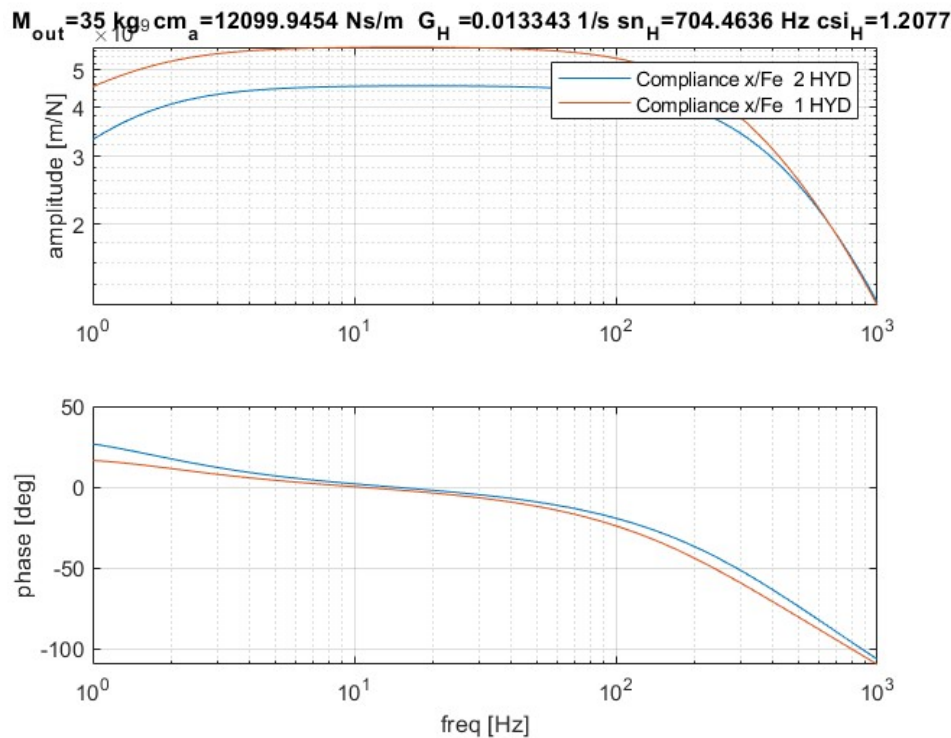


Figura 4.27 - Cedevolezza sistema vincolo fisso

Per completezza si riporta in Figura 4.26 e Figura 4.27 il grafico relativo alla cedevolezza del servosistema, dove la cedevolezza è la funzione di trasferimento tra output e disturbo esterno:

$$C(s) = \frac{\bar{x}}{\bar{F}_e}$$

(4-45)

Il valore di cedevolezza è reciproco rispetto a quello di rigidità, quindi risulta essere molto basso a basse frequenze e pari a zero per frequenze che tendono ad infinito.

4.10 Risposta del sistema a comandi

Una volta mostrati i risultati della risposta in frequenza al sistema si vuole verificare il comportamento del servosistema e lo spostamento del pistone in funzione di altre tipologie di comando, oltre a voler mostrare graficamente l'andamento dello spostamento in funzione del comando dato e le eventuali differenze si calcola la reattività del sistema grazie alle seguenti simulazioni.

In Figura 4.28 è presente il programma Simulink che descrive il comportamento del servosistema con alcune tipologie di comando (MCK sul vincolo) (Step, Ramp, Pulse, Sine Wave), si sottolinea il blocco di retroazione (Figura 4.29), in cui è presente la forza

di reazione esterna sul pistone dell'attuatore. Le funzioni di trasferimento qui non esplicitate sono descritte in maniera più dettagliata nei paragrafi precedenti.

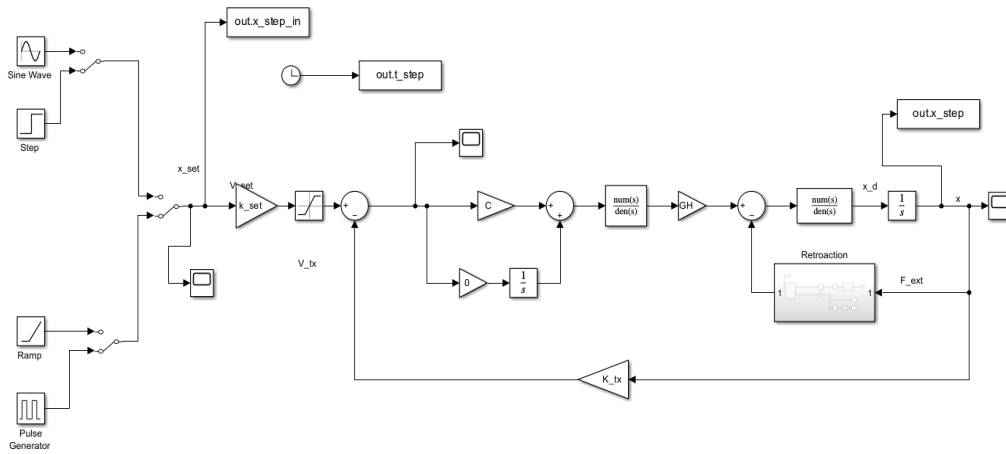


Figura 4.28 - Simulink risposta a comandi del sistema, vincolo cedevole

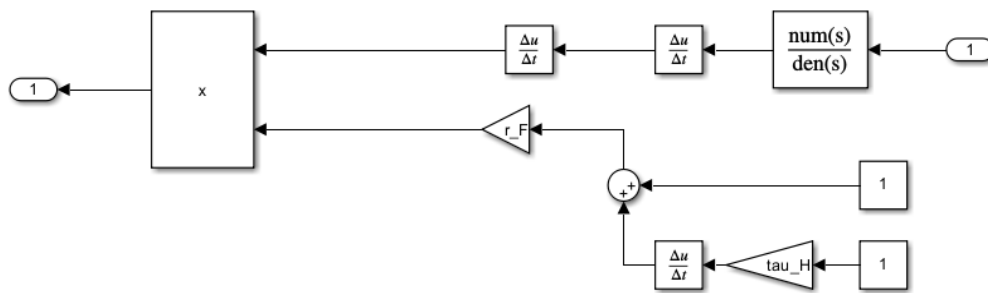


Figura 4.29 - Blocco retroazione

Per completezza è riportato anche il programma Simulink in risposta ai vari segnali, considerando il punto di contatto tra cilindro e il corpo esterno al sistema non deformabile, quindi in assenza del blocco MCK (Figura 4.30). Nei paragrafi successivi sono anche mostrati i risultati ottenuti dal seguente Simulink, confrontati con i medesimi segnali di comando con quelli ottenuti dal programma in Figura 4.28.

In questo caso si ipotizza agisca sul sistema una forza esterna del servosistema $F_{ext} = 10 \text{ kN}$.

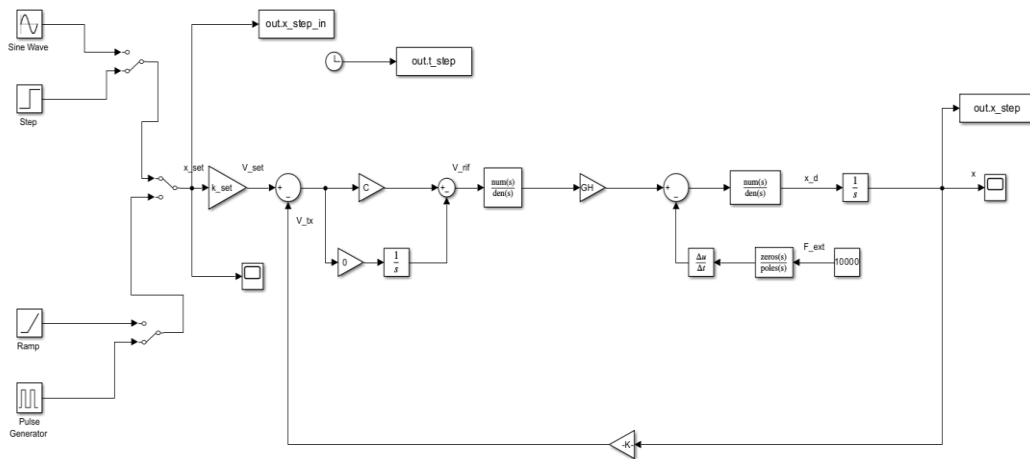


Figura 4.30 - Simulink risposta a comandi del sistema, vincolo fisso

4.10.1 Risposta comando a gradino

Il primo studio riportato sul Simulink di Figura 4.28 è fatto su un comando a gradino del sistema, nello specifico si comanda uno spostamento del pistone istantaneo pari a $0.05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$ a un tempo t_0 pari a 1 s . Il comando scelto ha un'ampiezza discretamente elevata in quanto si comanda istantaneamente uno spostamento del pistone pari a quasi la corsa totale dell'attuatore (60 mm). In Figura 4.31 si ha il grafico relativo al comando dato al servosistema, linea blu, e la risposta del sistema, curva gialla, qui è possibile notare come la risposta del sistema è molto positiva, almeno visivamente. Difatti non sono presenti sovra elongazioni al comando, il tempo di ritardo sembra basso e a regime non si ha un errore nello spostamento.

$$x(t) = \begin{cases} 0, & t < t_0 \\ x_0, & t \geq t_0 \end{cases}$$

(4-46)

Dove:

$$x_0 = 50 \text{ mm}$$

$$t_0 = 1 \text{ s}$$

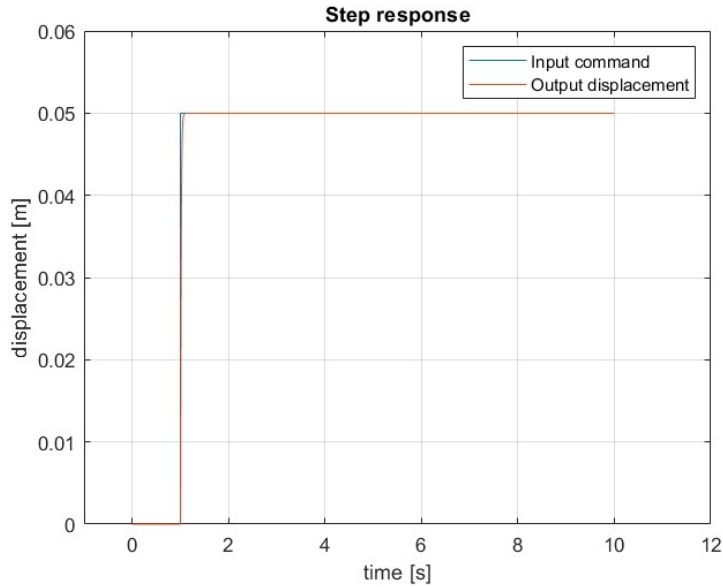


Figura 4.31 - Risposta a gradino sistema (vincolo cedevole)

Una conferma grafica ulteriore sulla prontezza del sistema è data dallo zoom presentato qui in basso (Figura 4.32) in cui sono ingrandite le curve per un tempo $t = 1$ s, cioè il tempo in cui si comanda lo spostamento. Sono necessari pochi centesimi di secondi per ottenere un valore di spostamento in uscita pari circa a quello comandato dall'utilizzatore.

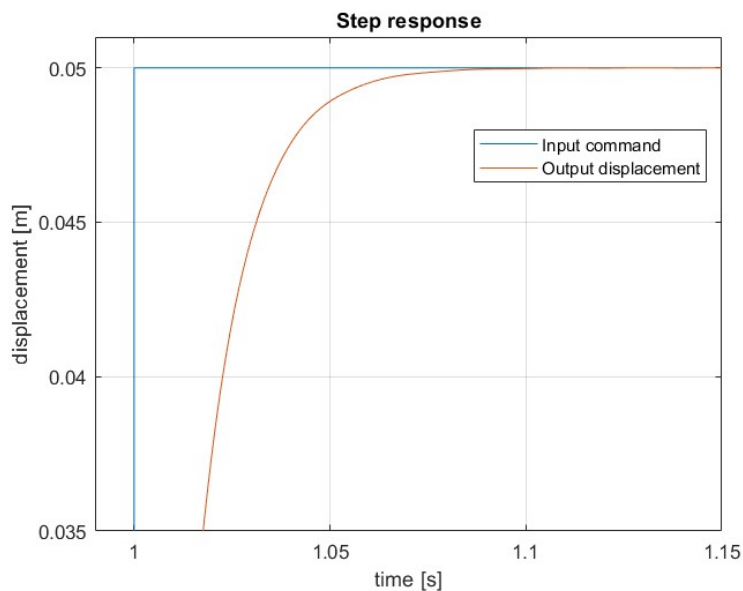


Figura 4.32 - Zoom risposta a gradino (vincolo cedevole)

Si definisce come tempo di assestamento del sistema, detto anche settling time, il tempo che il sistema impiega a raggiungere un livello di un valore comandato da un segnale a gradino, il quale si può discostare dal valore finale di una percentuale determinata. Il

tempo di assestamento del seguente sistema, considerando il vincolo come cedevole, per un settling time del 5% è pari a circa 0,03 s, il sistema impiega 3 centesimi di secondo per ottenere il 95% del valore definito dal segnale di comando (45 mm).

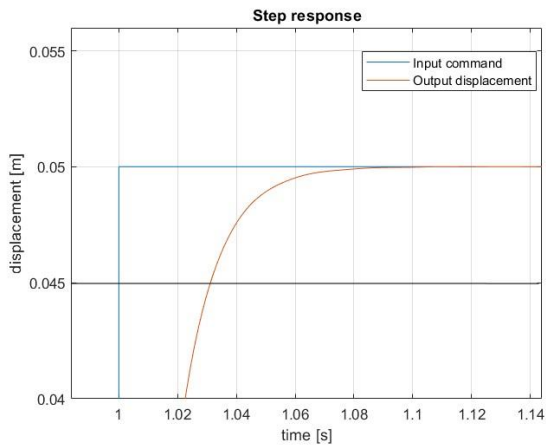


Figura 4.33 - Tempo di assestamento comando a gradino (vincolo cedevole)

In Figura 4.34 è riportata la risposta del sistema per un segnale a gradino nel caso del Simulink di Figura 4.30, i risultati sono molto simili senza sensibili differenze rispetto a quelli già descritti.

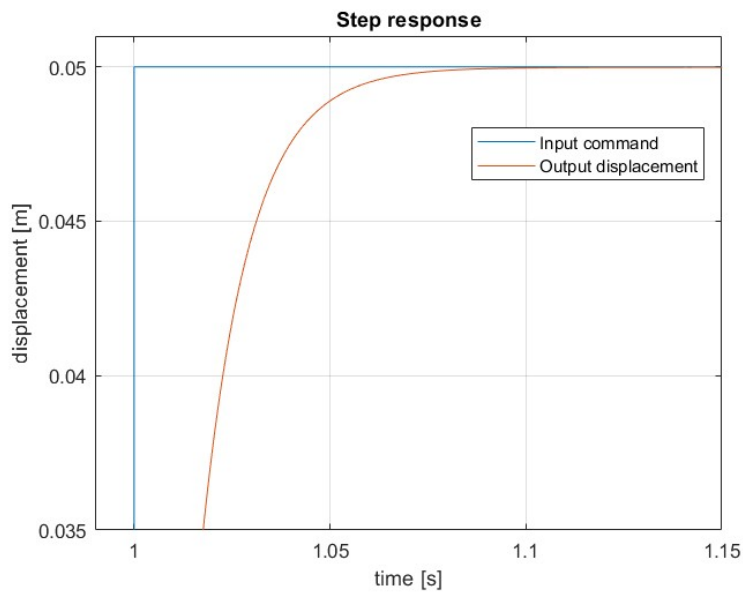


Figura 4.34 - Zoom risposta a gradino (vincolo fisso)

4.10.2 Risposta comando a rampa

Un'altra tipologia di comando che può essere data dall'utilizzatore per lo spostamento dell'alettone è un comando a rampa, cioè si comanda il movimento x con velocità

costante. Il segnale di ingresso dato è mostrato in Figura 4.35, esso comanda uno spostamento con velocità pari a 5 mm/s, da 0 a 50 mm.

$$x(t) = \dot{x}_0 t$$

(4-47)

Dove:

$$\dot{x}_0 = 2,5 \text{ mm/s}$$

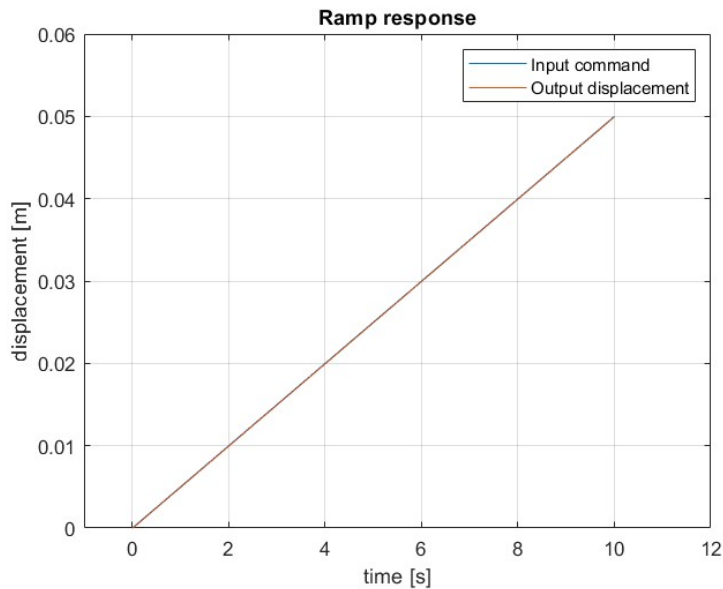


Figura 4.35 - Risposta a rampa sistema (vincolo cedevole)

In Figura 4.36 il grafico mostra con maggiore chiarezza la risposta del sistema in funzione del segnale di input, in particolare è possibile il calcolo dell'errore di velocità e, la differenza quindi tra segnale di input e l'output.

L'errore di velocità è pari a:

$$err_{vel} = 0,08 \text{ mm}$$

Il valore di errore di velocità in questo caso risulta essere basso, cosa positiva che comporta una buona precisione del sistema.

Considerando invece il vincolo cedevole si ottiene anche qui un errore di velocità molto basso, pari a:

$$err_{vel} = 0,09 \text{ mm}$$

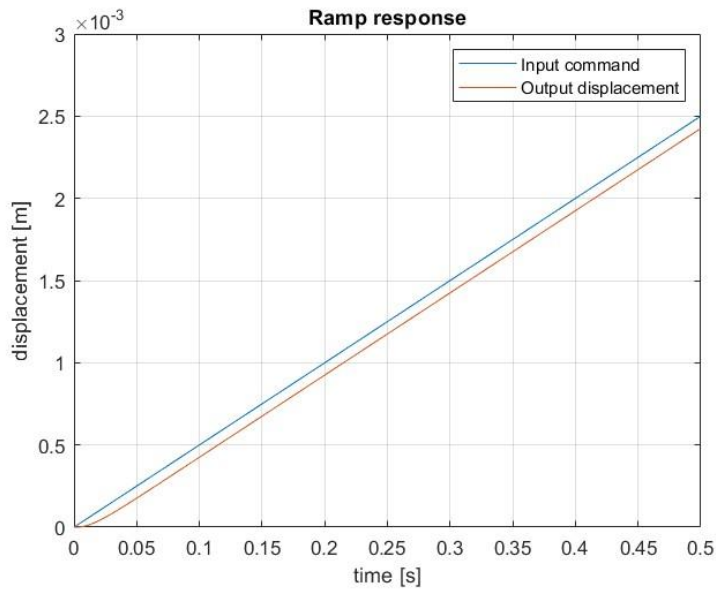


Figura 4.36 - Zoom risposta a rampa (vincolo cedevole)

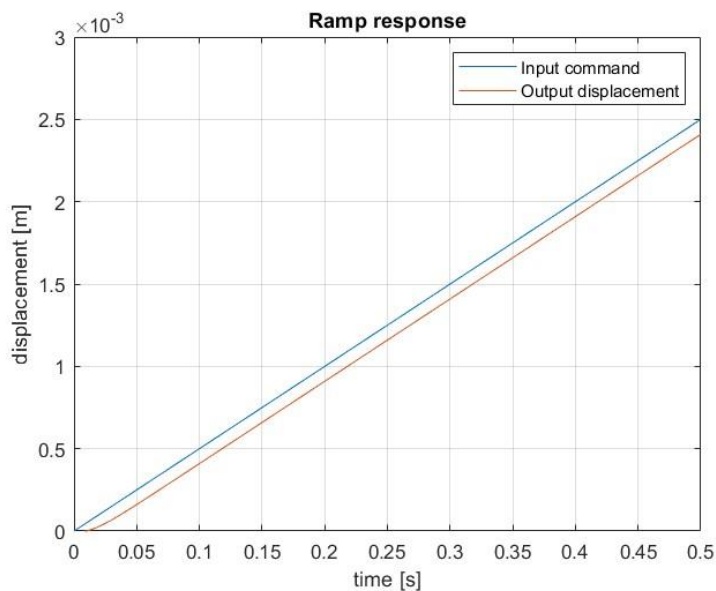


Figura 4.37 - Zoom risposta a rampa (vincolo fisso)

4.10.3 Risposta comando treno d'impulsi

Una ulteriore analisi possibile sul servosistema è fatta considerando un treno di impulsi, cioè si ha una serie di impulsi in cui si comanda l'istantaneo spostamento del pistone per un valore pari a x_0 , questo comando per un intervallo di tempo breve pari a Δt .

$\Delta t = 0,84 \text{ s}$ durata impulso

$x_0 = 50 \text{ mm}$ ampiezza impulso

$T = 2,1 \text{ s}$ durata periodo

Si sottolinea come per il restante periodo $T - \Delta t$ il comando porta uno spostamento x pari a 0.

Considerando il Simulink con vincolo cedevole (Figura 4.28), i risultati sono riportati graficamente in Figura 4.38.

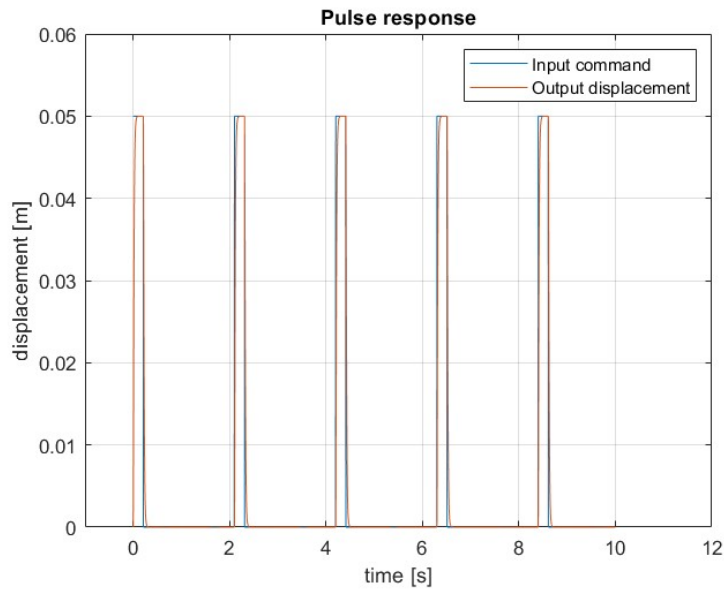


Figura 4.38 - Risposta a treno di impulsi sistema (vincolo cedevole)

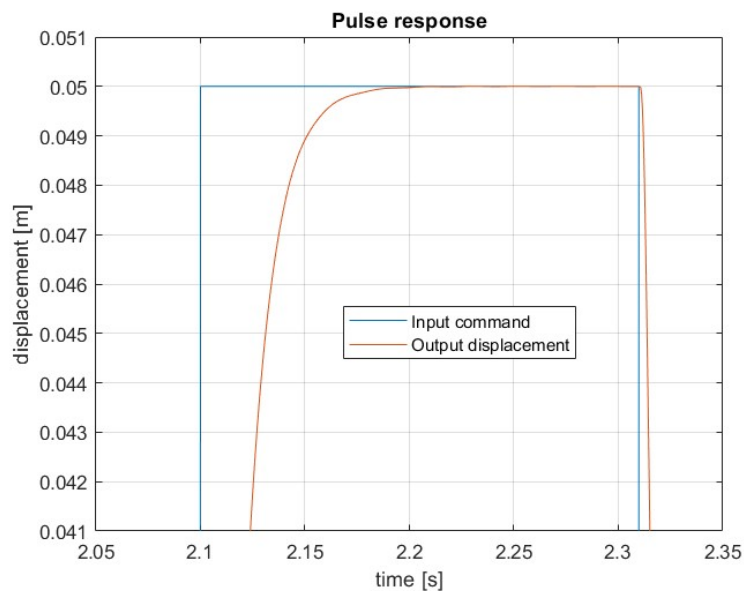


Figura 4.39 - Zoom risposta a treno di impulsi (vincolo cedevole)

In Figura 4.39 è presente lo zoom sullo spostamento in avanti del pistone, le considerazioni sono analoghe a quelle viste in precedenza nel paragrafo 4.10.1 per un comando a gradino per quanto riguarda la reattività del sistema e il settling time.

Il grafico presente in Figura 4.40 ha maggiore rilevanza invece, in quanto da qui è possibile ricavare i parametri relativi al tempo di rientro di pistone, calcolato come l'intervallo di tempo tra il comando di rientro dato e il rientro fino al 5% del valore iniziale, pari a 5 mm, in maniera analoga a quanto fatto per il settling time.

Il valore di tale intervallo di tempo è pari a 0,03 s, così come per il tempo di fuoriuscita dello stelo, una reattività quindi simmetrica tra ingresso e rientro.

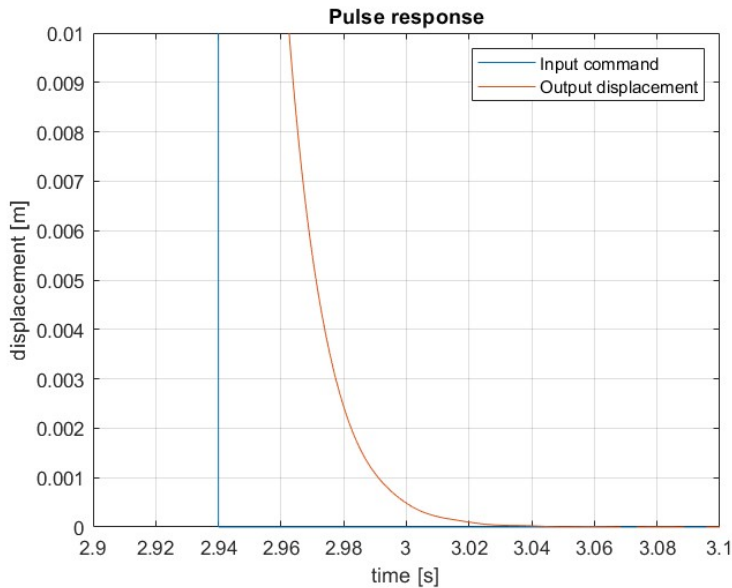


Figura 4.40 - 2° zoom risposta a treno di impulsi (vincolo cedevole)

4.10.4 Risposta a comando sinusoidale

Si mostrano i risultati relativi anche a un comando sinusoidale, di cui si stabilisce a priori la frequenza e l'ampiezza dello spostamento del pistone. Da notare come per questo segnale si hanno anche valori negativi dello spostamento x.

Questi risultati confermano i grafici già visti per quanto concerne la risposta in frequenza del sistema (Figura 4.20). I risultati riportati sono relativi alla simulazione vincolo cedevole (Figura 4.41). Il comando è dato dalla seguente equazione:

$$x(t) = x_0 * \sin(2\pi f * t)$$

Dove:

$$x_0 = 20 \text{ mm}, \quad \text{ampiezza oscillazione pistone}$$

$$f = 2 \text{ Hz}, \quad \text{frequenza oscillazione (Hz)}$$

$$T = \frac{1}{f} = 0,5 \text{ s}, \quad \text{periodo di tempo (s)}$$

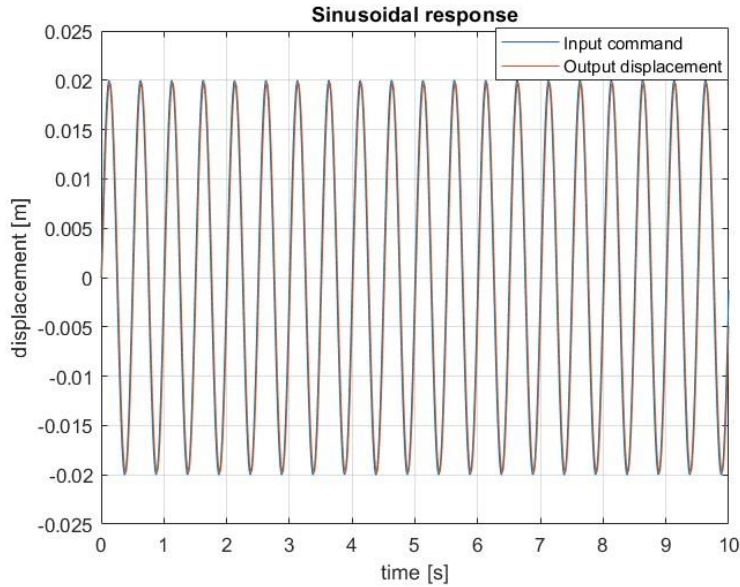


Figura 4.41 - Risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz

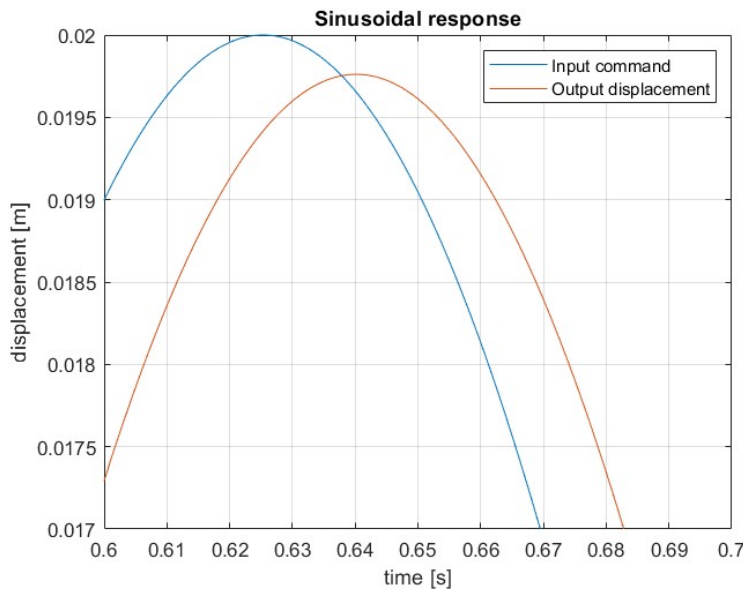


Figura 4.42 - Zoom risposta a comando sinusoidale (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz

Il diagramma di Bode di Figura 4.20 afferma come a basse frequenze (fino a 10 Hz circa) si ha una bassa attenuazione del segnale, lo zoom di Figura 4.42 dimostra quanto già affermato in precedenza, lo spostamento massimo in uscita risulta essere attenuato solo di circa l'1-2% rispetto al valore massimo comandato dal segnale.

È possibile fare un'ulteriore considerazione sul ritardo di fase, per una frequenza di 2 Hz si verifica come questo ritardo sia molto basso (quantificabile nell'ordine di pochi gradi). In Figura 4.42 è ben visibile come i picchi non siano allineati, ma ci sia un piccolo sfasamento tra ingresso e segnale di uscita mentre in Figura 4.43 si mostra il

ritardo di fase dopo il periodo di tempo $T = 1/f = 0,5$ s, il ritardo è pari a 0,015 s, 15 centesimi di secondo che corrisponde al 3% del periodo del moto T.

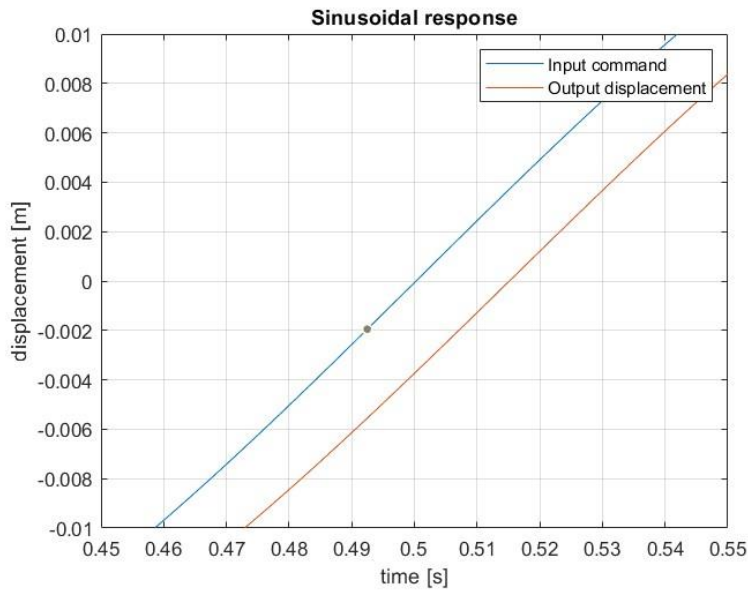


Figura 4.43 - 2° zoom risposta a comando sinusoidale (vincolo cedevole), $f = 2$ Hz

Si simula il comportamento del servosistema per un comando sinusoidale di frequenza maggiore, in questo caso uguale $f = 10$ Hz.

Questa ulteriore prova è fatta per verificare il comportamento del sistema per comandi molto rapidi, con variazioni rapide, e mostrare le differenze al variare della frequenza.

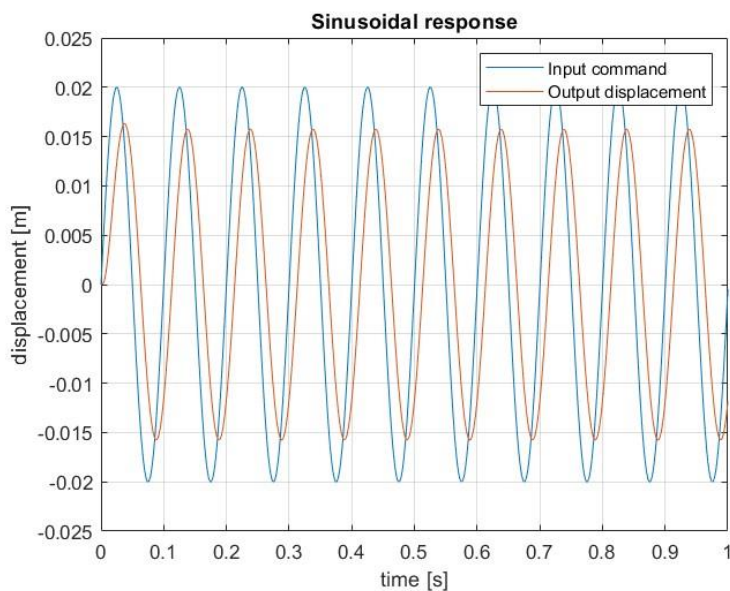


Figura 4.44 - Risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 10$ Hz

Aumentando la frequenza dello spostamento, si può notare come il sistema non sia in grado di raggiungere completamente lo spostamento richiesto, con un'attenuazione che

inizia a essere più sensibile (valore di picco uguale al 20% in meno rispetto al valore massimo richiesto) (Figura 4.45), oltre ad avere un maggiore ritardo di fase. Dal diagramma di Bode mostrato in Figura 4.20 è possibile quantificare il ritardo di fase $\varphi = 47,3^\circ$.

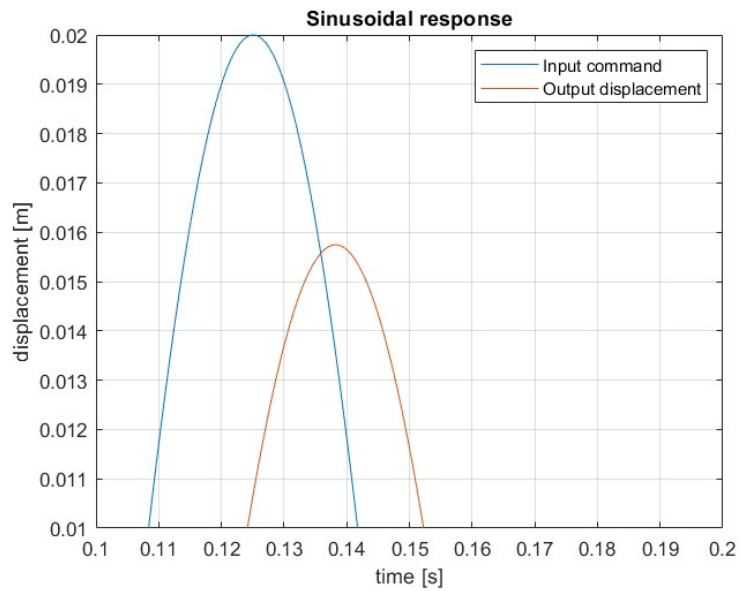


Figura 4.45 - Zoom risposta a comando sinusoidale sistema (vincolo cedevole), $f = 10$ Hz

5 Simulazione su Python

Python è un linguaggio di programmazione ormai utilizzato in ogni ambito e settore, questo perché è un linguaggio molto semplice da usare, che consente di lavorare più rapidamente e di integrare i sistemi in modo maggiormente efficace. La sua diffusione su larga scala presenta molteplici motivazioni ed anche per le seguenti ragioni che si è scelto il seguente programma per la simulazione e come oggetto di tesi.

Python consente di dividere un suo programma in moduli, i quali possono essere riutilizzati in altri programmi. Inoltre viene fornita un'ampia raccolta di moduli standard, i quali possono essere utilizzati come base.

Python consente di scrivere programmi in modo compatto e leggibile. I programmi scritti in Python, infatti, sono solitamente molto più brevi dei programmi C, C++ o Java equivalenti, per diversi motivi:

- i tipi di dati di alto livello consentono di esprimere operazioni complesse in un'unica istruzione;
- il raggruppamento delle istruzioni viene effettuato per indentazione invece che utilizzando parentesi iniziali e finali;
- non sono necessarie dichiarazioni di variabili o argomenti.

Il codice comunque presenta notevoli similitudini rispetto all'equivalente Matlab, il codice è facilmente integrabile grazie all'utilizzo delle librerie di cui è fornito Python, le quali prevedono un linguaggio e dei comandi simili a quelli usati su Matlab nel caso di calcolo di funzioni di trasferimento e per il diagramma di Bode.

5.1 Descrizione codice

Python è un linguaggio di programmazione in cui è possibile utilizzare funzioni tramite l'importo di librerie, librerie in cui sono presente centinaia di comandi. La prima parte del codice è dedicata alla dichiarazione delle librerie, qui di seguito sono riportate le librerie dichiarate nel programma di simulazione e un esempio in cui sono applicate.

La libreria math fornisce accesso alle funzioni matematiche definite sullo standard C, nello specifico è utilizzata per funzioni logaritmiche, radici quadrate, esponenziali e funzioni trigonometriche.

```
beta_out=damp_out*2*math.sqrt(Ks_out*M_out);
```

La libreria numpy permette una gestione veloce e versatile dei vettori con la dichiarazione di un vettore tramite comandi come array, ones, linspace, zeros.

```
coeffd=numpy.array([0.55, 0.6, 0.62, 0.63, 0.64, 0.65, 0.65, 0.65]);
F_Load_2h = numpy.linspace(0, Fs2, 10);
```

La libreria matplotlib è una libreria di Python che permette la creazione di grafici statici, dinamici ed animati. Si riporta un esempio, nello specifico il blocco di comandi che permettono di definire il diagramma di Bode del servosistema controllo posizione.

```
fig1=plt.figure(1)
plt.subplot(2,1,1, ylabel=('amplitude [dB]'))
plt.grid()
plt.semilogx(freq,20*numpy.log10(ampOL),freq,20*numpy.log10(ampCL),
freq,20*numpy.log10(ampOL1),freq,20*numpy.log10(ampCL1))
fig1.legend(['Open Loop 2 HYD','Closed Loop 2 HYD','Open Loop 1
HYD','Closed Loop 1 HYD'])
plt.title('M_t_o_t=%1.1f kg M_o_u_t=%1.1f kg cm_a=%1.3f Ns/m G_H
=%1.2f 1/s sn_H=%1.0f Hz csi_H=%1.2f K_o_l=%1.0f 1/s' %(M_tot, M_out,
cm_a, GH, sn_Hz, csi_H, K_ol))
plt.subplot(2,1,2, xlabel='freq [Hz]', ylabel='phase [deg]')
plt.grid()
plt.semilogx(freq,fasOL,freq,fasCL,freq,fasOL1,freq,fasCL1)
```

La libreria control implementa le operazioni di basi per l'analisi e progettazione di sistemi di controllo ad anello chiuso. Anche in questo caso la libreria cerca di riprodurre molti dei comandi già presenti su Matlab.

```
numGA=numpy.array([sn_H**2]);
denGA=numpy.array([1, 2*csi_H*sn_H, sn_H**2]);
sysGA=ct.tf(numGA,denGA);
# fprintf(' GA(s) = '),sysGA
ampGA, fasGA,wl = ct.bode(sysGA,w,False)
fasGA=180*fasGA/pi;

#librerie
import math
```

```

import numpy
import matplotlib.pyplot as plt
import control as ct

```

Si evidenzia una differenza tra il codice Matlab e Python nella definizione di un vettore, per esempio si richiama il vettore della viscosità cinematica ν del fluido idraulico, funzione della temperatura T. In questo caso si utilizza la funzione `.append`, con l'aggiunta manuale di ogni elemento all'interno di un ciclo `for`, in Matlab questa operazione risulta molto più semplice e non è necessario l'uso di un ciclo `for`:

```

n = len(T);
ni=[]
for i in range(n):
    if T[i]<0:
        ni.append(cv2+10**(10**(av2-bv2*T[i])));
    else:
        ni.append(cv1+10**(10**(av1-bv1*T[i])));

```

Una caratteristica di Python è l'assenza di parentesi per la definizione di funzioni quali `if`, `else`, `for`. Difatti si ricorre all'indentazione come riportato in precedenza.

5.2 Confronto grafici Matlab - Python

Si riportano i risultati ottenuti dallo script Python, nello specifico si riportano i grafici relativi al diagramma di Bode in open e closed loop (Figura 5.1) , margini di fase e guadagno (Figura 5.2), cedevolezza (Figura 5.3) e rigidezza (Figura 5.4).

I grafici sono tutti relativi al servosistema in cui il punto di contatto pistone - alettone è considerato come vincolo cedevole, cioè una trasmissione di forza tramite un sistema massa-molla-smorzatore.

$M_{t_o_t}=1.1 \text{ kg}$ $M_{o_u_t}=35.0 \text{ kg}$ $cm_a=12099.945 \text{ Ns/m}$ $G_H=0.01 \text{ 1/s}$ $sn_H=704 \text{ Hz}$ $csi_H=1.21$ $K_{o_l}=7 \text{ 1/s}$

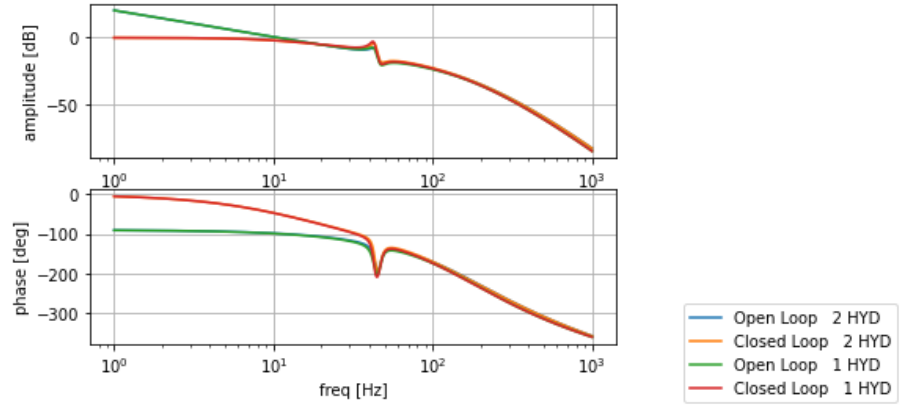


Figura 5.1 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole ($T=20 \text{ }^\circ\text{C}$)

$G_m = 9.54 \text{ dB}$ (at 43.85 Hz), $P_m = 80.97 \text{ deg}$ (at 10.66 Hz)

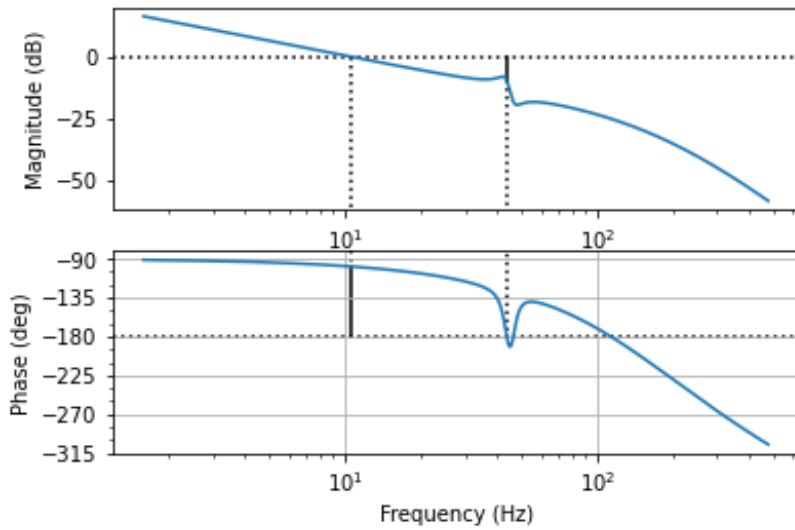


Figura 5.2 - Margine di fase e margine di guadagno sistema vincolo cedevole ($T=20 \text{ }^\circ\text{C}$)

$M_{t_o_t}=1.1 \text{ kg}$ $M_{o_u_t}=35.0 \text{ kg}$ $cm_a=12099.945 \text{ Ns/m}$ $G_H=0.01 \text{ 1/s}$ $sn_H=704 \text{ Hz}$ $csi_H=1.21$ $K_{o_l}=7 \text{ 1/s}$

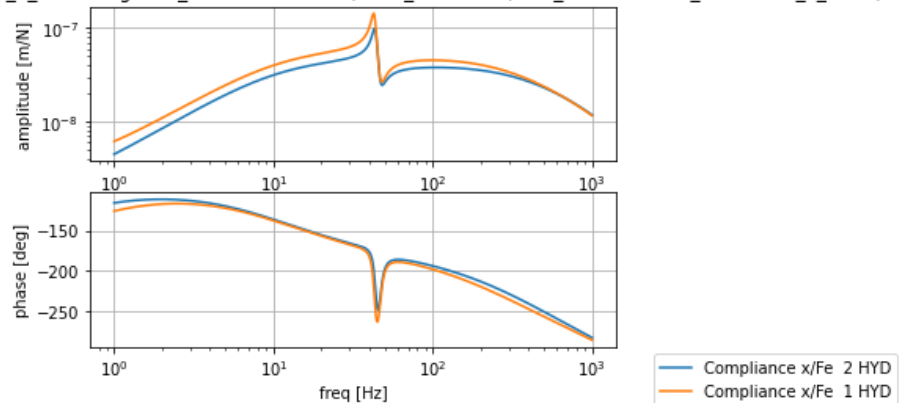


Figura 5.3 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole ($T=20 \text{ }^\circ\text{C}$)

M_{t_o_t}=1.1 kg M_{o_u_t}=35.0 kg cm_a=12099.945 Ns/m G_H=0.01 1/s sn_H=704 Hz csi_H=1.21 K_{o_l}=7 1/s

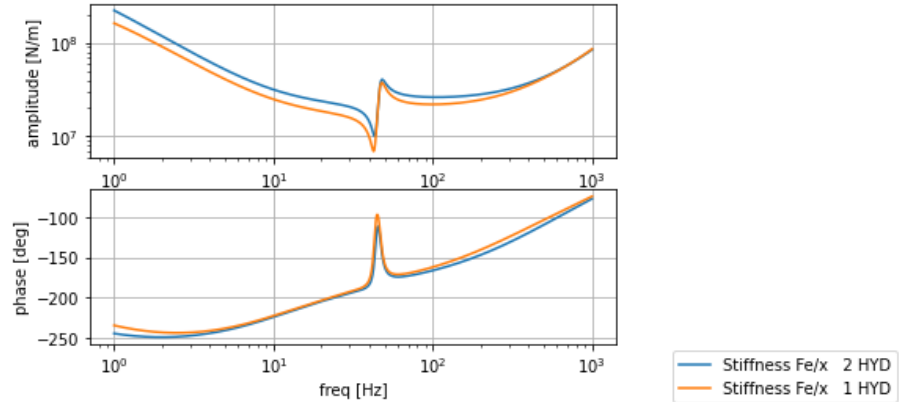


Figura 5.4 - Rigidezza sistema vincolo cedevole ($T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Osservando in maniera qualitativa i grafici qui presentati i risultati corrispondono a quelli ottenuti su Matlab. Una prova di questo sono, inoltre, i valori di margine di fase (G_{Φ}) e margine di guadagno (G_M) riportati in Figura 5.2. Confrontando questi valori con quelli riportati in Tabella 4.6 essi sono equivalenti.

Per completezza si riportano i grafici relativi all'andamento dei parametri interni di pressione, portata e carico in funzione della velocità di spostamento del pistone.

Da qui in avanti sono riportati solo i grafici in cui si valuta il punto di contatto cilindro-allettone come un sistema MCK.

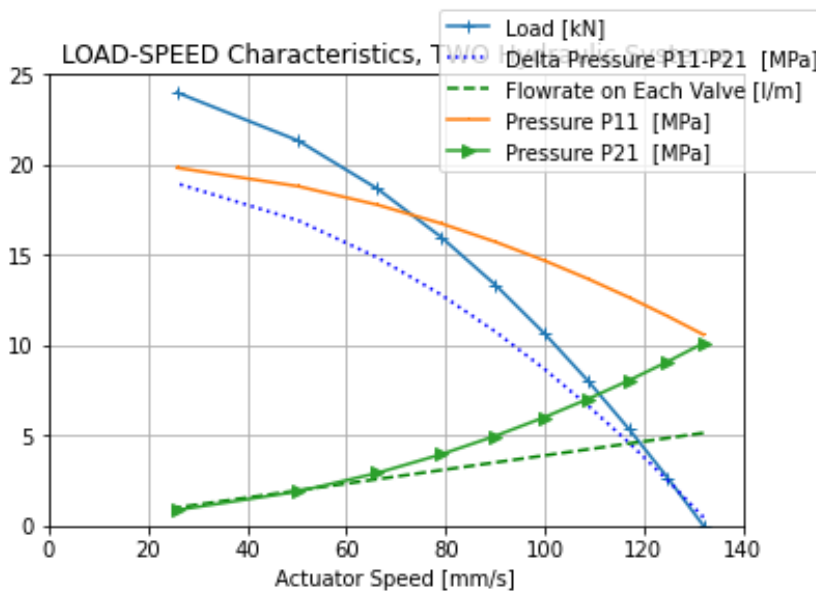


Figura 5.5 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD ($T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

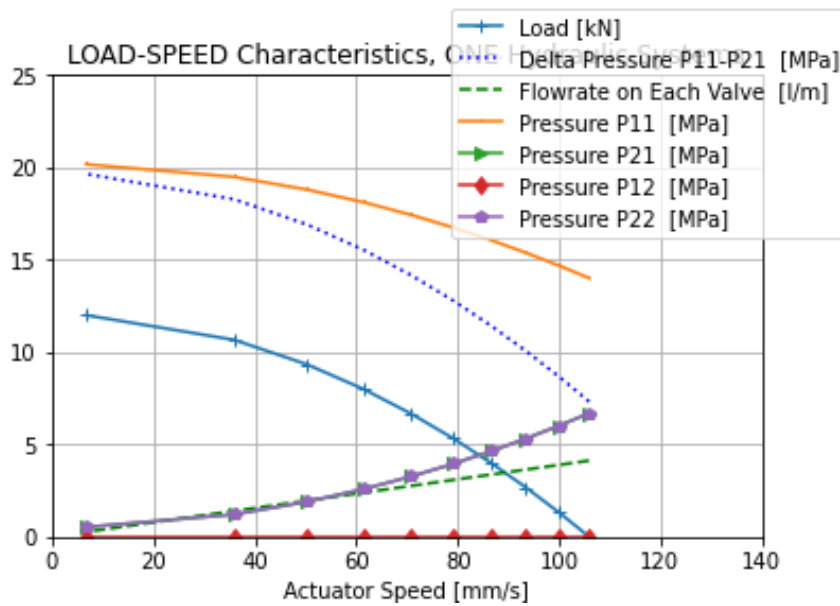


Figura 5.6 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD ($T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

5.3 Simulazioni servosistema ulteriori

Verificata la validità del programma Python dopo il confronto avvenuto nel paragrafo precedente (paragrafo 5.2) con i risultati del capitolo 4 ottenuti su Matlab, si vuole verificare il sistema e i parametri interni al pistone in condizione di temperature maggiormente estreme, cosa necessaria per un sottosistema presente in un aereo dove gli standard di sicurezza elevati.

Nello specifico la simulazione prevede una temperatura del fluido idraulico $T = -45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$M_{t_o_t}=1.1\text{ kg}$ $M_{o_u_t}=35.0\text{ kg}$ $cm_a=14129.770\text{ Ns/m}$ $G_H=0.01\text{ 1/s}$ $sn_H=715\text{ Hz}$ $csi_H=1.39$ $K_{o_l}=6\text{ 1/s}$

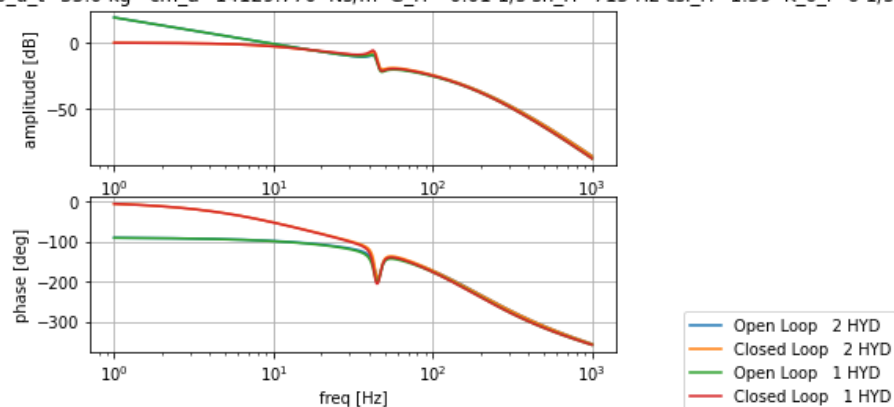


Figura 5.7 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole ($T = -45\text{ }^{\circ}\text{C}$)

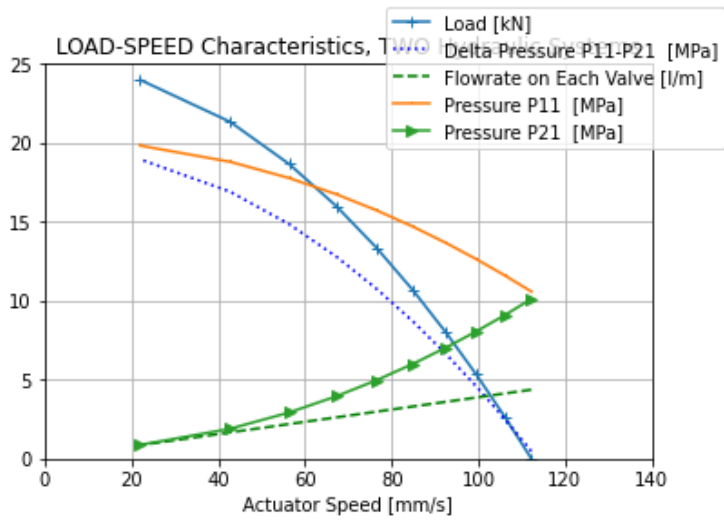


Figure 5.8 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD ($T = -45^{\circ}\text{C}$)

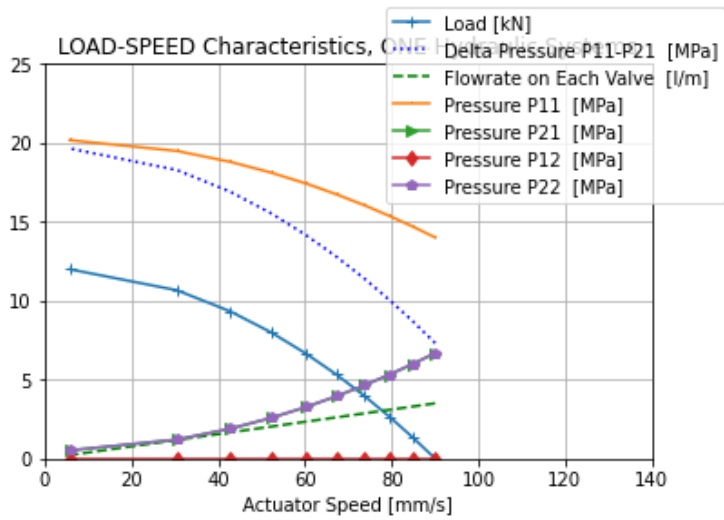


Figure 5.9 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD ($T = -45^{\circ}\text{C}$)

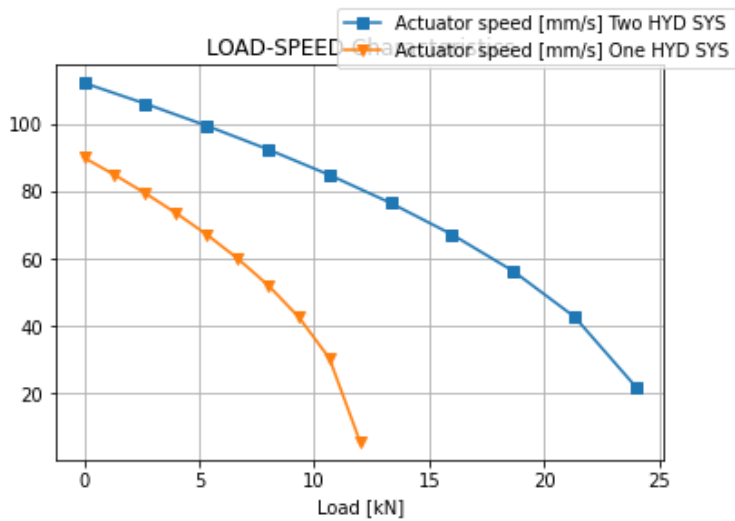


Figure 5.10 - Load - Speed Characteristics ($T = -45^{\circ}\text{C}$)

Si evidenzia come con una temperatura più bassa diminuisce la velocità di spostamento del pistone, difatti in Figura 5.10 le curve per 1 e 2 idrauliche si abbassano. Questa minore velocità comporta una minore reattività del sistema per una temperatura molto bassa, in Tabella 5.1 e Tabella 5.2 sono riportati i risultati numerici messi a grafico precedentemente, questo per permettere un confronto con i precedenti risultati (paragrafo 3.5) con temperature inferiori.

F_e [kN]	\dot{x} (2 HYD) [mm/s]
0	112
2,4	107
4,8	101
7,2	95
9,6	88
12,0	81
14,4	73
16,8	64
19,2	54
21,6	41
24,0	22

Tabella 5.1 - Punti caratteristici grafico 2 idrauliche attive ($T = -45^\circ\text{C}$)

F_e [kN]	\dot{x} (1 HYD) [mm/s]
0	90
1,2	85
2,4	81
3,6	75
4,8	70
6,0	64
7,2	57
8,4	50
9,6	41
10,8	29
12,0	6

Tabella 5.2 - Punti caratteristici grafico 1 idraulica attiva ($T = -45^\circ\text{C}$)

Il diagramma di Bode (Figura 5.7), vincolo cedevole, non presenta invece grandi differenze rispetto a quello visto per una temperatura del fluido di 20 °C. Sono mostrati in Tabella 5.3 i valori di margine di fase e guadagno, evidente in questo caso dei valori maggiori rispetto alle condizioni standard.

	Vincolo fisso	Vincolo cedevole
G_M	24,7 dB	11,29 dB
G_Φ	82,15°	82,1°

Tabella 5.3 - Valori margine di fase e guadagno sistema ($T = -45^\circ\text{C}$)

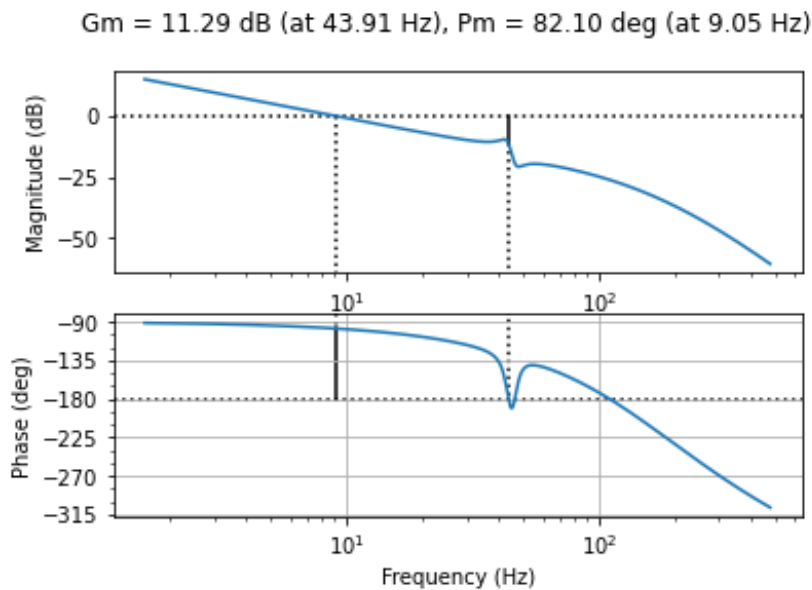


Figura 5.11 - Margine di fase e margine di guadagno sistema (vincolo cedevole) ($T = -45^\circ\text{C}$)

Si riportano per completezza di informazione i diagrammi di Bode e gli andamenti di pressione e carico in funzione della velocità di spostamento del pistone per una temperatura del fluido molto alta, pari a 110 °C. Questa condizione estrema potrebbe anche verificarsi a causa di un surriscaldamento del fluido idraulico.

$M_{t_o_t}=1.1 \text{ kg}$ $M_{o_u_t}=35.0 \text{ kg}$ $cm_a=11313.658 \text{ Ns/m}$ $G_H=0.01 \text{ 1/s}$ $sn_H=679 \text{ Hz}$ $csi_H=1.17$ $K_{o_l}=7 \text{ 1/s}$

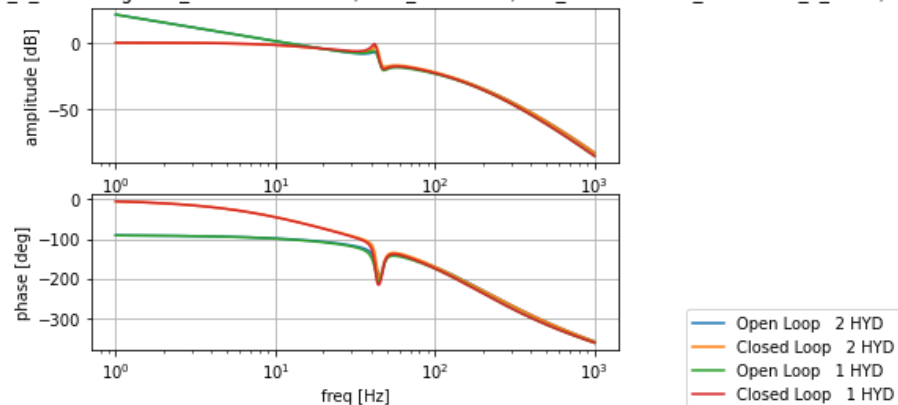


Figura 5.12 - Diagramma di Bode sistema vincolo cedevole ($T = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

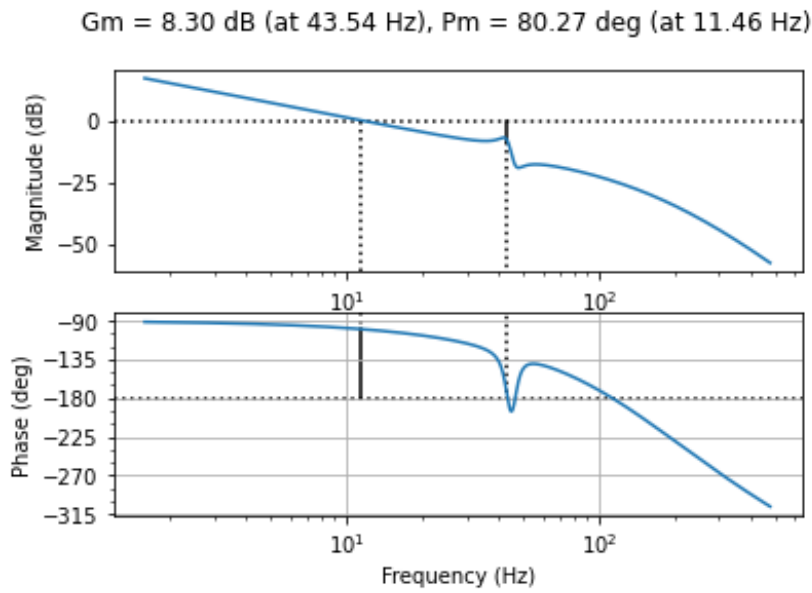


Figura 5.13 - Margine di fase e margine di guadagno sistema (vincolo cedevole) ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

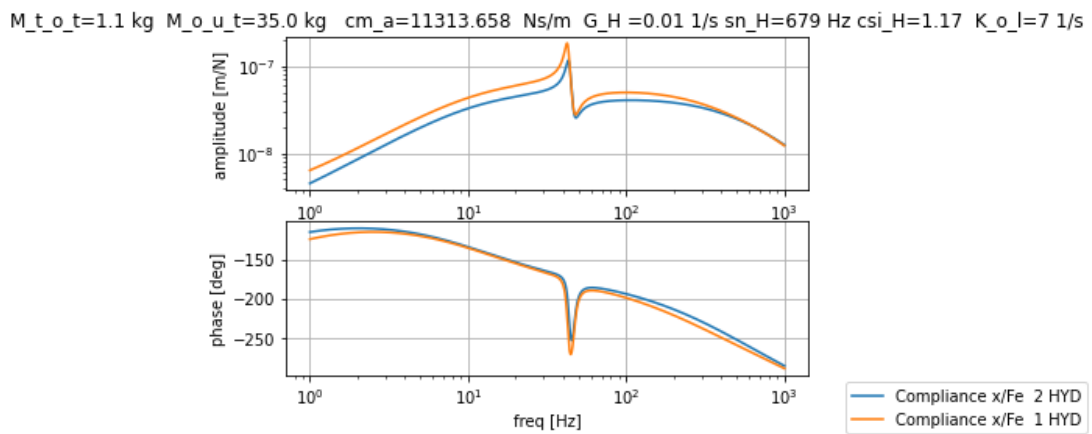


Figura 5.14 - Cedevolezza sistema vincolo cedevole ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

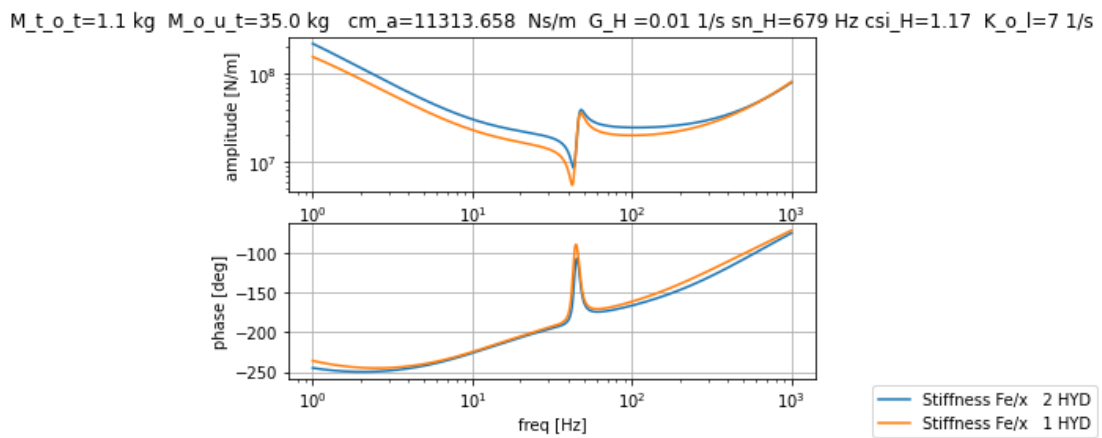


Figura 5.15 - Rigidezza sistema vincolo cedevole ($T = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Commentando alcuni dei grafici qui mostrati si noti come il margine di guadagno diminuisce rispetto ai casi precedentemente illustrati, essendo pari a 8,3 dB (Figura 5.13) nel caso di vincolo cedevole. Inoltre aumenta la larghezza di banda del sistema, risultando essere oltre i 10 Hz (Figura 5.12).

Nei grafici successivi si evidenzia come all'aumentare della temperatura vi sia un aumento della velocità dello stelo sia in assenza di carico (con 2 idrauliche attive in alimentazione) si raggiungono anche i 140 mm/s), sia per carichi elevati.

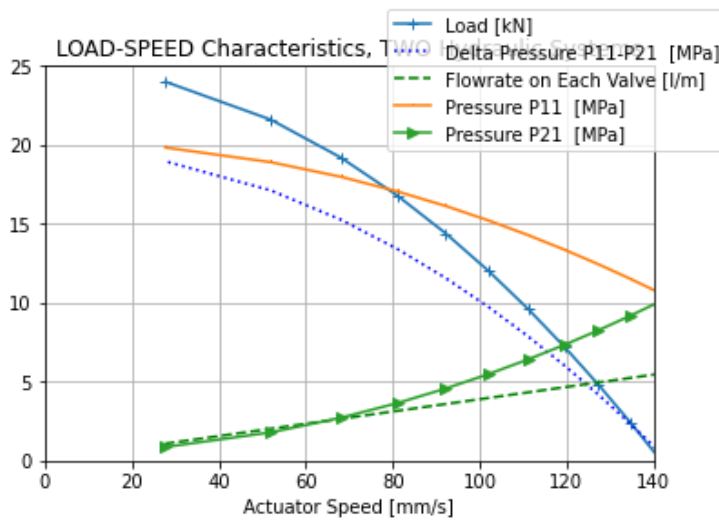


Figura 5.16 - Speed - Pressure Characteristics 2 HYD ($T = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

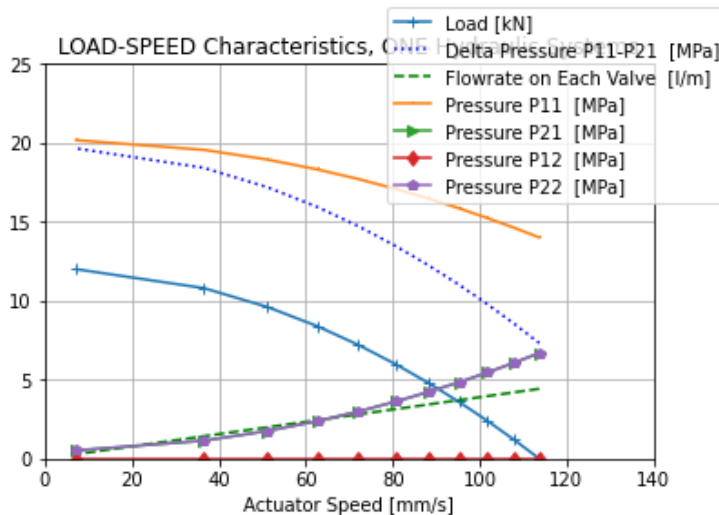


Figura 5.17 - Speed - Pressure Characteristics 1 HYD ($T = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

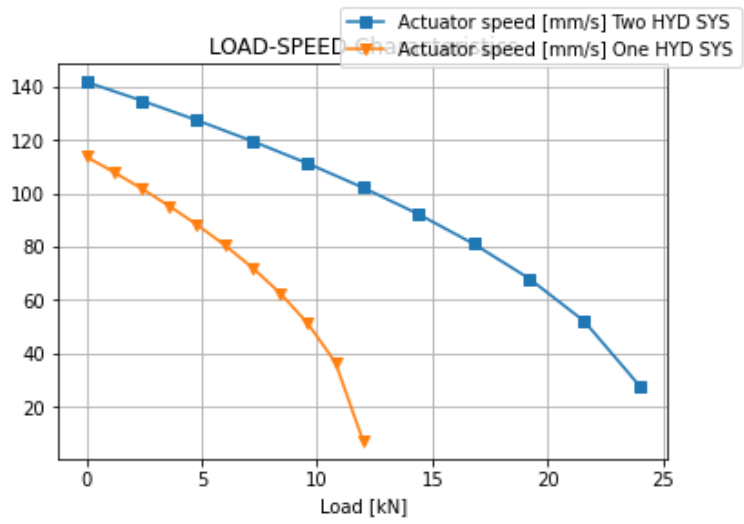


Figura 5.18 - Load - Speed Characteristics ($T = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

6 Conclusioni e possibili miglioramenti

In questo lavoro di tesi è stato dimensionato un servocomando fly by wire elettromeccanico per il controllo posizione, servosistema alimentato da due idrauliche e atto a controllare lo spostamento di un alettone presente in un aereo.

Il dimensionamento del servosistema è stato fatto utilizzando sia un programma come Matlab, programma altamente impiegato per simulazioni numeriche e calcoli come quelli richiesti, sia con Python, il quale è un software open - source di facile utilizzo e largamente presente a livello lavorativo nei più diversi ambiti.

In una prima fase sono stabiliti i vari parametri caratteristici dal punto di vista di dimensioni fisiche del sistema e nello specifico dell'attuatore con quattro camere che movimentano direttamente l'alettone, della valvola che comanda l'alimentazione o lo scarico delle 4 camere, del fluido idraulico che genera la forza di spinta e dei trasduttori atti alla misurazione della posizione relativa del pistone.

I seguenti parametri tecnici ipotizzati sono poi verificati tramite un software di simulazione Python, il quale si dimostra essere una validissima alternativa rispetto a Matlab, calcolando la funzione di trasferimento che regola il comando dato dall'utente rispetto allo spostamento effettivo del pistone. Inoltre si riporta la risposta in frequenza del servosistema con relativo diagramma di Bode e con il calcolo del margine di fase e guadagno.

Un ulteriore programma Simulink ha simulato la risposta del servosistema per determinati comandi forniti dall'utente, in particolare verificando la prontezza del servosistema con uno spostamento istantaneo (comando a gradino), la presenza di eventuali overshoot di posizione ed errori in velocità (comando a rampa).

Lo scopo finale era quello di scrivere un programma Matlab e un programma Python atto a dimensionare e simulare la risposta in frequenza del sistema e l'andamento dei parametri interni del fluido (pressione, portata, carico esterno) funzione della velocità di spostamento del pistone.

Un possibile miglioramento e futuro sviluppo della seguente trattazione è quello di simulare su Python il comportamento del servosistema e mostrare graficamente lo spostamento del pistone in funzione del tempo dati alcuni comandi come a rampa. Inoltre su Python si trascurano la dinamica di alcuni componenti del sistema come la

valvola di bypass e alcuni parametri come il leakage interno all'attuatore, un miglioramento consigliato è un modello più raffinato per il calcolo delle forze di attrito tra le guarnizioni. Particolare attenzione in futuro può essere posta anche al contatto alettone - pistone relativamente sia alle forze di reazioni esterne, sia per valutare la funzione tra spostamento pistone e spostamento e angolazione alettone.

7 Appendice - codice Python

```
#librerie

import math
import numpy
import matplotlib.pyplot as plt
import control as ct

#VINCOLO CEDEVOLE

pi = math.pi                #pi greco
T=numpy.array([-45,-20,0,20,40,60,80,110]);    #[°C]atmospheric temperature range
#Hydraulic fluid MIL-PRF-5606H#
# DENSITY FLUID
ro=857;                      #[kg/m3]
ad=0.7125;
ro=ro0-(ad*T);              #[kg/m3] density
# VISCOSITY FLUID
av1=0.187;
bv1=0.00397;
cv1=3.5;
av2=0.068;
bv2=0.00858;
cv2=23.3;
n=len(T);
ni=[]
for i in range(n):
    if T[i]<0:
        ni.append(cv2+10**(10**(av2-bv2*T[i])));
    else:
        ni.append(cv1+10**(10**(av1-bv1*T[i])));    #ni = [cS] kinematic viscosity

mu=ro*ni/(1000000);         #[Kg/ms] absolute viscosity
#BULK MODULES
beta0=2050;                #[MPa]
ab=7.625;
beta=(beta0-ab*T)*10**6;    #[Pa]
#discharge coeff
```

```

coeffd=numpy.array([0.55, 0.6, 0.62, 0.63, 0.64, 0.65, 0.65, 0.65]);      #coeff di efflusso
coeffd0=coeffd**0.75;          #coeff di efflusso a Q=0
#Materials data
#15-5 PH Stainless steel - H1025 condition
E=197000;          #[N/mm^2] young's module steel of cylinder
#SYSTEM DATA#
# System pressures
PS=20.2*10**6;          #[Pa] rated supply pressure (202 bar)
PR=0.5*10**6;          #[Pa] rated return pressure (5 bar)
deltap=PS-PR;          #[Pa] rated differential pressure (psupply - preturn)
#System temperatures
it=3;          # index temperature -> Tn=20°C +-5°C nominal temperature
# Equivalent BULK modulus 1/betae=1/beta+fra/p
fr_a=0.01;          # volumetric fraction of free air
betae=1/(1/beta+fr_a/PS);      # [Pa] equivalent Bulk modulus
%%%%%%%%%% MAIN ROTOR %%%%%%%%%%
# *****FUNCTIONAL REQUIREMENTS *****
# ACTUATOR STROKES
xa1e=30*10**(-3);      #[m] extension stroke forward pitch actuator
xa1r=23*10**(-3);      #[m] retraction stroke forward pitch actuator
xa2e=23*10**(-3);      #[m] extension stroke rear pitch actuator
xa2r=30*10**(-3);      #[m] retraction stroke rear pitch actuator
xa3e=25*10**(-3);      #[m] extension stroke roll actuator
xa3r=23*10**(-3);      #[m] retraction stroke roll actuator
L1=53*10**(-3);        #[m] total stroke forward pitch actuator (xa1e + xa1r)
L2=53*10**(-3);        #[m] total stroke rear pitch actuator (xa2e + xa2r)
L3=48*10**(-3);        #[m] total stroke roll actuator (xa3e + xa3r)
# PISTON NO LOAD Max SPEED
xp_NL_0 =130*10**(-3);      # [m/s] no load speed (130 mm/s)
xp_NL=xp_NL_0;
xp_NL_1=120*10**(-3);      # [m/s] no load speed (120 mm/s) +- 10 mm/s
xp_NL_2=110*10**(-3);      # [m/s] no load speed (110 mm/s)
Fat_NL_2h=611/2;          # [N] friction force in two hydraulic system operating condition each actuator
(Excel)
Fat_NL_1h=410/2;          # [N] friction force in one hydraulic system operating condition one actuator
(Excel)

```

```

Fat_NP=122/2;          # [N] friction force no pressure operating condition each actuator (valori
tabellati Excel)

# STALL LOADS (Forza di Stallo)
Fs1=12000;            # [N] required stall load (1 system)
Fs2=24000;            # [N] required stall load (2 systems)
xp_SL=5*10**(-3);     # [m/s] speed at stall load (5 mm/s)
Fat_SL=724/2;         # [N] friction force in stall condition each actuator (valori tabellati Excel)

# EFFORT AT PILOT INPUT LEVER
Fi_LL=4100;           # [N] limit load
Fi_jc=100;            # [N] load at jammed condition
Fi_no=3;              # [N] normal operation load

# INPUT TO OUTPUT LEVER RATIO
g_ratio=1.5;          # gear ratio between pilot input to piston output
xt_i=90*10**(-3);    # [m] input lever stroke
x_i=xt_i/2;           # [m] max displacement of input lever
# *****
# ***** DESIGN *****
# *****
# *****
# LINEAR ACTUATOR
# *****
d= 22.17*10**(-3);    # [m] rod diameter
D=36.3*10**(-3);     # [m] cylinder diameter
De=40.3*10**(-3);    # [m] cylinder external diameter
Arod=pi*d**2/4;       # [m^2] rod area
s=(De-D)/2;          # [m] cylinder wall tickness
A1=pi*(D**2-d**2)/4; # [m^2] active area
Lt=xt_i/g_ratio;      # [m] total stroke
Vt=Lt*A1;              # [m^3] total volume one cylinder

V1r=xa1r*A1;          # [m3] retraction volume cyl 1
V1e=xa1e*A1;          # [m3] extension volume cyl 1
V2r=xa2r*A1;          # [m3] retraction volume cyl 2
V2e=xa2e*A1;          # [m3] extension volume cyl 2
V3r=xa3r*A1;          # [m3] retraction volume cyl 3
V3e=xa3e*A1;          # [m3] extension volume cyl 3

# LOAD Characteristics

```

```

Ks_out=3*10**6;      #[N/m] output load stiffness
M_eqout=35;        #[kg] output load equivalent mass
damp_out=0.05;    #[] output load damping factor
# xout_0=0;
# Mounting and attachments data
Ks_mou=3*10**7;    #[N/m] stiffness of attachment (mounting) point
# M_case=3.5;      #[kg] case actuator mass
# Cylinder mass, stiffness, damping coeff
KL_a=0;           #[m5/Ns] internal leakage coefficient
c_a=600;          #[Ns/m] actuator damping coefficient
M_a=1.132;        #[kg] piston + rod + hinges mass + feedback lever + vincolo
Ks_a=Ks_mou;      #[N/m] stiffness of attachment (mounting) point
# masses distribution
M_tot=M_a+M_eqout*0/3; #[kg] total actuator mass (Perchè questa distribuzione???)
M_out=M_eqout*3/3;  #[kg] total load mass
beta_out=damp_out*2*math.sqrt(Ks_out*M_out); #[Ns/m] output load damping coefficient
#
#          ++++++
#          Control valve geometry
#          ++++++
# external spool = SLEEVE (metering in normal operation)
# -----
d_sl=14*10**(-3);  #[m] sleeve diameter
ws_sl=0.9*10**(-3); #[m] two port control width
wr_sl=0.9*10**(-3); #[m] two port return width
l_sl_0=10**(-3);  #[m] total port lenght
xv_sl=l_sl_0;      #[m] total valve stroke
ovs_sl=-4*10**(-6); #[m] overlap supply (20 micron o 4 micron ??)
ovr_sl=4*10**(-6); #[m] overlap return (20 micron o 4 micron ??)
Avs_sl=ws_sl*(l_sl_0-ovs_sl); #[m2] supply passage area
Avr_sl=wr_sl*(l_sl_0-ovr_sl); #[m2] return passage area
h_sl=4*10**(-6);   #[m] radial clearance
if ovs_sl>=0: xvp_sl=ovs_sl+5*h_sl; #[m] travel to get full pressure
else:
    xvp_sl=5*h_sl;
m_sl=0;            #[kg] sleeve mass
# Internal Spool = SPOOL (metering in jammed condition)

```

```

#-----
d_sp=7*10**(-3);          #[m] spool diameter
ws_sp=1.2*10**(-3);      #[m] one port control width
wr_sp=1.4*10**(-3);      #[m] one port return width
xv_sp=l_sl_0;            #[m] total spool stroke
l_sp=l_sl_0;              #[m] total port length
ovs_sp=50*10**(-6);      #[m] overlap supply
ovr_sp=50*10**(-6);      #[m] overlap return
Avs_sp=ws_sp*(l_sp-ovs_sp); #[m] supply passage area
Avr_sp=wr_sp*(l_sp-ovr_sp); #[m] return passage area
h_sp=4*10**(-6);         #[m] radial clearance
if ovs_sp>=0: xvp_sp=ovs_sp+5*h_sp; #[m2] leakage area supply side
else: xvp_sp=5*h_sp;
m_sp=0;                  #[Kg] spool mass
# *****
# speed-load with one and two Hydraulic systems
# *****
# ..... PROJECT VALUES .....
### Area valvola di progetto, 2 HYD, max speed no load %%%
avcal_maxspeed_2h=xp_NL_0*A1/coeffd[it]*math.sqrt(ro[it]/(PS-PR-
(2*Fat_NL_2h+c_a*xp_NL_0)/(2*A1)));
### Area valvola di progetto, 2 HYD, stall load 5mm/s speed %%%
avcal_stallload_2h=xp_SL*A1/coeffd[it]*math.sqrt(ro[it]/(PS-PR-
(2*Fat_SL+c_a*xp_SL+Fs2)/(2*A1)));
#### Area valvola di progetto, 1 HYD, stall load 5mm/s speed %%%
avcal_stallload_1h=xp_SL*A1/coeffd[it]*math.sqrt(3/2*ro[it]/(PS-2*PR-
(Fs1+2*Fat_NL_1h+c_a*xp_SL)/A1));
### max speed,1 HYD,con area valvola di progetto 2 HYD max speed no load %%%
xpmax_1h=coeffd[it]*avcal_maxspeed_2h/A1/math.sqrt(3/2*ro[it]/(PS-2*PR-(2*Fat_NL_1h)/A1));
## TWO HYDRAULIC SYSTEMS
# max speed/no load, maximum area to guarantee 130 mm/s: 120mm/s +-10 mm/s
# no jamming on the two control valves, normal operation
Q1_NL_2h=xp_NL_0*A1;          #[m3/s] flowrate across the valve (v=130 mm/s)
Q1_NL_2h_lm_0=Q1_NL_2h*6*10**4;          #[l/min] flowrate across the valve
P11_NL_2h_0=PS-1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avs_sl)**2;    #[Pa] pressure P11=P12
P21_NL_2h_0=PR+1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avr_sl)**2;    #[Pa] pressure P21=P22
dpA1_NL_2h_0=(P11_NL_2h_0-P21_NL_2h_0);          #[Pa] delta p P11-P21=P12-P22

```

$Fe_{net_NL_2h_0}=2*A1*dpA1_NL_2h_0-2*Fat_NL_2h-c_a*xp_NL_0;$ # [N] resultant net actuator force

$Av_NL_2h_0=Avs_sl;$

$Q1_NL_2h=A1*xp_NL_1;$ # [m3/s] flowrate across the valve (v=120 mm/s)

$Q1_NL_2h_lm_1=Q1_NL_2h*6*10**4;$ # [l/min] flowrate across the valve

$P11_NL_2h_1=PS-1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avs_sl)**2;$ # [Pa] pressure P11=P12

$P21_NL_2h_1=PR+1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avr_sl)**2;$ # [Pa] pressure P21=P22

$dpA1_NL_2h_1=(P11_NL_2h_1-P21_NL_2h_1);$ # [Pa] delta p P11-P21=P12-P22

$Fe_{net_NL_2h_1}=2*A1*dpA1_NL_2h_1-2*Fat_NL_2h-c_a*xp_NL_1;$ # [N] resultant net actuator force

$Av_NL_2h_1=Avs_sl;$

$Q1_NL_2h=A1*xp_NL_2;$ # [m3/s] flowrate across the valve (v=110 mm/s)

$Q1_NL_2h_lm_2=Q1_NL_2h*6*10**4;$ # [l/min] flowrate across the valve

$P11_NL_2h_2=PS-1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avs_sl)**2;$ # [Pa] pressure P11=P12

$P21_NL_2h_2=PR+1/2*ro[it]*(Q1_NL_2h/coeffd[it]/Avr_sl)**2;$ # [Pa] pressure P21=P22

$dpA1_NL_2h_2=(P11_NL_2h_2-P21_NL_2h_2);$ # [Pa] delta p P11-P21=P12-P22
across each piston

$Fe_{net_NL_2h_2}=2*A1*dpA1_NL_2h_2-2*Fat_NL_2h-c_a*xp_NL_2;$ # [N] resultant net actuator force

$Av_NL_2h_2=Avs_sl;$

#stall load no speed

$F_stal_2h=deltap*A1*2-2*Fat_SL;$ # [N] total stall force no speed, 2 hyd

stall load, equal valve area of max speed/no load condition, (v = 5 mm/s)

no jamming on the two control valves, normal operation

$Q1_SL_2h=A1*xp_SL;$ # [m3/s] flowrate across the valve

$Q1_SL_2h_lm=Q1_SL_2h*6*10**4;$ # [l/min] flowrate across the valve

$P11_SL_2h_max=PS-ro[it]/2*(Q1_SL_2h/coeffd[it]/Avs_sl)**2;$ # [Pa] P11 on piston 1

$P21_SL_2h_max=PR+ro[it]/2*(Q1_SL_2h/coeffd[it]/Avr_sl)**2;$ # [Pa] P21 on piston 1

$dpA1_SL_2h_max=P11_SL_2h_max-P21_SL_2h_max;$ # [Pa] delta p P11-P21=P12-P22
across each piston

$Fe_{net_SL_max}=2*A1*dpA1_SL_2h_max-2*Fat_SL-c_a*xp_SL;$ # [N] resultant net actuator force

$Av_SL_2h_max=Avs_sl;$

stall load, enough area to guarantee (v = 5 mm/s)

no jamming on the two control valves, normal operation

```

Fe_SL=Fs2/2; # [N] forza esterna su un cilindro
dpA1_SL_2h=(Fs2/2+Fat_SL)/A1; # [Pa] delta p sul pistone P1-P2
Av_SL_2h=A1*xp_SL/coeffd[it]*math.sqrt(ro[it]/(deltap-dpA1_SL_2h)); # [m2] area valvola
P11_SL_2h=PS-ro[it]/2*(A1*xp_SL/coeffd[it]/Av_SL_2h)**2; # [Pa] P11 on piston 1
P21_SL_2h=PR+ro[it]/2*(A1*xp_SL/coeffd[it]/Av_SL_2h)**2; # [Pa] P21 on piston 1
Fe_net_SL=2*A1*(P11_SL_2h-P21_SL_2h)-2*Fat_SL-c_a*xp_SL; # [N] resultant net actuator force

```

```

#### ONE HYDRAULIC SYSTEMS

```

```

# max speed/no load

```

```

# stall load no speed

```

```

F_stal_1h=deltap*A1-2*Fat_SL; # [N] total stall force no speed, 1 hyd

```

```

# stall load

```

```

# one hydraulic systems, no jamming on the two control valves, normal operation

```

```

Fe_SL_1h=Fs1; # [N] forza esterna su un cilindro

```

```

dpA_SL_1h=(Fe_SL+Fat_NL_1h)/A1; # [Pa] delta p sul pistone P1-P2

```

```

Av_SL_1h=A1*xp_SL/coeffd[it]*math.sqrt(3/2*ro[it]/(deltap-PR-(Fe_SL+Fat_NL_1h*2)/A1));
# [m2] area valvola

```

```

P22_SL_1h=PR+ro[it]/2*(A1*xp_SL/coeffd[it]/Av_SL_1h)**2; # [Pa] P22 on piston 2
not supplied with P12=0

```

```

Q1_SL_1h=A1*xp_SL; # [m3/s] portata transitante nella valvola

```

```

Q1_SL_1h_lm=Q1_SL_1h*6*10**4; # [l/min] portata transitante nella valvola

```

```

### *****

```

```

### LOAD/SPEED CHARACTERISTICS

```

```

### *****

```

```

#### ++++++

```

```

#### two hydraulic systems, normal operation

```

```

#### no jamming on the two control valves

```

```

#### ++++++

```

```

F_Load_2h = numpy.linspace(0, Fs2, 10);

```

```

# Av_LoadSpeed area at 120 mm/s

```

```

Av_LoadSpeed_2h=(Avs_sl+Avr_sl)/2; # [m2] two ports valve area

```

```

xv_LoadSpeed_2h=2*Av_LoadSpeed_2h/(ws_sl+wr_sl);

```

```

xv_LoadSpeed_2h_per=xv_LoadSpeed_2h/xv_sl*100;

```

```

Av_LoadSpeed_2h_per=Av_LoadSpeed_2h/((Avs_sl+Avr_sl)/2)*100;

```

```

xp_LoadSpeed_2h = numpy.ones(len(F_Load_2h+1));

```



```

dpA1_LoadSpeed_2h = numpy.ones(len(F_Load_2h+1));
P11_LoadSpeed_2h = numpy.ones(len(F_Load_2h+1));
P21_LoadSpeed_2h = numpy.ones(len(F_Load_2h+1));
Q_LoadSpeed_2h = numpy.ones(len(F_Load_2h+1));

for iload in range(len(F_Load_2h)):
    xp_LoadSpeed_2h[iload] = Av_LoadSpeed_2h*coeffd[it]/A1*math.sqrt((deltap-
(F_Load_2h[iload]+2*Fat_NL_2h)/(2*A1))/ro[it])
    dpA1_LoadSpeed_2h[iload] = (F_Load_2h[iload]+2*Fat_NL_2h)/(2*A1);
    P11_LoadSpeed_2h[iload] = (PS-(deltap-dpA1_LoadSpeed_2h[iload])/2);
    P21_LoadSpeed_2h[iload] = PR+(deltap-dpA1_LoadSpeed_2h[iload])/2;
    Q_LoadSpeed_2h[iload] = A1*xp_LoadSpeed_2h[iload];

##      ++++++
##      one hydraulic systems, normal operation
##      no jamming on the two control valves
##      ++++++
F_Load_1h= numpy.linspace(0, Fs1, 10);
Av_LoadSpeed_1h=(Avs_sl+Avr_sl)/2; # [m2] two ports valve area
xv_LoadSpeed_1h=2*Av_LoadSpeed_1h/(ws_sl+wr_sl);
xv_LoadSpeed_1h_per=xv_LoadSpeed_1h/xv_sl*100;
Av_LoadSpeed_1h_per=Av_LoadSpeed_1h/((Avs_sl+Avr_sl)/2)*100;

xp_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
dpA1_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
P11_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
P21_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
P12_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
P22_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));
Q_LoadSpeed_1h = numpy.ones(len(F_Load_1h+1));

for iload in range(len(F_Load_1h)):
    xp_LoadSpeed_1h[iload] = Av_LoadSpeed_1h*coeffd[it]/A1*math.sqrt((deltap-PR-
(F_Load_1h[iload]+2*Fat_NL_1h)/(A1))/(3/2*ro[it]));
    P22_LoadSpeed_1h [iload] = PR + ro[it]/2 * (A1 * xp_LoadSpeed_1h[iload] / coeffd[it] /
Av_LoadSpeed_1h)**2; # [Pa] P22 on piston 2 not supplied with P12=0

```

```

dpA1_LoadSpeed_1h [iload] = (P22_LoadSpeed_1h[iload] + (F_Load_1h[iload] + 2*Fat_NL_1h)
/(A1));
P12_LoadSpeed_1h[iload] = 0;
P11_LoadSpeed_1h[iload]=PS-(deltap-dpA1_LoadSpeed_1h[iload])/2;
P21_LoadSpeed_1h[iload]=PR+(deltap-dpA1_LoadSpeed_1h[iload])/2;
Q_LoadSpeed_1h[iload]=A1*xp_LoadSpeed_1h[iload]
##          ++++++
##          control valve leakage
##          ++++++
## Leakage SLEEVE
##-----
if ovs_sl>=0: A_LKs_sl=ws_sl*h_sl;          #[m^2] leakage area supply side
else: A_LKs_sl=ws_sl*math.sqrt(h_sl**2+abs(ovs_sl)**2);

if ovr_sl>=0: A_LKr_sl=wr_sl*h_sl;          #[m^2] leakage area return side
else: A_LKr_sl=wr_sl*math.sqrt(h_sl**2+abs(ovr_sl)**2);

a_LKs_sl=ro[it]/2/(coeffd0[it])**2*(1/A_LKs_sl**2+1/A_LKr_sl**2); #[kg/m^7]
if ovs_sl>=0: ovs_=ovs_sl;
else: ovs_=0;

if ovr_sl>=0: ovr_=ovr_sl;
else: ovr_=0;

b_LKs_sl=12*mu[it]/(2.5*ws_sl*h_sl**3)*(ovs_+ovr_);          #[kg/sm4]
c_LKs_sl=-deltap;          #[kg/s2m]
Q1_LKs_sl=(-b_LKs_sl+math.sqrt(b_LKs_sl**2-4*a_LKs_sl*c_LKs_sl))/(2*a_LKs_sl);
Q_LK_sl=2*Q1_LKs_sl;          #[m3/s] sleeve-case internal leakage
# Leakage SPOOL
#-----
if ovs_sp>=0: A_LKs_sp=ws_sp*h_sp;          #[m2] leakage area supply side
else: A_LKs_sp=ws_sp*math.sqrt(h_sp**2+abs(ovs_sp)**2);

if ovr_sp>=0: A_LKr_sp=wr_sp*h_sp;          #[m2] leakage area return side
else: A_LKr_sp=wr_sp*math.sqrt(h_sp**2+abs(ovr_sp)**2);

a_LKs_sp=ro[it]/2/(coeffd0[it])**2*(1/A_LKs_sp**2+1/A_LKr_sp**2); #[kg/m7]

```

```

if ovs_sp>=0: ovs_=ovs_sp;
else: ovs_=0;

if ovr_sp>=0: ovr_=ovr_sp;
else: ovr_=0;

b_LKs_sp=12*mu[it]/(2.5*(ws_sp+wr_sp)/2*h_sp**3)*(ovs_+ovr_);      # [kg/sm4]
c_LKs_sp=-deltap;                                               # [kg/s2m]
Q1_LKs_sp=(-b_LKs_sp+math.sqrt(b_LKs_sp**2-4*a_LKs_sp*c_LKs_sp))/(2*a_LKs_sp);
Q_LK_sp=2*Q1_LKs_sp;      # [m3/s] spool-sleeve internal leakage one actuator
#           Leakage SPOOL + SLEEVE
# -----
Q_LK=Q_LK_sl+Q_LK_sp;      #[m3/s] total spool + sleeve internal leakage
#           ++++++
#           flow forces
#           ++++++
QMAX=coeffd[it]*(Avs_sl+Avr_sl)/2*math.sqrt(deltap/ro[it]);
speed_=numpy.array([0, 1*10**(-3), 5*10**(-3), 10*10**(-3), 20*10**(-3), 30*10**(-3), 40*10**(-3), 50*10**(-3), 60*10**(-3), 70*10**(-3), 80*10**(-3), 90*10**(-3), 100*10**(-3), 110*10**(-3), 120*10**(-3), 130*10**(-3)]); # range of speed
Q_speed=A1*speed_;
costeta = [];
F_FL1 = [];
F_FL2 = [];
F_FL = [];

for ispeed in range(len(speed_)):
    if Q_speed[ispeed]/QMAX<=0.05:
        costeta.append(1-10*Q_speed[ispeed]/QMAX);
        F_FL1.append(Q_speed[ispeed]*costeta[ispeed]*math.sqrt(ro[it]*deltap)); # [N] flow force one land
        F_FL2.append(2*F_FL1[ispeed]);      # [N] flow force two lands
        F_FL.append(2*F_FL2[ispeed]);      # [N] flow force two lands
    else :
        costeta.append(0.5);
        F_FL1.append(Q_speed[ispeed]*costeta[ispeed]*math.sqrt(ro[it]*deltap)); # [N] flow force one land

```

```

F_FL2.append(2*F_FL1[ispeed]);          # [N] flow force two lands
F_FL.append(2*F_FL2[ispeed]);          # [N] flow force two lands

#          ++++++
#          friction forces
#          ++++++

# coeff_fd=0.11;    % dynamic friction coefficient
# coeff_fs=0.14;    % static friction coefficient
coeff_fd=0.05;     # dynamic friction coefficient
coeff_fs=0.08;     # static friction coefficient
#          on external sleeve (normal operation)
FR_sl_d=2*coeff_fd*d_sl*l_sl_0*deltap/2; # [N] max dyn force on sleeve, 2 lands
FRT_sl_d=2*FR_sl_d;          # [N] max dyn force on sleeve, 2 valves
FR_sl_s=2*coeff_fs*d_sl*l_sl_0*deltap/2; # [N] max static force on sleeve, 2 lands
FRT_sl_s=2*FR_sl_s;          # [N] max static force on sleeve, 2 valves
#          between internal spool and sleeve (jamming condition)
FR_sp_d=2*coeff_fd*d_sp*xv_sp*deltap/2; # [N] max dyn force on spool, 2 lands
FRT_sp_d=2*FR_sp_d;          # [N] max dyn force on spool, 2 valves
FR_sp_s=2*coeff_fs*d_sp*xv_sp*deltap/2; # [N] max static force on spool, 2 lands
FRT_sp_s=2*FR_sp_s;          # [N] max static force on spool, 2 valves
#          ++++++
#          anti jamming spring force
#          ++++++
F_spring_0=100;             # [N] preload at (xv spool - xv sleeve)=0
K_spring=20*10**3;          # [N/m] stiffness
F_spring_max=F_spring_0+2*K_spring*xv_sp; # [N] max spring force
#          ++++++
#          NEW total force on valve and input lever
#          no friction forces in NO and JC operation
#          ++++++
coeff_force_valve=0;        #force coefficient
F_valve_NO=[FRT_sl_s*coeff_force_valve]; # [N] force on control valve at speed = 0 NO (Normal
Operation)
F_valve_JC=[FRT_sp_s*coeff_force_valve+F_spring_0]; # [N] force on control valve at speed
= 0 JC (Jamming Condition)
for ispeed in range(2,len(speed_)):

```

$F_valve_NO.append(FRT_sl_d*coeff_force_valve+F_FL[ispeed]);$ # [N] force on control valve at speed > 0 NO (Normal Operation)

$F_valve_JC.append (FRT_sp_d * coeff_force_valve +F_FL[ispeed] +F_spring_0 +K_spring *speed_ [ispeed]/max(speed_)*xv_sp);$ # [N] force on control valve at speed > 0 JC (Jamming Condition)

open and closed loop control gains

frequency response

$Vref_max = 10;$ # [V] tension max

$ks = xv_sl/Vref_max;$ # [m/V] electrical gain (modifica)

$GQ=coeffd[it]*ws_sl*math.sqrt(deltap/ro[it]);$ # [m²/s] no load flow gain

$GP=deltap/(xvp_sl*100/100);$ # [Pa/m] no flow pressure gain

$C_hydr=A1*lt/2/betae[it];$ # [m⁵/N] hydraulic capacitance

$cm_ea=4*Fat_SL/(pi*0.3*l_sl_0*GQ/A1);$ # [Ns/m] equivalent actuator friction damping coefficient

$\#cm_ea=4*Fat_SL/2/(pi*0.3*l_sl_0*GQ/A1);$ # [Ns/m] equivalent actuator friction damping coefficient

$cm_a=cm_ea+c_a;$ # [Ns/m] total damping coefficient

$KL_first=GQ/GP+KL_a;$ # [m⁵/Ns] equivalent leakage coefficient

$sn_M=math.sqrt(Ks_out/M_out);$

$sn_Mz=sn_M/2/pi;$ # [Hz] hydraulic resonant frequency

$csi_M=beta_out/(2*math.sqrt(Ks_out*M_out));$

SERVOVALVE COMAND

$sn_N = 1000;$ # [rad/s] servovalve resonant frequency

$csi_N = 0.9;$ # servovalve damping factor

DDV motor

$k_set = 10;$ # [V/m] trasductor

$k_tx = k_set;$

#Control

$C = 500;$

#

..... 2 HYD

$n_at=2;$ # number of hydraulic sections active

$GH=ks*GQ*A1/(cm_a/n_at*KL_first+A1**2);$ # [1/s] hydraulic gain

$C_first_2=C_hydr/2+n_at*A1**2/Ks_a;$ # [m⁵/N] equivalent capacitance

```

sn_H=math.sqrt((A1**2+cm_a/n_at*KL_first)/(M_tot/n_at*C_first_2)); # [rad/s] hydraulic resonant
frequency
sn_Hz=sn_H/2/pi; # [Hz] hydraulic resonant frequency
csi_H=(M_tot/n_at*KL_first+cm_a/n_at*C_first_2)/(2*math.sqrt(M_tot/n_at*C_first_2*(cm_a/n_at*
KL_first+A1**2))); # hydraulic damping factor
r_F=KL_first/(n_at*(cm_a/n_at*KL_first+A1**2)); # [m/sN] static admittance
tau_H=C_first_2/KL_first; # [s] admittance time constant
K_ol=GH*C; # [(m/s)/V] open loop gain
K_H=C*GH*k_tx/r_F; # [N/m] static hydraulic stiffness
# ..... 1 HYD .....
n_at1=1; # number of hydraulic sections active
GH1=ks*GQ*A1/(cm_a/n_at1*KL_first+A1**2); # [1/s] hydraulic gain
C_first=C_hydr/2+n_at1*A1**2/Ks_a; # [m5/N] equivalent capacitance
sn_H1=math.sqrt((A1**2+cm_a/n_at1*KL_first)/(M_tot/n_at1*C_first)); # [rad/s] hydraulic resonant
frequency
sn_Hz1=sn_H1/2/pi; # [Hz] hydraulic resonant frequency
csi_H1=(M_tot/n_at1*KL_first+cm_a/n_at1*C_first)/(2*math.sqrt(M_tot/n_at1*C_first*(cm_a/n_at1
*KL_first+A1**2))); #hydraulic damping factor
r_F1=KL_first/(n_at1*(cm_a/n_at1*KL_first+A1**2)); # [m/sN] static admittance
tau_H1=C_first/KL_first; # [s] admittance time constant
K_ol1=GH1*C; # [(m/s)/V] open loop gain
K_H1=C*GH1*k_tx/r_F1; # [N/m] static hydraulic stiffness
#
+++++
# analisi in frequenza linearizzata del servoattuatore
#
+++++
n1=2000;
w=numpy.logspace(math.log(2*pi,10)+0,math.log(2*pi,10)+3,n1);
freq=w/2/pi;
# ..... 2 HYD .....
#T.F. GA dinamica attuatore
numGA=numpy.array([sn_H**2]);
denGA=numpy.array([1, 2*csi_H*sn_H, sn_H**2]);
sysGA=ct.tf(numGA,denGA);
ampGA, fasGA,w1 = ct.bode(sysGA,w,False)
fasGA=180*fasGA/pi; #angolo in °
#T.F. xsuxp=1/s

```

```

numxsuxp=numpy.array([1]);
denxsuxp=numpy.array([1, 0]);
sysxsuxp=ct.tf(numxsuxp,denxsuxp);
ampxsuxp,fasxsuxp,wl = ct.bode(sysxsuxp,w,False);
fasxsuxp=180*fasxsuxp/pi;          #angolo in °
#T.F. GA_s(s)=GA(s)*1/s
sysGA_s = ct.series(sysGA,sysxsuxp);
#T.F. GAF(s)=GA_s(s)/(1+GA_s(s)*r(tauH s+1)*Fsuxp)
numFsuxp=Ks_out*numpy.array([2*csi_M/sn_M, 1, 0, 0]);
denFsuxp=numpy.array([1, 2*csi_M*sn_M, sn_M**2]);
sysFsuxp=ct.tf(numFsuxp,denFsuxp);
sysFF=ct.tf([r_F*tau_H, r_F],[1]);
sysHF=ct.series(sysFsuxp,sysFF);
sysGAF=ct.feedback(sysGA_s,sysHF);
#T.F.servovalve
numGS=numpy.array([sn_N**2]);
denGS=numpy.array([1, 2*csi_N*sn_N, sn_N**2]);
sysGS=ct.tf(numGS,denGS);
#T.F. G(s)=K_ol*GAF(s)
sysG = ct.series(sysGS,sysGAF)*K_ol;
ampG,fasG,wl=ct.bode(sysG,w,False);
fasG=180*fasG/pi;          #angolo in °
#T.F. H(s)=k_tx
numH=numpy.array([k_tx]);
denH=numpy.array([1]);
sysH=ct.tf(numH,denH);
ampH,fasH,wl=ct.bode(sysH,w,False);
fasH=180*fasH/pi;          #angolo in °
#T.F. Gol=G(s)*H(s) open loop
sysOL = ct.series(sysG,sysH);
ampOL,fasOL,wl=ct.bode(sysOL,w,False);
fasOL = 180*fasOL/pi;          #angolo in °
#T.F. Gcl=Xp/XpSET=G/(1+GH) closed loop
sysCL=ct.feedback(sysG,sysH)*k_set;
ampCL,fasCL,wl=ct.bode(sysCL,w,False);
fasCL = 180*fasCL/pi;          #angolo in °

```

```

#T.F. HF(s)=H(s)*K_ol
sysHF=sysH*K_ol;

# %T.F. GclF=r_F*(tau_H+1)*GAF/(1+GAF*HF) dynamic stiffness
sysCL_F=ct.feedback(sysGAF,sysHF);
sysCLF=ct.series(ct.tf([-r_F*tau_H, -r_F],[1]),sysCL_F);
ampCLF,fasCLF,wl=ct.bode(sysCLF,w,False);
sysCLFin=1/sysCLF;
ampCLFin, fasCLFin,wl=ct.bode(sysCLFin,w,False);

fasCLFin = 180*fasCLFin/pi;          #angolo in °
fasCLF = 180*fasCLF/pi;            #angolo in °
# ..... 1 HYD .....

#T.F. GA dinamica attuatore
numGA1=numpy.array([sn_H1**2]);
denGA1=numpy.array([1, 2*csi_H1*sn_H1, sn_H1**2]);
sysGA1=ct.tf(numGA1,denGA1);
ampGA1,fasGA1,wl=ct.bode(sysGA1,w,False);
fasGA1 = 180*fasGA1/pi;            #angolo in °
sysGA_s1 = ct.series(sysGA1,sysxsuxp);
# %T.F. GAF1(s)=GA_s1(s)/(1+GA_s1(s)*r(tauH s+1)*Fsuxp)
numFsuxp=Ks_out*numpy.array([2*csi_M/sn_M, 1, 0, 0]);
denFsuxp=numpy.array([1, 2*csi_M*sn_M, sn_M**2]);
sysFsuxp=ct.tf(numFsuxp,denFsuxp);
sysFF1=ct.tf([r_F1*tau_H1, r_F1],[1]);
sysHF1=ct.series(sysFsuxp,sysFF1);
sysGAF1=ct.feedback(sysGA_s1,sysHF1);
#T.F. G1(s)=K_ol1*GAF1(s)
sysG1 = ct.series(sysGS,sysGAF1)*K_ol1;
ampG1,fasG1,wl=ct.bode(sysG1,w,False);
fasG1 = 180*fasG1/pi;              #angolo in °
#T.F. Goll=G1(s)*H(s) open loop
sysOL1 = ct.series(sysG1,sysH);
ampOL1,fasOL1,wl=ct.bode(sysOL1,w,False);
fasOL1 = 180*fasOL1/pi;            #angolo in °
#T.F. Gcl1=Xp/XpSET=G1/(1+G1H) closed loop

```



```

sysCL1=ct.feedback(sysG1,sysH)*k_set;
ampCL1,fasCL1,w1=ct.bode(sysCL1,w,False);
fasCL1 = 180*fasCL1/pi;                #angolo in °
#T.F. HF1(s)=H(s)*K_ol1
sysHF1=sysH*K_ol1;
#fprintf(' HF1(s) = '),sysHF1
#%T.F. GclF1=r_F1*(tau_H1+1)*GAF1/(1+GAF1*HF1) dynamic stiffness
sysCL_F1=ct.feedback(sysGAF1,sysHF1);
sysCLF1=ct.series(ct.tf([-r_F1*tau_H1, -r_F1],[1]),sysCL_F1);
sysCLFin1 = 1/sysCLF1;
ampCLFin1,fasCLFin1,w1=ct.bode(sysCLFin1,w,False);
ampCLF1,fasCLF1,w1=ct.bode(sysCLF1,w,False);
fasCLFin1 = 180*fasCLFin1/pi;          #angolo in °
fasCLF1 = 180*fasCLF1/pi;             #angolo in °

# *****
#   plotting frequency response
# *****

fig1=plt.figure(1)
plt.subplot(2,1,1, ylabel=('amplitude [dB]'))
plt.grid()
plt.semilogx(freq,20*numpy.log10(ampOL),freq,20*numpy.log10(ampCL),freq,20*numpy.log10(ampO
L1),freq,20*numpy.log10(ampCL1))
fig1.legend(['Open Loop  2 HYD','Closed Loop  2 HYD','Open Loop  1 HYD','Closed Loop  1 HYD'])
plt.title('M_t_o_t=%1.1fkg M_o_u_t=%1.1fkg cm_a=%1.3f Ns/m G_H=%1.2f 1/s sn_H=%1.0f Hz
csi_H=%1.2f K_o_l=%1.0f 1/s' %(M_tot, M_out, cm_a, GH, sn_Hz, csi_H, K_ol))
plt.subplot(2,1,2, xlabel='freq [Hz]', ylabel='phase [deg]')
plt.grid()
plt.semilogx(freq,fasOL,freq,fasCL,freq,fasOL1,freq,fasCL1)

fig2=plt.figure(2)
plt.subplot(2,1,1, ylabel=('amplitude [dB]'))
plt.grid()
plt.semilogx(freq,20*numpy.log10(ampOL),freq,20*numpy.log10(ampCL),freq,20*numpy.log10(ampO
L1),freq,20*numpy.log10(ampCL1))

```

```

plt.title('M_t_o_t=%1.1f kg M_o_u_t=%1.1f kg cm_a=%1.3f Ns/m G_H=%1.2f 1/s sn_H=%1.0f Hz
csi_H=%1.2f K_o_l=%1.0f 1/s' %(M_tot, M_out, cm_a, GH, sn_Hz, csi_H, K_ol))

fig2.legend(['Open Loop 2 HYD', 'Closed Loop 2 HYD', 'Open Loop 1 HYD', 'Closed Loop 1 HYD'])

plt.subplot(2,1,2, xlabel=('freq [Hz]'), ylabel=('phase [deg]'))

plt.grid()

plt.semilogx(freq,fasOL,freq,fasCL,freq,fasOL1,freq,fasCL1)

fig3=ct.bode_plot(sysOL,omega_limits=[10, 3000],Hz=True,dB=True, margins=True)

plt.grid()

fig4=plt.figure(4)

plt.subplot(2,1,1, ylabel=('amplitude [m/N]'))

plt.grid()

plt.loglog(freq,ampCLF,freq,ampCLF1)

plt.title('M_t_o_t=%1.1f kg M_o_u_t=%1.1f kg cm_a=%1.3f Ns/m G_H=%1.2f 1/s sn_H=%1.0f Hz
csi_H=%1.2f K_o_l=%1.0f 1/s' %(M_tot, M_out, cm_a, GH, sn_Hz, csi_H, K_ol))

fig4.legend(['Compliance x/Fe 2 HYD', 'Compliance x/Fe 1 HYD'])

plt.subplot(2,1,2, xlabel=('freq [Hz]'), ylabel=('phase [deg]'))

plt.grid()

plt.semilogx(freq,fasCLF,freq,fasCLF1)

fig5=plt.figure(5)

plt.subplot(2,1,1, ylabel=('amplitude [N/m]'))

plt.grid()

plt.loglog(freq,ampCLFin,freq,ampCLFin1)

plt.title('M_t_o_t=%1.1f kg M_o_u_t=%1.1f kg cm_a=%1.3f Ns/m G_H=%1.2f 1/s sn_H=%1.0f Hz
csi_H=%1.2f K_o_l=%1.0f 1/s' %(M_tot, M_out, cm_a, GH, sn_Hz, csi_H, K_ol))

fig5.legend(['Stiffness Fe/x 2 HYD', 'Stiffness Fe/x 1 HYD'])

plt.subplot(2,1,2, xlabel=('freq [Hz]'), ylabel=('phase [deg]'))

plt.grid()

plt.semilogx(freq,fasCLFin,freq,fasCLFin1)

plt.show()

## *****

## plotting load/speed characteristics

## *****

fig6=plt.figure(6)

plt.axis([0, 140, 0, 25])

plt.grid()

```

```

plt.plot(xp_LoadSpeed_2h*10**3,F_Load_2h*10**(-3),'+-
',xp_LoadSpeed_2h*10**3,dpA1_LoadSpeed_2h*10**(-
5)/10,'b:',xp_LoadSpeed_2h*10**3,Q_LoadSpeed_2h*6*10**4,'g--
',xp_LoadSpeed_2h*10**3,P11_LoadSpeed_2h*10**(-5)/10,'-
',xp_LoadSpeed_2h*10**3,P21_LoadSpeed_2h*10**(-5)/10,'>-')
plt.xlabel('Actuator Speed [mm/s]')
plt.title('LOAD-SPEED Characteristics, TWO Hydraulic Systems');
fig6.legend(['Load [kN]','Delta Pressure P11-P21 [MPa]','Flowrate on Each Valve [l/m]','Pressure P11
[MPa]','Pressure P21 [MPa]'])
plt.show()

```

```

fig7=plt.figure(7)
plt.axis([0, 140, 0, 25])
plt.grid()
plt.xlabel('Actuator Speed [mm/s]');
plt.plot(xp_LoadSpeed_1h*10**3,F_Load_1h*10**(-3),'+-',
xp_LoadSpeed_1h*10**3,dpA1_LoadSpeed_1h*10**(-
5)/10,'b:',xp_LoadSpeed_1h*10**3,Q_LoadSpeed_1h*6*10**4,'g--
',xp_LoadSpeed_1h*10**3,P11_LoadSpeed_1h*10**(-5)/10,'-
',xp_LoadSpeed_1h*10**3,P21_LoadSpeed_1h*10**(-5)/10,'>-
',xp_LoadSpeed_1h*10**3,P12_LoadSpeed_1h*10**(-5)/10,'d-
',xp_LoadSpeed_1h*10**3,P22_LoadSpeed_1h*10**(-5)/10,'p-')
plt.title('LOAD-SPEED Characteristics, ONE Hydraulic Systems')
fig7.legend(['Load [kN]','Delta Pressure P11-P21 [MPa]','Flowrate on Each Valve [l/m]','Pressure P11
[MPa]','Pressure P21 [MPa]','Pressure P12 [MPa]','Pressure P22 [MPa]'])
plt.show()

```

```

fig8=plt.figure(8)
plt.grid()
plt.xlabel('Load [kN]')
plt.plot(F_Load_2h*10**(-3),xp_LoadSpeed_2h*10**3,'s-',F_Load_1h*10**(-
3),xp_LoadSpeed_1h*10**3,'v-')
plt.title('LOAD-SPEED Characteristics');
fig8.legend(['Actuator speed [mm/s] Two HYD SYS','Actuator speed [mm/s] One HYD SYS'])
plt.show()

```

8 Bibliografia

- [1] Autin, S., Socheleau, J., Dellacasa, A., De Martin, A., Jacazio, G., & Vachtsevanos, G. (2018, September). Feasibility Study of a PHM System for Electro-hydraulic Servo-actuators for Primary Flight Controls. In Annual Conference of the PHM Society (Vol. 10, No. 1).
- [2] Van Den Bossche, D. (2006, September). The A380 flight control electrohydrostatic actuators, achievements and lessons learnt. In 25th international congress of the aeronautical sciences (Vol. 1). Hamburg, Germany: International Council of Aeronautical Sciences (ICAS).
- [3] Bertolino, A. C., DE MARTIN, A., Andrea, N., & Sorli, M. (2021). Meccatronica-Analisi, progettazione e modellazione di servosistemi (pp. 1-468). CLUT.
- [4] Micele, G. (2022). Validazione del banco prove automatico per il collaudo funzionale delle unità idrauliche di potenza dell'impianto di attuazione degli ipersostentatori di bordo d'attacco di un velivolo multiruolo= Validation of the automatic test bench for the functional testing of the power drive units of the leading edge actuation system of a multirole aircraft (Doctoral dissertation, Politecnico di Torino).
- [5] Wu, S., Jiao, Z., Yan, L., Zhang, R., Yu, J., & Chen, C. Y. (2013). Development of a direct-drive servo valve with high-frequency voice coil motor and advanced digital controller. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 19(3), 932-942.
- [6] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., Cozzo, G., & Santoro, C. (2015). *Meccanica dei fluidi*. McGraw-Hill Education.
- [7] <https://python.org>
- [8] Van Rossum, G., & Drake Jr, F. L. (1995). *Python tutorial* (Vol. 620). Amsterdam, The Netherlands: Centrum voor Wiskunde en Informatica.
- [9] <https://docs.python.org/3/library/math.html>
- [10] <https://matplotlib.org/>
- [11] <https://numpy.org/>