



**Politecnico  
di Torino**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

---

TESI DI LAUREA MAGISTRALE  
IN  
INGEGNERIA MECCANICA

**Analisi teorico-sperimentale sull'osservazione di  
difetti in un servocomando idraulico in controllo  
forza e identificazione sperimentale di  
identificatori di guasto**

**RELATORE:**

Prof. Massimo SORLI

**LAUREANDO:**

Pellegrino VEROSIMILE

**CORRELATORI:**

Dott. Andrea DE MARTIN

Dott. Antonio Carlo BERTOLINO

---

ANNO ACCADEMICO 2025 - 2026

# Abstract

I sistemi di attuazione rappresentano l'interfaccia cruciale tra i comandi di volo e le superfici aerodinamiche dei moderni velivoli. Le loro prestazioni e la loro affidabilità influenzano direttamente la dinamica dell'aeromobile e ne garantiscono la sicurezza operativa, specialmente nel caso delle superfici di controllo primarie, sottoposte a carichi aerodinamici severi. Durante la vita utile di tali sistemi, i componenti sono inevitabilmente soggetti a usura. Tra i vari meccanismi di degrado, l'usura dei rod-end – i giunti sferici di collegamento tra attuatore e superficie – assume una rilevanza particolare. Questo fenomeno introduce giochi meccanici (clearance o backlash) nella catena cinematica, generando discontinuità, contatti intermittenti e fenomeni impulsivi che alterano la trasmissione delle forze e degradano il comportamento in anello chiuso del sistema.

In tale contesto, le metodologie di Prognostics and Health Management (PHM) risultano fondamentali per individuare precocemente questi difetti e supportare strategie di manutenzione predittiva. L'obiettivo della presente tesi magistrale è lo studio teorico e sperimentale degli effetti del gioco meccanico nei rod-end di un servocomando elettroidraulico operante in controllo di forza. Il lavoro si basa sull'analisi di dati sperimentali acquisiti tramite un banco prova di tipo Iron Bird, che permette di replicare fedelmente le condizioni operative tipiche dell'ambito aeronautico.

La metodologia adottata si articola in due fasi. Da un lato, è stato sviluppato un modello del banco prova in ambiente MATLAB/Simulink, includendo la modellazione non lineare del cinematismo e del gioco meccanico. Dall'altro, è stata condotta una campagna sperimentale introducendo il difetto in modo controllato, tramite l'impiego di perni di diametro calibrato. L'analisi dei segnali acquisiti è stata condotta nel dominio del tempo e nel dominio tempo-frequenza mediante

Trasformata Wavelet Continua (CWT), tecnica d'elezione per l'identificazione dei transitori impulsivi tipici di questo difetto.

A partire da queste analisi, sono state estratte e definite diverse feature (indicatori scalari di guasto) di natura energetica e statistica. I risultati dimostrano che l'aumento della clearance nel rod-end si traduce in un marcato incremento del contenuto energetico del segnale nelle bande di frequenza medio-alte e in una maggiore intermittenza della risposta dinamica. Gli indicatori proposti si sono rivelati altamente sensibili al degrado, mostrando un andamento monotono al crescere del gioco meccanico e confermando, così, il grande potenziale delle tecniche tempo-frequenza per il monitoraggio avanzato dei sistemi di attuazione aeronautici.

# Indice

## Abstract

### 1 Capitolo 1

1.1	Motivazioni . . . . .	1
1.2	Obiettivo . . . . .	3

### 2 Capitolo 2

2.1	Sistemi di attuazione per i comandi di volo . . . . .	5
2.2	Servo-attuatori elettro-idraulici . . . . .	8
2.3	Strategie di controllo per l'attuazione dei comandi di volo . . . . .	11
2.3.1	Controllo in posizione . . . . .	11
2.3.2	Controllo in forza . . . . .	12
2.3.3	Analisi comparativa . . . . .	13
2.4	Guasti e difetti negli EHSA . . . . .	15
2.5	PHM . . . . .	17
2.5.1	Architettura del <i>framework</i> CBM/PHM . . . . .	18
2.5.2	Benefici . . . . .	19
2.5.3	Applicazione del PHM al <i>rod-end</i> . . . . .	20
2.6	Iron Bird . . . . .	22
2.7	Analisi nel dominio Tempo-Frequenza . . . . .	24
2.7.1	La Trasformata di Wavelet . . . . .	26

### 3 Capitolo 3

3.1	Generalità del banco prova . . . . .	29
3.2	Schema . . . . .	31
3.3	Componentistica . . . . .	33
3.3.1	Servo-attuatore controllo forza HLA . . . . .	33

3.3.2	Strategia di controllo per l'HLA . . . . .	37
3.3.3	Servovalvola . . . . .	39
3.3.4	Attuatore elettromeccanico EMA . . . . .	45
3.3.5	Hardware di controllo e acquisizione segnali . . . . .	50
3.3.6	Interfaccia software e postazione operatore . . . . .	54
3.4	Sensoristica . . . . .	54
3.4.1	Cella di carico (LC) . . . . .	55
3.4.2	Trasduttore di velocità (LVT) . . . . .	56
3.4.3	Encoder incrementale angolare (AE) . . . . .	57
3.4.4	Trasduttori di pressione . . . . .	58
3.4.5	Rack di acquisizione tensioni e correnti . . . . .	58
<b>4</b>	<b>Capitolo 4</b>	
4.1	Modello della servovalvola . . . . .	63
4.2	Modello dell'orifizio di <i>by-pass</i> . . . . .	67
4.3	Modello dell'attuatore di carico HLA . . . . .	67
4.4	Modello della legge di controllo dell'HLA . . . . .	70
4.5	Modellazione del meccanismo a gomito e del gioco nel rod-end . . . . .	71
4.5.1	Configurazione cinematica in condizioni ideali . . . . .	72
4.5.2	Configurazione reale del meccanismo in presenza di gioco nel rod-end . . . . .	78
4.5.3	Modellazione dinamica del rod-end . . . . .	84
<b>5</b>	<b>Capitolo 5</b>	
5.1	Obiettivi della campagna sperimentale . . . . .	89
5.2	Configurazioni di gioco e condizioni di prova . . . . .	90
5.2.1	Introduzione controllata del gioco . . . . .	90
5.2.2	Definizione dei segnali di riferimento applicati agli attuatori	91
5.3	Parametri di acquisizione e pre-processing dei segnali . . . . .	96
5.4	Analisi comparativa degli scenari e selezione della condizione ottimale	99
5.4.1	Valutazione degli scenari non significativi . . . . .	99
5.4.2	Selezione dello Scenario 2 . . . . .	100
5.5	Analisi nel dominio del tempo e tempo-frequenza . . . . .	100
5.5.1	Evidenze nel dominio del tempo . . . . .	100

5.5.2	Analisi Tempo-Frequenza (Wavelet) . . . . .	111
5.6	Definizione e analisi degli indicatori di guasto (Feature Selection) .	119
<b>6</b>	<b>Capitolo 6</b>	
6.1	Simulazione numerica e risultati preliminari del modello . . . . .	129
6.2	Setup della simulazione . . . . .	129
6.3	Modellazione del contatto e limiti di integrazione numerica . . . . .	130
6.4	Analisi qualitativa dei segnali simulati . . . . .	132
<b>7</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b>	
7.1	Conclusioni . . . . .	139
7.2	Sviluppi futuri . . . . .	140

**Bibliografia**

# Elenco delle figure

2.1	Principali superfici di controllo di un velivolo ad ala fissa. . . . .	6
2.2	Principali tipologie di attuatori per sistemi di comando volo: EHA (a), EMA (b) ed EHSA (c). . . . .	6
2.3	Schema funzionale di un servocomando elettroidraulico con servovalvola, attuatore lineare e trasduttori di posizione (LVDT) e pressione differenziale. . . . .	9
2.4	Confronto tra architetture di servovalvole a due stadi: configurazione flapper–nozzle (a) e jet–pipe (b). . . . .	10
2.5	Schema a blocchi del controllo di posizione dell’attuatore con retroazione del segnale di spostamento. . . . .	12
2.6	Schema del controllo in forza dell’attuatore con retroazione del segnale di carico misurato. . . . .	13
2.7	Architettura di un sistema di Prognostics and Health Management (PHM). . . . .	19
2.8	Confronto tra approccio manutentivo predittivo ( <i>predict and prevent</i> ) e strategie tradizionali. . . . .	20
2.9	Esempio di piattaforma di prova <i>Iron Bird</i> per la validazione a terra dei sistemi di comando volo. . . . .	22
2.10	Architettura di un <i>Iron Bird Ibrido</i> con integrazione tra hardware reale e simulazione in tempo reale. . . . .	24
2.11	Rappresentazione concettuale del compromesso tra risoluzione temporale e frequenziale nelle principali tecniche di analisi dei segnali: dominio del tempo, trasformata di Fourier, STFT e trasformata wavelet multirisoluzione. . . . .	25
2.12	Rappresentazione delle operazioni di <i>scale and shift</i> nella trasformata wavelet continua (CWT). . . . .	27

3.1	Vista dell'allestimento sperimentale con banco prova e postazione di lavoro in ambiente di laboratorio. . . . .	29
3.2	Vista del banco sperimentale impiegato per la campagna di prove in laboratorio. . . . .	30
3.3	Centrale idraulica utilizzata per l'alimentazione del banco prova. . .	31
3.4	Schema del banco sperimentale con indicazione dei principali componenti e collegamenti funzionali. . . . .	32
3.5	Manifold per la gestione della potenza idraulica in alimentazione al banco prova. . . . .	34
3.6	Schema idraulico funzionale del servoattuatore elettroidraulico installato sul banco sperimentale. . . . .	35
3.7	Rappresentazione CAD dell'HLA installato sul banco prova. . . . .	36
3.8	Forza di stallo teorica dell'attuatore idraulico in funzione della differenza di pressione tra linea di mandata e ritorno ( $P_P - P_T$ ) sotto le ipotesi esposte. . . . .	37
3.9	Schema a blocchi della legge di controllo in forza implementata per l'attuatore idraulico lineare (HLA). . . . .	38
3.10	Servovalvola proporzionale Bosch Rexroth modello 4WSE2EM-6-2X/20-8-ET 315-K17-E-V impiegata nel sistema idraulico del banco prova. . . . .	40
3.11	Simbolo idraulico della servovalvola proporzionale in questione. . . . .	40
3.12	Caratteristica di portata della servovalvola in funzione della pressione differenziale ai suoi capi. La curva evidenziata (in rosso) rappresenta la configurazione operativa considerata nelle analisi. . . . .	41
3.13	Cadute di pressione tra le bocche S, T, A e B della servovalvola. . .	41
3.14	Caratteristica portata-spostamento dello <i>spool</i> della servovalvola, con evidenziazione della fascia di tolleranza rispetto all'andamento lineare nominale. Il ricoprimento negativo ( <i>underlap</i> ) consente una risposta immediata in prossimità della posizione neutra. . . . .	42
3.15	Risposta dinamica dello <i>spool</i> della servovalvola a diversi valori di pressione di pilotaggio (40–315 bar). . . . .	43
3.16	Diagramma di Bode della risposta in ampiezza e fase della corsa del cassetto della servovalvola al variare del livello di comando, con pressione di alimentazione pari a 315 bar. . . . .	43

3.17	Schema costruttivo della valvola di <i>shut-off</i> (SOV) Bosch Rexroth, con indicazione dei principali componenti interni. . . . .	44
3.18	Simbolo idraulico della valvola di <i>shut-off</i> (SOV) in configurazione monostabile normalmente chiusa (NC). . . . .	44
3.19	Attuatore elettromeccanico ( <i>Electro-Mechanical Actuator, EMA</i> ) installato sul banco prova, indicato come <i>Under Test Actuator</i> . . . . .	45
3.20	Sistema EMA: schema funzionale a blocchi dell'attuatore (sinistra) e architettura di controllo (destra). . . . .	46
3.21	Caratteristica coppia-velocità del servomotore MCS12D20; curva di riferimento a 400 V. . . . .	48
3.22	Servo-drive Lenze 9400 (modello E94ASHE004) utilizzato per il controllo del servomotore MCS12D20. . . . .	49
3.23	Schema a blocchi del processo di conversione dell'energia nel servo-drive: raddrizzatore AC/DC, collegamento in continua (DC-bus) e inverter trifase verso il motore. . . . .	50
3.24	Armadio di acquisizione e controllo del banco prova: vista reale (sinistra) e schema funzionale (destra). . . . .	51
3.25	Sistema NI CompactRIO 9039 con moduli di I/O installati nel telaio di espansione. . . . .	52
3.26	Schema concettuale dell'architettura interna di un FPGA, costituito da blocchi logici programmabili, interconnessioni configurabili e blocchi di I/O. . . . .	53
3.27	Interfaccia software su PC per il controllo del banco prova: generazione dei segnali di riferimento, monitoraggio in tempo reale delle grandezze principali e gestione dell'acquisizione dati. . . . .	54
3.28	Cella di carico del banco prova e relative specifiche tecniche. . . . .	55
3.29	Schema generale di un ponte di Wheatstone con quattro resistenze disposte a diamante, alimentazione $V_A$ e tensione di uscita differenziale $V_0$ . . . . .	56
3.30	Trasduttore di velocità lineare dell'HLA e relative specifiche tecniche. . . . .	57
3.31	Encoder rotativo Renishaw impiegato per la misura della posizione angolare del giunto e relative specifiche tecniche. . . . .	58
3.32	Trasduttori di pressione del sistema HLA e relative specifiche tecniche. . . . .	59

3.33	Schema di collegamento del rack di misura tensioni/correnti tra armadio di potenza (EPC), banco prova e sistema di controllo (ACC) con postazione utente. . . . .	59
3.35	Schema circuitale preliminare del sistema di misura delle correnti e tensioni del motore EMA. La configurazione è antecedente agli interventi di mitigazione delle interferenze elettromagnetiche (EMI).	61
4.1	Schema a blocchi del modello dinamico lineare della servovalvola <i>flapper-nozzle</i> . . . . .	64
4.2	Schema delle luci di passaggio della servovalvola con indicazione dei ricoprimenti $\varepsilon$ e delle portate elementari associate allo spostamento dello spool. . . . .	65
4.3	Schematizzazione del comportamento fluidodinamico in corrispondenza della porta 1 della servovalvola: interazione tra contributo laminare $R_c$ e turbolento $R_a$ in funzione della relazione tra lo spostamento del cassetto $x_v$ e il ricoprimento $\varepsilon_1$ . . . . .	66
4.4	Diagramma di corpo libero dell'HLA. . . . .	68
4.5	Schema della legge di controllo in forza implementata nel modello di simulazione Matlab/Simulink. . . . .	70
4.6	Vista CAD del meccanismo a gomito installato sul banco prova. . .	72
4.7	Schema cinematico del meccanismo a gomito in condizioni ideali. . .	73
4.8	Schema cinematico del meccanismo in presenza di gioco nel rod-end in $P$ . In grigio è riportata la configurazione ideale, mentre in nero la configurazione reale. L'eccentricità $e$ rappresenta la non coincidenza tra il centro del journal e il centro della sede del rod-end. . . . .	79
4.9	Schema del journal bearing e configurazione "unwrapped". . . . .	85
5.1	Perni a diverso diametro utilizzati per l'introduzione controllata del gioco nel rod-end. . . . .	92
5.2	Profili temporali di riferimento applicati nello Scenario 1. Sono riportati solo alcuni dei segnali utilizzati nelle prove sperimentali. .	93
5.3	Profili temporali di riferimento applicati all'HLA nello Scenario 2 (EMA a set nullo). Sono riportati solo alcuni dei segnali utilizzati nelle prove sperimentali. . . . .	95

5.4	Profili temporali rappresentativi delle eccitazioni impulsive adottate nello Scenario 3. . . . .	96
5.5	Profili temporali di riferimento applicati all'EMA nello Scenario 4 (HLA in configurazione open-loop). Sono riportati alcuni esempi dei segnali sinusoidali e triangolari adottati nelle prove sperimentali. . .	97
5.6	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di <i>gap</i> . (Continua nella pagina successiva) .	105
5.6	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di <i>gap</i> . (Continua nella pagina successiva) .	106
5.6	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di <i>gap</i> . . . . .	107
5.7	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di <i>gap</i> . (Continua nella pagina successiva) .	108
5.7	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di <i>gap</i> . (Continua nella pagina successiva) .	109
5.7	Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di <i>gap</i> . . . . .	110
5.8	Analisi tempo-frequenza della forza di <i>feedback</i> . Si osserva il progressivo incremento dell'energia nella banda 20–60 Hz all'aumentare del <i>gap</i> . . . . .	114
5.9	Analisi tempo-frequenza della velocità (LVT). Risulta evidente l'asimmetria dell'impatto, caratterizzato da un maggiore contenuto energetico durante la fase di spinta. . . . .	115
5.10	Analisi tempo-frequenza dell'errore compensato. Il confronto evidenzia come il <i>set</i> triangolare ecciti componenti a frequenza più elevata rispetto al comando sinusoidale. . . . .	116
5.11	Analisi tempo-frequenza della pressione in camera A ( $P_A$ ). Il segnale presenta una firma spettrale dell'impatto estremamente nitida all'aumentare del <i>gap</i> . . . . .	117
5.12	Analisi tempo-frequenza della pressione in camera B ( $P_B$ ). L'incremento energetico indotto dal gioco risulta in parte sovrapposto alle instabilità idrauliche di fondo. . . . .	118

5.13	Andamento dell'Energia Spettrale assoluta (20–60 Hz) in funzione del gioco diametrale. . . . .	123
5.14	Andamento dell'Energia Spettrale Normalizzata. . . . .	124
5.15	Andamento dell'Energia Wavelet media (20–60 Hz) al variare del gioco diametrale. . . . .	125
5.16	Andamento della Varianza temporale dell'energia Wavelet. . . . .	126
5.17	Incremento energetico relativo espresso in decibel (dB) rispetto alla condizione nominale a gioco nullo ( $gap = 0$ ). . . . .	127
6.1	Profili di comando imposti al modello Simulink per replicare lo Scenario 2 di prova. . . . .	130
6.2	Andamento simulato della forza di <i>feedback</i> dell'attuatore idraulico (HLA) per <i>gap</i> di 0.8 mm e 1.0 mm. . . . .	133
6.3	Dinamica simulata delle grandezze cinematiche e di controllo al variare del gioco diametrale. . . . .	134
6.4	Andamenti simulati delle pressioni idrauliche $P_A$ e $P_B$ estrapolati dal modello matematico. . . . .	135
6.5	Profilo simulato della posizione angolare del giunto a gomito (Encoder virtuale). . . . .	136

# Elenco delle tabelle

3.1	Acronimi dei principali componenti presenti nel banco sperimentale	32
3.2	Segnali di interfaccia del banco prova. . . . .	33
3.3	Parametri geometrici e prestazionali dell'attuatore idraulico lineare (HLA) . . . . .	36
3.4	Caratteristiche tecniche principali dell'attuatore EMA . . . . .	47
3.5	Principali specifiche tecniche del servomotore MCS12D20. . . . .	47
3.6	Specifiche tecniche del trasduttore di corrente DaniSense DS50UB-10V	61
3.7	Specifiche tecniche del trasduttore di tensione VeriVolt IsoBlock-V4c	62
5.1	Fattori di conversione applicati ai segnali acquisiti. . . . .	98

# Capitolo 1

## 1.1 Motivazioni

I sistemi di attuazione costituiscono un elemento chiave nei moderni velivoli, in quanto rappresentano l'interfaccia fisica tra i sistemi di controllo di volo e il movimento effettivo delle superfici alari. Le prestazioni dell'attuazione, in termini di capacità di carico, risposta dinamica e affidabilità, influenzano direttamente il comportamento del velivolo e rivestono un ruolo critico per la sicurezza operativa, in particolare nel caso delle superfici di controllo primarie, soggette a carichi aerodinamici elevati e fortemente variabili.

Nei velivoli attualmente in servizio, l'attuazione delle superfici di controllo è realizzata mediante diverse tecnologie, tra cui servoattuatori elettroidraulici (EHSA), attuatori elettroidraulici (EHA) e, più recentemente, attuatori elettromeccanici (EMA).

I sistemi idraulici rappresentano tuttora la soluzione tecnologica di riferimento per le applicazioni *safety-critical*, grazie all'elevata densità di potenza, alla maturità tecnologica e alla possibilità di implementare architetture ridondanti consolidate dal punto di vista della certificazione aeronautica. Parallelamente, l'evoluzione delle architetture di bordo elettrificate ha stimolato un crescente interesse verso soluzioni di tipo *power-by-wire*, principalmente motivate dalla riduzione della complessità impiantistica e dal miglioramento della manutenibilità dei sistemi.

Indipendentemente dalla tecnologia di attuazione adottata, i sistemi di comando di volo sono generalmente governati da strategie di controllo in posizione, nelle quali l'obiettivo principale è l'inseguimento accurato dello spostamento richiesto dalla superficie aerodinamica. Tuttavia, in numerose applicazioni aeronautiche la forza

erogata dall'attuatore rappresenta una grandezza di interesse primaria, in quanto direttamente correlata al carico aerodinamico applicato alla superficie.

Durante la vita operativa dei sistemi di attuazione, i componenti meccanici, idraulici ed elettrici sono soggetti a fenomeni di usura e degradazione che possono alterare progressivamente le prestazioni del sistema di controllo. La letteratura riporta come cause ricorrenti di degrado perdite di fluido, variazioni delle caratteristiche delle valvole, incrementi degli attriti e giochi meccanici, fenomeni osservabili sia in sistemi di attuazione idraulici che elettromeccanici.

In particolare, l'usura dei *rod-ends*, ossia dei giunti meccanici che collegano l'attuatore alla superficie di controllo, rappresenta un fenomeno di degradazione comune alle diverse tecnologie di attuazione e può introdurre *clearance* o *backlash* con effetti significativi sulla trasmissione della forza e sulla risposta dinamica del sistema.

La presenza di giochi meccanici nei giunti di collegamento introduce discontinuità cinematiche e dinamiche nel sistema di attuazione, dando luogo a fenomeni quali contatti intermittenti, variazioni della rigidità apparente e componenti impulsive nella risposta. Studi numerici e sperimentali hanno dimostrato che tali fenomeni possono influenzare in modo significativo il comportamento complessivo del sistema attuatore-superficie, soprattutto in presenza di leggi di controllo in anello chiuso, con potenziali ripercussioni sulla stabilità e sulle prestazioni del controllo.

Alla luce di queste considerazioni, risulta evidente la necessità di adottare strategie di monitoraggio e di *Prognostics and Health Management (PHM)* per i sistemi di attuazione aeronautici. Le attività di *PHM* mirano all'individuazione precoce dei fenomeni di degradazione e alla valutazione dello stato di salute del sistema, con l'obiettivo di ridurre il rischio di guasti improvvisi e supportare politiche di manutenzione predittiva, aspetti di particolare rilevanza in ambito aeronautico.

Lo sviluppo e la validazione di metodologie di monitoraggio e analisi dei difetti richiedono la disponibilità di dati sperimentali acquisiti in condizioni operative rappresentative. In questo contesto, i banchi prova di tipo *Iron Bird* costituiscono uno strumento di riferimento, poiché consentono di riprodurre il comportamento dei sistemi di attuazione di un velivolo in ambiente controllato, integrando componenti reali e modelli numerici in configurazioni *hardware-in-the-loop*. Tali banchi

permettono l'acquisizione di segnali ad elevata fedeltà, risultando particolarmente adatti allo studio dei fenomeni di degradazione e alla validazione di strategie di monitoraggio e controllo.

L'analisi dei segnali provenienti dai banchi prova richiede l'impiego di tecniche avanzate di elaborazione del segnale, in grado di evidenziare fenomeni transitori e localizzati nel tempo associati alla presenza di difetti. In particolare, le metodologie di analisi nel dominio tempo–frequenza, quali la *Trasformata Wavelet*, sono ampiamente adottate nella diagnostica dei sistemi meccanici e di attuazione, in quanto consentono di individuare eventi impulsivi e discontinuità locali difficilmente rilevabili mediante tecniche spettrali classiche.

## 1.2 Obiettivo

Alla luce delle considerazioni esposte, la presente tesi si pone l'obiettivo di svolgere un'analisi teorica e sperimentale sull'osservazione dell'usura in un *rod-end* di un servocomando idraulico controllato in forza, utilizzando dati acquisiti su banco prova. I dati sperimentali utilizzati in questo lavoro sono stati acquisiti su un banco prova di tipo *Iron Bird - ASTIB*, sviluppato per lo studio e la validazione di attuatori elettromeccanici.

Gli obiettivi principali sono: identificare, attraverso l'analisi dei segnali sperimentali, la presenza di giochi meccanici nel *rod-end*, individuare degli indicatori scalari in grado di quantificare l'entità di tale gioco ed implementare un modello in ambiente MATLAB/Simulink del sistema banco prova, comprensivo della rappresentazione della *clearance* meccanica.



# Capitolo 2

Il presente capitolo presenta lo stato dell'arte dei sistemi di attuazione aeronautici, con particolare riferimento ai servoattuatori elettroidraulici, e delle principali strategie di controllo adottate nei comandi di volo. Vengono inoltre descritti i principali fenomeni di degradazione che possono influenzarne le prestazioni. Si introducono infine i concetti fondamentali di monitoraggio e di *Prognostics and Health Management*, nonché alcune tecniche di analisi dei segnali, con specifico riferimento all'analisi nel dominio Tempo–Frequenza. Tali elementi costituiscono il quadro teorico e metodologico generale di riferimento per le analisi sperimentali e per la modellazione sviluppate nei capitoli successivi.

## 2.1 Sistemi di attuazione per i comandi di volo

L'architettura dei sistemi di comando del volo (*Flight Control Systems - FCS*) è evoluta drasticamente per rispondere alle crescenti esigenze di sicurezza, manovrabilità e riduzione dei pesi degli aeromobili moderni. In generale, i sistemi di attuazione per i comandi di volo hanno il compito di deflettere le superfici mobili primarie (*aileroni, elevatori, ruddi*) e secondarie (*flaps, slats, spoiler*), illustrate in Figura 2.1, vincendo i carichi aerodinamici esterni [1].

L'evoluzione storica di questi sistemi è passata dai collegamenti meccanici diretti alle architetture idromeccaniche assistite fino all'attuale standard *Fly-by-Wire (FBW)*, in cui i comandi del pilota sono trasmessi come segnali elettrici digitali a computer di volo che gestiscono gli attuatori idraulici locali [1]. In questo contesto, la spinta verso il paradigma del *More Electric Aircraft (MEA)* ha favorito lo sviluppo di tecnologie che mirano a sostituire la distribuzione della potenza idraulica con quella elettrica, portando alla coesistenza di tre principali tipologie di attuatori: gli

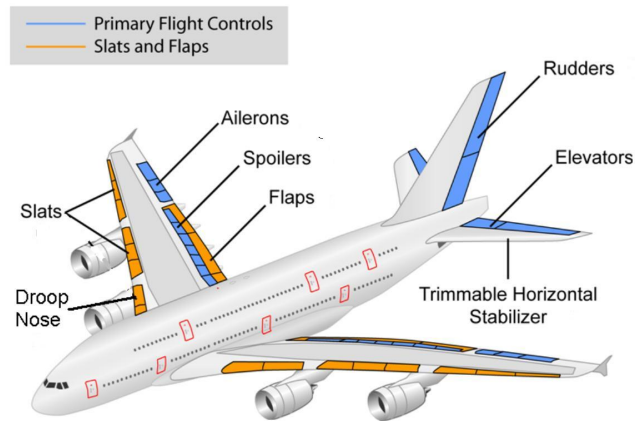


Figura 2.1: Principali superfici di controllo di un velivolo ad ala fissa.

attuatori elettroidraulici convenzionali (EHSA), quelli elettro-idrostatici (EHA) e quelli elettro-meccanici (EMA) — come illustrato in Figura 2.2 [1].

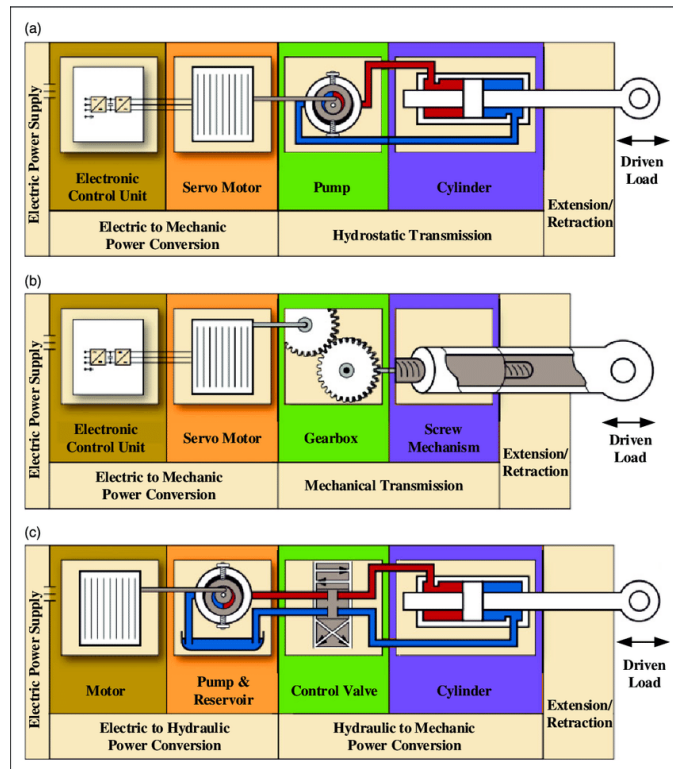


Figura 2.2: Principali tipologie di attuatori per sistemi di comando volo: EHA (a), EMA (b) ed EHSA (c).

La tecnologia più consolidata nel settore aeronautico è rappresentata dagli

*Electro-Hydraulic Servo Actuators* (EHSA). Il funzionamento degli EHSA si basa su una rete idraulica centralizzata dove pompe collegate ai motori mantengono il fluido a una pressione costante, tipicamente di 210-350 bar [1], distribuendolo attraverso lunghe tubazioni in tutto il velivolo [1]. L'attuatore locale agisce come un modulatore di energia mediante una servovalvola elettro-idraulica a due stadi: essa riceve il segnale elettrico di comando e muove un cassetto distributore che parzializza la portata d'olio verso le camere del cilindro idraulico [2]. Sebbene gli EHSA offrano una densità di potenza ineguagliabile e una naturale capacità di smorzamento delle vibrazioni aeroelastiche, la loro efficienza energetica è intrinsecamente bassa. Questo limite è dovuto alle costanti perdite di carico nel circuito e alla dissipazione di calore per laminazione nelle valvole, oltre alle complessità logistiche legate alla gestione di fluidi idraulici infiammabili e alla manutenzione delle tubazioni estese [3].

Per ovviare alla rigidità delle reti centralizzate, l'ingegneria aeronautica ha introdotto gli *Electro-Hydrostatic Actuators* (EHA), che segnano il passaggio alla filosofia *Power-by-Wire*. In un sistema EHA, l'energia viene trasportata elettricamente fino all'attuatore, eliminando la necessità di una rete idraulica centrale. Ogni unità integra al suo interno un circuito idraulico locale a ciclo chiuso, composto da un serbatoio, una pompa bidirezionale e un motore elettrico *brushless* ad alta velocità [3]. A differenza degli EHSA, il controllo della superficie non avviene per strozzamento del flusso, ma regolando direttamente la velocità di rotazione del motore elettrico che aziona la pompa, fornendo potenza solo quando effettivamente richiesto dal carico [3]. Tale architettura decentralizzata riduce sensibilmente il peso complessivo del velivolo e i rischi di perdite idrauliche critiche. Gli EHA garantiscono inoltre elevati standard di sicurezza per le superfici primarie, in quanto mantengono la capacità di operare in modalità passiva o di smorzamento in caso di avaria elettrica, rendendoli una soluzione chiave per aeromobili di nuova generazione come l'*Airbus A380* [3].

La frontiera finale della digitalizzazione dei comandi è rappresentata dagli *Electro-Mechanical Actuators* (EMA), che eliminano totalmente l'intermediazione del fluido idraulico. In questi dispositivi, la coppia motrice prodotta da un motore elettrico viene convertita direttamente in moto lineare o rotatorio attraverso una trasmissione meccanica, solitamente costituita da una vite a ricircolo di sfere o a rulli

planetari [1]. Gli EMA rappresentano la soluzione più efficiente e pulita dal punto di vista operativo, offrendo vantaggi significativi in termini di diagnostica elettrica e semplicità di installazione. Tuttavia, la letteratura scientifica evidenzia come la principale criticità degli EMA risieda nel rischio di "*Jamming*", ovvero il bloccaggio meccanico irreversibile della vite di trasmissione a causa di usura o detriti [2]. Mentre un attuatore idraulico guasto può solitamente essere bypassato, un EMA bloccato immobilizza l'intera superficie di controllo, compromettendo l'integrità del volo. Per tale ragione, gli EMA sono attualmente impiegati prevalentemente per funzioni secondarie, freni e carrelli, mentre il loro utilizzo sui comandi primari richiede l'adozione di architetture di ridondanza meccanica estremamente sofisticate e tolleranti ai guasti [3].

## 2.2 Servo-attuatori elettro-idraulici

L'EHSa rappresenta l'anello di congiunzione tra l'elettronica di comando digitale e la potenza meccanica necessaria per il governo delle superfici di volo. All'interno di un'architettura di controllo *Fly-by-Wire*, l'EHSa opera ricevendo segnali elettrici a bassa potenza dai computer di volo (*Flight Control Computer - FCC*) e convertendoli in forze lineari o rotative ad alta densità di potenza, attingendo energia da una rete idraulica centralizzata mantenuta a pressione costante. Il principio di funzionamento di un EHSa, illustrato in Figura 2.3, si basa sulla modulazione di portata, in cui il dispositivo non genera potenza, ma parzializza quella disponibile nella linea di alimentazione per ottenere uno spostamento controllato dello stelo proporzionale all'input elettrico ricevuto [1].

Il componente fondamentale che governa la dinamica dell'EHSa è la servovalvola elettroidraulica a due stadi. Il primo stadio, o stadio pilota, è tipicamente costituito da un motore a coppia (*torque-motor*) che aziona un elemento deflettore, come un sistema ad otturatore-ugello (*flapper-nozzle*) o un tubo a getto (*jet-pipe*), illustrati rispettivamente in Figura 2.4a e Figura 2.4b. Quando una corrente elettrica attraversa le bobine del motore a coppia, si genera un momento magnetico che sposta l'otturatore tra due ugelli contrapposti, creando uno sbilanciamento di pressione idraulica ai capi del secondo stadio.

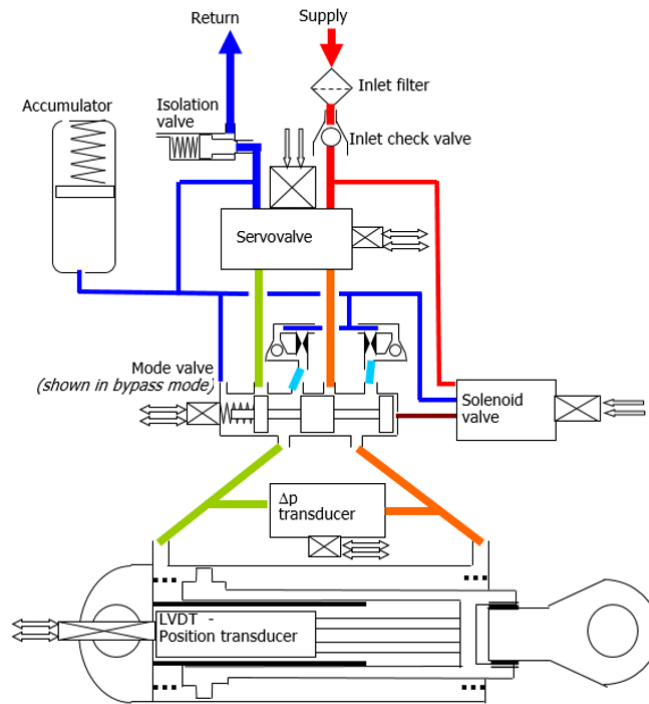


Figura 2.3: Schema funzionale di un servocomando elettroidraulico con servovalvola, attuatore lineare e trasduttori di posizione (LVDT) e pressione differenziale.

Questo differenziale di pressione agisce sulle estremità di un cassetto distributore (*spool*), forzandone lo spostamento assiale. Lo spostamento dello *spool* apre i condotti che collegano la linea di alta pressione con una delle camere del cilindro idraulico, mettendo contemporaneamente l'altra camera a scarico. In questo modo, la portata d'olio inviata al cilindro risulta proporzionale allo spostamento del cassetto e, di conseguenza, all'intensità del segnale elettrico in ingresso.

La chiusura dell'anello di controllo avviene attraverso un sistema di retroazione meccanico integrato che garantisce la precisione del posizionamento. Per assicurare che lo spostamento del cassetto distributore sia proporzionale alla corrente di pilotaggio, viene impiegata una molla di feedback meccanico che collega lo *spool* all'otturatore dello stadio pilota, bilanciando la coppia magnetica una volta raggiunta la posizione desiderata. Parallelamente, per monitorare la posizione finale dello stelo dell'attuatore e trasmetterla ai computer di bordo, viene utilizzato un

trasduttore di posizione lineare induttivo, noto come LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*). Questo sensore fornisce un segnale elettrico ad alta precisione che permette al sistema FBW di correggere in tempo reale eventuali errori di inseguimento o disturbi esterni agenti sulla superficie di controllo [2], [4].

La forza generata dall'EHS è funzione diretta del salto di pressione disponibile tra le camere del pistone e dell'area efficace della superficie di spinta. Una caratteristica peculiare degli EHS è la loro capacità di gestire elevate larghezze di banda, consentendo al velivolo di rispondere prontamente a manovre dinamiche o a raffiche di vento improvvise. Inoltre, l'architettura idraulica permette l'implementazione di diverse modalità operative di sicurezza attraverso l'integrazione di valvole ausiliarie. In caso di perdita del segnale elettrico o di pressione idraulica, l'attuatore può essere configurato in modalità di bypass o di smorzamento passivo (*damping*), evitando che la superficie di volo rimanga bloccata o sventoli liberamente, fenomeni che comprometterebbero la stabilità aeroelastica dell'aeromobile [1]. In sintesi, sebbene la natura dissipativa della modulazione di portata comporti sfide legate al riscaldamento del fluido, l'affidabilità e la robustezza degli EHS rimangono ad oggi insuperate per le funzioni primarie di volo.

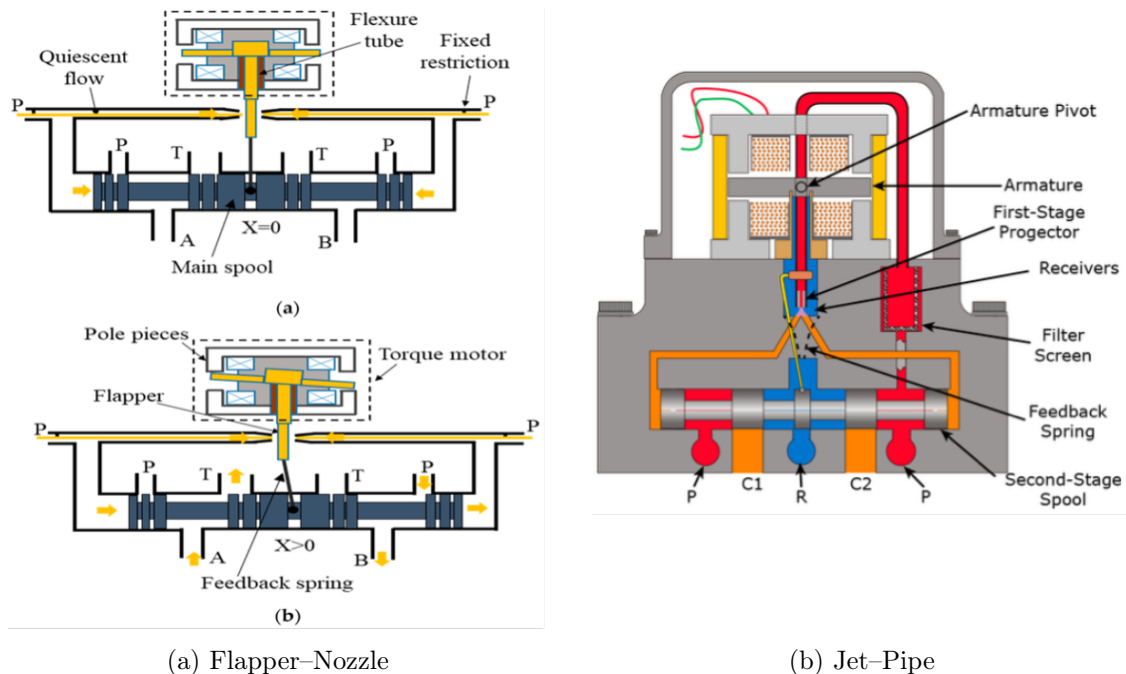


Figura 2.4: Confronto tra architetture di servovalvole a due stadi: configurazione flapper-nozzle (a) e jet-pipe (b).

## 2.3 Strategie di controllo per l’attuazione dei comandi di volo

La definizione della strategia di controllo per un attuatore destinato ai comandi di volo è dettata dalla natura della variabile fisica che il sistema deve governare per garantire il funzionamento, la stabilità del velivolo e l’integrità delle strutture. In ambito aeronautico, la distinzione principale risiede tra il controllo in posizione, finalizzato alla gestione della traiettoria e dell’assetto, e il controllo in forza (o coppia), impiegato storicamente nelle infrastrutture di prova ma oggi riconsiderato come paradigma operativo per i velivoli di nuova generazione [5]. Secondo la letteratura, la scelta tra queste due modalità non influisce solo sull’architettura dello schema a blocchi, ma determina radicalmente le prestazioni in termini di larghezza di banda, precisione e margini di stabilità del sistema.

### 2.3.1 Controllo in posizione

Il controllo in posizione rappresenta la modalità operativa standard, consolidata dall’impiego decennale degli attuatori elettroidraulici (EHSA). In questi sistemi, la velocità dipende direttamente dalla portata modulata dalla servovalvola, rendendo naturale la chiusura di un anello di retroazione sulla posizione per governare l’assetto del velivolo. In un sistema controllato in posizione, l’obiettivo primario è l’annullamento dell’errore cinematico: il segnale di errore, derivante dal confronto tra il *set-point* del (*FCC*) e il *feedback* del trasduttore (LVDT), pilota il primo stadio di controllo. Negli EHSA, questo si traduce nello spostamento del cassetto della servovalvola per immettere portata nelle camere del cilindro, mentre negli EMA si traduce in una tensione applicata al motore per generare la velocità necessaria. In entrambi i casi, l’attuatore si comporta come un vincolo rigido che impone una traiettoria geometrica, respingendo i carichi esterni come disturbi da eliminare [4].

Lo schema a blocchi tipico, mostrato in Figura 2.5, prevede un anello di retroazione esterno di posizione, basato su trasduttori LVDT o resolver, e spesso degli anelli interni di velocità e di corrente (nel caso di EMA) per migliorarne la dinamica. La stabilità di tale configurazione è favorita dalla natura dell’attuatore che opera

come un integratore puro ( $1/s$ ), permettendo di respingere i disturbi di carico aerodinamico e mantenendo la superficie nell'assetto desiderato [4]. Tuttavia, questa rigidità comporta, in ambito aeronautico, l'insorgenza del *force fighting* in sistemi ridondanti e l'impossibilità di reagire passivamente alle sollecitazioni impulsive [6].

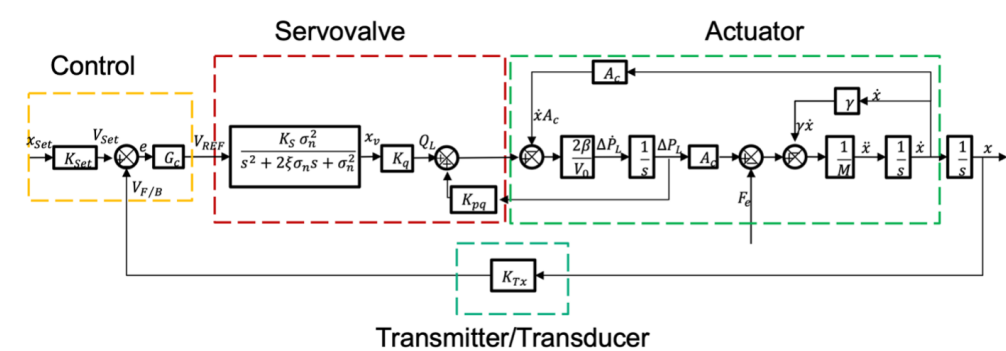


Figura 2.5: Schema a blocchi del controllo di posizione dell'attuatore con retroazione del segnale di spostamento.

### 2.3.2 Controllo in forza

La strategia del controllo in forza (o in coppia), sposta il focus della regolazione dalla cinematica alla dinamica del sistema. Il principio di funzionamento del controllo in forza risiede nella capacità di modulare direttamente lo sforzo meccanico scambiato con la superficie di volo, misurato tramite celle di carico, sensori di pressione differenziale nel caso di attuatori idraulici, oppure sfruttando la quasi totale proporzionalità tra la coppia motrice e la corrente di quadratura ( $I_q$ ) fornita dall'inverter negli attuatori elettromeccanici. Un diagramma a blocchi di un servocomando idraulico controllato in forza ed in presenza di un disturbo esterno di velocità è presentato in Figura 2.6 [4].

I sistemi di controllo di forza sono fondamentali per la regolazione di sollecitazioni in ambiti quali la validazione sperimentale di attuatori e sottosistemi meccanici. Tali sistemi garantiscono un'elevata precisione a regime (*steady-state*), risultando ideali per applicazioni quasi-statiche dove si richiede un riferimento di forza stazionario o che vari lentamente nel tempo.

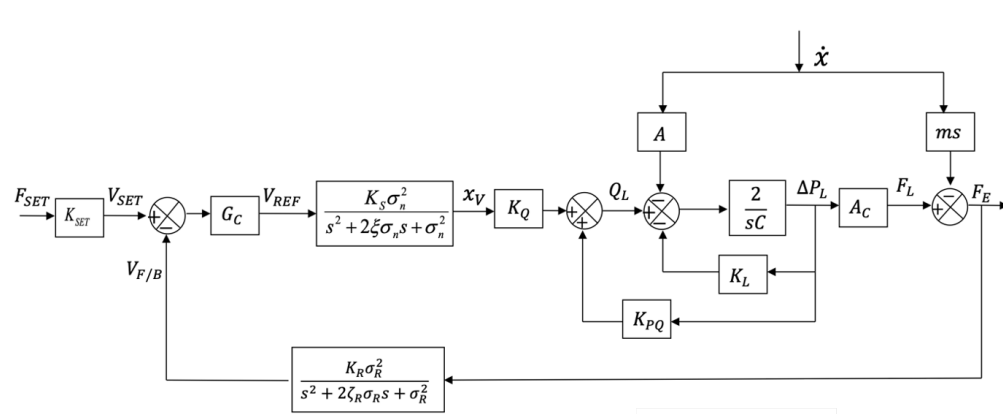


Figura 2.6: Schema del controllo in forza dell'attuatore con retroazione del segnale di carico misurato.

Le architetture di controllo standard impiegano compensatori *PID* in serie o, alternativamente, strutture ibride con azione in parallelo Proporzionale-Derivativa (*PD*) in retroazione e azione Integrata (*I*) sull'errore, in particolare ciò è richiesto in presenza di forti disturbi di velocità. Inoltre, per garantire la fedeltà del segnale è necessaria un'elevata rigidità strutturale dei vincoli meccanici (ad esempio i *rod-ends*) [4].

### 2.3.3 Analisi comparativa

Il controllo in posizione presenta vantaggi fondamentali in termini di precisione geometrica: la capacità di mantenere la superficie in una posizione esatta garantisce la stabilità del profilo alare e l'efficienza dei parametri di portanza e resistenza, elementi critici durante le fasi di crociera e assetto stabile, nonostante fluttuazioni della pressione dinamica [3].

L'adozione del controllo di forza, invece, sia esso elettrico o idraulico, offre in prima battuta una convenienza in termini di onere computazionale derivante dalla semplificazione delle leggi di volo. Un'architettura *torque-controlled* permette agli FCC di inviare comandi direttamente in termini di momento torcente richiesto per la manovra di assetto, eliminando i complessi modelli aerodinamici inversi necessari per tradurre tali momenti in deflessioni angolari [5].

Dal punto di vista della protezione strutturale, invece, il controllo di forza introduce il concetto di "cedevolezza programmabile": l'attuatore non oppone più una

resistenza rigida infinita, ma agisce come una molla, un vantaggio significativo per la salvaguardia delle strutture. A differenza del controllo in posizione, che contrasta rigidamente ogni perturbazione incrementando lo stress meccanico sui rinvii e sulla radice alare, il controllo in forza permette alla superficie di deflettere leggermente sotto carichi impulsivi. Questo abilita una attenuazione passiva dei carichi da raffica (*Gust Load Alleviation*): l'attuatore assorbe l'energia dell'impatto meccanicamente in tempi d'ordine inferiore rispetto ai cicli di calcolo del software di volo, riducendo sensibilmente i carichi a fatica della struttura [5]. Un ulteriore beneficio risiede nella gestione dei sistemi ridondanti: il controllo di forza elimina intrinsecamente il fenomeno del *force fighting*, poiché gli attuatori collegati alla stessa superficie possono essere configurati per equalizzare gli sforzi (pressioni o correnti) invece di competere per una posizione geometrica univoca, risolvendo i conflitti dovuti alle tolleranze di montaggio [6].

È evidente, dunque, che il confronto mette in luce un *trade-off* tra stabilità e flessibilità. Il controllo in posizione è intrinsecamente più accurato, la sua dinamica è dominata dalle caratteristiche dell'attuatore (spesso modellabile come un sistema del III ordine) e non varia sensibilmente con il carico. Al contrario, la stabilità di un controllo di forza è strettamente dipendente dalle condizioni di volo che cambiano drasticamente: ad esempio, la rigidità aerodinamica  $k_\delta$  è molto diversa tra un volo a bassa velocità (decollo) ed uno ad alta velocità (crociera) [5]. Gli autori dello studio hanno utilizzato uno strumento chiamato *MOPS (Multi-Objective Parameter Synthesis)* per bilanciare tre obiettivi spesso in conflitto tra loro: precisione del controllo; attenuazione delle raffiche; margine di stabilità.

Dallo studio è emerso che un unico set di parametri non è sufficiente per coprire l'intero inviluppo di volo (tutte le velocità e altitudini). Per avere un'ottima risposta alle raffiche servirebbero guadagni (*gains*) molto alti, ma questi riducono la stabilità (il sistema rischia di vibrare). Per questa ragione, il controllo di forza necessita di osservatori di stato avanzati per compensare le non linearità (attriti e inerzie) e di tecniche di *gain scheduling* per adattarsi alle variazioni della pressione dinamica lungo l'inviluppo di volo.

In conclusione, se il controllo in posizione rimane superiore per la definizione della traiettoria e la precisione di assetto, il controllo di forza rappresenta l'evoluzione necessaria per integrare una protezione strutturale intelligente, permettendo al

sistema di attuazione di operare come un elemento attivo e resiliente della dinamica del velivolo.

## 2.4 Guasti e difetti negli EHSA

L'analisi dell'affidabilità degli attuatori di comando volo richiede una profonda conoscenza e comprensione dei possibili guasti che possono incorrere durante la loro vita operativa. Le sollecitazioni a cui è sottoposto un EHSA - tra cui cicli di pressione elevati, carichi aerodinamici variabili, vibrazioni strutturali e contaminazione del fluido - accelerano i processi di usura e degradazione.

Di seguito vengono analizzati i principali modi di guasto di un servoattuatore elettroidraulico e le relative ripercussioni sul comportamento dinamico del sistema [7, 8].

- **Cedimento o fessurazione della molla di *feedback***

La molla di *feedback*, che garantisce il riposizionamento del cursore della servovalvola, può subire cricche da fatica o rotture nette. Come conseguenza si verifica la perdita dell'anello di retroazione meccanica dello stadio pilota. Ciò comporta l'insorgenza di instabilità nel controllo del cassetto, con conseguenti oscillazioni incontrollate della superficie di comando che degradano la precisione del volo e aumentano i carichi di fatica sulla struttura.

- **Degradazione del motore di coppia (*Torque Motor*)**

La perdita delle proprietà magnetiche dei magneti permanenti o deriva elettrica negli avvolgimenti induce un errore di polarizzazione. Il sistema di controllo è costretto a compensare costantemente con una corrente di *offset* per mantenere la posizione neutra, riducendo la mutua autorità del servocomando e aumentando il rischio di errori di inseguimento dinamico.

- **Ostruzione dei condotti del primo stadio (*Jet-pipe*/Filtri)**

Un accumulo di contaminanti solidi nel fluido idraulico che parzializzano il flusso nell'ugello del *jet-pipe* o nei filtri integrati conduce ad una significativa riduzione della reattività della servovalvola. Il calo di portata nel primo

stadio rallenta la dinamica dello *spool*, rendendo l'attuatore meno capace di rispondere a comandi di manovra rapidi o a raffiche improvvise.

- **Usura delle tenute dinamiche del pistone (*Internal Leakage*)**

La degradazione delle tenute interne dovuta allo strisciamento continuo sotto pressione contro la camicia del cilindro amplifica il trafileamento di fluido tra le camere riducendo il guadagno di pressione (*pressure Gain*) dell'attuatore. L'effetto principale è la perdita di rigidità statica: sotto carico aerodinamico, l'attuatore non riesce a mantenere la posizione comandata, richiedendo un continuo consumo di portata idraulica per compensare la perdita.

- **Ostruzione dell'orifizio o della valvola di *by-pass***

Detriti di guarnizioni o contaminanti possono bloccare parzialmente o totalmente il canale di *by-pass*. Questo guasto è particolarmente critico quando l'attuatore è in modalità *stand-by*. L'ostruzione altera le caratteristiche di smorzamento previste per la superficie di controllo, aumentando la resistenza al movimento imposto dall'attuatore attivo gemello. Ciò può portare a una riduzione della velocità massima raggiungibile dalla superficie e a un sovraccarico meccanico dei leveraggi di azionamento.

- **Guasti ai sensori di posizione (LVDT)**

Cortocircuiti parziali tra gli avvolgimenti o deriva della tensione di eccitazione possono condurre ad una fornitura di dati di posizione errati al computer di volo. Questo può portare ad attivazioni ingiustificate delle procedure di sicurezza o, al contrario, mascherare un malfunzionamento reale del pistone.

- **Usura dei terminali sferici (*Rod-ends*)**

L'usura progressiva dei giunti sferici di interfaccia tra lo stelo dell'attuatore e la superficie di controllo, causato da carichi radiali elevati e lubrificazione insufficiente, introduce un gioco meccanico (*backlash*) nella catena di comando. La presenza di gioco altera lo smorzamento del sistema aeroelastico e può innescare fenomeni di instabilità dinamica estrema, come il *flutter* della superficie di controllo. Data la sua natura critica per la sicurezza del volo, l'usura dei *rod-ends* rappresenta uno degli aspetti più complessi e vitali da monitorare in una strategia PHM avanzata.

Sebbene, in generale, il *rod-end* possa essere interessato da ulteriori due modalità di guasto, ovvero la formazione di una cricca nella parte ad “occhiello” del corpo e la degradazione del lubrificante tra i due corpi che lo compongono, il presente lavoro concentra l’attenzione sull’usura delle superfici interne e la conseguente formazione di un gioco (*backlash*).

Secondo studi condotti dalla *Leonardo Aircraft Division* (LAD) [9], focalizzate sull’estensione dei requisiti di gioco libero delle superfici di controllo per l’Aeromobile *M346*, il gioco, problema intrinseco dei sistemi meccanici (dovuto ad esempio alle tolleranze costruttive), può condurre a fenomeni di usura e fatica. In particolare, nel loro studio, si cerca di comprendere tramite *test on ground* (*Iron Bird Test Rig*) ed in volo, come un gioco superiore ai limiti consensiti dalle normative MIL possa influire non solo sul più tradizionale fenomeno del *flutter*, ma in particolare sul fenomeno di *Limit Cycle Oscillations* (LCO) che, pur non essendo immediatamente dirompente, produce comunque disagi e problemi di usura/fatica. Infatti, quando la superficie di controllo è scarica, il gioco si manifesta in una condizione di rigidità nulla e di conseguenza una *free floating condition*, la quale può condurre a un’oscillazione persistente, ma non divergente (a contrario del *flutter*), con ampiezza generalmente pari al gioco. Il tutto si traduce in instabilità e problemi aeroelastici.

## 2.5 PHM

In ambito aeronautico, la valutazione dei guasti non si limita alla semplice identificazione della rottura, ma si estende alla modellazione del degrado progressivo, essenziale per lo sviluppo di algoritmi di *Prognostics and Health Management* (PHM). Questa prospettiva è alla base del cambiamento in atto nel settore, dove la manutenzione di tali sistemi, attualmente eseguita su base programmata, sta evolvendo verso la *Condition Based Maintenance* (CBM). Gli operatori e i produttori mirano infatti a questo passaggio per ridurre i costi operativi e migliorare la disponibilità operativa (*dispatchability*) degli aeromobili [10].

L’implementazione della CBM è resa possibile dai *framework* di *Prognostics and Health Management* (PHM).

Il termine "prognostica" nel settore aerospaziale definisce l'integrazione sinergica tra le fasi di diagnosi (identificazione dello stato attuale) e prognosi (previsione dello stato futuro). In ambito ingegneristico, questa disciplina si articola in due pilastri metodologici fondamentali:

- **FDI (*Fault Detection and Identification*)**: focalizzata sull'elaborazione dei segnali acquisiti per individuare anomalie rispetto a una condizione nominale e isolare il componente degradato.
- **PHM (*Prognostics and Health Management*)**: orientata alla modellazione dell'evoluzione del guasto al fine di stimare la vita utile residua (*RUL-Remaining Useful Life*).

### 2.5.1 Architettura del *framework* CBM/PHM

L'architettura di un sistema CBM/PHM avanzato per EHSA (Figura 2.7) si articola in una fase *offline* preliminare ed una fase *online* operativa:

1. **Fase offline** (in blu figura): comprende l'analisi FMECA (*Failure Modes, Effects and Criticality Analysis*), essenziale per mappare i guasti critici che potrebbero occorrere durante il funzionamento dell'attuatore, come il trafilamento interno o l'usura dei giunti. In questa fase si sviluppano modelli di degradazione ad alta fedeltà, che permettono di simulare il comportamento del sistema in condizioni di guasto progressivo, stimare la RUL e di eseguire la *Feature Selection*, individuando i parametri più sensibili al degrado.
2. **Fase online** (tutti i blocchi in figura): prevede l'acquisizione dei dati dai sensori di bordo (LVDT, trasduttori di pressione, correnti della servovavola ecc). Tali segnali, opportunamente preprocessati ed elaborati tramite algoritmi come i Filtri Particellari (*Particle Filters*), permettono di tracciare l'evoluzione del guasto e aggiornare la stima della RUL in funzione delle condizioni operative reali.

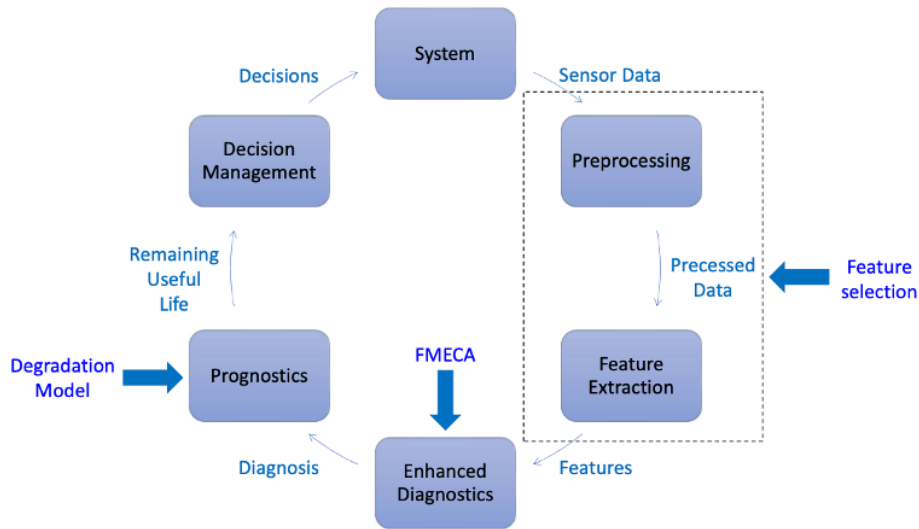


Figura 2.7: Architettura di un sistema di Prognostics and Health Management (PHM).

## 2.5.2 Benefici

I vantaggi ottenibili da una manutenzione di tipo predittiva (*predict and prevent*) piuttosto che su base programmata o a guasto (*fail and fix*) sono elencati di seguito e riassunti in Figura 2.8:

- **Incremento della sicurezza strutturale ed operativa e mitigazione del rischio catastrofico:** la maggior parte delle applicazioni PHM nel settore aerospaziale si concentra sui sistemi *safety-critical*, ovvero quegli apparati la cui degradazione incontrollata potrebbe compromettere la manovrabilità o l'integrità strutturale del velivolo.
- **Contenimento dei danni collaterali:** prevenzione degli effetti a cascata (*failure propagation*), in cui il guasto di un singolo componente può indurre sollecitazioni anomale su sottosistemi adiacenti o più critici.
- **Ottimizzazione della gestione economica e del ROI:** massimizzazione del ritorno sull'investimento tramite il raggiungimento dell'ottimo tra efficacia operativa e costi di manutenzione.
- **Efficientamento della pianificazione manutentiva:** sensibile riduzione dei tempi di fermo macchina non programmati (*Aircraft On Ground - AOG*),

con conseguente incremento della produttività e della *dispatchability* della flotta.

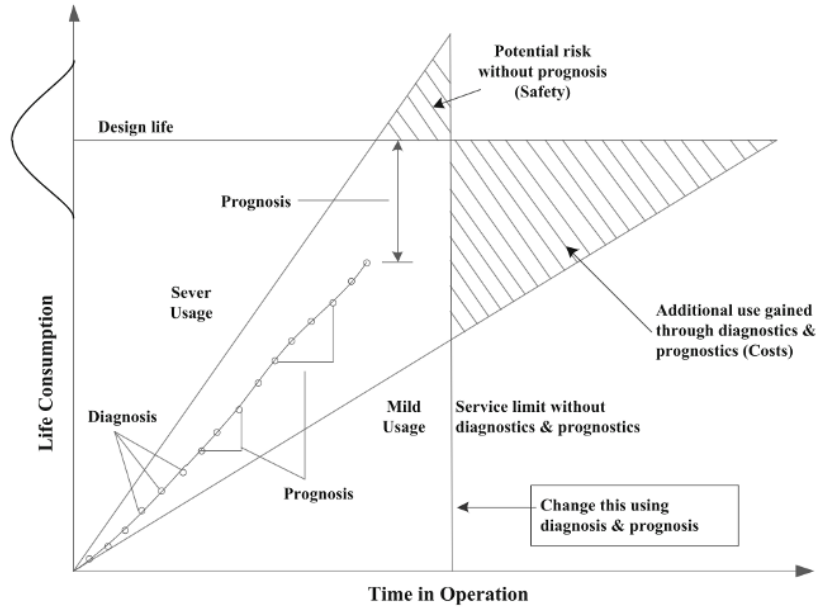


Figura 2.8: Confronto tra approccio manutentivo predittivo (*predict and prevent*) e strategie tradizionali.

### 2.5.3 Applicazione del PHM al *rod-end*

Nonostante la criticità dei terminali a snodo sferico (*rod-ends*) per la sicurezza aeroelastica dei velivoli, la letteratura scientifica dedicata specificamente all'applicazione di *framework* PHM a questi componenti risulta ancora limitata. Come sottolineato da Bertolino et al. [8], la ricerca con approccio di prognostica dei servoattuatori elettroidraulici (EHSA) si è storicamente concentrata su un numero ristretto di scenari di guasto, privilegiando quasi esclusivamente le perdite interne e le anomalie delle servovalvole.

La maggior parte degli studi esistenti, come quelli di Frumusa e Vaccaro [9], affronta il problema del gioco meccanico nei *rod-ends* da una prospettiva puramente aeroelastica o di manutenzione correttiva, analizzandone gli effetti sulle oscillazioni di ciclo limite (LCO) ma senza implementare algoritmi predittivi per la stima della vita utile residua (RUL).

La scarsità di studi focalizzati specificamente sulla prognosi dell'usura dei *rod-ends* rende i lavori di Autin et al. [7] e di De Martin et al. [11] punti di riferimento nel panorama scientifico attuale.

In particolare, lo studio di [7] dimostra come sia possibile integrare il monitoraggio dei terminali a snodo in un sistema PHM completo senza ricorrere a sensori aggiuntivi, ma sfruttando esclusivamente i segnali di posizione LVDT già disponibili a bordo. L'unicità dell'approccio risiede nella capacità di coniugare una diagnostica estremamente precisa, capace di un tasso di successo nell'identificazione del guasto pari al 100%, con una routine prognostica basata su filtri a particelle (Particle Filter). Quest'ultima permette di modellare l'evoluzione dell'usura nel tempo, garantendo un'accuratezza previsionale dell'89% e un orizzonte prognostico superiore alle cento ore di volo.

L'importanza del monitoraggio dei *rod-ends* è ulteriormente enfatizzata negli studi riguardanti gli attuatori elettromeccanici (EMA) di De Martin et. al [11]. Essi affermano che l'usura dei terminali sferici è considerata il modo di guasto più critico in un'analisi FMECA per sistemi EMA, a causa del suo impatto diretto sull'accuratezza di posizionamento e sulla rigidità dinamica dell'intera catena di attuazione, associata con un incremento delle oscillazioni dell'intera superficie di volo. Nel loro lavoro, viene proposto un *framework* di Filtro a Particelle Potenziato (*Enhanced Particle Filter*) che combina misurazioni effettuate durante il volo con verifiche periodiche prevolo a terra. Tale approccio permette di ottenere un orizzonte prognostico di circa 680 ore, confermando la possibilità di gestire l'usura del componente con estremo anticipo rispetto all'insorgenza di condizioni di volo non sicure.

In definitiva, sebbene la degradazione dei *rod-ends* sia riconosciuta come una delle principali cause di vibrazioni anomale e potenziali instabilità aeroelastiche, la transizione verso un monitoraggio predittivo di questi componenti rimane limitata a pochi contributi.

Le ricerche sopra citate confermano che, nonostante la complessità intrinseca del fenomeno di usura, l'implementazione di algoritmi di prognosi dedicati ai terminali sferici è non solo fattibile, ma essenziale per garantire la sicurezza del volo e l'efficienza dei futuri sistemi di attuazione intelligenti.

## 2.6 Iron Bird

Un *Iron Bird*, spesso definito come un “aereo che non vola” o “*aircraft-0*” [12], è una piattaforma di prova *on ground* atta in prima battuta alla validazione del design ed alla verifica della stabilità dei sistemi aeronautici, ma anche per garantire il *flight clearance* (autorizzazione al volo) e la risoluzione dei problemi (*troubleshooting*) prima dei test sui prototipi reali [13]. In questa struttura, i sottosistemi critici - comandi di volo, carrello d’atterraggio e sistemi idraulici – sono installati su un’intelaiatura esterna e visibile (come si può osservare in Figura 2.9), svincolata dalle restrizioni strutturali di fusoliera e ali, assicurando tuttavia che l’intero sistema operi con la stessa rigidità meccanica.

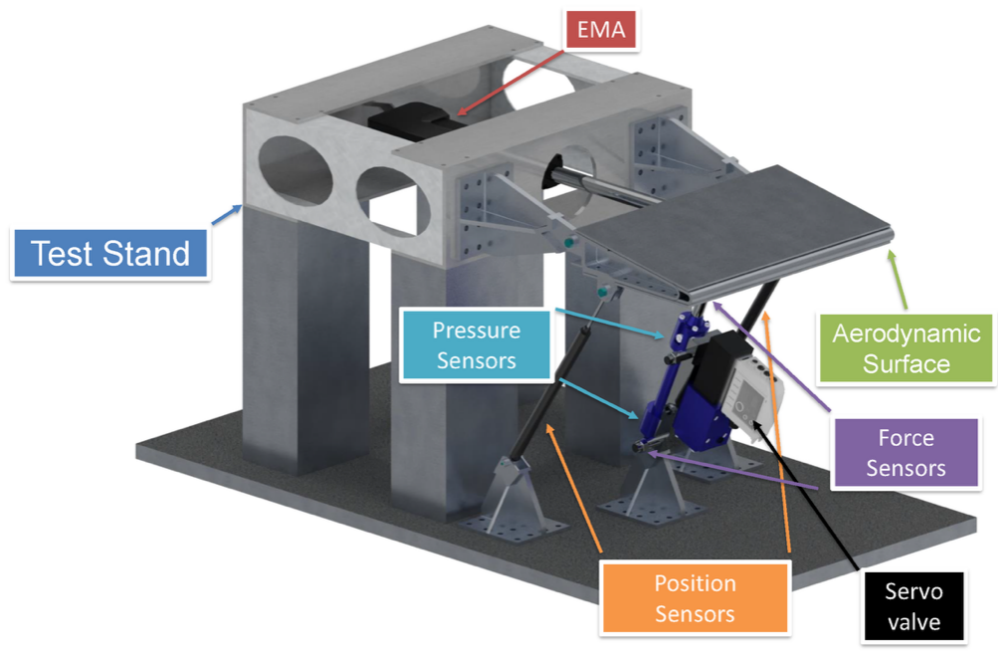


Figura 2.9: Esempio di piattaforma di prova *Iron Bird* per la validazione a terra dei sistemi di comando volo.

L’obiettivo principale dell’Iron Bird è riprodurre accuratamente il comportamento del sistema di controllo del volo in tutte le possibili condizioni operative, sia in modalità nominale che degradata.

L’architettura si basa sulla sinergia tra componenti hardware reali e modelli software di simulazione dinamica. In particolare si ha:

- **Simulazione della meccanica di volo:** un computer dedicato alla simulazione della meccanica di volo (FMSC - *Flight Mechanics Simulation Computer*) chiude l'anello aerodinamico, calcolando in tempo reale i setpoint di carico basati sulle condizioni di volo simulate [12, 13].
- **Riproduzione dei carichi dinamici:** i carichi aerodinamici sono applicati agli attuatori di volo tramite generalmente attuatori di carico idraulici, capaci di eseguire comandi di forza in transitori rapidi (es. durante raffiche di vento o manovre brusche).
- **Riproduzione delle superfici e delle inerzie:** le superfici mobili reali sono spesso rappresentate da *dummy* che replicano fedelmente l'inerzia e la rigidità torsionale del leveraggio originale [13].

Negli ultimi anni, la tecnologia si è evoluta verso l'*Iron Bird Ibrido*, come sviluppato nei progetti E-LISA e ASTIB [12, 14], la cui architettura è mostrata in Figura 2.10. Questa configurazione combina parti fisiche con modelli virtuali in tempo reale (*Real Time Simulation*). L'approccio ibrido offre vantaggi significativi in termini di:

- **Riduzione dei costi e dei rischi:** permette di testare l'integrazione di sistemi complessi senza la necessità di costruire l'intera struttura meccanica.
- **Flessibilità nei test:** consente di scalare i parametri (es. peso del velivolo, velocità di atterraggio) modificando semplicemente i modelli software [14].

Gli Iron Bird sono lo strumento principale per lo sviluppo e la validazione di algoritmi di PHM per diversi motivi tecnici:

- **Iniezione controllata dei guasti:** in volo reale, l'iniezione di guasti è proibitiva per ragioni di sicurezza. L'Iron Bird permette di indurre deliberatamente degradazioni note nei componenti (come cortocircuiti nei motori, degradazione dei magneti o usura delle trasmissioni) per osservarne gli effetti sui segnali di bordo [12].
- **Generazione di dati sperimentali significativi:** i sistemi PHM richiedono grandi quantità di dati per essere addestrati. L'Iron Bird consente di raccogliere segnali difficili da estrarre da velivoli in servizio, come la risposta

dinamica a irregolarità della pista (simulate tramite cilindri rotanti e controllo di forza ibrido posizione/forza) o gli effetti di difetti periodici sulla struttura del carrello [14].

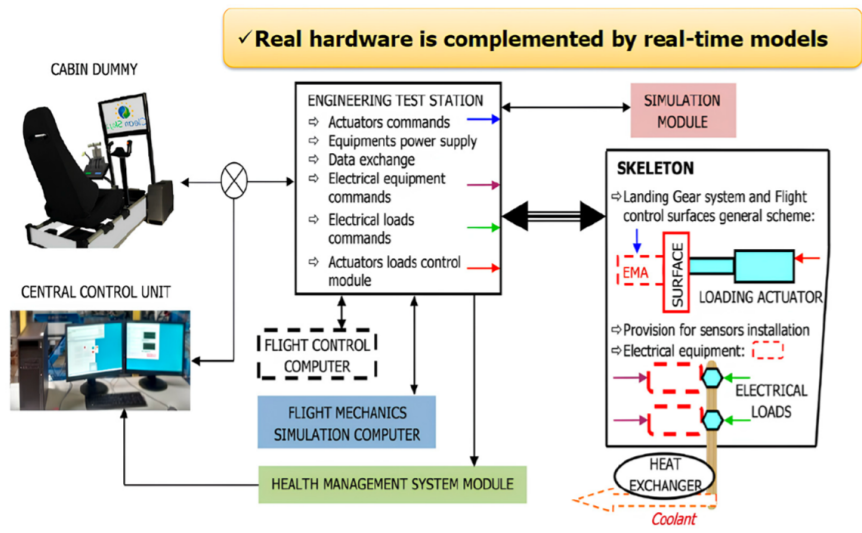


Figura 2.10: Architettura di un *Iron Bird Ibrido* con integrazione tra hardware reale e simulazione in tempo reale.

Un esempio critico di applicazione PHM studiato tramite Iron Bird è l'identificazione ed il monitoraggio del gioco meccanico (*backlash*) derivante dall'usura dei *rod ends*.

Nell'Iron Bird, infatti, è possibile installare parti calibrate con diametri ridotti o integrare modelli di usura (ad esempio basati sulla legge di Archard) per simulare la crescita del gioco meccanico [12, 14].

Il sistema permette di verificare come il *backlash* del *rod-end* influenzi la precisione di posizionamento e la rigidità dinamica, fornendo i dati necessari per identificare il gioco (diagnostica) e per validare la stima della vita utile residua (prognostica-RUL) senza rischiare l'integrità del velivolo.

## 2.7 Analisi nel dominio Tempo-Frequenza

Nel campo del PHM, l'efficacia dell'estrazione delle caratteristiche (*feature extraction*) dipende strettamente dalla capacità di interpretare segnali derivanti da sensori

installati a bordo velivolo.

In quest’ottica, il monitoraggio e l’identificazione del gioco all’interno del *rod-end* costituisce una criticità in termini di osservabilità del sistema: la presenza di tale difetto, infatti, non produce alterazioni stazionarie, ma genera urti e impatti impulsivi localizzati nel tempo ogni qualvolta il carico si inverte o la superficie di controllo attraversa la zona morta (*dead zone*). Tali transitori sono caratterizzati da una natura non stazionaria e da un contenuto energetico distribuito su un ampio spettro di frequenze per intervalli temporali estremamente ridotti.

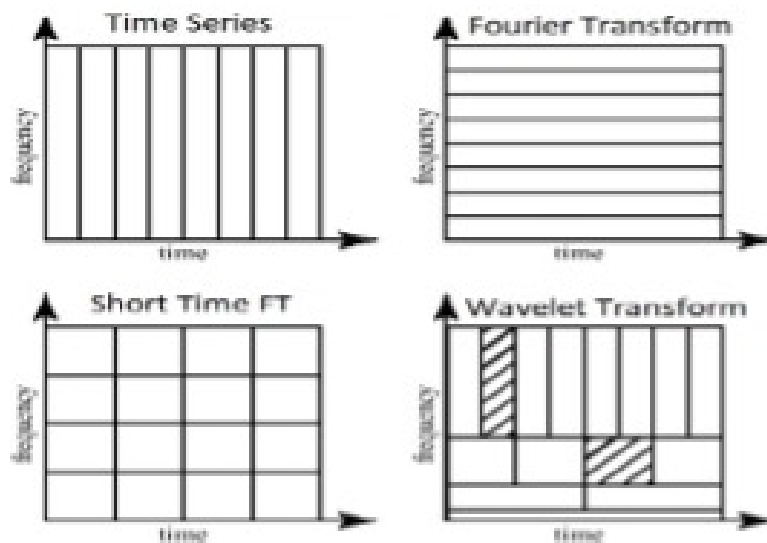


Figura 2.11: Rappresentazione concettuale del compromesso tra risoluzione temporale e frequenziale nelle principali tecniche di analisi dei segnali: dominio del tempo, trasformata di Fourier, STFT e trasformata wavelet multirisoluzione.

Pertanto, l’utilizzo delle tecniche di analisi dei segnali classiche risulta limitato. L’analisi nel solo dominio del tempo non permette di isolare le componenti frequenziali associate al guasto dal rumore di fondo, mentre la *Trasformata di Fourier* (FT) presuppone la stazionarietà del segnale, mediando le informazioni su tutta la durata dell’osservazione e perdendo così la localizzazione temporale dell’impatto [15]. Anche la *Short-Time Fourier Transform* (STFT), pur introducendo una segmentazione temporale, è vincolata dal Principio di Indeterminazione di Heisenberg, che impone una risoluzione fissa per tutte le frequenze a causa dell’utilizzo di una finestra di durata costante.

Per identificare con precisione gli urti nei *rod-ends*, è invece necessaria un'analisi capace di adattarsi alla scala del fenomeno: una risoluzione temporale elevata per catturare i transitori rapidi (alte frequenze) e una risoluzione frequenziale accurata per i trend di degradazione lenta (basse frequenze).

Un confronto tra le diverse tecniche di analisi dei segnali, in termini di risoluzione tempo-frequenza, è mostrato in Figura 2.11.

### 2.7.1 La Trasformata di Wavelet

La Trasformata di Wavelet (WT) risolve tali criticità attraverso un approccio multi-risoluzione a finestra variabile. Matematicamente, la Trasformata di Wavelet continua (CWT) di un segnale  $x(t)$  è definita come il prodotto scalare tra il segnale e una famiglia di funzioni  $\psi_{(a,b)}(t)$  (dunque una loro *cross-correlation*), ben localizzate sia nel tempo che in frequenza ed aventi energia unitaria, chiamate atomi tempo-frequenza, ottenute dalla traslazione e dilatazione di una funzione madre (*Wavelet Mother*)  $\psi(t)$  [15]:

$$W(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi^* \left( \frac{t-b}{a} \right) dt \quad (2.1)$$

In questa formulazione:

- $b$  (parametro di traslazione): indica la posizione temporale della finestra, consentendo di localizzare l'istante esatto dell'urto meccanico.
- $a$  (parametro di scala): controlla l'estensione della Wavelet. Scale piccole ( $a < 1$ ) comprimono la funzione madre, rendendola idonea all'analisi di fenomeni impulsivi e discontinuità ad alta frequenza; scale grandi ( $a > 1$ ) la espandono, permettendo di analizzare i trend a bassa frequenza.

In Figura 2.12 si mostra un esempio di CWT di un generico segnale e le operazioni di '*scale and shift*' effettuate durante il calcolo della stessa.

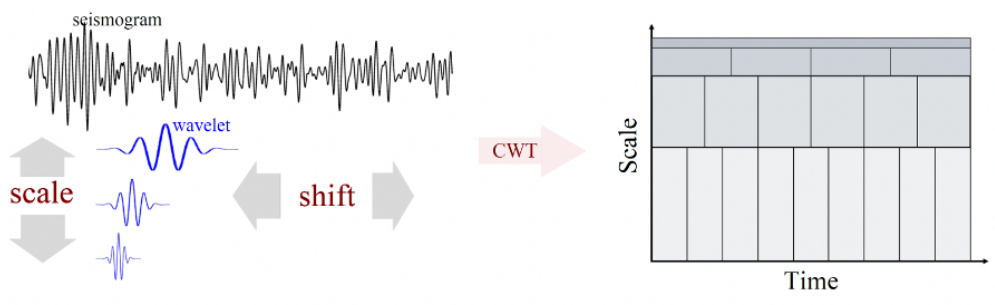


Figura 2.12: Rappresentazione delle operazioni di *scale* and *shift* nella trasformata wavelet continua (CWT).



# Capitolo 3

## 3.1 Generalità del banco prova

Situata presso il Laboratorio di Meccatronica e Servosistemi del DIMEAS (Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale) del Politecnico di Torino, la piattaforma sperimentale per servocomandi elettromeccanici (EMA), mostrata in Figura 3.1 è stata sviluppata nell'ambito del progetto di ricerca europeo ASTIB (*Development of Advanced Systems Technologies and hardware/software for the flight simulator and Iron Bird ground demonstrators for regional aircraft*), inserito nel programma *Clean Sky 2 H2020*.

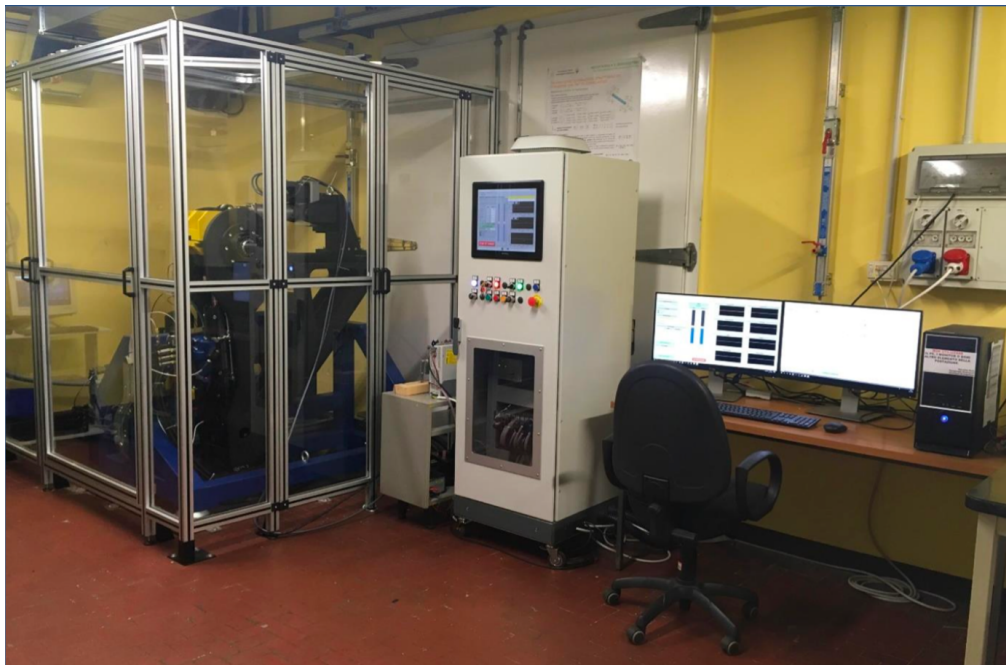


Figura 3.1: Vista dell'allestimento sperimentale con banco prova e postazione di lavoro in ambiente di laboratorio.

L'obiettivo primario del banco è fornire un supporto sperimentale per la caratterizzazione degli attuatori elettromeccanici di volo attraverso due filoni principali:

1. **Ottimizzazione delle performance dei comandi di volo:** tramite analisi del comportamento del sistema.
2. **Health Management:** valutazione dello stato di salute del componente tramite campagne di test su attuatori soggetti a degradazione artificiale controllata (*seeded faults*) o su attuatori al termine della loro vita operativa.

Dal punto di vista dell'architettura, il banco prova adotta una configurazione a due attuatori contrapposti: un attuatore lineare idraulico, operante in controllo di forza, viene accoppiato tramite un giunto meccanico a gomito all'EMA sotto test (*Device Under Test*), gestito in anello di posizione. In questo schema, il sistema idraulico assolve la funzione di generatore di carichi dinamici, replicando le sollecitazioni aerodinamiche che agiscono come disturbo esterno sull'attuatore di volo durante specifiche condizioni di missione.

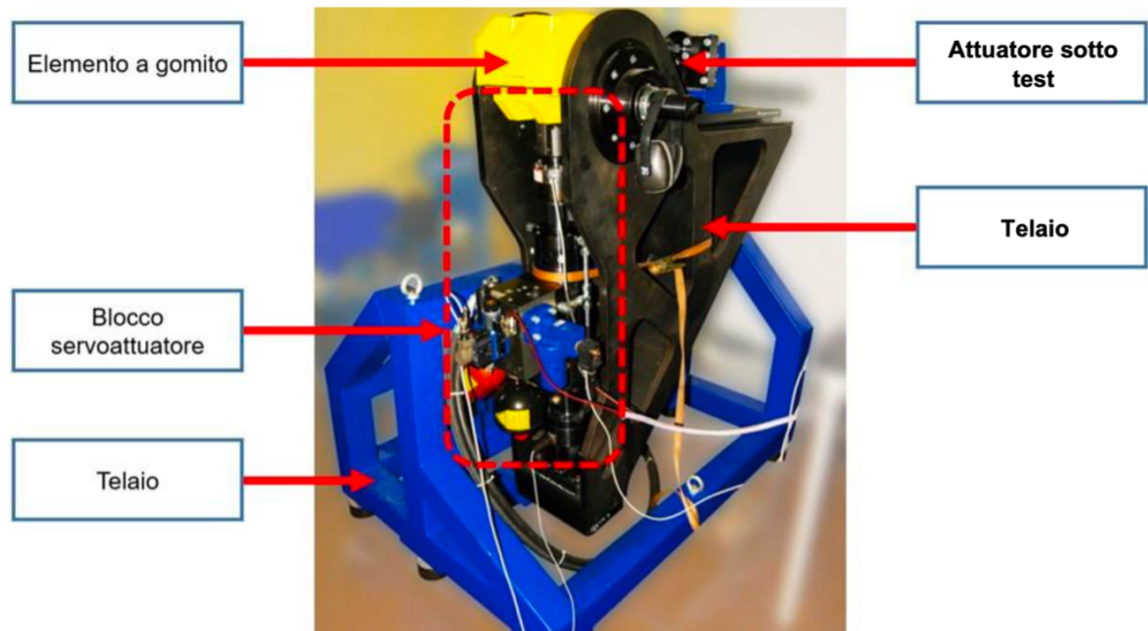


Figura 3.2: Vista del banco sperimentale impiegato per la campagna di prove in laboratorio.

In Figura 3.2 è possibile vedere una foto del banco. Su di esso risiedono componenti meccaniche, elettriche, idrauliche e la sensoristica.

Il banco prova, per funzionare quindi, utilizza sia l'elettricità prelevata dalla rete elettrica sia fluido idraulico in pressione che deve essere fornito da una centrale idraulica, dislocata per sicurezza all'esterno dei laboratori. Tale centrale (Figura 3.3), di dimensioni superiori al banco prova, è in grado di fornire al banco olio ad una pressione fino a 27 MPa. Attualmente il banco impiega una pressione di alimentazione di 140 bar (14 MPa) ad una temperatura regolata di circa 40°C.

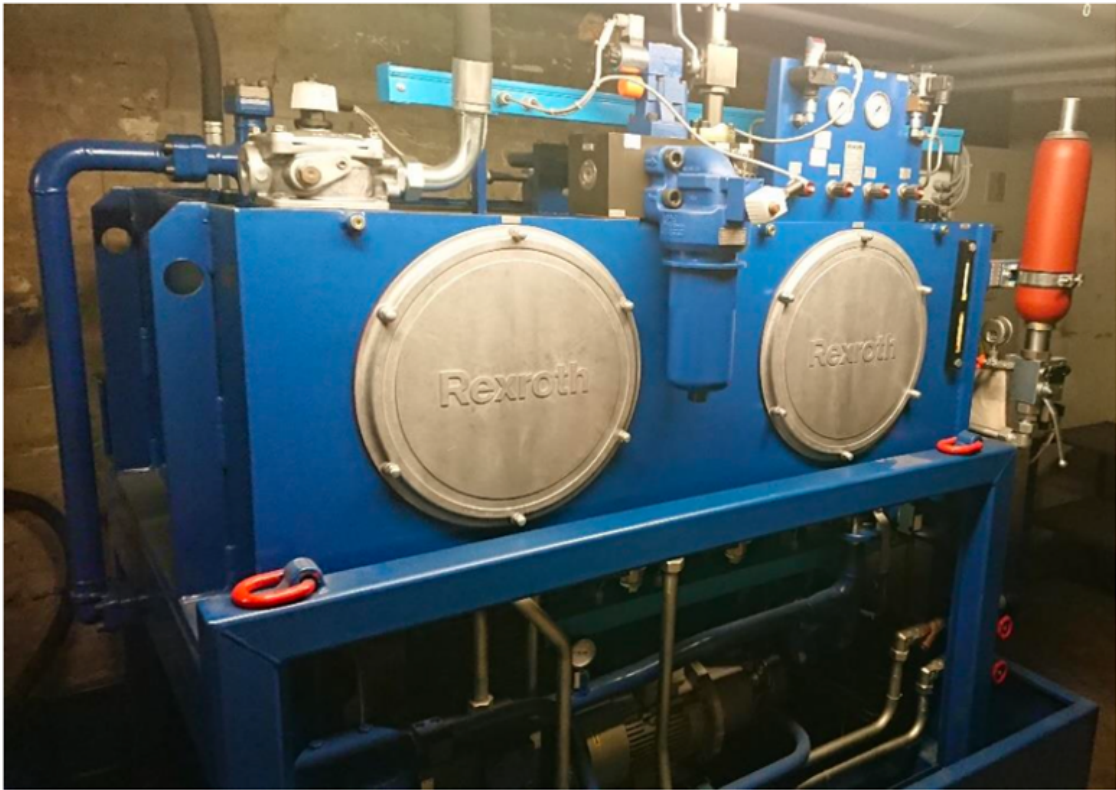


Figura 3.3: Centrale idraulica utilizzata per l'alimentazione del banco prova.

## 3.2 Schema

Lo schema del banco prova è raffigurato in Figura 3.4 . Gli acronimi dei componenti principali e dei segnali condivisi dai componenti sono riportate nelle Tabelle 3.1 e 3.2.

La gestione locale della regolazione della potenza idraulica in alimentazione al banco, comprendente la regolazione della pressione di alimentazione, le valvole di

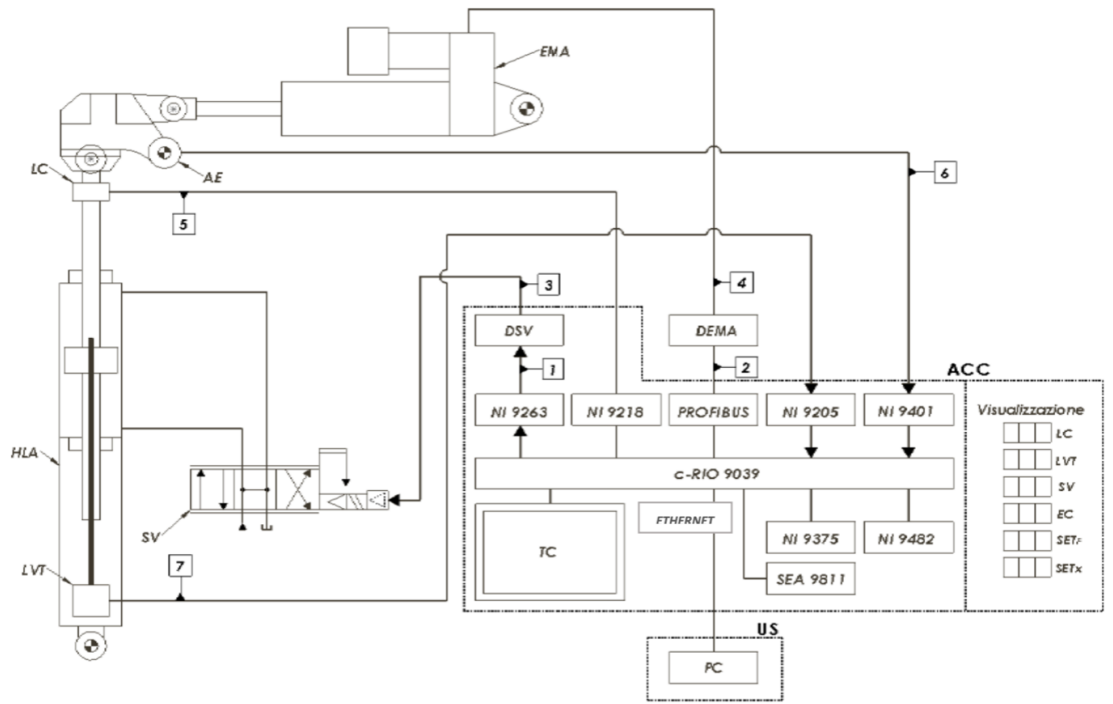


Figura 3.4: Schema del banco sperimentale con indicazione dei principali componenti e collegamenti funzionali.

Tabella 3.1: Acronimi dei principali componenti presenti nel banco sperimentale

Acronimo	Descrizione
ACC	Armadio di acquisizione e controllo (Acquisition and Control Cabinet)
AE	Encoder angolare incrementale (Angular Encoder)
DEMA	Driver dell'EMA
DSV	Driver della servovalvola
EMA	Electro Mechanical Actuator
FPGA	Field-Programmable Gate Array
HLA	Attuatore idraulico lineare di banco (Hydraulic Load Actuator)
LC	Cella di carico (Load Cell)
LVT	Linear Variable Velocity
NI	National Instruments
SV	Servovalvola (Servo Valve)
TC	Touch-screen monitor
US	User Station

Tabella 3.2: Segnali di interfaccia del banco prova.

Numero	Descrizione	Range
1	Segnale di comando della SV in uscita dal controllo	$\pm 10$ V
2	Segnale di riferimento per l'EMA in ingresso al driver	Variabile
3	Segnale di comando della servovalvola in uscita dal driver	$\pm 10$ mA
4	Segnale di comando dell'EMA in uscita dal driver	Variabile
5	Segnale in uscita dalla LC	$\pm 20$ mA
6	Segnale in uscita dall'encoder	5 V
7	Segnale in uscita dall'LVT	$\pm 1$ V

esclusione, l'avviamento progressivo, i filtri, ecc., viene effettuata all'interno di un *manifold*, disposto in prossimità del banco, visibile in Figura 3.5.

### 3.3 Componentistica

In questo paragrafo si analizzano i dispositivi che costituiscono il banco prova - ASTIB. La descrizione si concentra sulle specifiche tecniche e sull'integrazione dei componenti hardware e software, definendo il quadro operativo necessario per la conduzione dei test e per l'acquisizione nonché analisi dei dati.

#### 3.3.1 Servo-attuatore controllo forza HLA

L'architettura del banco prevede che il carico sull'attuatore sotto test EMA venga generato da un servo-attuatore idraulico comandato da una servovalvola, e alimentato da una linea di potenza idraulica dedicata. Lo schema idraulico di tale linea insieme al servoattuatore HLA è riportato nella Figura 3.6.

L'alimentazione idraulica è garantita dalle linee di pressione (P) e ritorno (T), collegate al *manifold* tramite condotte dedicate. Lungo la linea di mandata sono disposti in serie una valvola di non ritorno (1.214), un accumulatore (1.212) ad alta pressione (15 Mpa) per stabilizzare le fluttuazioni e un'unità filtrante (1.206). A valle del filtro, il circuito si dirama per alimentare sia la servovalvola SV (1.204) sia il sistema di idro-sostentamento (linea PS) su entrambi i lati dello stelo, quest'ultimo asservito a un riduttore di pressione (1.218). Le linee di controllo A e B collegano



Figura 3.5: Manifold per la gestione della potenza idraulica in alimentazione al banco prova.

la servovalvola alle camere del cilindro (1.100). Per convenzione, l'alimentazione della linea A comanda l'estensione dell'attuatore, mentre quella della linea B ne determina la contrazione. Sulle medesime linee sono integrati una valvola di *shut-off* SOV (1.205) e un orificio di *by-pass* (1.219). Il sistema è completato da un accumulatore (1.240) a bassa pressione (1 MPa), anch'esso a scopo stabilizzante, una linea di drenaggio aria (DR) e dalla strumentazione di misura, che comprende un trasduttore di velocità (LVT), un trasduttore di forza (1.230) e 3 trasduttori di pressione.

L'attuatore di carico, mostrato in Figura 3.7, è un cilindro idraulico a basso

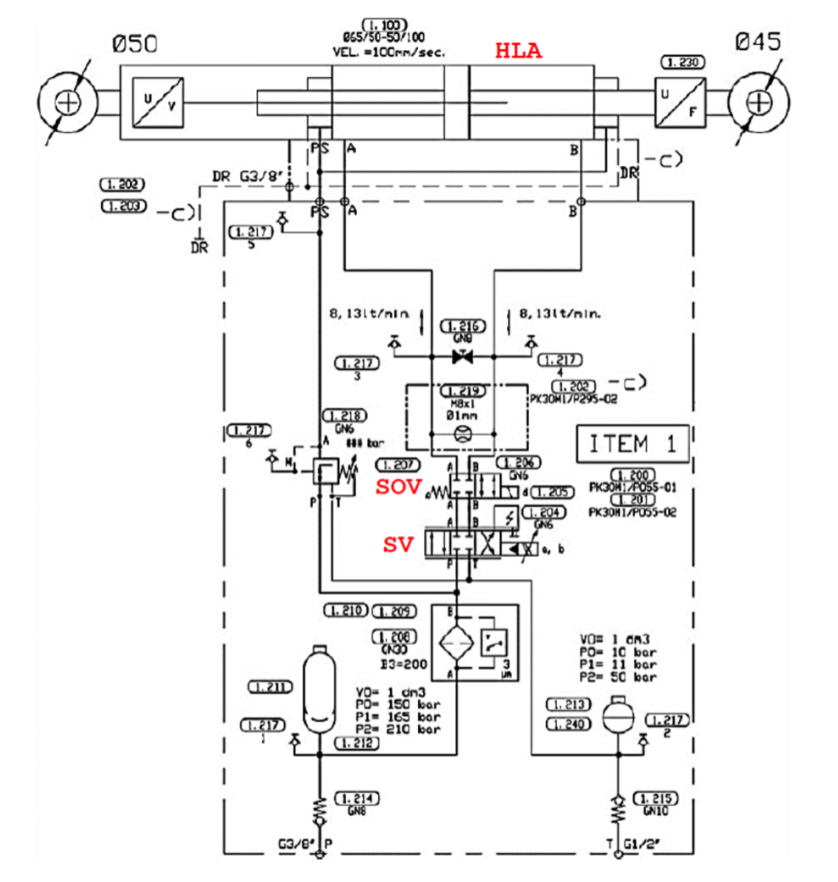


Figura 3.6: Schema idraulico funzionale del servoattuatore elettroidraulico installato sul banco sperimentale.

attrito con idro-sostentamento dello stelo prodotto dalla Bosch Rexroth.

L'attuatore è stato dimensionato per funzionare con una pressione di alimentazione di 210 bar, consentendo una pressione massima di 315 bar. Tuttavia, le reali condizioni operative prevedono una pressione di linea di 140 bar.

Le principali specifiche tecniche sono, invece, desumibili dalla Tabella 3.3:

La forza di stallo teorica dell'attuatore, con riferimento allo schema idraulico di Figura 3.6, è rappresentata in Figura 3.8 al variare della pressione di alimentazione  $P_P$ , assumendo le seguenti ipotesi:

- pressione di ritorno  $P_T = 0$  bar;
- forze d'attrito interne al cilindro trascurabili;
- leakage attraverso le camere ed attraverso il by-pass nullo.

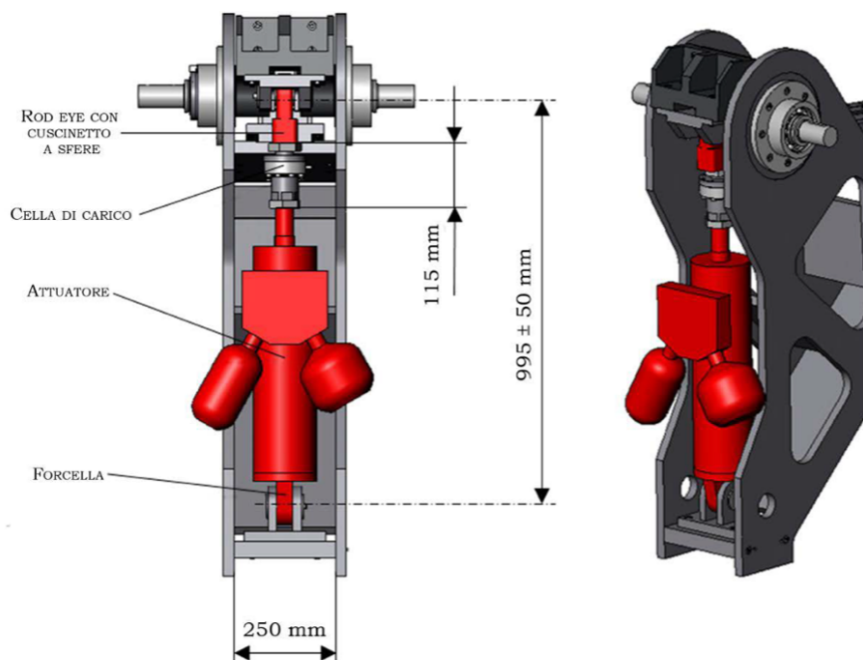


Figura 3.7: Rappresentazione CAD dell'HLA installato sul banco prova.

Tabella 3.3: Parametri geometrici e prestazionali dell'attuatore idraulico lineare (HLA)

Parametro	Valore
Diametro pistone	65 mm
Diametro stelo	50 mm
Area di spinta	13.5 cm <sup>2</sup>
Corsa nominale	100 mm
Corsa totale	120 mm
Massa dello stelo e del pistone	19 kg
Massa del corpo cilindro	70 kg
Gioco radiale sul pistone	$4.8 \times 10^{-5}$ m
Lunghezza meato	0.032 m
Volume morto	$6.774 \times 10^{-6}$ m <sup>3</sup>
Forza di attrito (statica e dinamica)	< 50 N
Pressione di prova	48 MPa (secondo normativa EN 10216)
Pressione di scoppio	72 MPa (secondo normativa EN 10216)
Capacità di carico laterale	4000 N

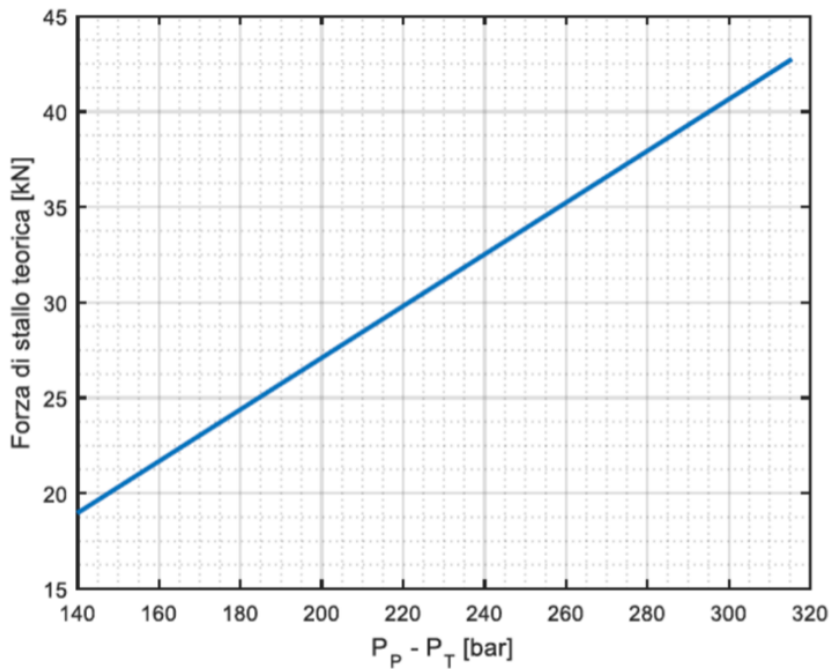


Figura 3.8: Forza di stallo teorica dell’attuatore idraulico in funzione della differenza di pressione tra linea di mandata e ritorno ( $P_P - P_T$ ) sotto le ipotesi esposte.

Dal grafico si evince che la forza di stallo alla pressione di alimentazione di 140 bar sia pari a 18.8 kN.

### 3.3.2 Strategia di controllo per l’HLA

Lo schema a blocchi del controllo forza è riportato in Figura 3.9. Il comando è  $F_C$  mentre il segnale di riferimento per la servovalvola è  $V$ ,  $F_A$  è il feedback di forza letto dalla cella di carico. Entrano nell’algoritmo di controllo anche i segnali della velocità e dell’accelerazione dello stelo dell’HLA.

La legge di controllo è costruita a partire da un nucleo centrale PID (Proporzionale-Derivativo-Integrativo) di cui, però, la sola componente integrativa  $G_I(s)$  agisce sull’errore di anello mentre le componenti derivativa  $H_D(s)$  e proporzionale  $H_P(s)$  agiscono sul solo ramo di retroazione: questa particolare soluzione garantisce un buon compromesso tra stabilità ed accuratezza, e permette di avere valori del guadagno integrativo più elevati rispetto al classico PID, senza che il sistema diventi instabile.

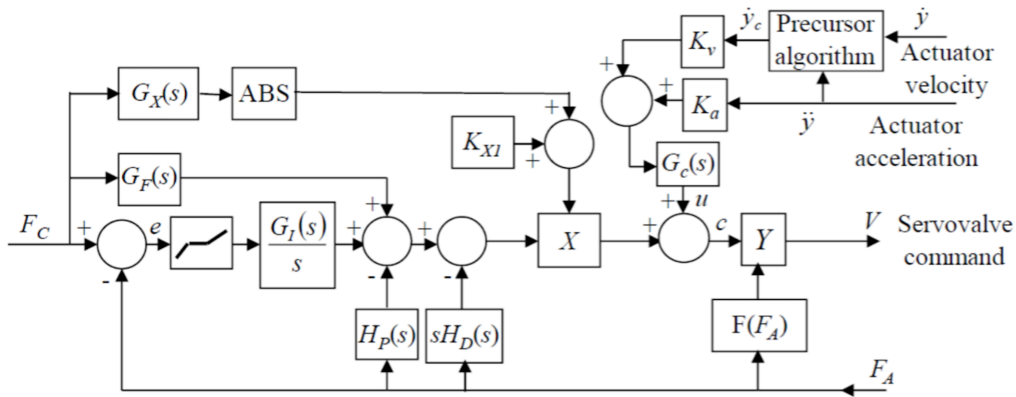


Figura 3.9: Schema a blocchi della legge di controllo in forza implementata per l'attuatore idraulico lineare (HLA).

Inoltre, come visibile dallo schema a blocchi, la funzione di controllo presenta due rami di *feed-forward* sul segnale di comando  $F_C$ :

- il primo *feed-forward*,  $G_F(s)$ , viene introdotto al fine di ridurre l'errore di forza in presenza di ratei di comando molto veloci, per esempio nel caso in cui il banco debba simulare una raffica (con ratei di salita dell'ordine di 70000 N/s). L'obiettivo di tale compensazione è quello di ridurre l'errore nella prima fase di crescita del comando.
- il secondo *feed-forward*,  $G_X(s)$ , sostanzialmente calcola la derivata nel tempo del segnale di comando in modo da agire su un guadagno adattativo di anello  $X$  in funzione del valore del rateo del comando, creando un guadagno di anello variabile, più grande quando la velocità di comando è alta, e la servovalvola lavora lontano dallo zero idraulico.  $X$  è quindi un guadagno adattativo che aumenta all'aumentare del gradiente del comando di forza.

Il controllo prevede anche un *feed-forward* per la compensazione del disturbo di velocità, tramite un segnale  $u$  di compensazione che viene algebricamente sommato all'uscita del blocco di controllo  $X$  al fine di ridurre per quanto possibile il disturbo di velocità sulla forza controllata. Questo segnale  $u$  è la somma dei termini atti a compensare sia la velocità, sia la sua variazione, ossia l'accelerazione, attraverso la funzione di trasferimento  $G_C(s)$ . Per aumentare ulteriormente l'efficacia di questa compensazione, la velocità rilevata (letta tramite il corrispondente traduttore di

velocità), prima di essere moltiplicata per il relativo guadagno di *feed-forward*  $K_v$ , viene processata tramite un algoritmo precursore, anticipatore, che tiene conto del fatto che la servovalvola risponde con un tempo di ritardo dovuto alla sua dinamica. Il segnale  $c$ , risultante dalla somma del blocco di controllo e del *feed-forward* di velocità, è infine moltiplicato per un ulteriore guadagno adattativo variabile  $Y$ , introdotto per potere compensare la riduzione del guadagno in portata della servovalvola che si determina quando il carico aumenta, e quindi si incrementa il salto di pressione sull'attuatore. Si ha infatti che all'aumentare del  $\Delta P = P_1 - P_2$  sulle bocche di uscita della servovalvola si riduce il guadagno in portata della servovalvola, ossia si riduce la portata che la attraversa. In funzione del  $\Delta P$  sul carico, ossia del valore istantaneo della forza generata dall'attuatore, tramite la funzione di forma  $F(F_A)$  si incrementa il guadagno di controllo  $Y$  al fine di compensare la riduzione del guadagno in portata del sistema servovalvola-orifizio.  $Y$  è quindi un guadagno adattativo, che tiene in conto del valore attuale di forza generata dall'attuatore attraverso la funzione  $F(F_A)$ , settata in modo tale da cercare di rendere il guadagno complessivo del sistema indipendente dalle condizioni operative.

### 3.3.3 Servovalvola

La valvola in questione è un prodotto Bosch Rexroth ed è il modello 4WSE2EM-6-2X-20-8-ET 315-K17-E-V riportata in Figura 3.10.

L'architettura della servovalvola si basa sull'integrazione di un motore di coppia (*torque-motor*), un amplificatore idraulico a stadio pilota di tipo *flapper-nozzle* e un sistema di retroazione meccanica a balestra. La portata regolata è proporzionale all'intensità del segnale elettrico: l'incremento della coppia magnetica determina una maggiore ostruzione dell'ugello e, conseguentemente, un aumento del differenziale di pressione e dello spostamento dello *spool*. La gestione e l'amplificazione del segnale in ingresso sono affidate all'elettronica di controllo integrata (10).

In Figura 3.11 è riportato il relativo simbolo idraulico.

#### Caratteristica di portata

La servovalvola in esame è caratterizzata da una portata nominale di 20 l/min, riferita a una caduta di pressione complessiva ( $\Delta p$ ) di 70 bar—Figura 3.12.

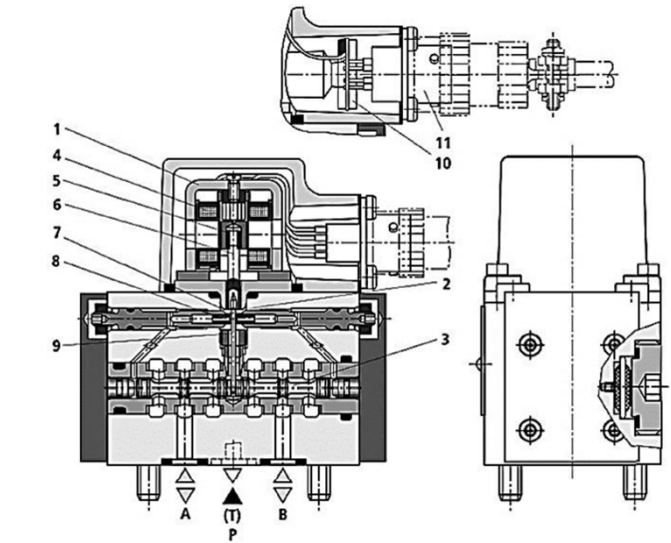


Figura 3.10: Servovalvola proporzionale Bosch Rexroth modello 4WSE2EM-6-2X/20-8-ET 315-K17-E-V impiegata nel sistema idraulico del banco prova.

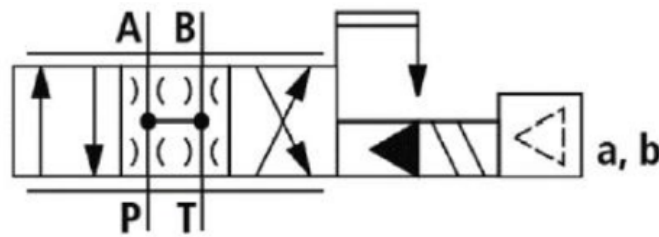


Figura 3.11: Simbolo idraulico della servovalvola proporzionale in questione.

Il salto di pressione disponibile per la regolazione è definito dalla relazione:

$$\Delta p = (P_P - P_T) - \Delta p_L \quad (3.1)$$

dove  $P_P$  e  $P_T$  indicano rispettivamente le pressioni di alimentazione e di ritorno, mentre  $\Delta p_L$  rappresenta il carico idraulico.

Assumendo condizioni di prova con  $P_P = 70$  bar,  $P_T = 0$  bar e carico nullo ( $\Delta p_L = 0$ ), la  $\Delta p$  differenziale di valvola coincide con il valore nominale di 70 bar.

In tale configurazione, ipotizzando portate simmetriche sui rami  $S \rightarrow A$  e  $B \rightarrow T$ , le cadute di pressione su ciascuna sezione di strozzamento risultano pari a 35 bar (Figura 3.13).

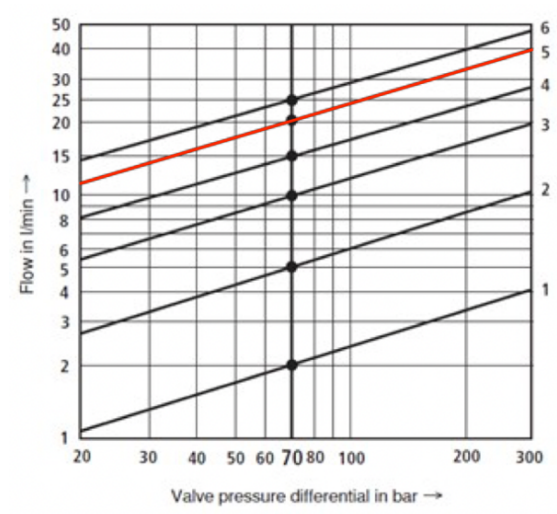


Figura 3.12: Caratteristica di portata della servovalvola in funzione della pressione differenziale ai suoi capi. La curva evidenziata (in rosso) rappresenta la configurazione operativa considerata nelle analisi.

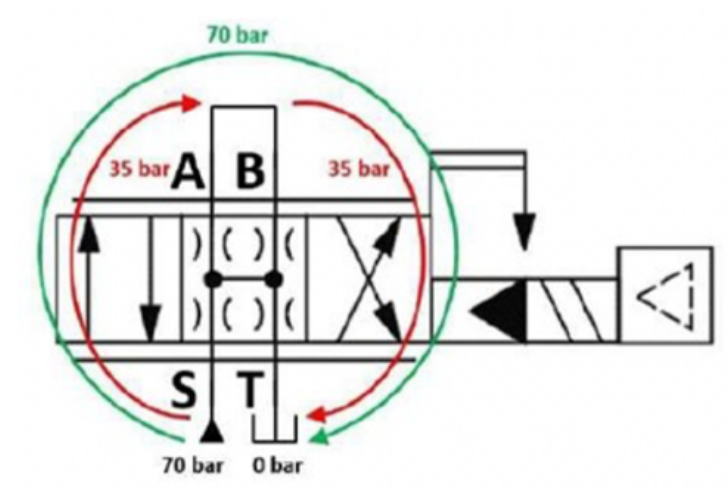


Figura 3.13: Cadute di pressione tra le bocche S, T, A e B della servovalvola.

### Geometria del ricoprimento

In accordo con i dati tecnici del costruttore, la valvola presenta un ricoprimento negativo (*underlap*) compreso tra lo 0% e il 5% della corsa totale (corrispondente a circa 4–10  $\mu\text{m}$ ). Tale soluzione costruttiva è tipica dei servocomandi di volo per massimizzare la reattività del sistema ed eliminare la banda morta intorno alla posizione neutra, garantendo una risposta immediata a piccoli segnali di comando. La Figura 3.14 illustra la caratteristica portata–spostamento dello *spool*, evidenziando

in grigio la fascia di tolleranza rispetto alla linearità nominale.

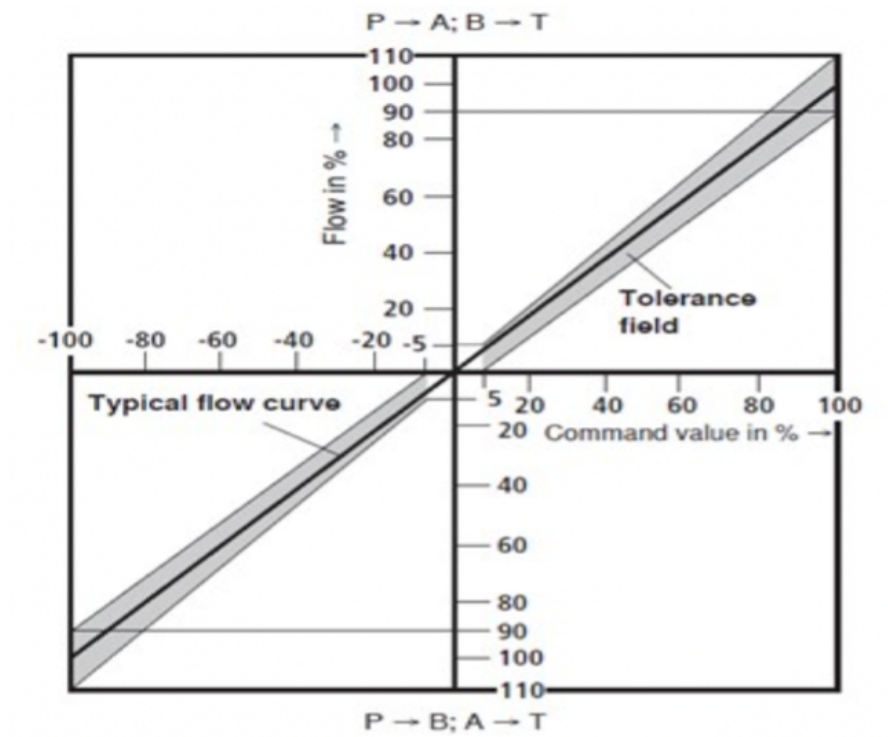


Figura 3.14: Caratteristica portata–spostamento dello *spool* della servovalvola, con evidenziazione della fascia di tolleranza rispetto all’andamento lineare nominale. Il ricoprimento negativo (*underlap*) consente una risposta immediata in prossimità della posizione neutra.

### Risposta dinamica

Il comportamento dinamico della servovalvola è influenzato dal salto di pressione tra monte e valle. Come mostrato in Figura 3.15, alla  $\Delta p$  di esercizio pari a 70 bar il sistema mostra una risposta ottimale, priva di sovraelongazioni (*overshoot*). Al diminuire o all’aumentare della pressione (ad esempio 40, 210, 315 bar), si osserva un decadimento delle prestazioni dinamiche, con l’insorgenza di oscillazioni nel transitorio.

Ancora, in Figura 3.16, si mostra il diagramma di Bode associato all’ampiezza della corsa del cassetto al variare del comando in %, con una pressione di alimentazione di 315 bar. Come ci si aspettava, all’aumentare del comando, l’ampiezza di banda diminuisce.

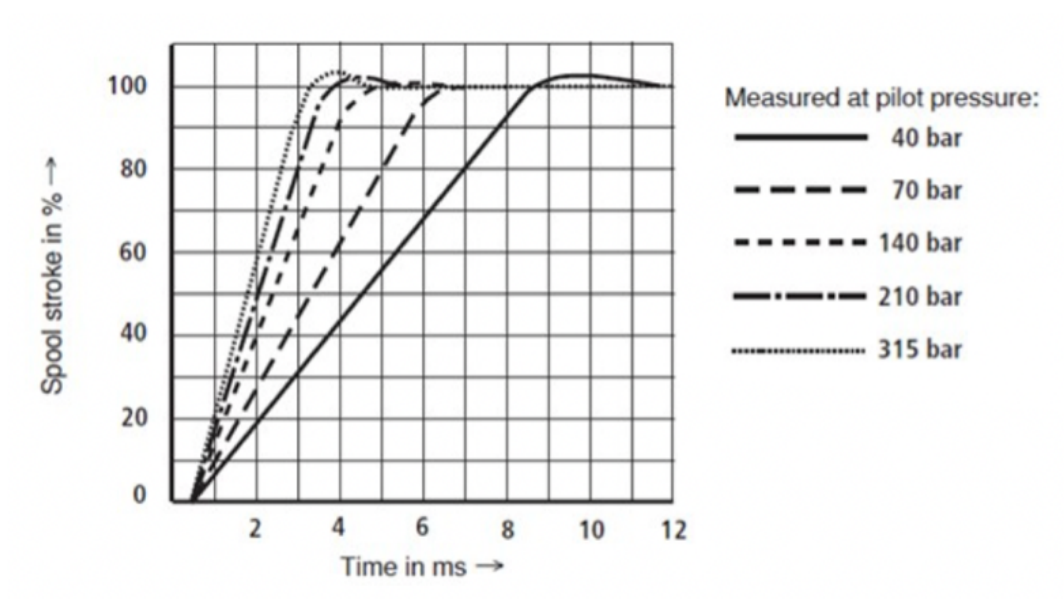


Figura 3.15: Risposta dinamica dello *spool* della servovalvola a diversi valori di pressione di pilotaggio (40–315 bar).

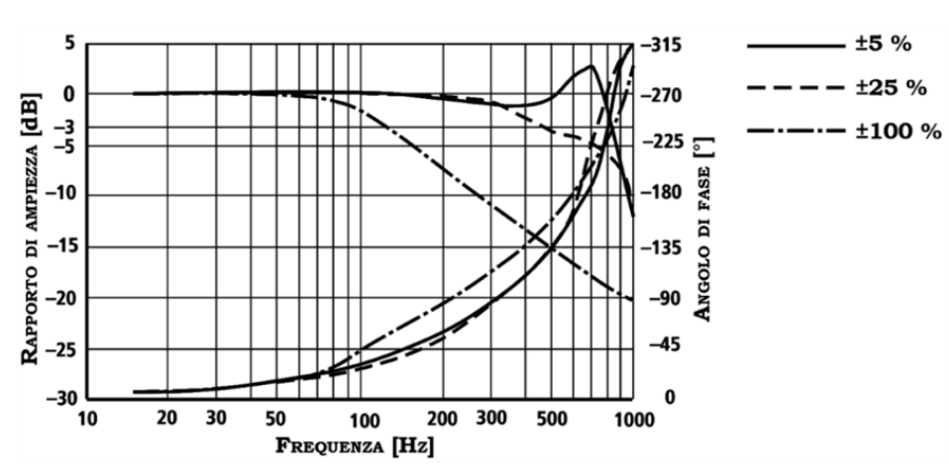


Figura 3.16: Diagramma di Bode della risposta in ampiezza e fase della corsa del cassetto della servovalvola al variare del livello di comando, con pressione di alimentazione pari a 315 bar.

### Valvola di *Shut-Off*

La valvola di *shut-off* (SOV), prodotta da Bosch Rexroth, assolve la funzione di dispositivo di sicurezza e interdizione del flusso tra la servovalvola e l'attuatore idraulico. Il suo scopo principale è garantire l'arresto immediato delle masse mobili del banco in caso di avaria o emergenza.

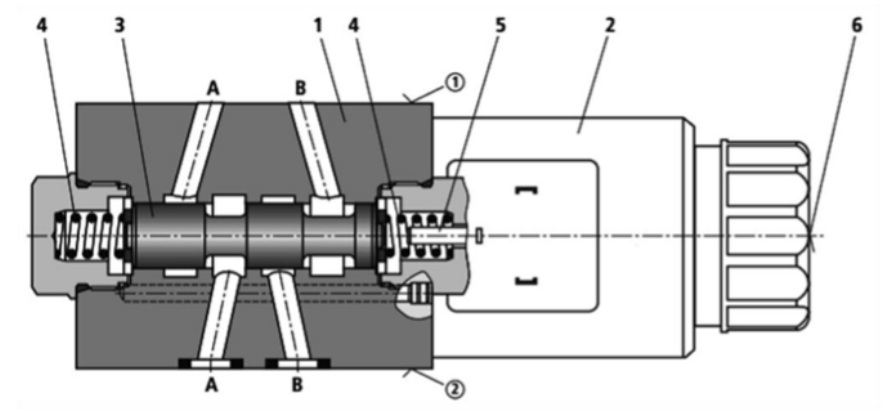


Figura 3.17: Schema costruttivo della valvola di *shut-off* (SOV) Bosch Rexroth, con indicazione dei principali componenti interni.

L'architettura del componente (Figura 3.17) comprende un corpo valvola (1), una coppia di solenoidi (2), un cursore principale (3) e molle di richiamo (4). In condizione di de-eccitazione, il cursore è mantenuto in posizione neutra di chiusura dall'azione bilanciata delle molle. All'attivazione elettrica, la forza elettromagnetica impressa dal solenoide vince il precarico delle molle e trasla il cursore (5) verso la posizione di fine corsa, abilitando il collegamento fluidodinamico tra le porte  $A_2-A_1$  e  $B_2-B_1$ .

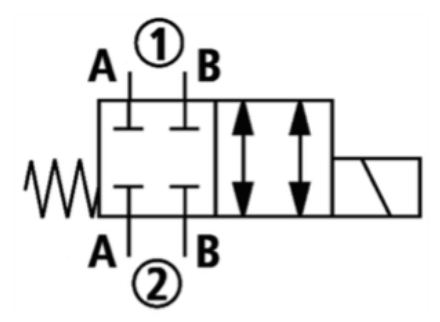


Figura 3.18: Simbolo idraulico della valvola di *shut-off* (SOV) in configurazione monostabile normalmente chiusa (NC).

Come indicato anche dalla simbologia idraulica (Figura 3.18), la valvola è di tipo monostabile Normalmente Chiusa (NC). Tale configurazione garantisce la sicurezza passiva del sistema: in caso di perdita dell'alimentazione elettrica o di attivazione della procedura di emergenza, il cursore rientra automaticamente nella posizione di riposo, interrompendo la mandata d'olio all'attuatore.

È opportuno precisare che, nonostante l'interdizione del flusso operata dalla SOV, la presenza di un orifizio di by-pass posizionato a valle della stessa consente una limitata comunicazione tra le camere dell'attuatore. Questa soluzione permette di gestire eventuali sovrappressioni o di garantire un determinato smorzamento passivo del sistema anche in stato di sicurezza.

### 3.3.4 Attuatore elettromeccanico EMA

L'unità di attuazione installata sul banco è un EMA lineare (*Linear Electro-Mechanical Actuator*) di grado industriale, modello LEMC-S-2105. La scelta di un dispositivo non specificamente aeronautico è motivata dalla disponibilità di una completa caratterizzazione meccanica e prestazionale, ideale per la validazione di algoritmi PHM su una base dati nota.

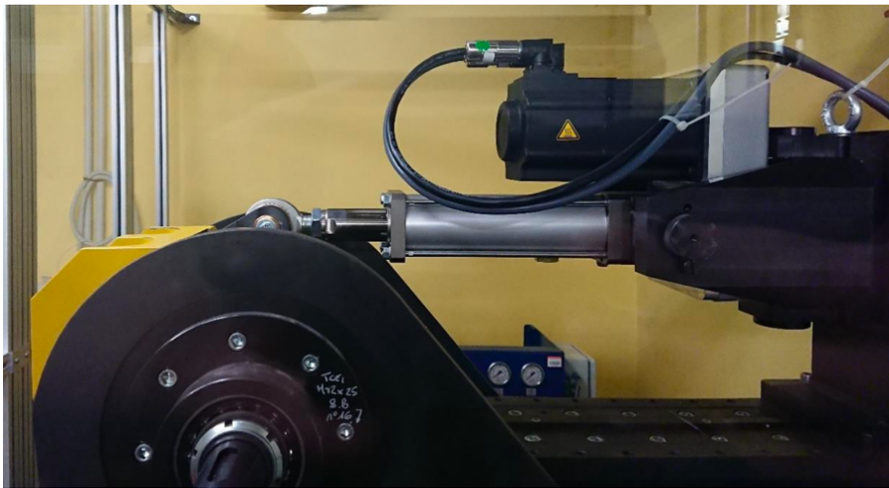


Figura 3.19: Attuatore elettromeccanico (*Electro-Mechanical Actuator, EMA*) installato sul banco prova, indicato come *Under Test Actuator*.

L'architettura del sistema (Figura 3.19) si articola nei seguenti moduli funzionali:

- Servomotore sincrono brushless AC (Lenze MCS12D20);
- Trasmissione a cinghia con rapporto di riduzione 1:1;
- Meccanismo di trasformazione del moto vite-rulli satelliti (SKF);
- Driver per il controllo del motore esterno (Servo-Drive Lenze 9400).

Il motore trasmette la coppia alla vite tramite la puleggia; la rotazione dei rulli satelliti trasla lo stelo, generando l'output lineare del sistema. La retroazione è affidata a un resolver integrato nel motore, i cui segnali sono elaborati dal driver per la chiusura degli anelli di controllo.

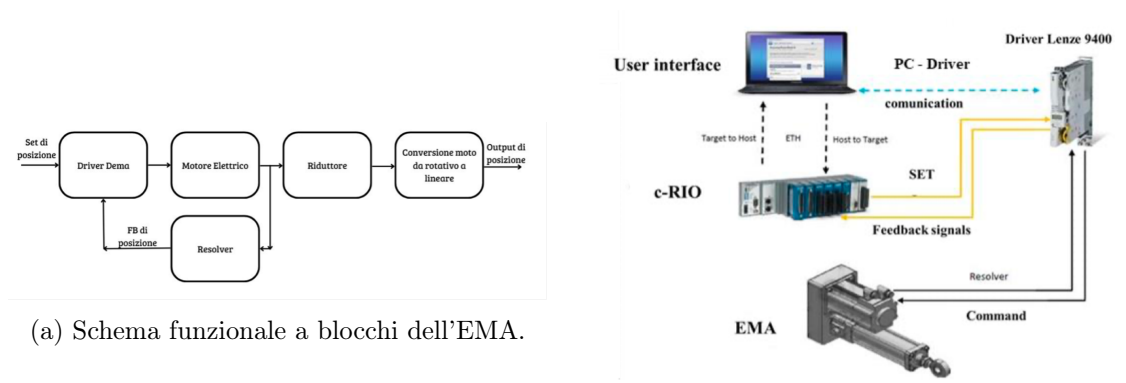


Figura 3.20: Sistema EMA: schema funzionale a blocchi dell'attuatore (sinistra) e architettura di controllo (destra).

Come illustrato negli schemi di controllo riportati in Figura 3.20, il Servo-Drive riceve un setpoint di posizione dalla NI C-RIO, lo confronta con il *feedback* del resolver e genera la modulazione di potenza necessaria per annullare l'errore di inseguimento.

In tabella i parametri fondamentali del LEMC:

### Servomotore MCS12D20

È un motore sincrono brushless a corrente alternata e magneti permanenti prodotto dalla Lenze. Il campo magnetico rotante, generato dall'alimentazione elettronica degli avvolgimenti statorici, interagisce con i magneti del rotore per produrre la coppia motrice. L'assenza di spazzole riduce gli attriti interni e la manutenzione, rendendo l'attuatore idoneo a cicli di prova intensivi.

Di seguito si possono osservare le specifiche tecniche del motore (Tabella 3.5) unitamente alla caratteristica coppia-velocità (Figura 3.21).

Tabella 3.4: Caratteristiche tecniche principali dell'attuatore EMA

Descrizione	Valore	Unità di misura
Rapporto di trasmissione	1:1	–
Diametro della vite	21	mm
Passo	5	mm
Massima forza assiale	40	kN
Massima velocità di traslazione	500	mm/s
Massima velocità rotativa	6000	rpm
Corsa nominale	100	mm
Momento d'inerzia parti rotanti	$4.0 \times 10^{-4}$	kg m <sup>2</sup>
Coppia nominale	5.5	N m
Coppia massima	18	N m
Potenza nominale	1.1	kW
Corrente nominale	2.6	A
Corrente massima	10	A

Tabella 3.5: Principali specifiche tecniche del servomotore MCS12D20.

Dato	Valore	Unità
Velocità nominale	1950	rpm
Voltaggio nominale	345	V
Frequenza nominale	130	Hz
Efficienza motore	79	%
Inerzia motore	4	kg cm <sup>2</sup>
Costante di tensione	1.31	V/(rad/s)
Resistenza statorica	5.8725	$\Omega$
Induttanza nominale	52.2	mH
Costante di coppia	2.34	N m/A

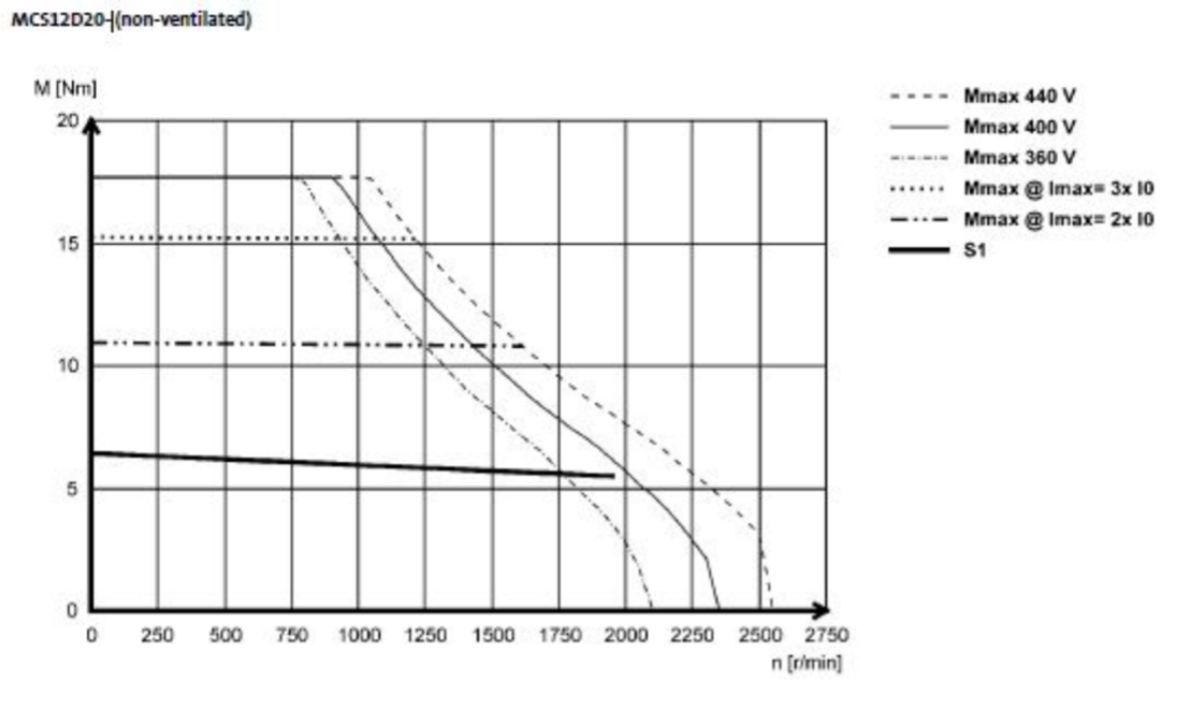


Figura 3.21: Caratteristica coppia-velocità del servomotore MCS12D20; curva di riferimento a 400 V.

### Servo-Drive Lenze 9400 (E94ASHE004)

Il driver in questione, mostrato in Figura 3.22, gestisce la conversione di potenza e la logica di controllo del motore.



Figura 3.22: Servo-drive Lenze 9400 (modello E94ASHE004) utilizzato per il controllo del servomotore MCS12D20.

Il processo di conversione dell'energia si articola in tre stadi principali, schematizzati in Figura 3.23:

1. **Raddrizzatore:** converte la tensione trifase di rete (50 Hz) in corrente continua (DC);
2. **DC-Bus Link:** livella la tensione continua e minimizza il ripple mediante stadi capacitivi e resistivi;
3. **Inverter a ponte ad H:** tramite la commutazione di sei transistor di potenza, converte la tensione continua in una terna di tensioni alternate a frequenza e ampiezza variabili.

Il sistema utilizza una modulazione PWM (*Pulse Width Modulation*) con una frequenza di commutazione (*chopper frequency*) di 8 kHz. La tensione d'uscita, sotto forma di onda quadra con ampiezza di  $\pm 400$  V, genera una corrente sinusoidale equivalente con frequenza variabile tra 0 e 599 Hz. La specifica della frequenza del chopper è stata determinante per il dimensionamento del sistema di acquisizione: per evitare fenomeni di *aliasing* e catturare fedelmente i transitori di corrente e tensione, sono stati selezionati moduli ad alta velocità di campionamento (NI 9223).

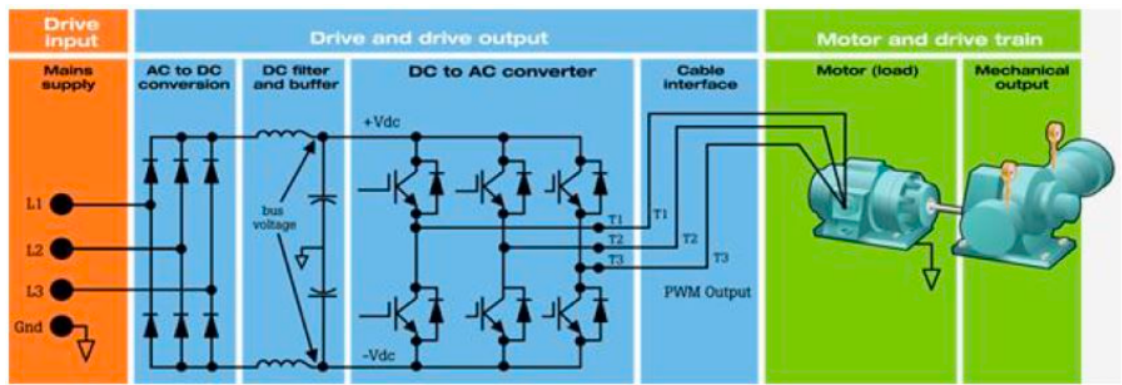


Figura 3.23: Schema a blocchi del processo di conversione dell'energia nel servo-drive: raddrizzatore AC/DC, collegamento in continua (DC-bus) e inverter trifase verso il motore.

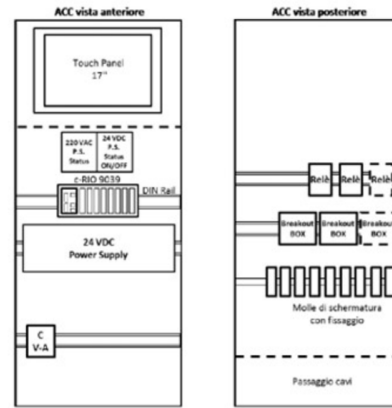
### 3.3.5 Hardware di controllo e acquisizione segnali

L'ACC (Acquisition And Control Cabinet), mostrato in Figura 3.24a e schematizzato in Figura 3.24b, è l'armadio che si occupa di contenere:

- C-RIO e relativi moduli;
- Driver della servovalvola;
- Un monitor touch screen da 17";
- Diverse Breakout Box;
- Un alimentatore da 24V;
- Tutti i relè necessari per le emergenze.



(a) Armadio di acquisizione e controllo (ACC) del banco prova.



(b) Schema funzionale dell'ACC con disposizione dei principali componenti interni.

Figura 3.24: Armadio di acquisizione e controllo del banco prova: vista reale (sinistra) e schema funzionale (destra).

La gestione dell'intero banco prova è affidata al controller *National Instruments CompactRIO* (cRIO) 9039, che integra le funzioni di controllo deterministico e acquisizione dati in tempo reale. Il sistema gestisce in anello chiuso la servovalvola e l'attuatore di carico. I setpoint e le storie temporali di comando vengono generati dal PC di supervisione e trasmessi al c-RIO tramite protocollo Ethernet, mentre i segnali provenienti dalla sensoristica di campo (cella di carico, trasduttore di velocità LVT, sensori di pressione ed encoder angolare) vengono acquisiti e condizionati direttamente dai moduli I/O. L'intera infrastruttura hardware, inclusi gli alimentatori AC/DC e il controller, è alloggiata in un armadio rack dedicato.

### Architettura del Controller

Il CompactRIO 9039 (Figura 3.25) è basato su un processore quad-core Intel Atom da 1,91 GHz e su un FPGA Xilinx Kintex-7. Tale architettura sfrutta il sistema operativo NI Linux *Real-Time*, che garantisce determinismo nelle operazioni critiche e flessibilità nello sviluppo software tramite l'ambiente LabVIEW.

L'integrazione tra il processore *Real-Time* e l'*FPGA* consente di ripartire il carico computazionale: il processore gestisce le operazioni a bassa priorità e l'interfaccia HMI (human machine interface), mentre l'*FPGA* è dedicato alle funzioni ad alta frequenza e alla gestione diretta dell'hardware.

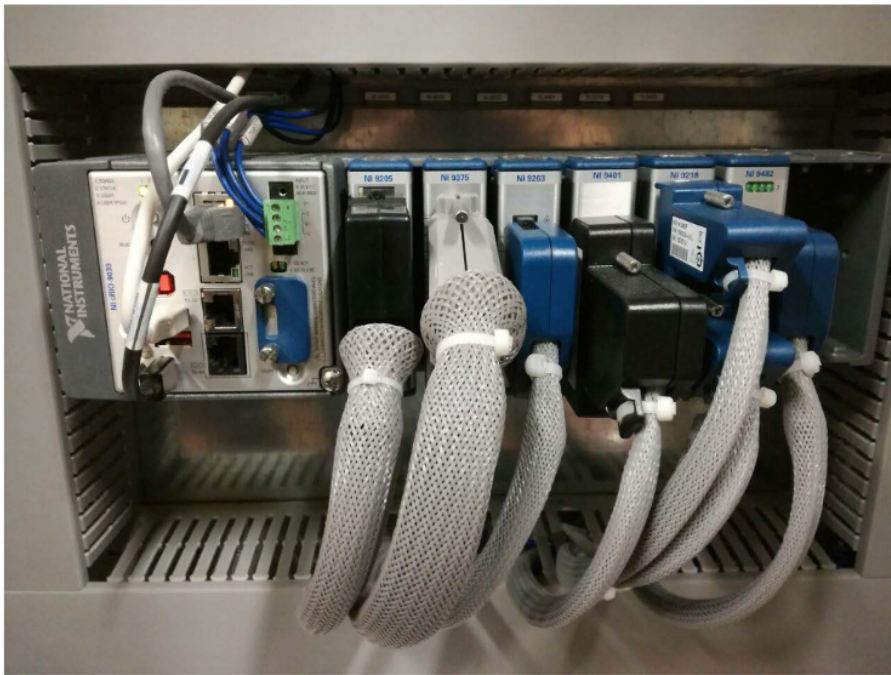


Figura 3.25: Sistema NI CompactRIO 9039 con moduli di I/O installati nel telaio di espansione.

L'*FPGA* (*Field-Programmable Gate Array*) il cui schema è mostrato in Figura 3.26 opera come un circuito logico riconfigurabile ad alte prestazioni. Grazie alla sua struttura a celle logiche interconnesse, permette l'esecuzione parallela del codice con frequenze di clock nell'ordine dei MHz. Questa caratteristica elimina le latenze tipiche dei sistemi basati su interrupt software, garantendo un controllo rigorosamente deterministico. In fase di sviluppo, è stata prestata particolare attenzione all'ottimizzazione dell'architettura logica per minimizzare l'occupazione delle celle e prevenire l'overflow delle risorse hardware durante la compilazione.

### Moduli di I/O (C-Series)

Come osservabile dalla Figura 3.25 il sistema è equipaggiato con sei moduli della serie C, selezionati per soddisfare i requisiti di banda e risoluzione delle prove:

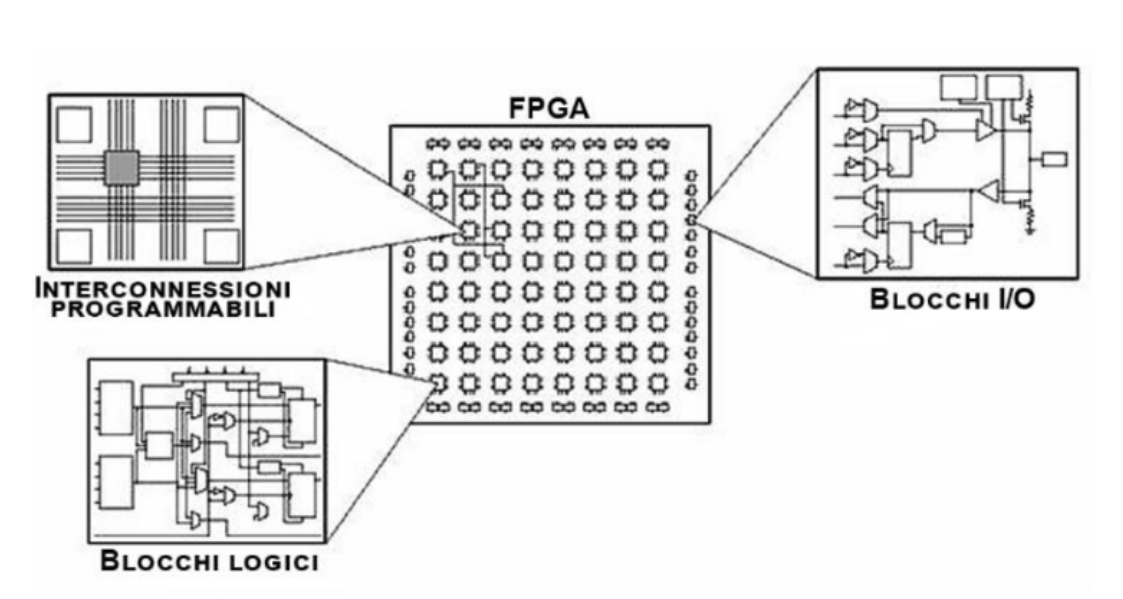


Figura 3.26: Schema concettuale dell'architettura interna di un FPGA, costituito da blocchi logici programmabili, interconnessioni configurabili e blocchi di I/O.

- **NI 9205 (Input Analogico):** modulo a 16 bit utilizzato per l'acquisizione del segnale LVT nel range  $\pm 1$  V. Offre una frequenza di campionamento aggregata di 250 kS/s.
- **NI 9375 (Digital I/O):** gestisce segnali digitali a 24 V per le logiche di sicurezza e interlock, con tempi di risposta di  $7 \mu\text{s}$  in ingresso.
- **NI 9263 (Output Analogico):** modulo a 4 canali con risoluzione 16 bit, impiegato per la generazione del segnale di comando della servovalvola (range  $\pm 10$  V) con frequenza di aggiornamento di 100 kS/s per canale.
- **NI 9401 (Digital I/O TTL):** modulo digitale ad alta velocità (9 MHz) destinato all'interfacciamento con l'encoder angolare.
- **NI 9218 (Universal Input):** modulo di misura universale con risoluzione a 24 bit e campionamento fino a 51,2 kS/s per canale. È dedicato al condizionamento e all'acquisizione dei segnali della cella di carico (LC).
- **NI 9482 (Relay Output):** modulo a relè elettromeccanici SPST isolati, utilizzato per l'attivazione della valvola di shut-off e dei circuiti di sicurezza, in grado di gestire carichi fino a 30 VDC (1.5 A).

### 3.3.6 Interfaccia software e postazione operatore

Essendo un banco prova di ultima generazione, il banco ASTIB è dotato di due interfacce utenti. Una posizionata sul banco stesso ed accessibile mediante il monitor touch screen posizionato sul cabinato (ACC), ed una seconda su un pc posizionato in prossimità del cabinato e comunicante con esso mediante cavo ethernet. L'interfaccia PC, mostrata in Figura 3.27, è ovviamente la più performante e completa e permette all'utente di eseguire le prove, controllare in tempo reale l'andamento e raccogliere i dati relativi alla prova.



Figura 3.27: Interfaccia software su PC per il controllo del banco prova: generazione dei segnali di riferimento, monitoraggio in tempo reale delle grandezze principali e gestione dell'acquisizione dati.

## 3.4 Sensoristica

L'integrazione di una sensoristica ad elevate prestazioni costituisce un requisito fondamentale per la caratterizzazione dello stato di salute dei sistemi di attuazione e per lo sviluppo di algoritmi di *Prognostic & Health Management*. Nel contesto del banco prova, i trasduttori installati - tra cui celle di carico, sensori di velocità (LVT), posizione angolare (AE), rilevatori di pressioni, tensioni e correnti - operano come rilevatori di dati essenziali per l'identificazione di fenomenologie degradative complesse, con particolare riferimento all'usura dei *rod-ends*.

### 3.4.1 Cella di carico (LC)

La cella di carico impiegata nel sistema è il modello CVC da 50 kN, prodotto da Metior (Figura 3.28a). Tale componente ha il compito di misurare la forza, tra l’attuatore idraulico e l’elemento a gomito, esercitata dall’ HLA, basando il proprio funzionamento sul principio del ponte di Wheatstone. Questo circuito elettrico è progettato per rilevare con elevata precisione minime variazioni di resistenza, consentendo di trasdurre la sollecitazione meccanica applicata alla cella in un segnale elettrico misurabile.

Le specifiche sono riportate in Tabella 3.28b.



(a) Cella di carico Metior modello CVC da 50 kN installata sul banco prova.

Caratteristica	Valore	Unità
Forza massima misurabile	50	kN
Sensibilità nominale	2	mV/V
Accuratezza	0.1	% F.S.
Larghezza di banda (-3 dB)	10	kHz
Guadagno	0.4	mV/kN

(b) Specifiche tecniche della cella di carico.

Figura 3.28: Cella di carico del banco prova e relative specifiche tecniche.

Per quanto riguarda il funzionamento del ponte di Wheatstone, sebbene il costruttore non fornisca dati specifici sull’esatta configurazione interna del circuito, una struttura generale di tale dispositivo, mostrata in Figura 3.29, prevede quattro resistenze disposte in una configurazione tipicamente definita “a diamante”. Il sistema viene alimentato ai terminali d’ingresso da una tensione costante ( $V_A$ ); la variazione di una o più resistenze nel circuito determina una variazione proporzionale della tensione in uscita ( $V_0$ ). In tale contesto, le resistenze variabili sono costituite da estensimetri, ovvero sensori che convertono la deformazione meccanica subita dal materiale in una variazione della propria resistenza elettrica. Infine, il segnale analogico prodotto dalla cella di carico viene inviato al modulo di condizionamento NI 9218, incaricato della ricezione e della corretta elaborazione del dato.

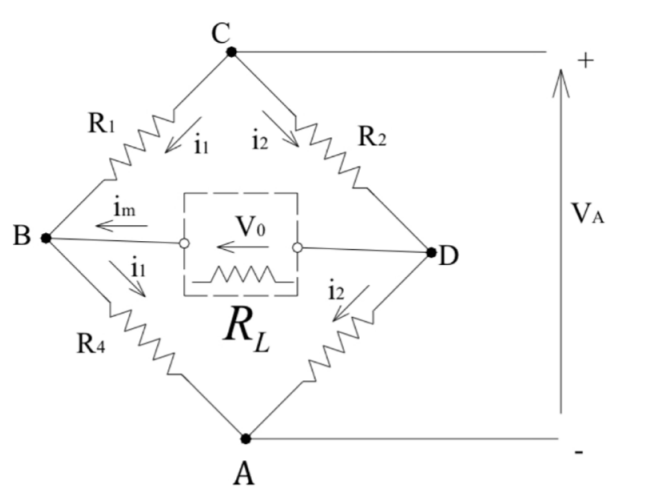


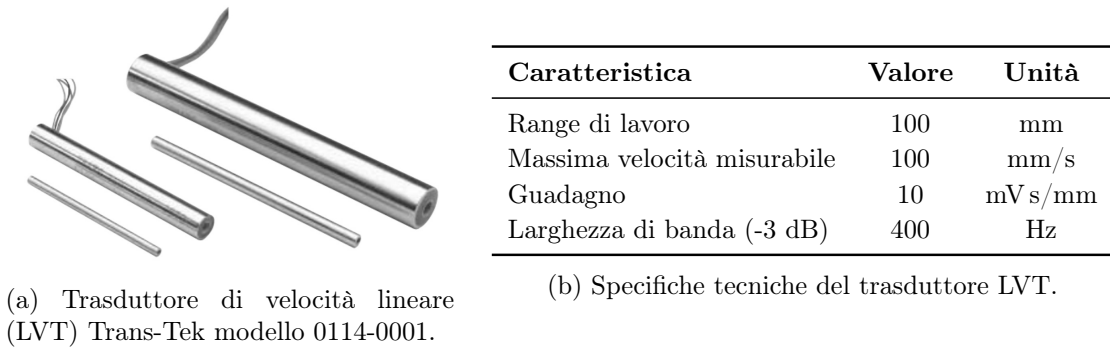
Figura 3.29: Schema generale di un ponte di Wheatstone con quattro resistenze disposte a diamante, alimentazione  $V_A$  e tensione di uscita differenziale  $V_0$ .

### 3.4.2 Trasduttore di velocità (LVT)

Il dispositivo impiegato per il monitoraggio della velocità dello stelo è un trasduttore di velocità lineare (LVT - Linear Velocity Transducer) prodotto da Trans-Tek, modello 0114-0001 (Figura 3.30a). Il sensore è integrato internamente all'attuatore idraulico, posizione che ne permette il rilevamento diretto della velocità del componente mobile.

In linea generale, un sistema LVT è costituito da un elemento sensibile e da un'elettronica dedicata all'elaborazione del segnale. L'elemento di rilevamento può avvalersi di diverse tecnologie, quali encoder ottici o magnetici, sensori ad effetto Hall o trasduttori di posizione lineare. Il principio di funzionamento si basa sulla misurazione dello spostamento dell'oggetto in funzione del tempo: attraverso questo processo di rilevamento cinematico, il sistema è in grado di determinare la velocità istantanea dello stelo. Il segnale generato dal trasduttore viene successivamente inviato al modulo di acquisizione NI 9205, che si occupa del condizionamento e della digitalizzazione del dato per la successiva analisi.

Le specifiche sono riportate in Tabella 3.30b.



(a) Trasduttore di velocità lineare (LVT) Trans-Tek modello 0114-0001.

(b) Specifiche tecniche del trasduttore LVT.

Figura 3.30: Trasduttore di velocità lineare dell’HLA e relative specifiche tecniche.

### 3.4.3 Encoder incrementale angolare (AE)

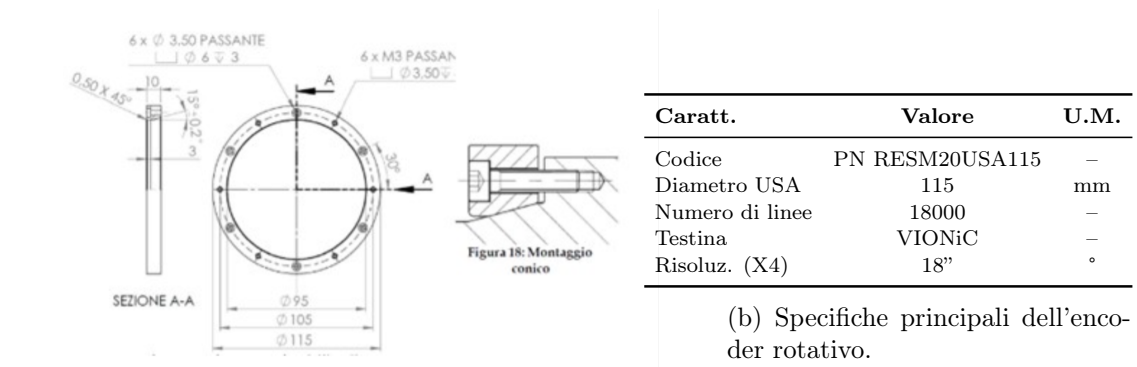
Il sistema di misura in oggetto è costituito da un encoder rotativo prodotto da Renishaw, impiegato per rilevare la posizione angolare dell’elemento a gomito; tale misura è fondamentale per determinare, per via cinematica, la posizione lineare sia dell’attuatore idraulico che di quello elettromeccanico.

Il sistema si compone di un anello in acciaio inossidabile (serie ReSM, Figura 3.31a) sulla cui superficie periferica sono incise due tracce con passo di  $20\ \mu\text{m}$ . Queste tracce generano i segnali incrementali in quadratura (denominati A e B) necessari per il monitoraggio del movimento. La circonferenza dell’anello presenta complessivamente 18000 divisioni, che conferiscono al sistema una risoluzione angolare di  $0,02^\circ$ . È inoltre presente un riferimento di zero ottico (*index*), posizionato in corrispondenza di uno dei fori di fissaggio non filettati, per la sincronizzazione della posizione assoluta.

Il rilevamento dei segnali è affidato ad una testina di lettura ottica VIONiC, la quale esegue la scansione delle incisioni e trasduce l’informazione in un segnale a onda quadra. L’acquisizione dei dati digitali è gestita dal modulo NI 9401 di National Instruments. Un parametro critico per il corretto funzionamento del sistema è la frequenza di clock impostata sulla testina di lettura: essa deve essere sufficientemente elevata da garantire l’integrità del segnale alla massima velocità di rotazione prevista, evitando fenomeni di perdita di impulsi. Al contempo, tale frequenza deve risultare compatibile con le specifiche del modulo di acquisizione NI 9401, il quale presenta uno *switching rate* massimo di 9 MHz. Per garantire un margine di stabilità operativa, il sistema è stato configurato per lavorare a una

frequenza di 8 MHz. Sulla base di questi parametri hardware e della risoluzione dell'anello, la velocità angolare massima ammissibile senza perdita di informazione è pari a 1147,6 rpm.

Le specifiche sono riassunte in Tabella 3.31b.



(a) Anello encoder Renishaw serie ReSM con dettaglio di montaggio.

Figura 3.31: Encoder rotativo Renishaw impiegato per la misura della posizione angolare del giunto e relative specifiche tecniche.

### 3.4.4 Trasduttori di pressione

Il blocco HLA integra tre trasduttori di pressione modello Gefran TPSA (Figura 3.32a). Questi componenti sono deputati al rilievo della pressione di alimentazione in ingresso alla valvola (posizionata a monte dell'attuatore) e delle pressioni presenti all'interno delle due camere del cilindro idraulico.

Le caratteristiche tecniche sono riportate in Tabella 3.32b.

### 3.4.5 Rack di acquisizione tensioni e correnti

Il rack è un'unità di acquisizione progettata ad hoc, implementata a seguito di un recente aggiornamento hardware con l'obiettivo di monitorare i segnali di tensione e corrente del motore brushless. Il dispositivo è interposto tra l'EMA (Attuatore Elettromeccanico) e il relativo driver come mostrato in Figura 3.33..

Il suo layout interno integra i seguenti componenti:

- Tre trasduttori di corrente DaniSense DS50UB-10V (Fig. 3.34a);



(a) Trasduttori di pressione Gefran TPSA installati sul blocco HLA.

Caratt.	Valore	U.M.
Pressione max	35	MPa
Sensibilità nom.	2.8	V/MPa
Larghezza banda (-3 dB)	160	Hz

(b) Specifiche tecniche dei trasduttori di pressione.

Figura 3.32: Trasduttori di pressione del sistema HLA e relative specifiche tecniche.

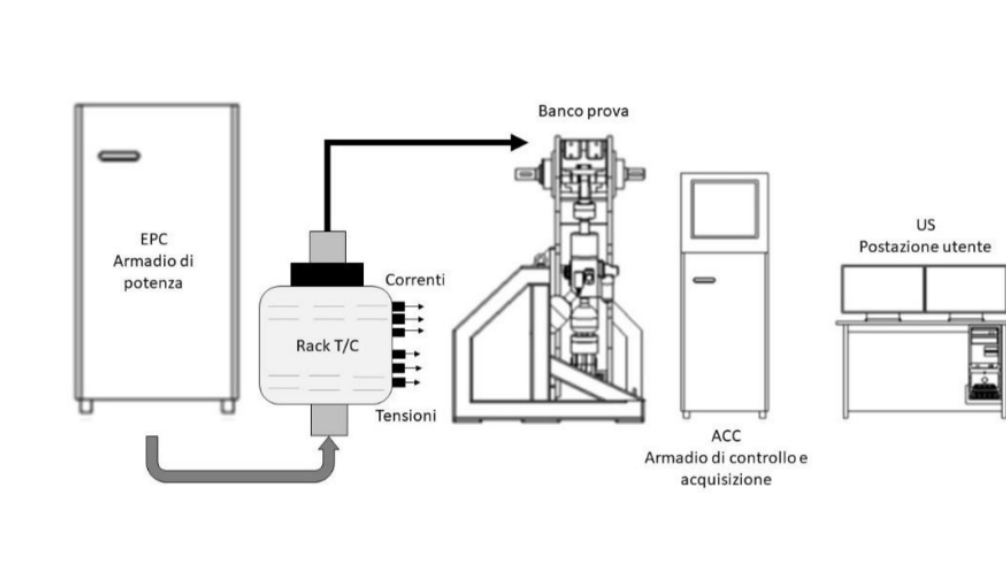


Figura 3.33: Schema di collegamento del rack di misura tensioni/correnti tra armadio di potenza (EPC), banco prova e sistema di controllo (ACC) con postazione utente.

- Tre alimentatori dedicati MBRD-0-A-XX per i sensori di corrente;
- Un trasduttore di tensione VeriVolt IsoBlock-V4c (Fig. 3.34b) con il relativo stadio di alimentazione.



(a) Trasduttore di corrente DaniSense DS50UB-10V



(b) Trasduttore di tensione VeriVolt IsoBlock-V4c

A seguito dell'integrazione del rack, è stata riscontrata la presenza di interferenze elettromagnetiche (EMI) in concomitanza con l'attivazione del driver del motore. Di conseguenza, lo schema circuitale riportato in Fig. 3.35 rappresenta una configurazione preliminare e non è da considerarsi la versione definitiva del sistema.

Per quanto concerne il cablaggio, i sensori DaniSense sono interfacciati con i propri alimentatori e con i moduli di acquisizione NI 9223; all'interno dei trasduttori transitano i conduttori delle tre fasi del motore (U, V, W). Parallelamente, il sensore VeriVolt è collegato al rispettivo alimentatore e al driver del motore; i segnali in uscita relativi alle tre fasi vengono inviati a un secondo modulo NI 9223 per la digitalizzazione dei dati.

### DaniSense DS50UB-10V

Di seguito si riportano il diagramma di Bode (Figura 3.36a), i valori di accuratezza in percentuale e sfasamento in gradi (Figura 3.36b) e le specifiche tecniche (Tabella 3.6) del dispositivo in questione.

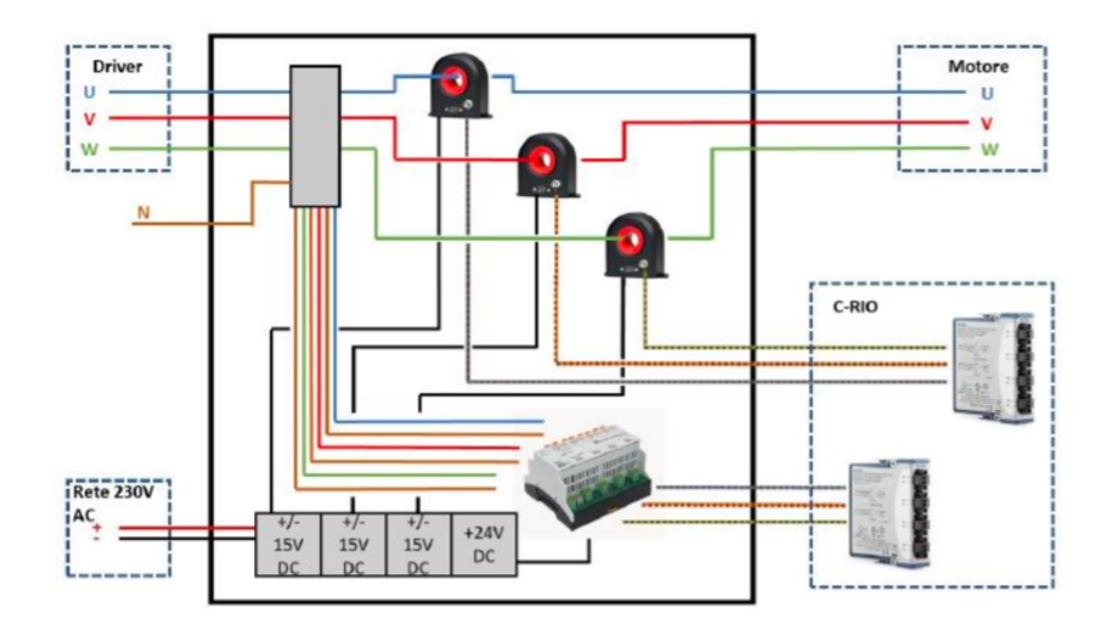


Figura 3.35: Schema circuitale preliminare del sistema di misura delle correnti e tensioni del motore EMA. La configurazione è antecedente agli interventi di mitigazione delle interferenze elettromagnetiche (EMI).

Tabella 3.6: Specifiche tecniche del trasduttore di corrente DaniSense DS50UB-10V

Parametro	Min. Valore	Max. Valore	U. M.
Nominal primary AC current	–	36	Arms
Nominal primary DC current	-50	50	A
Measuring range	-55	55	A
Ratio error	-50	50	ppm
Bandwidth (-3 dB)	–	500	kHz



(a) Diagramma di Bode del trasduttore DaniSense DS50UB-10V

Total accuracy without offset	$\epsilon_{tot}$	% of reading + % of full scale
<10 Hz		0.0055 + 0.0001
<100 Hz		0.0055 + 0.0002
<1 kHz		0.01 + 0.0003
<10 kHz		0.02 + 0.001
<100 kHz		2 + 0.01
<500 kHz		30 + 0.02
Phase shift		0.01°
<10 Hz		0.01°
<100 Hz		0.02°
<1 kHz		0.2°
<10 kHz		8°

(b) Accuratezza percentuale e sfasamento in funzione della frequenza

### VeriVolt IsoBlock -V4c

Allo stesso modo, in Tabella 3.7 sono presentati i parametri fondamentali dello strumento di riferimento.

Tabella 3.7: Specifiche tecniche del trasduttore di tensione VeriVolt IsoBlock-V4c

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>
Input ranges	$\pm 50$ V, $\pm 100$ V, 150 VAC, $\pm 300$ V, $\pm 500$ V, 500 VAC, $\pm 750$ V, $\pm 1000$ V, $\pm 1500$ V, Custom
Bandwidth (-3 dB)	100 kHz (1 MHz option)
Input/Output non-linearity	$< 0.04\%$
Output voltage	$\pm 10$ V, 7 VAC, $\pm 5$ V

# Capitolo 4

In questa sezione vengono definiti ed illustrati i modelli matematici associati all'attuatore HLA e ai sottosistemi che lo compongono, nonché al meccanismo a gomito ed un eventuale gioco all'interno di uno dei due terminali di snodo, in particolare il rod end tra EMA e meccanismo. L'obiettivo è fornire una caratterizzazione fisica rigorosa di ciascun elemento, propedeutica all'implementazione della piattaforma di simulazione in ambiente Matlab/Simulink. Tale approccio permetterà di valutare le prestazioni globali del sistema e di validarne il comportamento dinamico attraverso una serie di test numerici.

## 4.1 Modello della servovalvola

Il comportamento dinamico della servovalvola *flapper-nozzle* è stato approssimato mediante un modello lineare del terzo ordine, la cui architettura funzionale è definita nello schema a blocchi di Figura 4.1.

Le variabili dello schema a blocchi sono espresse nell'elenco seguente:

- $i_{\text{ref}}$  : riferimento di corrente in input alla servovalvola [mA];
- $k_1$  : guadagno del *torque motor* [Nm/mA];
- $K_f$  : rigidità equivalente del sistema *flapper*/armatura [Nm/m];
- $\omega_n$  : frequenza naturale dello stadio pilota [rad/s];
- $\zeta$  : fattore di smorzamento del sistema *flapper*/armatura [-];
- $k_2$  : guadagno in flusso dell'amplificatore idraulico [m<sup>3</sup>/(s m)];
- $A_s$  : area del pistone del cassetto idraulico [m<sup>2</sup>];

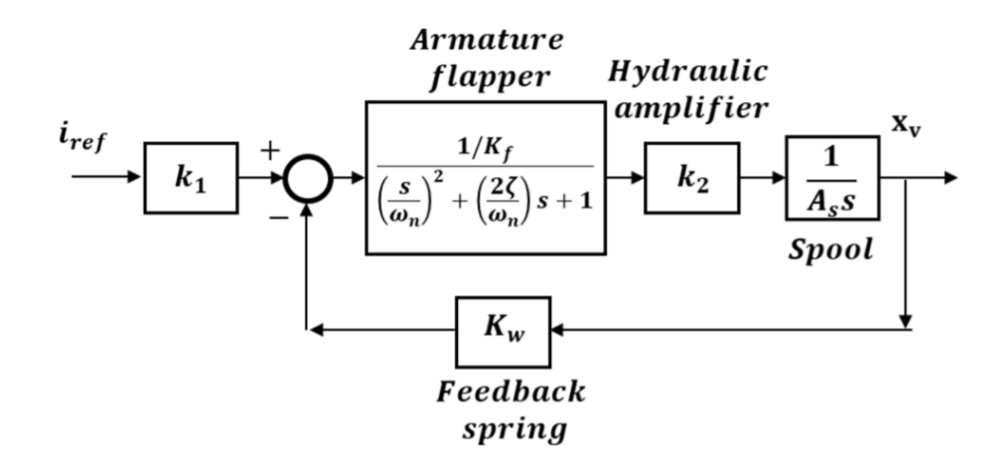


Figura 4.1: Schema a blocchi del modello dinamico lineare della servovalvola *flapper-nozzle*.

- $K_w$  : rigidezza della molla di retroazione [Nm/m];
- $x_v$  : spostamento del cassetto;
- $s$  : operatore di Laplace.

La traslazione dello *spool* modula l'apertura delle luci di passaggio della valvola, determinando la portata volumetrica diretta verso l'attuatore idraulico ((Figura 4.2)). In tale rappresentazione, il parametro  $\varepsilon$  identifica i ricoprimenti (*underlap*) della servovalvola. La determinazione analitica delle quattro portate di fluido viene effettuata ricorrendo all'analogia elettrica del ponte di *Wheatstone*: in questa modellazione, ciascuna delle quattro resistenze idrauliche è definita dalla combinazione di un contributo laminare ( $R_c$ ) e di un contributo turbolento ( $R_a$ ). Nello specifico, il termine laminare descrive il flusso che attraversa il meato radiale tra il cassetto e la camicia (*sleeve*), condizione che si verifica a bassi numeri di *Reynolds*. Al contrario, il termine turbolento modella il flusso principale in corrispondenza di aperture significative delle luci, laddove l'elevato numero di *Reynolds* rende predominante il regime in moto turbolento.

Analizzando il comportamento fluidodinamico in corrispondenza della porta 1 della servovalvola, è possibile distinguere tre diversi scenari operativi definiti dalla relazione tra lo spostamento del cassetto ( $x_v$ ) e l'entità del ricoprimento ( $\varepsilon_1$ ):

- Per  $x_v < \varepsilon_1$ : la resistenza idraulica complessiva è determinata dalla combinazione di entrambi i contributi, laminare ( $R_c$ ) e turbolento ( $R_a$ );

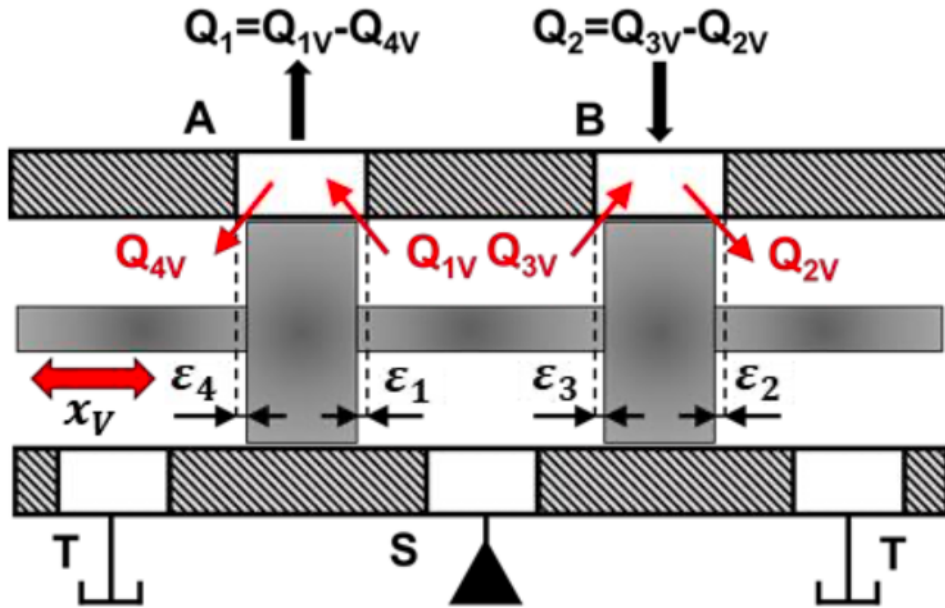


Figura 4.2: Schema delle luci di passaggio della servovalvola con indicazione dei ricoprimenti  $\varepsilon$  e delle portate elementari associate allo spostamento dello spool.

- Per  $x_v = \varepsilon_1$ : il meato si considera completamente aperto rispetto al ricoprimento critico, rendendo predominante la sola componente turbolenta ( $R_a$ );
- Per  $x_v > \varepsilon_1$ : in condizioni di piena apertura, la resistenza è modellata esclusivamente tramite il termine turbolento ( $R_a$ ).

La configurazione che prevede la mutua interazione tra la resistenza laminare e quella turbolenta, schematizzate come elementi in serie, è riportata in figura 4.3.

La definizione delle resistenze fluide è data da:

$$\begin{cases} R_c = \frac{12 \mu_{oil} (x_v - \varepsilon_1)}{2.5 w_{SV} h_{SV}^3} \\ R_a = \frac{\rho_{oil}}{2 C_d^2 A_1^2} \end{cases} \quad (4.1)$$

dove  $\mu_{oil}$  e  $\rho_{oil}$  sono rispettivamente la viscosità e la densità del fluido idraulico,  $w_{SV}$  è lo spessore della porta idraulica,  $h_{SV}$  è lo spessore della luce radiale,  $C_d$  è il

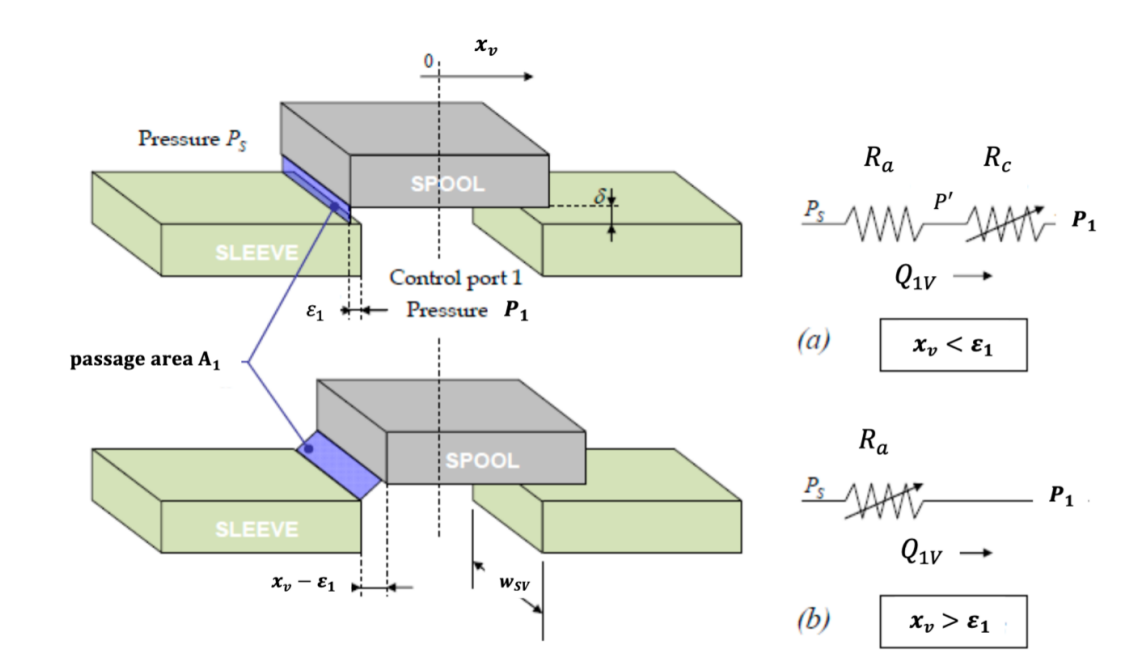


Figura 4.3: Schematizzazione del comportamento fluidodinamico in corrispondenza della porta 1 della servovalvola: interazione tra contributo laminare  $R_c$  e turbolento  $R_a$  in funzione della relazione tra lo spostamento del cassetto  $x_v$  e il ricoprimento  $\varepsilon_1$ .

coefficiente di efflusso, funzione del numero di *Reynolds* e dell'area di passaggio  $A_1$ , definita a sua volta come:

$$A_1 = \sqrt{[w_{SV} (x_v - \varepsilon_1)]^2 + (w_{SV} h_{SV})^2} \quad (4.2)$$

La continuità della portata attraverso le due resistenze fluide fornisce le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} P_S - P' = R_c Q_{1V} \\ P' - P_1 = R_a Q_{1V} \end{cases} \quad (4.3)$$

Risolvendo il sistema, si ottiene la formulazione per il flusso  $Q_{1V}$ , ossia il flusso verso la camera 1 dell'attuatore:

$$Q_{1V} = \frac{-R_c + \sqrt{R_c^2 + 4R_a |P_S - P_1|}}{2R_a} \operatorname{sgn}(P_S - P_1) \quad (4.4)$$

Le stesse considerazioni si applicano alle altre tre porte della servovalvola:

$$Q_{2V} = \frac{-R_c + \sqrt{R_c^2 + 4R_a |P_2 - P_T|}}{2R_a} \operatorname{sgn}(P_2 - P_T) \quad (4.5)$$

$$Q_{3V} = \frac{-R_c + \sqrt{R_c^2 + 4R_a |P_S - P_2|}}{2R_a} \operatorname{sgn}(P_S - P_2) \quad (4.6)$$

$$Q_{4V} = \frac{-R_c + \sqrt{R_c^2 + 4R_a |P_1 - P_T|}}{2R_a} \operatorname{sgn}(P_1 - P_T) \quad (4.7)$$

Da cui:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{1V} - Q_{4V} \\ Q_2 &= Q_{3V} - Q_{2V} \end{aligned} \quad (4.8)$$

## 4.2 Modello dell'orifizio di *by-pass*

La funzione dell'orifizio di *by-pass* è quella di migliorare il comportamento della servovalvola nell'intorno dello zero idraulico e di aumentare la stabilità dinamica del servosistema. Assumendo di essere in regime di flusso turbolento, la portata attraverso l'orifizio si può esprimere come:

$$Q_{bp} = C_d^{bp} A_o \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{oil}}} \quad (4.9)$$

dove  $A_o$  è l'area di passaggio dell'orifizio e  $C_d^{bp}$  è il coefficiente di efflusso, funzione del numero di *Reynolds*.

## 4.3 Modello dell'attuatore di carico HLA

Una rappresentazione del diagramma di corpo libero dell'attuatore di carico è visibile in Figura 4.4. Le pressioni  $P_1$  e  $P_2$ , all'interno delle camere 1 e 2, possono essere calcolate a partire dall'equazione di continuità del fluido:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_1 - (\dot{a} - \dot{b}) A - Q_{bp} - Q_{leak}}{V_1 + (a - b) A} \beta_{eq} = \frac{dP_1}{dt} \\ -\frac{Q_2 + (\dot{a} - \dot{b}) A + Q_{bp} + Q_{leak}}{V_2 - (a - b) A} \beta_{eq} = \frac{dP_2}{dt} \end{array} \right. \quad (4.10)$$

in cui  $a$  è lo spostamento del corpo cilindro,  $b$  è lo spostamento del pistone,  $Q_{leak}$  è la portata di fuga interna tra le camere del cilindro,  $A$  è l'area di spinta del pistone,  $\beta_{eq}$  è il modulo di comprimibilità equivalente del fluido, mentre  $V_1$  e  $V_2$  sono i volumi iniziali rispettivamente delle camere 1 e 2.

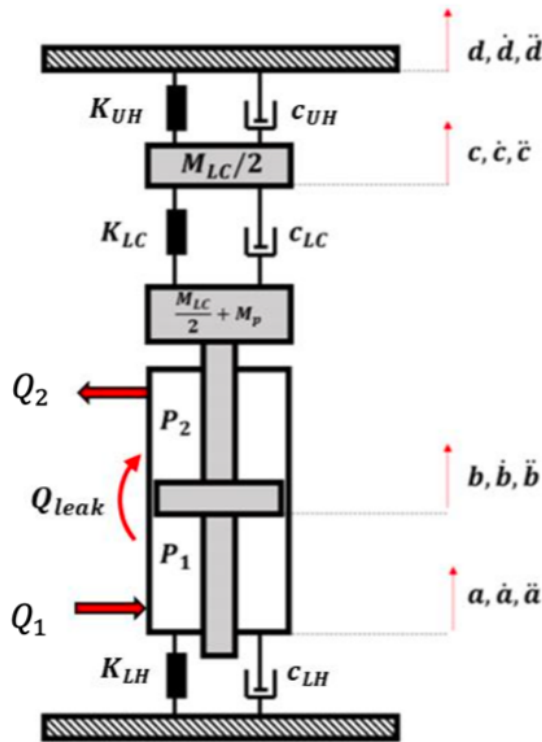


Figura 4.4: Diagramma di corpo libero dell'HLA.

Al fine di tenere conto della rigidità e dello smorzamento propri della cella di carico, metà della massa della cella è stata accoppiata allo stelo e al pistone, mentre l'altra metà si muove con la coordinata  $c$ . La coordinata  $d$  rappresenta lo spostamento della cerniera superiore, ovvero del *rod end* tra HLA e giunto meccanico.

Le equazioni di equilibrio dinamico delle forze agenti rispettivamente sul corpo cilindro, sul pistone accorpato alla prima metà della cella di carico e sull'altra metà della cella sono scritte come:

$$M_{\text{cyl}} \ddot{a} + c_{\text{LH}} \dot{a} + K_{\text{LH}} a + A(P_1 - P_2) + c_{\text{oil}} (\dot{a} - \dot{b}) + F_a = 0 \quad (4.11)$$

$$\left( \frac{M_{\text{LC}}}{2} + M_P \right) \ddot{b} + c_{\text{LC}} (\dot{b} - \dot{c}) + K_{\text{LC}} (b - c) - A(P_1 - P_2) - c_{\text{oil}} (\dot{a} - \dot{b}) - F_a = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{M_{\text{LC}}}{2} \ddot{c} + c_{\text{UH}} (\dot{c} - \dot{d}) + K_{\text{UH}} (c - d) - K_{\text{LC}} (b - c) - c_{\text{LC}} (\dot{b} - \dot{c}) = 0 \quad (4.13)$$

I termini presenti nelle equazioni indicano:

- $M_{\text{cyl}}$  : massa del corpo cilindro;
- $K_{\text{LH}}, K_{\text{UH}}$  : rigidezze delle cerniere (*rod end*) inferiore e superiore;
- $c_{\text{LH}}, c_{\text{UH}}$  : coefficienti di smorzamento delle cerniere (*rod-ends*) inferiore e superiore;
- $c_{\text{oil}}$  : coefficiente di attrito viscoso dell'olio;
- $F_a$  : forza di attrito coulombiano;
- $M_P$  : massa dello stelo e del pistone;
- $M_{\text{LC}}$  : massa della cella di carico;
- $K_{\text{LC}}, c_{\text{LC}}$  : rigidezza e coefficiente di smorzamento della cella di carico.

Il feedback di forza della cella di carico è calcolabile come:

$$F_{\text{fb}} = K_{\text{LC}} (b - c) \quad (4.14)$$

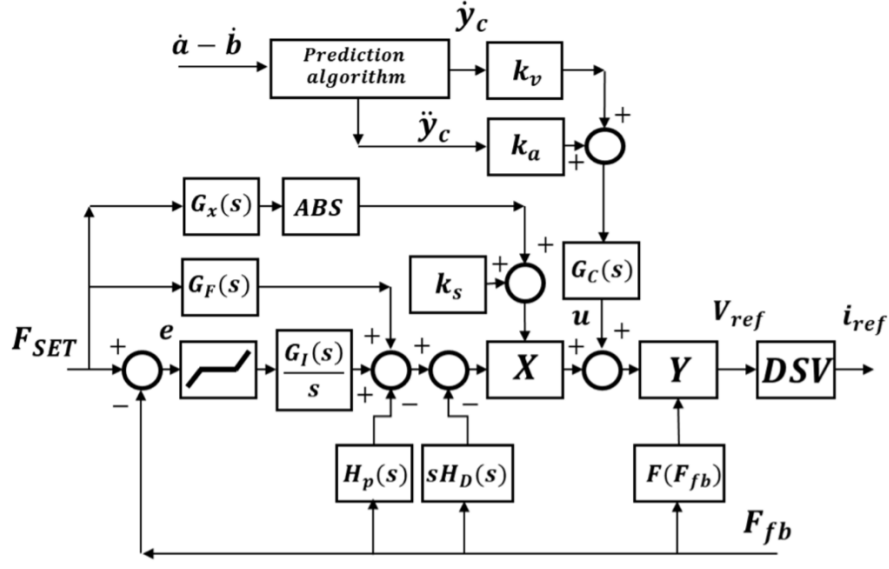


Figura 4.5: Schema della legge di controllo in forza implementata nel modello di simulazione Matlab/Simulink.

## 4.4 Modello della legge di controllo dell'HLA

La legge di controllo forza, ampiamente discussa nella Sezione 3.3.2, viene riportata in Figura 4.5 per riadattarla a un contesto di simulazione in ambiente Matlab/Simulink.

Le funzioni di trasferimento visibili in figura 4.5 sono definite di seguito come:

$$G_I(s) = H_2 \frac{\tau_{z2} s + 1}{\tau_{p2} s + 1} \quad (4.15)$$

$$H_P(s) = H_3 \frac{\tau_{z3} s + 1}{\tau_{p3} s + 1} \quad (4.16)$$

$$H_D(s) = H_4 \frac{\tau_{z4} s + 1}{\tau_{p4} s + 1} \quad (4.17)$$

$$G_F(s) = H_1 \frac{\tau_{z1} s + 1}{\tau_{p1} s + 1} \quad (4.18)$$

$$G_X(s) = H_6 \frac{\tau_{z6} s + 1}{\tau_{p6} s + 1} \quad (4.19)$$

$$G_C(s) = H_5 \frac{\tau_{z5} s + 1}{\tau_{p5} s + 1} \quad (4.20)$$

Il guadagno adattativo  $Y$ , atto a compensare la caratteristica non lineare flusso-pressione del sistema servovalvola/orifizio di *by-pass*, assume una legge non lineare in funzione della forza misurata dalla cella di carico:

$$Y = \left( \frac{P_{\text{STALL}}}{P_{\text{STALL}} + \delta_p + k_y \left| \frac{F_{\text{fb}}}{A} \right|} \right)^y \quad (4.21)$$

essendo  $P_{\text{STALL}}$  la pressione di stallo, ossia la massima pressione sopportabile dal sistema servovalvola/orifizio,  $F_{\text{fb}}$  la forza misurata dalla cella di carico,  $A$  l'area di spinta del cilindro di carico e  $\delta_p$ ,  $k_y$  e  $y$  coefficienti costanti determinati in via sperimentale.

## 4.5 Modellazione del meccanismo a gomito e del gioco nel rod-end

Il collegamento tra l'attuatore elettromeccanico (EMA) e l'attuatore di carico (HLA) avviene mediante un meccanismo piano a gomito costituito da una struttura rigida incernierata al telaio del banco prova. Tale cinematismo consente di trasformare la corsa lineare dell'EMA nella variazione di lunghezza del cilindro di carico.

Nel modello dinamico dell'HLA introdotto nella Sezione 4.3, la coordinata  $d$  rappresenta lo spostamento della cerniera superiore, ovvero del rod-end tra HLA e giunto meccanico. Pertanto, al fine di chiudere correttamente il modello preesistente complessivo in ambiente Matlab/Simulink con aggiunta della modellazione del gioco, è necessario determinare la relazione cinematica tra la corsa dell'EMA e l'allungamento dell'attuatore di carico.

Come mostrato in Figura 4.6, il giunto meccanico è incernierato nel punto  $O$ . Ad esso appartengono i punti  $C$ ,  $A$ ,  $R$  e  $P$ . Quest'ultimo costituisce l'interfaccia (*rod-end*) con l'EMA, mentre il punto  $C$  rappresenta l'interfaccia con l'HLA.

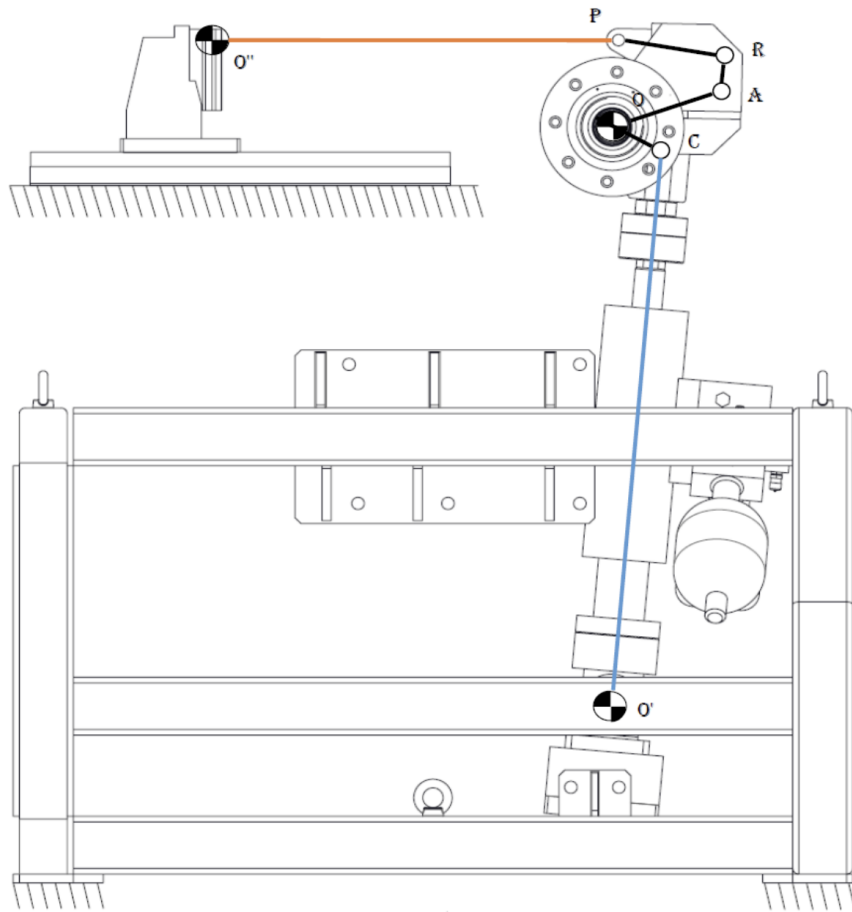


Figura 4.6: Vista CAD del meccanismo a gomito installato sul banco prova.

### 4.5.1 Configurazione cinematica in condizioni ideali

Per la modellazione cinematica si considera lo schema ideale rappresentato in Figura 4.7.

In condizioni ideali si assume:

- assenza di gioco nei rod-ends;
- coincidenza tra i centri dei journals e i centri delle sedi;
- vincoli perfetti;
- link rigidi.

Il sistema possiede un solo grado di libertà. La variabile indipendente scelta per descrivere la configurazione è la lunghezza istantanea  $\ell$  del link  $O''P$ , imposta



dall'attuatore elettromeccanico. Tale scelta risulta coerente con l'implementazione del modello in ambiente Matlab/Simulink, nel quale la posizione imposta dall'EMA costituisce uno degli input del sistema. Fissato il valore di  $\ell$ , la configurazione geometrica del meccanismo è univocamente determinata e tutte le grandezze cinematiche risultano funzione di  $\ell$ .

### Dati geometrici

Le principali grandezze geometriche del meccanismo sono:

$$OC = 85 \text{ mm} \quad (4.22)$$

$$OA = 129.95 \text{ mm} \quad (4.23)$$

$$AR = 90 \text{ mm} \quad (4.24)$$

$$PR = 90 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$OR = 207.34 \text{ mm} \quad (4.26)$$

$$\alpha = 55.31^\circ \quad (4.27)$$

$$\gamma = 0.10^\circ \quad (4.28)$$

$$\alpha' = 16.09^\circ \quad (4.29)$$

$$\varphi = 140.33^\circ \quad (4.30)$$

$$(4.31)$$

Le coordinate dei punti fissi risultano:

$$x_{O'} = 1.74 \text{ mm} \quad (4.32)$$

$$y_{O'} = -994.64 \text{ mm} \quad (4.33)$$

$$x_{O''} = -352 \text{ mm} \quad (4.34)$$

$$y_{O''} = 190 \text{ mm} \quad (4.35)$$

A partire dalle coordinate dei punti fissi si determinano alcune grandezze geometriche costanti.

La distanza tra il punto  $O$  e il punto  $O'$  risulta:

$$OO' = \sqrt{x_{O'}^2 + y_{O'}^2} = 994.64 \text{ mm} \quad (4.36)$$

L'angolo acuto rispetto all'orizzontale formato dalla congiungente  $OO''$  vale:

$$V = \arctan\left(\frac{y_{O''}}{|x_{O''}|}\right) = 28.36^\circ \quad (4.37)$$

La lunghezza del segmento  $AP$  si ricava come:

$$AP = \sqrt{AR^2 + PR^2} = 127.3 \text{ mm} \quad (4.38)$$

Applicando il teorema di Carnot al triangolo  $\triangle OAP$  si ottiene:

$$OP = \sqrt{OA^2 + AP^2 - 2 O A A P \cos(\varphi - \pi/4)} = 190.2 \text{ mm} \quad (4.39)$$

Infine, l'angolo  $\widehat{AOP}$  risulta:

$$\widehat{AOP} = \arccos\left(\frac{OA^2 + OP^2 - AP^2}{2 O A O P}\right) = 42.88^\circ \quad (4.40)$$

### Determinazione dell'angolo $\delta_i(\ell)$

Applicando il teorema del coseno al triangolo  $\triangle OO''P$  si ottiene:

$$\delta_i(\ell) = \arccos\left(\frac{OO''^2 + \ell^2 - OP^2}{2 OO'' \ell}\right) - V \quad (4.41)$$

### Coordinate del punto $P$

$$x_P(\ell) = x_{O''} + \ell \cos \delta_i(\ell) \quad (4.42)$$

$$y_P(\ell) = y_{O''} + \ell \sin \delta_i(\ell) \quad (4.43)$$

**Determinazione dell'angolo  $\theta_i(\ell)$**

$$\theta_i(\ell) = \arccos\left(\frac{x_P(\ell)}{OP(\ell)}\right) - \widehat{AOP} \quad (4.44)$$

**Coordinate del punto  $A$**

$$x_{A,i}(\ell) = OA \cos \theta_i \quad (4.45)$$

$$y_{A,i}(\ell) = OA \sin \theta_i \quad (4.46)$$

**Coordinate del punto  $R$**

$$x_{R,i}(\ell) = AR \cos(\theta_i + \alpha') \quad (4.47)$$

$$y_{R,i}(\ell) = AR \sin(\theta_i + \alpha') \quad (4.48)$$

**Determinazione dell'angolo  $\beta_i(\ell)$**

$$\beta_i(\ell) = \frac{\pi}{2} + \theta_i - \alpha - \gamma \quad (4.49)$$

**Coordinate del punto  $C$**

$$x_{C,i}(\ell) = OC \cos(\theta_i - \alpha) \quad (4.50)$$

$$y_{C,i}(\ell) = OC \sin(\theta_i - \alpha) \quad (4.51)$$

**Determinazione dell'angolo  $\Gamma_i(\ell)$**

$$\Gamma_i(\ell) = \text{atan2}\left(\frac{y_{C,i} - y_{O'}}{x_{C,i} - x_{O'}}\right) \quad (4.52)$$

**Lunghezza del cilindro di carico**

La lunghezza istantanea del cilindro di carico (HLA), in funzione della lunghezza dell'EMA  $\ell$ , è definita come:

$$m_i(\ell) = \sqrt{(x_{C,i}(\ell) - x_{O'})^2 + (y_{C,i}(\ell) - y_{O'})^2} \quad (4.53)$$

La funzione  $m_i = m_i(\ell)$  definisce una sorta di rapporto di trasmissione cinematico tra la corsa dell'EMA e la lunghezza dell'HLA. Poiché le equazioni descrittive risultano non lineari, anche in condizioni ideali il rapporto di trasmissione non è costante lungo l'escursione, ma dipende dalla configurazione istantanea del meccanismo.

### 4.5.2 Configurazione reale del meccanismo in presenza di gioco nel rod-end

Nel presente lavoro si considera la presenza di un gioco radiale localizzato in uno specifico rod-end del cinematismo, ovvero nel collegamento tra l'attuatore elettromeccanico (EMA) e il giunto a gomito, in corrispondenza del punto  $P$ .

La scelta di introdurre il gioco in tale cerniera non è arbitraria, ma è motivata da considerazioni di natura sperimentale e modellistica. Dal punto di vista del banco prova ASTIB, infatti, il rod-end posizionato nel punto  $P$  risulta significativamente più accessibile rispetto a quello in corrispondenza del punto  $C$ , rendendo più agevoli le operazioni di smontaggio, sostituzione e variazione controllata del perno durante le campagne sperimentali.

Si sottolinea che, dal punto di vista puramente cinematico, l'introduzione del gioco in una cerniera alternativa (ad esempio nel rod-end in  $C$ ) porterebbe a effetti qualitativamente simili sul comportamento globale del meccanismo. Tuttavia, ai fini della validazione modello–esperimento e della praticabilità operativa sul banco prova, si è scelto di concentrare l'analisi sul rod-end tra EMA e giunto a gomito.

Come mostrato in Figura 4.8, la presenza del gioco comporta una non coincidenza tra il centro del journal e il centro della sede del rod-end. Tale scostamento viene modellato come una eccentricità finita  $e$ , la cui direzione è individuata dall'angolo  $\chi$ , misurato rispetto alla verticale.

Si osserva che, durante il moto del meccanismo, sia il modulo dell'eccentricità  $e$  sia l'angolo  $\chi$  non risultano costanti, ma variano in funzione della configurazione istantanea. Infatti, al variare della lunghezza imposta dall'EMA, la posizione relativa tra journal e sede si modifica lungo il contorno del gioco radiale, determinando una variazione temporale sia dell'ampiezza sia dell'orientazione dell'eccentricità.

La configurazione reale ad un fissato istante viene quindi ottenuta sovrappo-  
nendo alla configurazione ideale una traslazione del punto  $P$  pari al vettore di modulo  $e$  e direzione  $\chi$  e, al contempo, inserendo degli angoli di errore dovuti a tale eccentricità.

Per determinare la nuova lunghezza del cilindro di carico in presenza di gioco, non è sufficiente correggere direttamente la coordinata del punto  $P$ , poiché l'eccentricità introdotta nel rod-end altera l'intera configurazione del cinematismo.

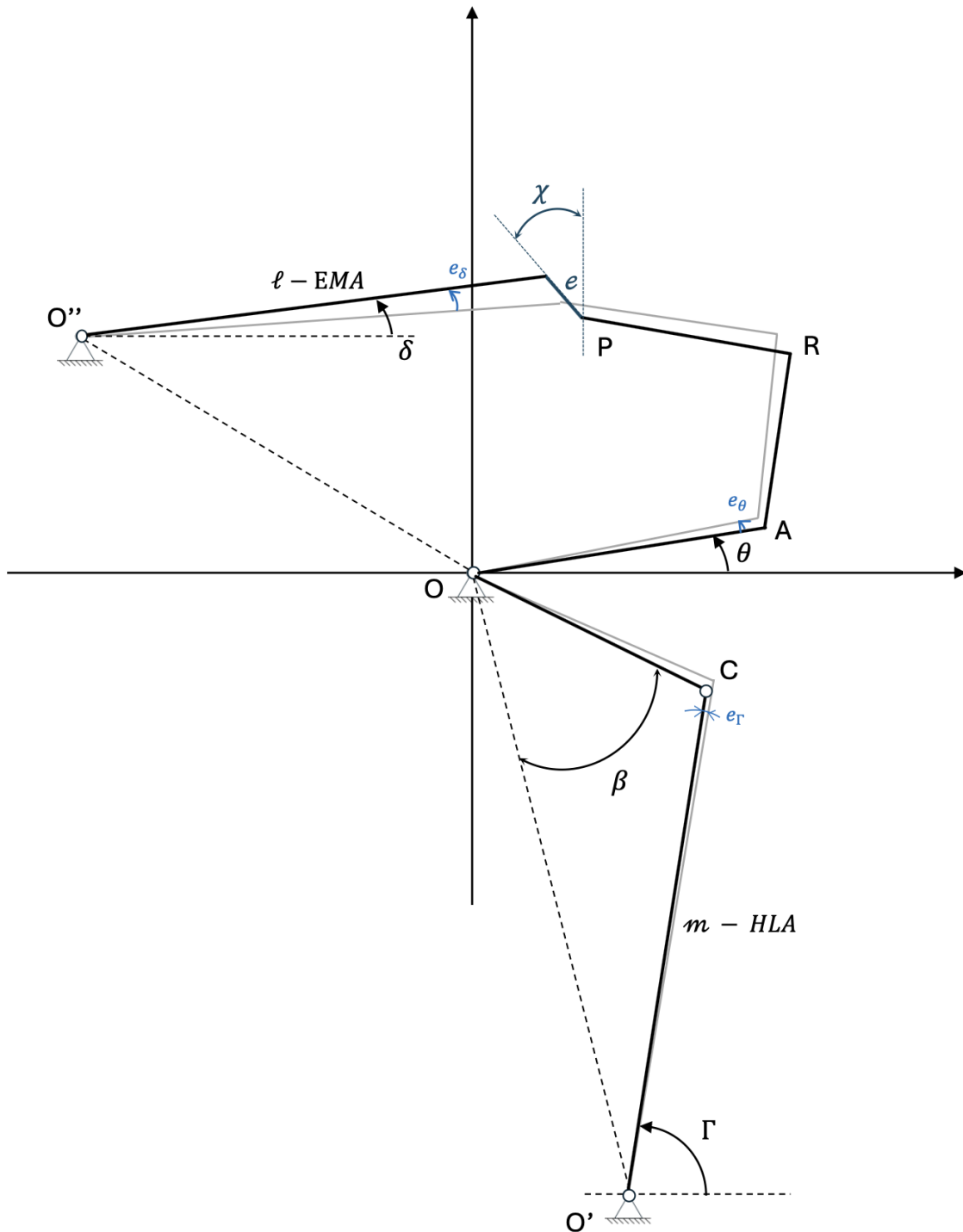


Figura 4.8: Schema cinematico del meccanismo in presenza di gioco nel rod-end in  $P$ . In grigio è riportata la configurazione ideale, mentre in nero la configurazione reale. L'eccentricità  $e$  rappresenta la non coincidenza tra il centro del journal e il centro della sede del rod-end.

È pertanto necessario riscrivere le equazioni di chiusura del meccanismo in configurazione reale, al fine di determinare i nuovi valori degli angoli rispetto alla condizione ideale.

Si introducono quindi le relazioni tra gli angoli in condizioni reali ed ideali:

$$\delta(\ell) = \delta_i(\ell) + e_\delta(\ell) \quad (4.54)$$

$$\theta(\ell) = \theta_i(\ell) - e_\theta(\ell) \quad (4.55)$$

$$\Gamma(\ell) = \Gamma_i(\ell) - e_\Gamma(\ell) \quad (4.56)$$

dove  $e_\delta$ ,  $e_\theta$  ed  $e_\Gamma$  rappresentano gli errori angolari indotti dal gioco.

Le incognite  $e_\delta$ ,  $e_\theta$  ed  $e_\Gamma$  si determinano imponendo le tre equazioni di chiusura del cinematismo in configurazione reale.

In particolare:

- le prime due equazioni derivano dalla chiusura delle coordinate del punto  $P$ ;
- la terza equazione deriva dalla chiusura della catena cinematica fino al punto  $C$ .

Esse risultano:

$$OO'' \sin V + \ell \sin(\delta_i + e_\delta) = OP \sin(\widehat{AOP} + \theta_i - e_\theta) + e \cos \chi \quad (4.57)$$

$$-OO'' \cos V + \ell \cos(\delta_i + e_\delta) = OP \cos(\widehat{AOP} + \theta_i - e_\theta) - e \sin \chi \quad (4.58)$$

$$OC \cos(\theta_i - e_\theta - \alpha) = x_{O'} + m \cos(\Gamma_i - e_\Gamma) \quad (4.59)$$

Si osserva che, variando l'angolo  $\theta$  a causa dell'errore  $e_\theta$ , si modificano conseguentemente le coordinate del punto  $C$ . Pertanto, anche la lunghezza del cilindro di carico (HLA), indicata con  $m$ , risulta alterata rispetto alla configurazione ideale.

Le equazioni precedenti risultano non lineari nelle incognite  $e_\delta$ ,  $e_\theta$  ed  $e_\Gamma$ . Per poterle trattare in forma esplicita, si applicano le formule di addizione e sottrazione per le funzioni trigonometriche.

Assumendo che gli errori angolari  $e_\delta$ ,  $e_\theta$  ed  $e_\Gamma$  siano piccoli rispetto ai corrispondenti angoli ideali, si possono adottare le seguenti approssimazioni al primo ordine:

$$\sin(\alpha \pm e_\star) \approx \sin \alpha \pm e_\star \cos \alpha \quad (4.60)$$

$$\cos(\alpha \pm e_\star) \approx \cos \alpha \mp e_\star \sin \alpha \quad (4.61)$$

con  $e_\star \in \{e_\delta, e_\theta, e_\Gamma\}$ .

Sviluppando la prima equazione si ottiene:

$$OO'' \sin V + \ell [\sin \delta_i + e_\delta \cos \delta_i] = OP \left[ \sin(\widehat{AOP} + \theta_i) - e_\theta \cos(\widehat{AOP} + \theta_i) \right] + e \cos \chi \quad (4.62)$$

Analogamente, la seconda equazione diventa:

$$-OO'' \cos V + \ell [\cos \delta_i - e_\delta \sin \delta_i] = OP \left[ \cos(\widehat{AOP} + \theta_i) + e_\theta \sin(\widehat{AOP} + \theta_i) \right] - e \sin \chi \quad (4.63)$$

La terza equazione si linearizza come:

$$OC [\cos(\theta_i - \alpha) + e_\theta \sin(\theta_i - \alpha)] = x_{O'} + m [\cos \Gamma_i + e_\Gamma \sin \Gamma_i] \quad (4.64)$$

Si ottiene quindi un sistema lineare nelle incognite  $e_\delta$ ,  $e_\theta$  ed  $e_\Gamma$ , che può essere risolto per determinare le correzioni angolari indotte dal gioco.

A seguito della linearizzazione al primo ordine, le prime due equazioni di chiusura possono essere riscritte raggruppando i termini noti e i coefficienti moltiplicativi delle incognite  $e_\delta$  ed  $e_\theta$ .

Si definiscono quindi:

$$A(\ell) = OO'' \sin V + \ell \sin \delta_i(\ell) \quad (4.65)$$

$$B(\ell) = \ell \cos \delta_i(\ell) \quad (4.66)$$

$$C(\ell) = OP \sin(\widehat{AOP} + \theta_i(\ell)) \quad (4.67)$$

$$D(\ell) = OP \cos(\widehat{AOP} + \theta_i(\ell)) \quad (4.68)$$

$$E(\ell) = -OO'' \cos V + \ell \cos \delta_i(\ell) \quad (4.69)$$

$$F(\ell) = \ell \sin \delta_i(\ell) \quad (4.70)$$

Sostituendo tali definizioni, le prime due equazioni assumono la forma compatta:

$$A + B e_\delta = C - D e_\theta + e \cos \chi \quad (4.71)$$

$$E - F e_\delta = D + C e_\theta - e \sin \chi \quad (4.72)$$

Dalla prima equazione si ricava direttamente:

$$e_\delta = \frac{C - D e_\theta + e \cos \chi - A}{B}. \quad (4.73)$$

Sostituendo (4.73) nella seconda equazione si ottiene:

$$E - \frac{F}{B} (C - D e_\theta + e \cos \chi - A) = D + C e_\theta - e \sin \chi \quad (4.74)$$

da cui:

$$\left(C - \frac{F}{B} D\right) e_\theta = E - \frac{F}{B} (C + e \cos \chi - A) - D + e \sin \chi \quad (4.75)$$

Infine:

$$e_\theta(\ell, e, \chi) = \frac{E - \frac{F}{B} (C + e \cos \chi - A) - D + e \sin \chi}{C - \frac{F}{B} D}. \quad (4.76)$$

Sostituendo (4.76) in (4.73) si ottiene anche:

$$e_\delta(\ell, e, \chi) = \frac{C - D e_\theta(\ell, e, \chi) + e \cos \chi - A}{B}. \quad (4.77)$$

Nota l'incognita  $e_\theta(\ell, e, \chi)$ , è possibile aggiornare la posizione del punto  $C$ , e quindi la lunghezza  $m(\ell)$  del cilindro di carico (HLA).

Le coordinate del punto  $C$  in configurazione reale risultano:

$$x_C(\ell, e, \chi) = OC \cos(\theta_i(\ell) - e_\theta(\ell, e, \chi) - \alpha) \quad (4.78)$$

$$y_C(\ell, e, \chi) = OC \sin(\theta_i(\ell) - e_\theta(\ell, e, \chi) - \alpha) \quad (4.79)$$

Da esse si ricava la lunghezza dell'HLA:

$$m(\ell, e, \chi) = \sqrt{(x_C(\ell, e, \chi) - x_{O'})^2 + (y_C(\ell, e, \chi) - y_{O'})^2}. \quad (4.80)$$

A questo punto si considera la terza equazione di chiusura linearizzata:

$$OC \cos(\theta_i - \alpha) + OC \sin(\theta_i - \alpha) e_\theta = x_{O'} + m \cos \Gamma_i + m \sin \Gamma_i e_\Gamma \quad (4.81)$$

e si introducono le seguenti definizioni:

$$I(\ell) = OC \cos(\theta_i(\ell) - \alpha) \quad (4.82)$$

$$J(\ell) = OC \sin(\theta_i(\ell) - \alpha) \quad (4.83)$$

$$K(\ell) = x_{O'} + m(\ell) \cos \Gamma_i(\ell) \quad (4.84)$$

$$L(\ell) = m(\ell) \sin \Gamma_i(\ell) \quad (4.85)$$

La terza equazione può quindi essere riscritta in forma compatta come:

$$I + J e_\theta = K + L e_\Gamma. \quad (4.86)$$

Da cui si ricava direttamente:

$$e_{\Gamma}(\ell, e, \chi) = \frac{I(\ell) + J(\ell) e_{\theta}(\ell, e, \chi) - K(\ell)}{L(\ell)}. \quad (4.87)$$

In conclusione, per un assegnato valore della lunghezza dell'EMA  $\ell$  e per un dato gioco  $(e, \chi)$ , il sistema di equazioni di chiusura consente di determinare gli errori angolari  $e_{\delta}$ ,  $e_{\theta}$  ed  $e_{\Gamma}$ , e quindi di ricostruire la configurazione reale del cinematismo.

La nuova lunghezza del cilindro di carico  $m(\ell, e, \chi)$  risulta pertanto funzione non lineare sia della corsa dell'EMA sia dei parametri che descrivono il gioco. Ne consegue che la presenza di eccentricità nel rod-end modifica il rapporto di trasmissione cinematica tra EMA e HLA rispetto alla configurazione ideale, introducendo una variazione sistematica che dipende dalla configurazione istantanea del meccanismo.

Il modello così formulato consente quindi di descrivere in maniera analitica l'influenza del gioco meccanico sulla trasmissione cinematica tra attuatore elettromeccanico e cilindro di carico, costituendo la base per l'analisi dinamica e per il successivo confronto con i risultati sperimentali ottenuti sul banco prova.

### 4.5.3 Modellazione dinamica del rod-end

La modellazione dinamica del rod-end adottata nel presente lavoro si basa sull'impostazione del lavoro di Bacci [16], il quale ha descritto il comportamento del componente riconducendolo alla teoria dei journal bearings dinamicamente caricati. In tale approccio, il rod-end viene modellato come un sistema in cui il journal (perno) è libero di traslare e ruotare all'interno della sede (bearing) ed è separato da essa da un film di lubrificante (Figura 4.9).

L'intera formulazione teorica, dalla descrizione geometrica alla risoluzione delle equazione di Reynolds, fino alla determinazione delle forze idrodinamiche e all'imposizione dell'equilibrio dinamico del journal, è stata sviluppata da Bacci nell'ambito di uno studio ad alta fedeltà del degrado del rod-end. Nel presente lavoro tale formalismo viene assunto come base teorica per la caratterizzazione dinamica del componente e per la sua integrazione nel modello complessivo del sistema banco prova ASTIB.

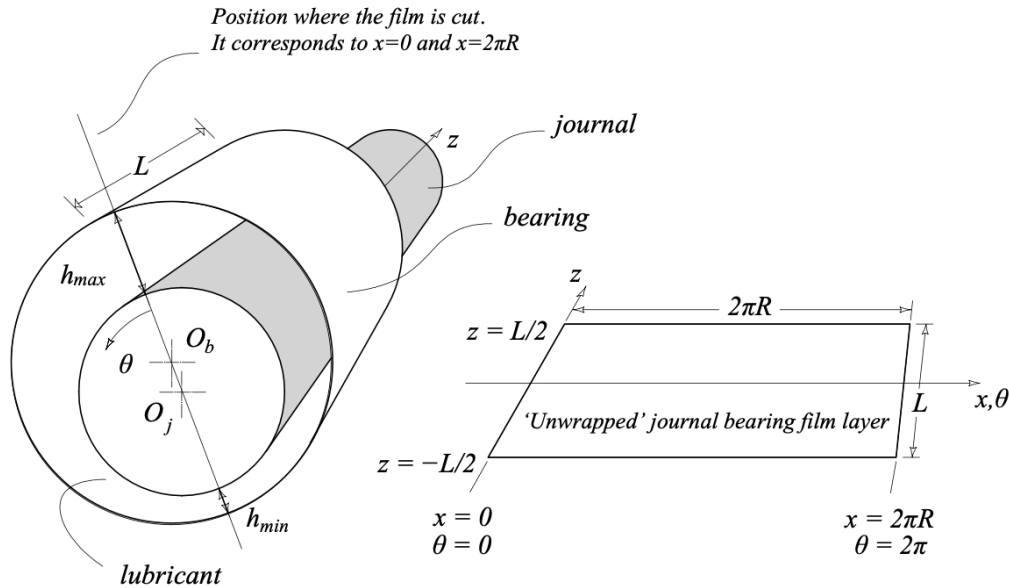


Figura 4.9: Schema del journal bearing e configurazione “unwrapped”.

La scelta di rappresentare il rod-end in questo modo consente di descrivere in maniera fisicamente coerente il comportamento del giunto in presenza di carico variabile, gioco, usura e degradazione del lubrificante, fornendo una descrizione fedele della cinematica del journal e della distribuzione di pressione nel fluido.

Dal punto di vista geometrico si introduce il raggio del journal  $R_j$ , il raggio interno della sede  $R_b$  ed il gioco radiale nominale  $C = R_b - R_j$ . Come già accennato, la posizione istantanea del centro del journal rispetto al centro della sede è descritta dal vettore eccentricità  $\mathbf{e}$ , di modulo  $e$  e direzione identificata dall'angolo  $\chi$  rispetto ad un sistema di riferimento fisso. Il rapporto di eccentricità viene definito come  $\varepsilon = e/C$ . In condizioni nominali risulta  $\varepsilon < 1$ , mentre  $\varepsilon \rightarrow 1$  rappresenta una condizione prossima al contatto.

Per la derivazione del modello matematico, sono state introdotte le seguenti ipotesi operative basate sulla teoria della lubrificazione idrodinamica classica:

- **Fluido Newtoniano:** la viscosità del lubrificante è considerata costante e indipendente dallo *shear rate*.
- **Incomprimibilità:** la densità del fluido è assunta costante.

- **Flusso Laminare:** dato il ridotto spessore del meato, si trascurano gli effetti inerziali del fluido.
- **Assenza di scorrimento:** il fluido aderisce perfettamente alle pareti (condizione di *no-slip*).
- **Geometria sottile:** lo spessore del film  $h$  è molto inferiore rispetto al raggio del perno ( $h \ll R_j$ ), permettendo di trascurare la curvatura nello sviluppo delle equazioni locali e di considerare la pressione costante lungo lo spessore del film ( $\partial p/\partial y \approx 0$ ).

La dinamica del fluido all'interno del meato è governata dall'equazione di Reynolds. Considerando il sistema di riferimento locale del sistema unwrapped mostrato in Figura 4.9, dove  $x$  rappresenta la coordinata circonferenziale e  $z$  quella assiale, l'equazione assume la seguente forma generale:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial U}{\partial x} + 12V_0 \quad (4.88)$$

Dove:

- $p(x, z)$  è la pressione idrodinamica incognita;
- $h(x)$  è lo spessore del meato lubrificante;
- $\mu$  è la viscosità dinamica del fluido;
- $U$  è la velocità relativa tangenziale delle superfici;
- $V_0$  rappresenta la velocità relativa in direzione normale al film fluido (responsabile dell'effetto di *squeeze*).

Il termine a destra dell'equazione (4.88) descrive i meccanismi di generazione della pressione: i primi due termini rappresentano l'effetto di trascinamento (*wedge effect*) dovuto al moto tangenziale e alla variazione geometrica del meato, mentre l'ultimo termine ( $12V_0$ ) rappresenta l'effetto di schiacciamento (*squeeze effect*) dovuto al moto radiale del perno.

Poiché l'equazione di Reynolds non ammette soluzione analitica in forma chiusa, nel modello Simulink si è proceduto alla discretizzazione spaziale tramite il Metodo delle Differenze Finite (FDM). La superficie srotolata del bearing è stata suddivisa in una griglia rettangolare di nodi  $(i, k)$ . Le derivate parziali sono state approssimate mediante rapporti incrementali centrati, conducendo a un sistema lineare della forma  $\mathbf{A}\mathbf{p} = \mathbf{b}$ , risolto ad ogni passo temporale.

Per simulare realisticamente il comportamento del fluido, sono state applicate le condizioni al contorno di:

- **Dirichlet:** pressione nulla ai bordi assiali ( $z = 0, L$ ) per simulare lo scarico libero.
- **Half-Sommerfeld (Gümbel):** annullamento delle pressioni negative calcolate ( $p_{i,k} \geq 0$ ), per tenere conto dell'incapacità del fluido di sostenere sforzi di trazione (cavitazione).

Una volta ottenuto il campo di pressione  $p(x, z)$ , le forze idrodinamiche risultanti sono calcolate mediante integrazione numerica (regola del trapezio) sulla superficie del perno. Le componenti sono scomposte in direzione radiale ( $F_r$ , lungo la linea dei centri) e tangenziale ( $F_t$ ):

$$\begin{cases} F_r = \int_0^{2\pi R_j} \int_0^L -p R_j \cos \theta \, dz dx \\ F_t = \int_0^{2\pi R_j} \int_0^L p R_j \sin \theta \, dz dx \end{cases} \quad (4.89)$$

A questo punto, per determinare la traiettoria del perno, è necessario risolvere l'equilibrio dinamico che bilancia le forze d'inerzia, le forze idrodinamiche generate dal meato e la forza esterna applicata al giunto.

Nel presente lavoro, la definizione della forza esterna  $\mathbf{F}_{ext}$  rappresenta un punto cruciale per la fedeltà del modello rispetto al sistema reale.

Nello specifico, in fase di validazione preliminare dello stesso, per imporre l'equilibrio del journal, si definisce il vettore forza esterna  $\mathbf{F}_{ext}$  secondo le seguenti condizioni:

1. Il **modulo** della forza esterna è pari al valore istantaneo della forza di feedback ( $F_{fb}$ ) misurata dalla cella di carico:

$$|\mathbf{F}_{ext}| = F_{fb} \quad (4.90)$$

2. La **direzione** della forza esterna coincide istantaneamente con la direzione dell'eccentricità. In un sistema di riferimento polare, ciò significa che l'inclinazione del vettore forza è pari all'angolo di assetto  $\chi$ .

Questa formulazione implica che il carico esterno agisce sempre radialmente lungo la linea che congiunge i centri di perno e sede, forzando il sistema a trovare l'equilibrio idrodinamico lungo tale direttrice. Il modello Simulink risolve quindi iterativamente l'equazione del moto utilizzando questa forzante variabile, permettendo di valutare la risposta del rod-end (in termini di spessore del meato minimo ed eventuale contatto) sotto il carico reale di lavoro.

In conclusione, è facile affermare che il problema risultante è fortemente interdipendente: la distribuzione di pressione dipende dalla posizione del journal, mentre la posizione del journal dipende dall'equilibrio tra forza esterna e forze idrodinamiche interne. Il sistema complessivo costituisce quindi un modello dinamico non lineare, risolto iterativamente ad ogni passo temporale, che rappresenta una modellazione dinamica completa del rod-end degradato.

# Capitolo 5

## 5.1 Obiettivi della campagna sperimentale

La campagna sperimentale oggetto del presente capitolo è stata concepita con l'obiettivo primario di investigare la possibilità di identificare e quantificare la presenza di gioco nel rod-end a partire esclusivamente dai segnali acquisiti su banco prova.

Il banco consente l'introduzione di diversi livelli di gioco mediante l'utilizzo di perni di dimensione variabile, permettendo così la costruzione di un dataset sperimentale in cui il *gap* rappresenta una variabile nota e controllata.

Dal punto di vista fisico, l'incremento del gioco nel rod-end comporta una maggiore libertà relativa tra albero e sede, con conseguenti effetti dinamici quali:

- aumento delle vibrazioni ad alta frequenza;
- possibile insorgenza di componenti impulsive dovute a micro-impatti;
- modifiche nella distribuzione energetica dei segnali nel dominio delle frequenze.

La campagna sperimentale è stata quindi progettata per verificare se tali effetti siano effettivamente rilevabili a partire dalle grandezze misurate sul banco prova e, soprattutto, se possano essere tradotti in indicatori quantitativi robusti.

Dunque, l'obiettivo centrale non è soltanto evidenziare differenze qualitative tra configurazioni caratterizzate da differenti valori di gioco, ma individuare feature numeriche che:

- risultino sensibili alla variazione del *gap*;
- mostrino, ove possibile, un andamento coerente o monotono all'aumentare del gioco;

- siano sufficientemente robuste rispetto al rumore, dinamica di controllo e condizioni operative differenti.

## 5.2 Configurazioni di gioco e condizioni di prova

Il banco prova utilizzato per la presente attività è quello descritto nel Capitolo 3; nel seguito si riportano esclusivamente le condizioni specifiche adottate per l'analisi dell'influenza del gioco nel rod-end.

### 5.2.1 Introduzione controllata del gioco

La variabile oggetto della presente analisi è il gioco diametrale all'interno del *rod-end*, introdotto in modo controllato mediante l'impiego di perni a diverso diametro.

Tale soluzione consente di realizzare configurazioni con valore nominale di *gap* noto (inteso come differenza tra il diametro interno della sede e il diametro esterno del perno), mantenendo invariata la restante configurazione meccanica del sistema.

Le configurazioni di gioco indagate durante la campagna sperimentale sono sette:

$$gap = \{0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8\} \text{ mm} \quad (5.1)$$

La configurazione a gioco nullo rappresenta la condizione nominale di riferimento, mentre le successive introducono un incremento progressivo della libertà relativa tra *journal* e sede. L'utilizzo di perni a diverso diametro permette di trattare il *gap* come variabile indipendente dell'esperimento, garantendo al contempo ripetibilità e coerenza tra le diverse prove. I diametri nominali dei perni sono stati verificati preliminarmente mediante misura diretta, al fine di assicurare la corrispondenza tra il valore teorico di gioco diametrale e la configurazione effettivamente realizzata.

Come si evince dai valori selezionati, la discretizzazione dei livelli di difetto non è uniforme, ma risulta sensibilmente più fitta per i valori di gioco inferiori (nell'intervallo 0 – 0.4 mm, con passo di 0.1 mm). Questa scelta è stata dettata da due motivazioni distinte, una di natura diagnostica e l'altra di natura puramente sperimentale:

- **Obiettivo di *Early Detection* (Identificazione precoce):** lo scopo primario di un sistema di *Prognostics and Health Management* (PHM) non è limitarsi a rilevare un guasto ormai conclamato, ma identificare il degrado sin dai primissimi istanti della sua comparsa. Concentrare l'analisi sui valori di gioco più piccoli permette di valutare la sensibilità degli indicatori (e della sensoristica) nelle fasi embrionali dell'usura, condizione fondamentale per poter pianificare per tempo gli interventi di manutenzione predittiva.
- **Vincoli operativi e salvaguardia del banco prova:** durante l'esecuzione della campagna sperimentale, si è constatato che l'incremento del gioco meccanico (in particolare per i valori superiori a 0.4 mm) induceva impatti ad elevato contenuto energetico all'interno del cinematismo. Questo fenomeno di "martellamento" continuo ha generato sollecitazioni anomale sull'intera infrastruttura di prova, causando usura precoce e l'insorgenza di criticità meccaniche in altri sottosistemi del banco. Tali problematiche hanno reso temporaneamente impossibile e, per ovvie ragioni di sicurezza, sconsigliabile il proseguimento sistematico dei test per ulteriori valori intermedi (es. 0.5 o 0.7 mm). Si è pertanto deciso di limitare le acquisizioni ai soli punti a 0.6 e 0.8 mm per caratterizzare il comportamento a difetto avanzato, preservando così l'integrità del banco sperimentale per le successive fasi di ricerca.

In Figura 5.1 sono riportati i perni impiegati per la realizzazione delle diverse configurazioni .

### 5.2.2 Definizione dei segnali di riferimento applicati agli attuatori

La definizione dei segnali di comando applicati agli attuatori è stata guidata dall'esigenza di generare condizioni dinamiche sufficientemente gravose da amplificare l'effetto del gioco meccanico, anche in presenza di valori di *gap* ridotti.

L'obiettivo non è stato esclusivamente quello di analizzare la risposta del sistema in condizioni nominali ed equivalenti a quelle operative, ma di indurre configurazioni di sollecitazione tali da enfatizzare eventuali discontinuità, micro-impatti o redistribuzioni energetiche riconducibili alla presenza del gioco nel rod-end.

A tal fine sono stati definiti quattro principali scenari di prova.



Figura 5.1: Perni a diverso diametro utilizzati per l'introduzione controllata del gioco nel rod-end.

### Scenario 1 – Eccitazione dell'EMA con HLA a set nullo

Nel primo scenario l'HLA è stato mantenuto con set di forza nullo, mentre l'Electro-Mechanical Actuator è stato eccitato mediante segnali di posizione a profilo:

- sinusoidale,
- triangolare,
- a onda quadra.

Tale configurazione consente di analizzare il comportamento del giunto in condizioni in cui la sollecitazione principale è di natura cinematica, isolando l'effetto delle variazioni di posizione imposte dall'EMA e riducendo l'influenza del controllo di forza dell'HLA.

Alcuni dei profili temporali adottati nello Scenario 1 sono riportati in Figura 5.2, dove sono mostrati esempi rappresentativi dei segnali sinusoidali, triangolari e a onda quadra.

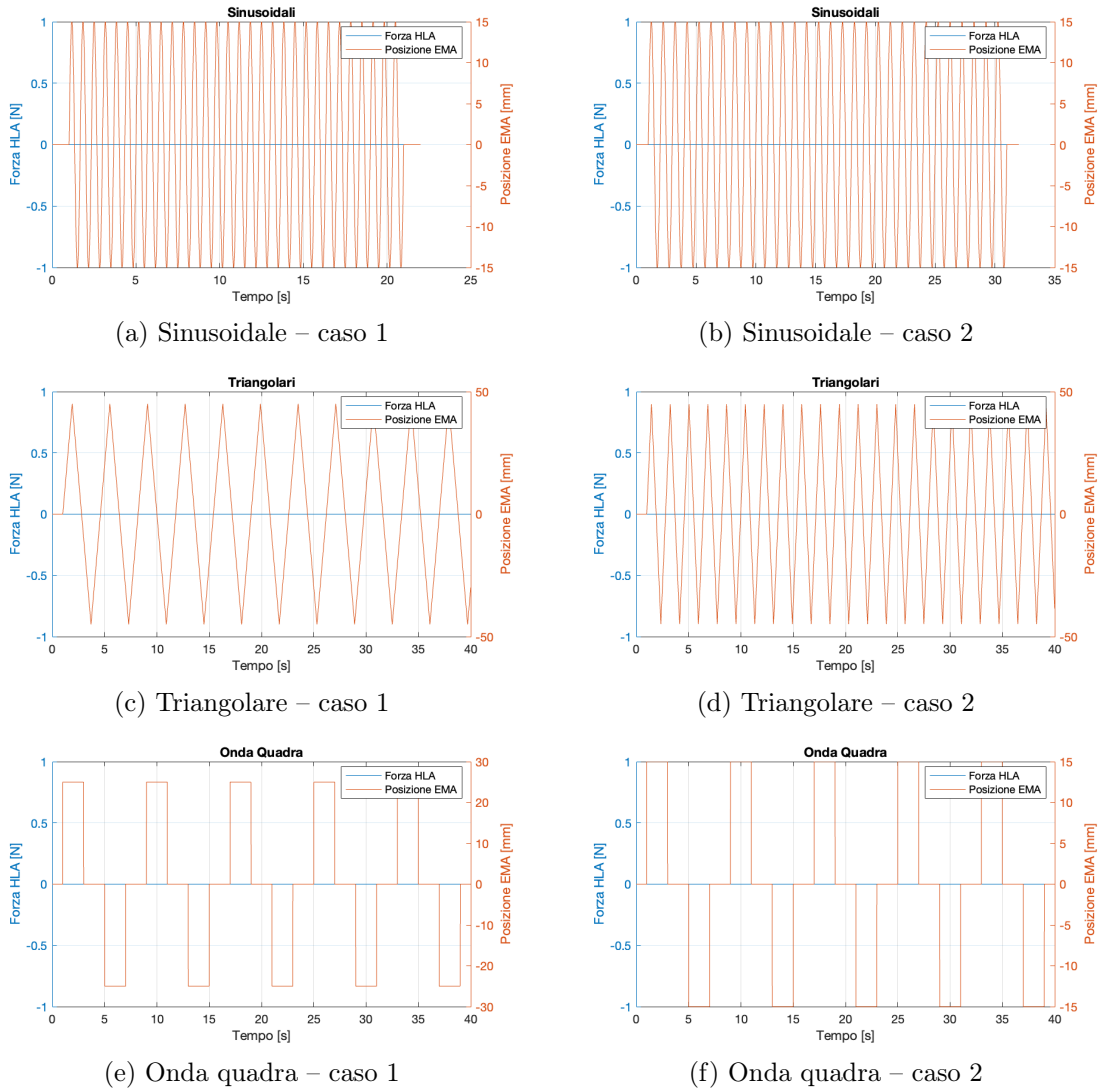


Figura 5.2: Profili temporali di riferimento applicati nello Scenario 1. Sono riportati solo alcuni dei segnali utilizzati nelle prove sperimentali.

### Scenario 2 – Eccitazione dell’HLA con EMA a set nullo

Nel secondo scenario l’EMA è stato mantenuto con set di posizione nullo, mentre l’Hydraulic Load Actuator è stato comandato in controllo di forza mediante segnali di riferimento a profilo:

- sinusoidale,
- triangolare,
- a onda quadra.

Questa configurazione consente di analizzare il comportamento del giunto in presenza di una sollecitazione prevalentemente dinamica, mantenendo costante la configurazione cinematica imposta dall'EMA. In tal modo è possibile valutare l'influenza del gioco quando il sistema è soggetto a variazioni controllate di forza.

Alcuni dei profili temporali adottati per l'HLA nello Scenario 2 sono riportati in Figura 5.3, dove sono mostrati esempi rappresentativi dei segnali sinusoidale, triangolare e a onda quadra.

### **Scenario 3 – Eccitazioni impulsive**

Il terzo scenario è stato definito con l'obiettivo di introdurre nel sistema sollecitazioni di tipo impulsivo e limitate nel tempo. Tale configurazione è stata concepita per aumentare la probabilità di osservare fenomeni non lineari riconducibili alla presenza del gioco, quali micro-impatti tra le superfici accoppiate.

Sono state considerate due configurazioni speculari.

Nella prima configurazione l'EMA è stato mantenuto in posizione costante, mentre l'HLA, inizialmente stabilizzato a un valore di forza costante, è stato eccitato mediante impulsi di forza di ampiezza limitata e durata controllata, come mostrato in Figura 5.4(a).

Nella seconda configurazione si è operato in modo inverso: l'HLA è stato mantenuto a valore non nullo e costante, mentre l'EMA, inizialmente in posizione costante, è stato eccitato mediante impulsi di posizione limitati nel tempo, rappresentato in Figura 5.4(b).

In entrambe le configurazioni il sistema parte da una condizione di equilibrio statico, sulla quale viene sovrapposta una perturbazione rapida.

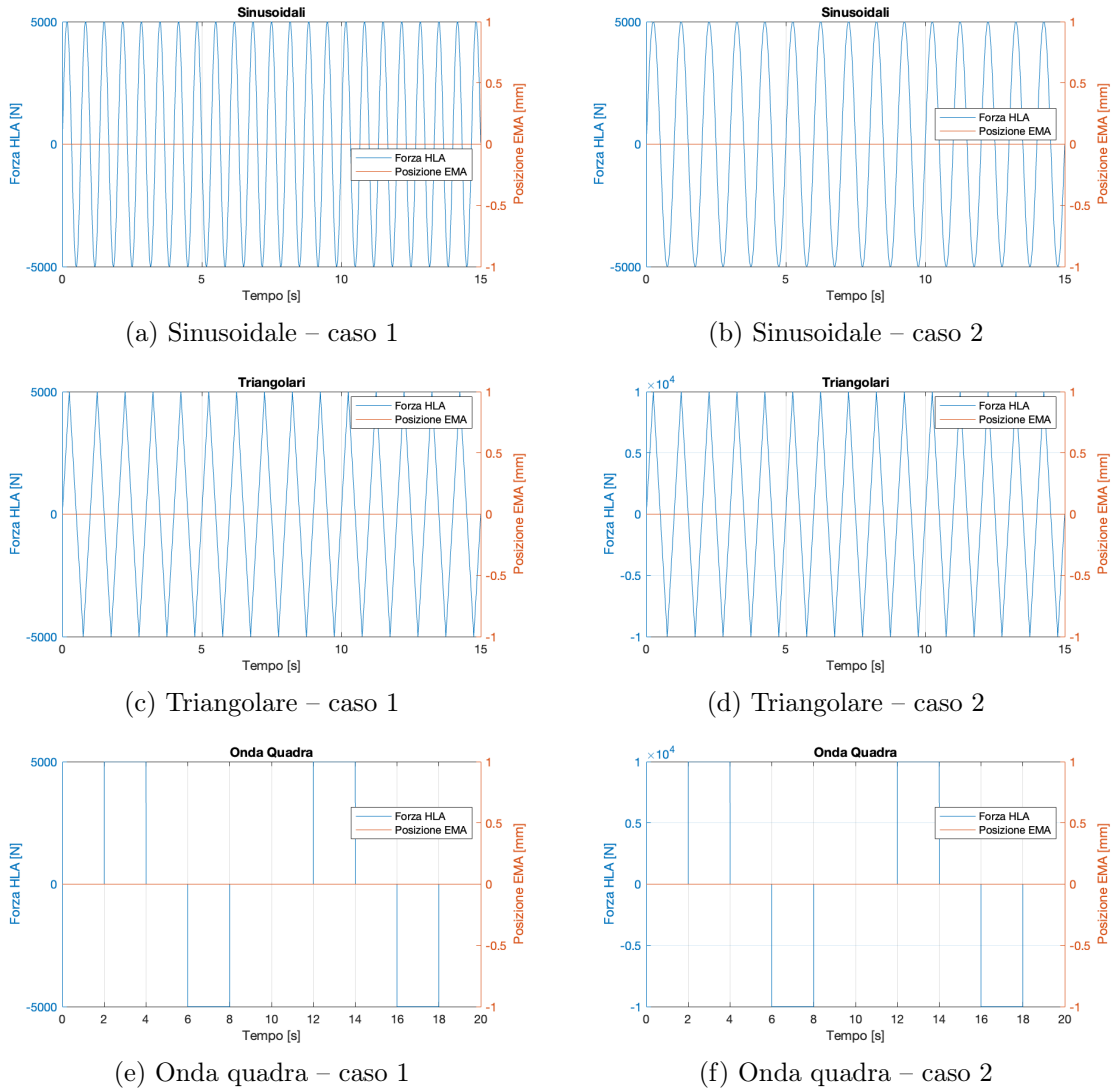
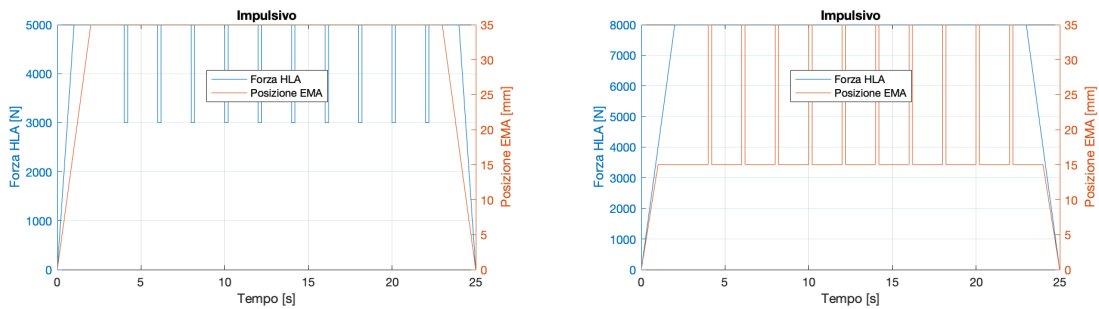


Figura 5.3: Profili temporali di riferimento applicati all’HLA nello Scenario 2 (EMA a set nullo). Sono riportati solo alcuni dei segnali utilizzati nelle prove sperimentali.

#### Scenario 4 – EMA eccitato con HLA in configurazione open-loop

Il quarto scenario è stato pensato con l’obiettivo di analizzare il comportamento del sistema in una configurazione in cui il contributo dell’attuatore idraulico fosse prevalentemente passivo, riducendo l’azione attiva del controllo di forza.

L’idea iniziale prevedeva di porre l’HLA in condizione di bypass, ovvero con le camere dell’attuatore idraulico messe in comunicazione tra loro, in modo tale da consentire un comportamento assimilabile a quello di un elemento dissipativo o smorzante. Tale configurazione avrebbe permesso di osservare la dinamica del



(a) Impulso di forza applicato all’HLA con EMA a posizione costante      (b) Impulso di posizione applicato all’EMA con HLA a forza costante

Figura 5.4: Profili temporali rappresentativi delle eccitazioni impulsive adottate nello Scenario 3.

sistema con un contributo idraulico non controllato attivamente.

Non essendo tecnicamente possibile implementare una reale condizione di bypass sul banco prova, si è optato per una configurazione alternativa in cui l’HLA è stato gestito in maniera *open loop*. In particolare, la servovalvola dell’attuatore idraulico è stata comandata con segnale nullo, mentre il segnale di feedback della forza non è stato retroazionato e quindi non è stato utilizzato in un controllo in anello chiuso.

In tale assetto l’Electro-Mechanical Actuator (EMA) è stato eccitato mediante segnali di posizione a profilo sinusoidale e triangolare.

Questa configurazione consente di ridurre l’influenza del controllo idraulico sulla dinamica complessiva del sistema, privilegiando l’osservazione della risposta meccanica del giunto e l’eventuale manifestarsi di impatti o urti.

Alcuni dei profili temporali adottati per l’EMA nello Scenario 4 sono riportati in Figura 5.5.

### 5.3 Parametri di acquisizione e pre-processing dei segnali

Le prove sperimentali sono state condotte acquisendo i segnali con frequenza di campionamento pari a:

$$f_s = 1000 \text{ Hz.}$$

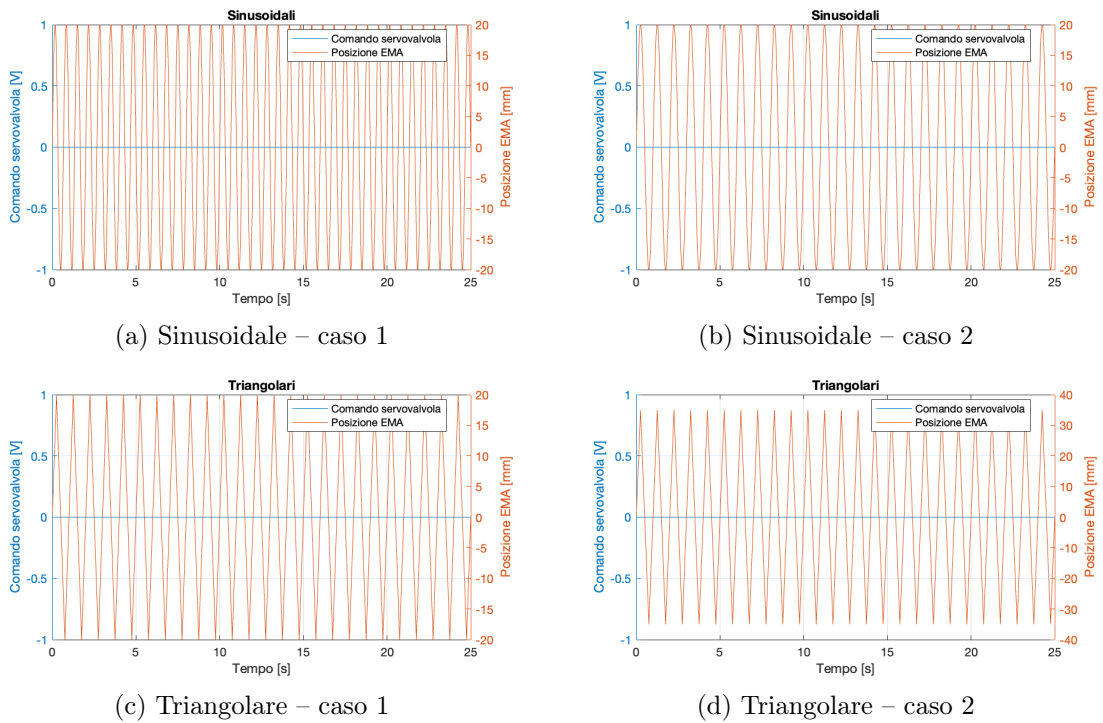


Figura 5.5: Profili temporali di riferimento applicati all’EMA nello Scenario 4 (HLA in configurazione open-loop). Sono riportati alcuni esempi dei segnali sinusoidali e triangolari adottati nelle prove sperimentali.

Tale valore è stato scelto in modo da garantire un’adeguata risoluzione temporale e la possibilità di analizzare eventuali componenti dinamiche ad alta frequenza associate alla presenza del gioco meccanico. In base al criterio di Nyquist, la frequenza di campionamento adottata consente, in linea teorica, di investigare fenomeni fino a 500 Hz.

Per ciascuna configurazione di *gap* e per ogni scenario di prova sono state effettuate acquisizioni di durata tale da includere più cicli completi del segnale di riferimento, assicurando così la significatività statistica delle analisi successive.

I dati acquisiti dal banco prova sono stati esportati in formato testuale e successivamente elaborati in ambiente Matlab. I segnali grezzi, originariamente espressi in tensione, sono stati convertiti nelle corrispondenti unità fisiche mediante l’applicazione dei guadagni di ciascun sensore e, ove necessario, mediante una correzione di offset.

I fattori di conversione adottati per le principali grandezze misurate sono riportati in Tabella 5.1. Tali coefficienti consentono di ricostruire in modo coerente le

grandezze fisiche di interesse, quali ad esempio la forza di feedback dell'HLA, la velocità misurata tramite LVT, le pressioni idrauliche nelle camere dell'attuatore e la posizione di feedback dell'EMA.

Tabella 5.1: Fattori di conversione applicati ai segnali acquisiti.

Grandezza	Segnale grezzo	Guadagno	Unità finale
Forza HLA (feedback)	V	5000	N
Velocità LVT	V	100	mm/s
Offset LVT	V	+0.055	V
Pressioni $P_A$ , $P_B$ , $P_S$	V	35	bar
Posizione EMA (feedback)	V	5	mm

Le grandezze di riferimento (set) sono state considerate già espresse nelle unità fisiche di interesse e non sono state sottoposte a filtraggio, al fine di preservarne l'informazione temporale e le discontinuità imposte dal comando.

### Ricostruzione dell'asse temporale e allineamento tra prove

Per ciascuna acquisizione è stato ricostruito l'asse temporale a partire dalla frequenza di campionamento secondo la relazione

$$t(n) = \frac{n}{f_s}, \quad n = 0, \dots, N - 1.$$

Al fine di rendere confrontabili prove diverse e garantire coerenza nell'analisi dei transitori, i segnali sono stati allineati rispetto al primo fronte significativo del segnale di riferimento. In particolare, il fronte è stato individuato mediante l'analisi della variazione discreta del set, selezionando il primo istante in cui tale variazione supera una soglia prefissata. L'istante così individuato è stato assunto come riferimento temporale ( $t = 0$ ) e sottratto all'intero asse dei tempi.

### Filtraggio delle misure

Per ridurre l'influenza del rumore di misura senza alterare la forma dei segnali di riferimento, è stato applicato un filtraggio passa-basso esclusivamente alle grandezze misurate. In particolare è stato utilizzato un filtro Butterworth del quarto ordine con frequenza di taglio pari a 100 Hz, implementato in forma a fase zero mediante

filtraggio in avanti e all'indietro. I segnali di set sono stati esclusi da tale operazione.

L'insieme delle operazioni di conversione in unità fisiche, allineamento temporale e filtraggio selettivo costituisce il pre-processing adottato per tutte le prove analizzate nel seguito.

## 5.4 Analisi comparativa degli scenari e selezione della condizione ottimale

Un'analisi preliminare dei dati acquisiti a banco ha permesso di valutare la sensibilità di ciascuno scenario rispetto alla variazione del gioco meccanico. L'obiettivo di questa fase è stato individuare la configurazione operativa maggiormente idonea a rendere manifesti gli effetti dinamici associati alla presenza del *gap*.

### 5.4.1 Valutazione degli scenari non significativi

L'analisi dei segnali relativi allo Scenario 1 (EMA eccitato, HLA a set nullo) non ha evidenziato alcuna correlazione sistematica tra l'incremento del gioco e la risposta dinamica del sistema. Nonostante la varietà delle forme d'onda impiegate (sinusoidale, triangolare, quadra), non sono emersi andamenti monotoni o variazioni frequenziali apprezzabili al variare del perno utilizzato. Si ritiene che la rigidità complessiva del sistema e la dinamica di controllo dell'EMA in questa specifica configurazione tendano a mascherare gli effetti del gioco, rendendo tale scenario poco efficace per fini diagnostici.

Analogamente, lo Scenario 3 (eccitazioni impulsive) e lo Scenario 4 (EMA eccitato con HLA in *open loop*) non hanno fornito risultati discriminanti. Le risposte ai gradini impulsivi non hanno mostrato variazioni ripetibili tali da poter essere correlate univocamente all'entità del *gap*. Nello Scenario 4, l'assenza del controllo attivo sull'HLA ha reso la dinamica del sistema meno controllata, senza però far emergere in modo chiaro le discontinuità attese.

Alla luce di tali osservazioni, gli Scenari 1, 3 e 4 sono stati scartati per le successive fasi di definizione degli indicatori di guasto.

### 5.4.2 Selezione dello Scenario 2

Lo Scenario 2, caratterizzato dall'eccitazione in forza dell'HLA con l'EMA mantenuto in posizione fissa (set nullo), si è rivelato la configurazione più sensibile e promettente. L'analisi dei segnali ha messo in luce come, in questa condizione operativa, il gioco meccanico influenzi in modo marcato la risposta dinamica del sistema, in particolare su quattro grandezze specifiche:

- l'errore compensato della servovalvola;
- la velocità misurata dal sensore LVT;
- la forza di feedback dell'attuatore idraulico;
- le pressioni all'interno delle due camere dell'HLA.

Tra le forme d'onda testate in questo scenario, quelle sinusoidali e triangolari hanno prodotto le evidenze più chiare. Al contrario, l'eccitazione a onda quadra è risultata meno efficace: una spiegazione potrebbe essere che i fronti di salita estremamente rapidi del carico introducono nel sistema un contenuto in frequenza spurio e transitori violenti che tendono a sovrapporsi alle vibrazioni indotte dal gioco, rendendo difficile l'isolamento del fenomeno di interesse.

Pertanto, lo Scenario 2 con eccitazione sinusoidale e triangolare è stato selezionato come condizione di riferimento per l'analisi dettagliata e l'estrazione delle *feature*.

## 5.5 Analisi nel dominio del tempo e tempo-frequenza

Focalizzando l'attenzione sullo Scenario 2 selezionato, è stata condotta un'analisi approfondita per caratterizzare la fenomenologia del guasto.

### 5.5.1 Evidenze nel dominio del tempo

Dal punto di vista teorico, l'attraversamento della banda morta introdotta dal gioco diametrico nel *rod-end* dovrebbe tradursi in una temporanea assenza di trasmissione del carico. In tale istante, la cella di carico dovrebbe registrare un decremento

istantaneo della forza di *feedback*; conseguentemente, il sistema di controllo in anello chiuso reagisce a tale caduta incrementando l'errore compensato. Ciò induce una maggiore apertura della servovalvola, la quale immette una portata superiore nella camera di spinta, generando una rapida accelerazione dello stelo (rilevabile dal trasduttore LVT) e un conseguente picco transitorio di pressione nelle camere idrauliche.

Tuttavia, l'evidenza sperimentale mostra un quadro dinamico più complesso, in cui il comportamento ideale risulta alterato dalla specifica architettura del banco prova e dalle condizioni operative.

Osservando le risposte nel dominio del tempo per i segnali del *feedback* di forza, velocità LVT ed errore compensato (riportati nelle Figure 5.6 e 5.7), si nota l'insorgenza di chiari disturbi in prossimità dell'inversione del moto. Il fenomeno oggetto di analisi è visibile sotto forma di picchi impulsivi localizzati prevalentemente negli istanti immediatamente precedenti ai massimi (o minimi) del *set* di forza, ovvero poco dopo l'attraversamento dello zero dell'onda.

Un'attenta analisi dei segnali rivela due peculiarità nel comportamento dinamico del sistema: da un lato, i picchi impulsivi risultano sensibilmente più marcati durante la semionda positiva del segnale (fase di spinta, al di sopra dell'asse delle ascisse) rispetto alla fase di trazione; dall'altro, sebbene l'ampiezza di tali picchi mostri una tendenza generalmente crescente all'aumentare della quota di usura (da 0 a 0.8 mm), non si osserva un andamento rigorosamente monotono.

Entrambe queste deviazioni rispetto a un modello di impatto ideale (che si vorrebbe simmetrico e linearmente proporzionale al *gap*) sono imputabili ai medesimi fattori intrinseci al banco prova:

- **Cinematica a rapporto di trasmissione non costante:** il cinematismo a gomito è caratterizzato da una geometria la cui trasmissione del moto (e delle forze) varia continuamente in funzione dell'angolo di disposizione. Questa non linearità cinematica modifica la rigidità apparente del sistema nei diversi punti dell'escursione, alterando la severità dell'impatto tra perno e sede e giustificando così la marcata asimmetria tra la fase di estensione e quella di contrazione.

- **Disallineamento geometrico dell'attuatore EMA:** durante la campagna sperimentale si è constatato un lieve disallineamento dell'asse dell'EMA rispetto alla sua linea di lavoro ideale. Tale condizione introduce dei carichi laterali (forze radiali parassite) sul *rod-end*, i quali tendono a mantenere il perno premuto contro specifiche zone della sede. Questa asimmetria di carico altera la traiettoria di "volo libero" del perno all'interno del meato, rendendo l'impatto molto più diretto e severo in una direzione (spinta) rispetto all'altra (trazione) e contribuendo alla varianza dei valori di picco.

A questi due fenomeni macroscopici occorre aggiungere una doverosa considerazione legata ad aspetti prettamente tribologici. La lubrificazione del giunto è stata infatti realizzata mediante l'applicazione manuale di grasso al litio sul perno; tale procedura operativa comporta una distribuzione intrinsecamente disomogenea del lubrificante all'interno del meato. La presenza irregolare del grasso introduce un effetto di smorzamento idrodinamico fortemente variabile. Questo fenomeno frena la dinamica del perno in modo imprevedibile, alterando parzialmente l'entità delle risposte sperimentali. In particolare, questo effetto smorzante e caotico giustifica la mancanza di una spiccata monotonicità soprattutto ai bassi valori di gioco (0.1, 0.2, 0.3 e 0.4 mm), dove la discretizzazione del difetto è più fitta e la variazione dell'energia d'impatto rischia di essere mascherata proprio dall'azione frenante del lubrificante.

Estendendo l'osservazione ai segnali di pressione idraulica nelle camere ( $P_A$  e  $P_B$ ), i tracciati temporali si presentano fortemente oscillatori, rendendo complessa l'identificazione visiva della firma dell'impatto e il confronto diretto con le grandezze cinematiche. L'insorgere di queste severe instabilità idrauliche, ben visibili in particolar modo nel caso di eccitazione triangolare (a causa della maggiore criticità e velocità del comando di forza), è giustificato da specifiche caratteristiche impiantistiche e operative dell'infrastruttura di prova:

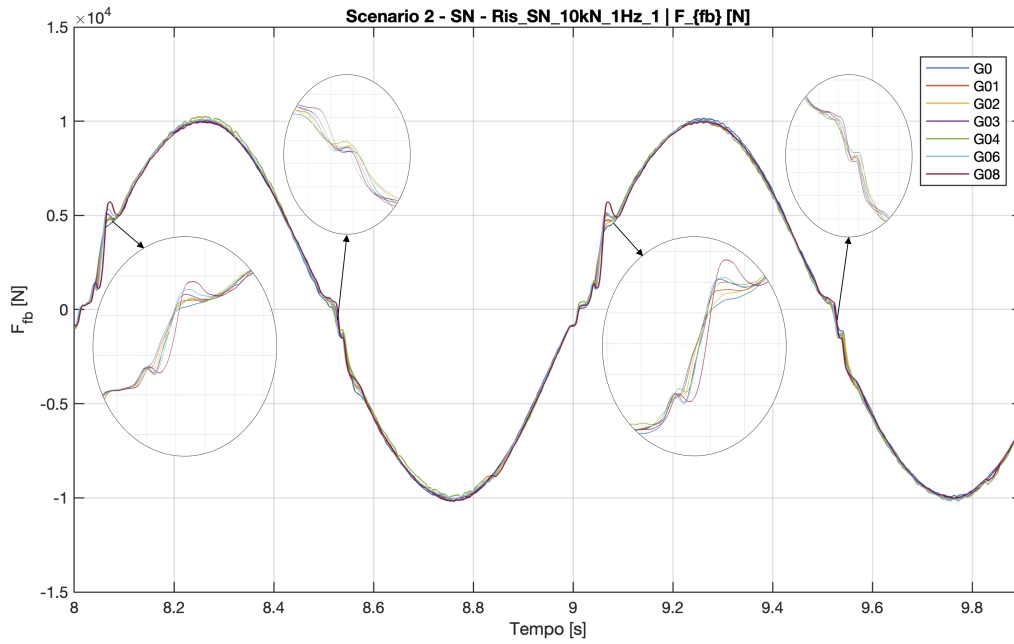
- **Cedevolezza del circuito:** la centrale idraulica è situata a notevole distanza dal banco. L'impiego di lunghe tubazioni flessibili introduce una significativa deformabilità volumetrica. Tale cedevolezza agisce smorzando le variazioni rapide di pressione all'interno delle camere, le quali subiscono questo fenomeno anche in presenza di accumulatori idraulici dedicati.

- **Pressione operativa:** il banco è stato esercito a 140 bar, un valore sensibilmente inferiore alla pressione nominale erogabile dalla centrale (270 bar). Lavorare a pressioni ridotte implica un calo della rigidità effettiva della colonna di fluido (modulo di *Bulk* equivalente), amplificando le oscillazioni risonanti del sistema.
- **Temperatura e viscosità del fluido:** il banco prova risulta operativo già a partire da una temperatura dell'olio di 25 °C, ma raggiunge la condizione termica ottimale di regime a circa 40 °C. Poiché la campagna sperimentale ha richiesto l'esecuzione di prove in sequenza e in diversi giorni, il progressivo riscaldamento dell'olio ne ha inevitabilmente ridotto la viscosità dinamica. Questa variazione reologica altera lo smorzamento viscoso del fluido nel circuito; di conseguenza, l'entità delle oscillazioni di pressione registrate risulta dipendente dallo stato termico istantaneo dell'olio al momento della specifica acquisizione, introducendo una variabilità che si sovrappone agli effetti puramente legati alla variazione del *gap*.
- **Asimmetria idraulica:** le maggiori oscillazioni si notano sulla pressione nella camera B. Essendo tale camera fisicamente posizionata in maggiore prossimità del *rod-end* di interesse, essa risente in via preferenziale e diretta dell'onda d'urto generata dall'impatto meccanico rispetto alla camera opposta.

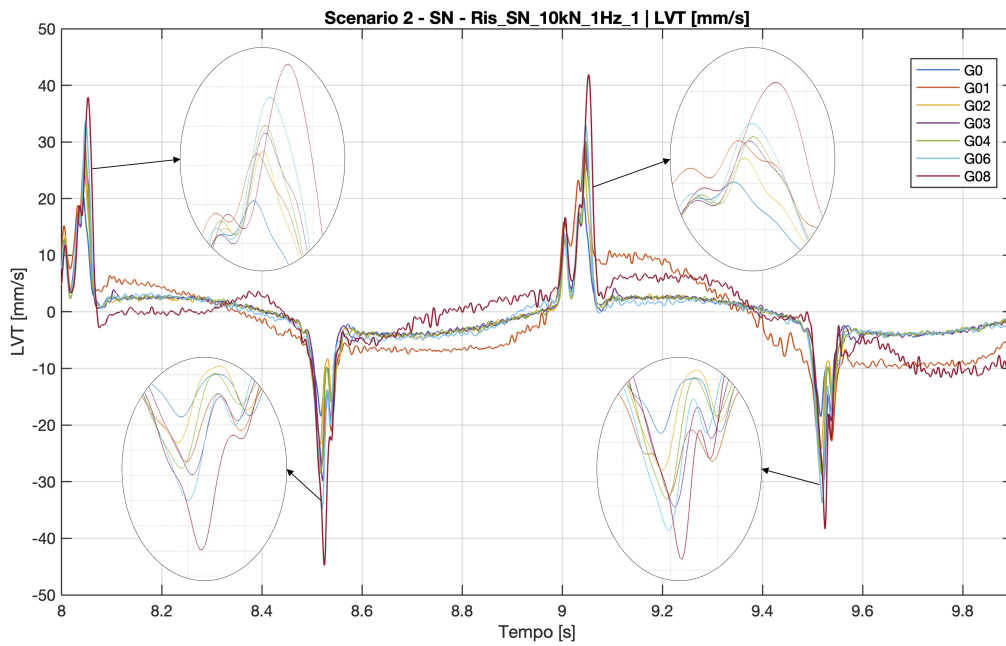
A valle di queste considerazioni, risulta evidente come i segnali monitorati reagiscano alla presenza del gioco fornendo indicazioni qualitative innegabili. Tuttavia, l'intrinseca rumorosità di fondo, le severe oscillazioni fluidodinamiche dipendenti dalla temperatura e le non linearità cinematiche del banco non permettono di estrarre, nel solo dominio del tempo, degli indicatori sufficientemente robusti e ripetibili per un approccio di prognostica. Risulta pertanto inevitabile procedere con uno studio nel dominio tempo-frequenza, al fine di isolare e quantificare il contenuto energetico associato ai micro-impatti dalla complessa dinamica di fondo del sistema.

A valle di queste considerazioni, risulta evidente come i segnali monitorati reagiscano alla presenza del gioco fornendo indicazioni qualitative. Tuttavia, la rumorosità di fondo, le oscillazioni idrauliche e le non linearità del banco non permettono

di estrarre, nel solo dominio del tempo, degli indicatori sufficientemente robusti per un approccio di prognostica. Risulta pertanto inevitabile procedere con uno studio nel dominio tempo-frequenza, al fine di individuare e quantificare le variazioni frequenziali dei segnali in corrispondenza degli istanti di impatto precedentemente localizzati.

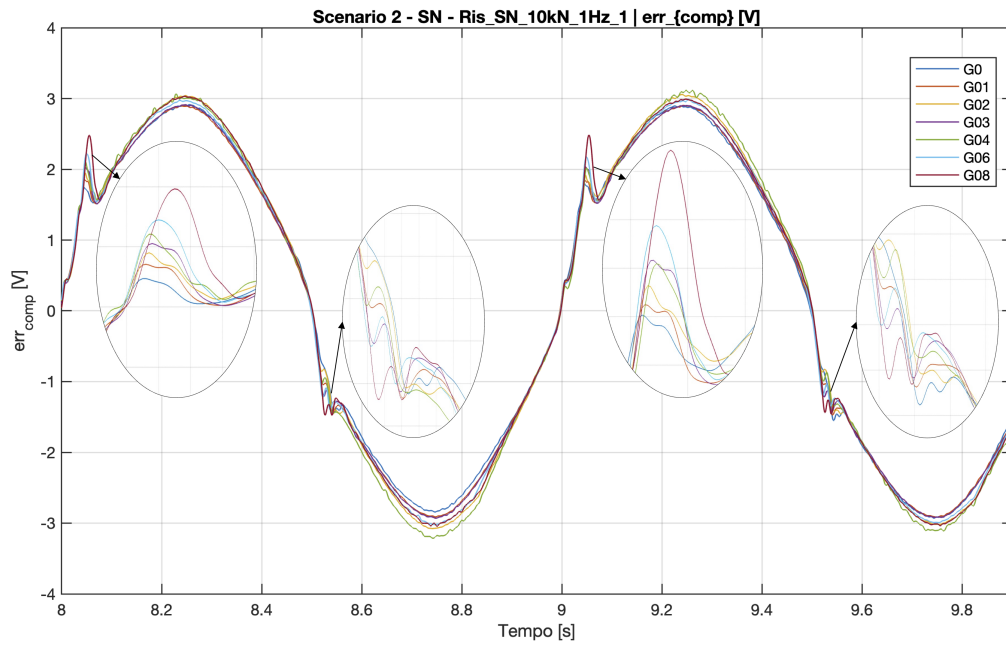


(a) Forza di Feedback

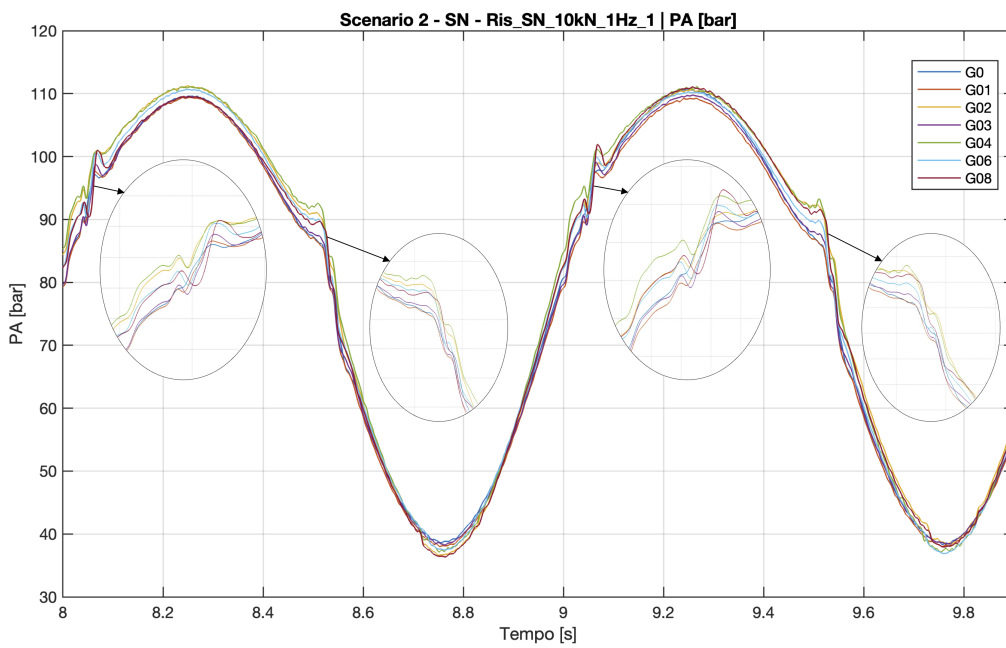


(b) Velocità LVT

Figura 5.6: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di *gap*. (Continua nella pagina successiva)

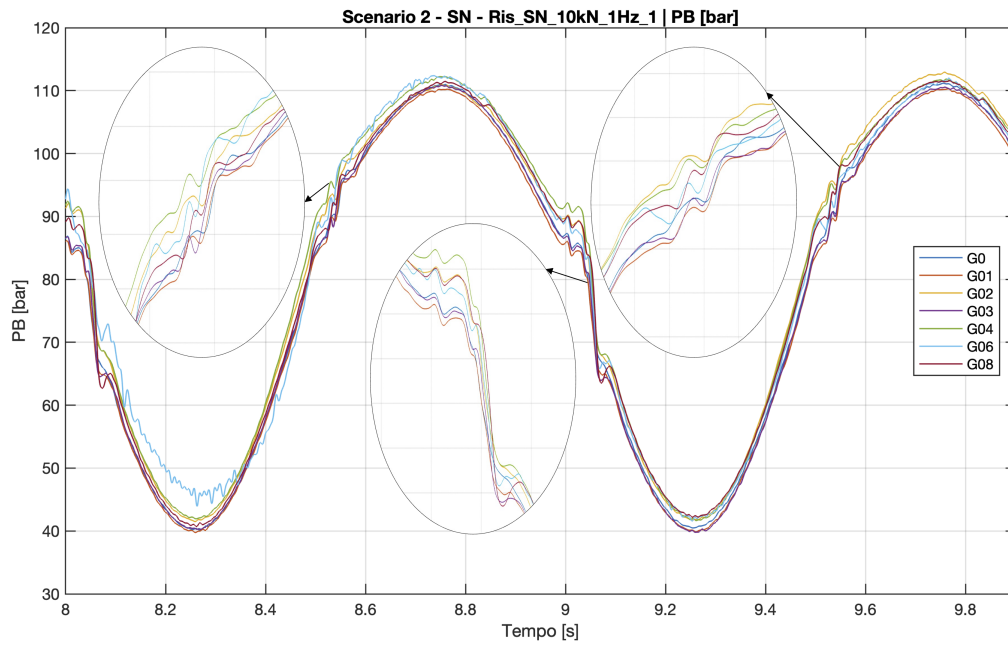


(c) Errore Compensato



(d) Pressione  $P_A$

Figura 5.6: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di *gap*. (Continua nella pagina successiva)



(e) Pressione  $P_B$

Figura 5.6: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione sinusoidale per i sette livelli di *gap*.

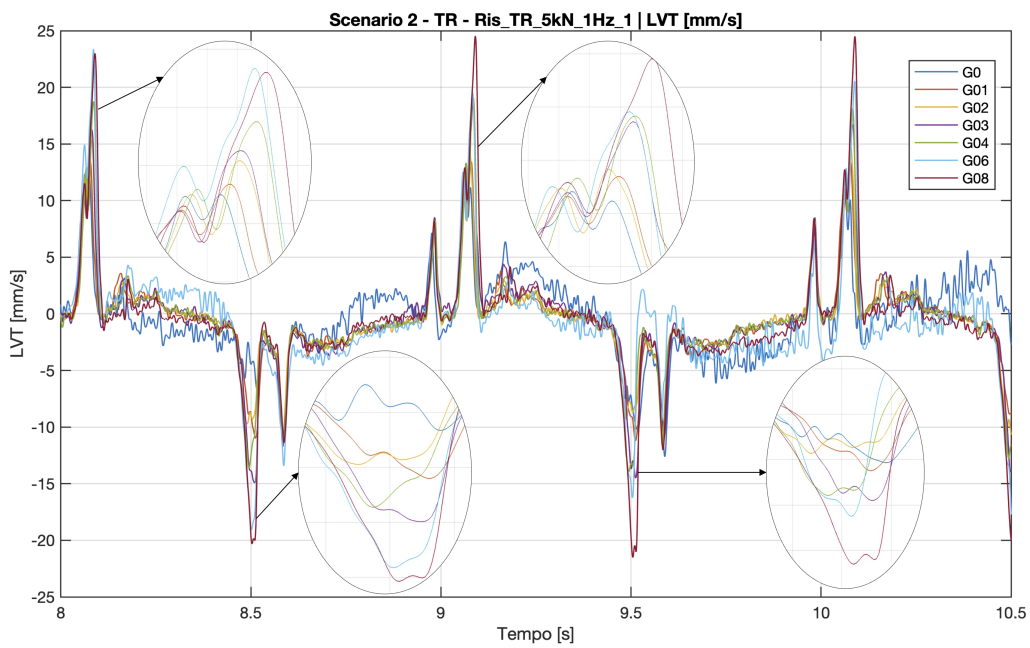
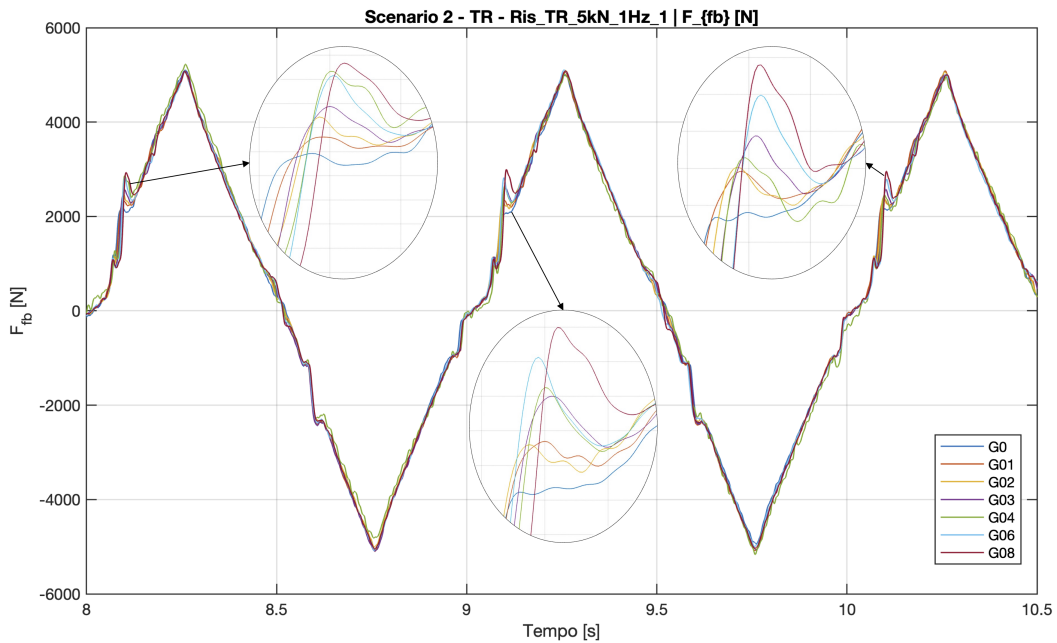
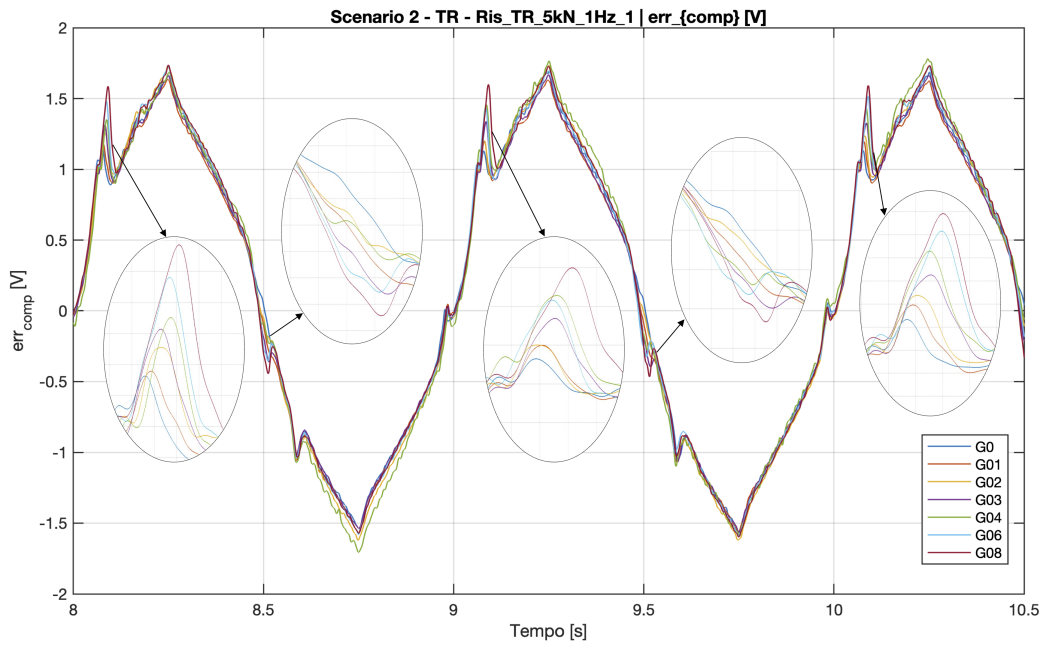
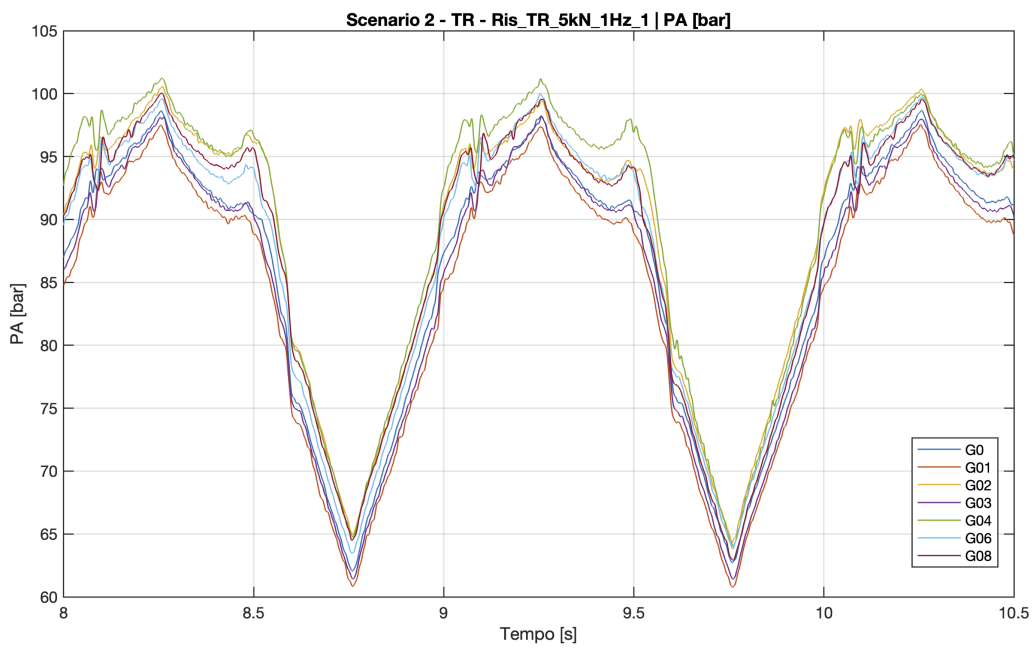


Figura 5.7: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di *gap*. (Continua nella pagina successiva)

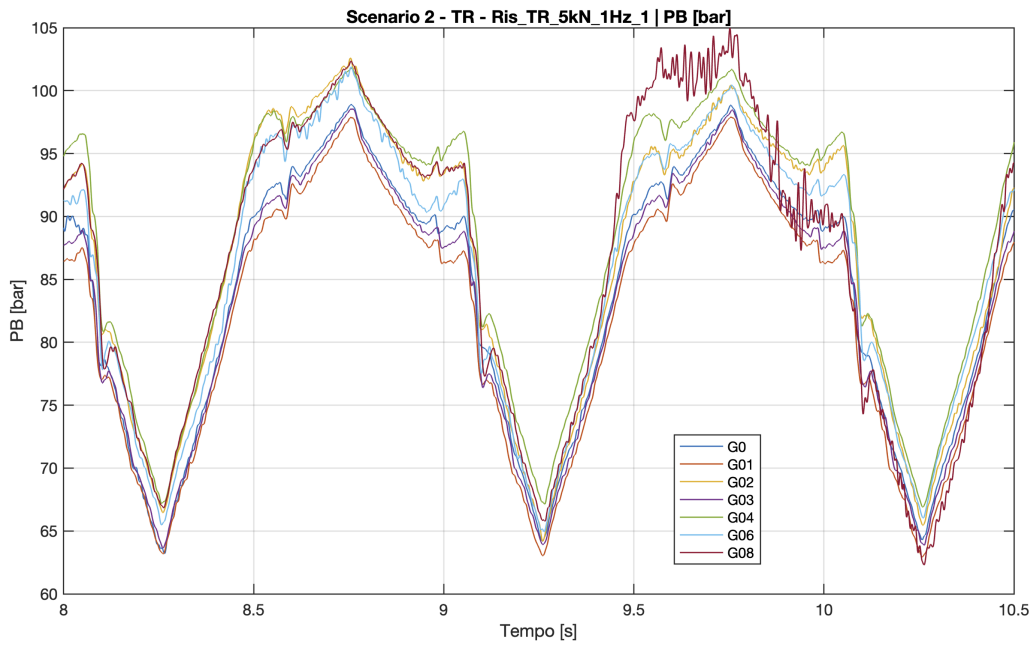


(c) Errore Compensato



(d) Pressione  $P_A$

Figura 5.7: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di *gap*. (Continua nella pagina successiva)



(e) Pressione  $P_B$

Figura 5.7: Dettaglio temporale delle risposte del sistema con eccitazione triangolare per i sette livelli di *gap*.

### 5.5.2 Analisi Tempo-Frequenza (Wavelet)

Per investigare in modo più approfondito la natura non stazionaria dei fenomeni impulsivi emersi nell'analisi temporale, si è fatto ricorso all'analisi nel dominio tempo-frequenza, tramite Trasformata Wavelet Continua (CWT). Tale strumento matematico risulta particolarmente adatto per lo studio di segnali contenenti discontinuità e transitori rapidi, in quanto consente di localizzare le variazioni del contenuto spettrale nel tempo, superando i limiti di risoluzione temporale della classica trasformata di Fourier (FFT o STFT).

L'analisi è stata condotta focalizzando l'attenzione sui segnali acquisiti nello Scenario 2 (EMA a set nullo, HLA eccitato in forza), che hanno mostrato la maggiore sensibilità al fenomeno del gioco meccanico.

#### Metodologia di analisi

Data la natura localizzata degli impatti, l'applicazione della CWT sull'intero asse temporale dell'acquisizione risulterebbe computazionalmente onerosa e poco efficace nell'evidenziare i dettagli dei transitori. Pertanto, l'analisi è stata condotta considerando le stesse finestre temporali precedentemente identificate nel dominio del tempo e selezionando al loro interno piccoli intorni temporali di durata  $\Delta t$ , coincidenti con gli istanti in cui si verificano i picchi impulsivi legati all'attraversamento del *gap*. Questa scelta garantisce una diretta corrispondenza e linearità tra le evidenze temporali e quelle spettrali.

È doveroso precisare che la limitata estensione temporale di tali finestre comporta, per il principio di indeterminazione di Heisenberg, una riduzione della risoluzione per le componenti a bassa frequenza. Di conseguenza, il contenuto spettrale al di sotto dei 10 Hz non risulta rappresentato negli scalogrammi. Tuttavia, poiché il fenomeno fisico di interesse (l'urto metallico) eccita modi propri a frequenze medio-alte, tale limitazione non compromette in alcun modo la validità dell'analisi diagnostica.

#### Risultati sperimentali

Nelle figure seguenti sono riportati gli scalogrammi relativi ai segnali di errore compensato, velocità LVT, forza di *feedback* e pressioni di camera ( $P_A$  e  $P_B$ ), messi

a confronto per le eccitazioni sinusoidali e triangolari.

Per agevolare la lettura dei risultati, si precisa la disposizione delle matrici di immagini: per ciascuna figura, le righe rappresentano specifiche finestre temporali estratte da due cicli di carico consecutivi. Nello specifico, le righe dispari (prima e terza) corrispondono alla fase in cui l'attuatore lavora in spinta (salita del carico nella semionda positiva), mentre le righe pari (seconda e quarta) si riferiscono alla fase opposta di trazione (ritrazione del cilindro nella semionda negativa).

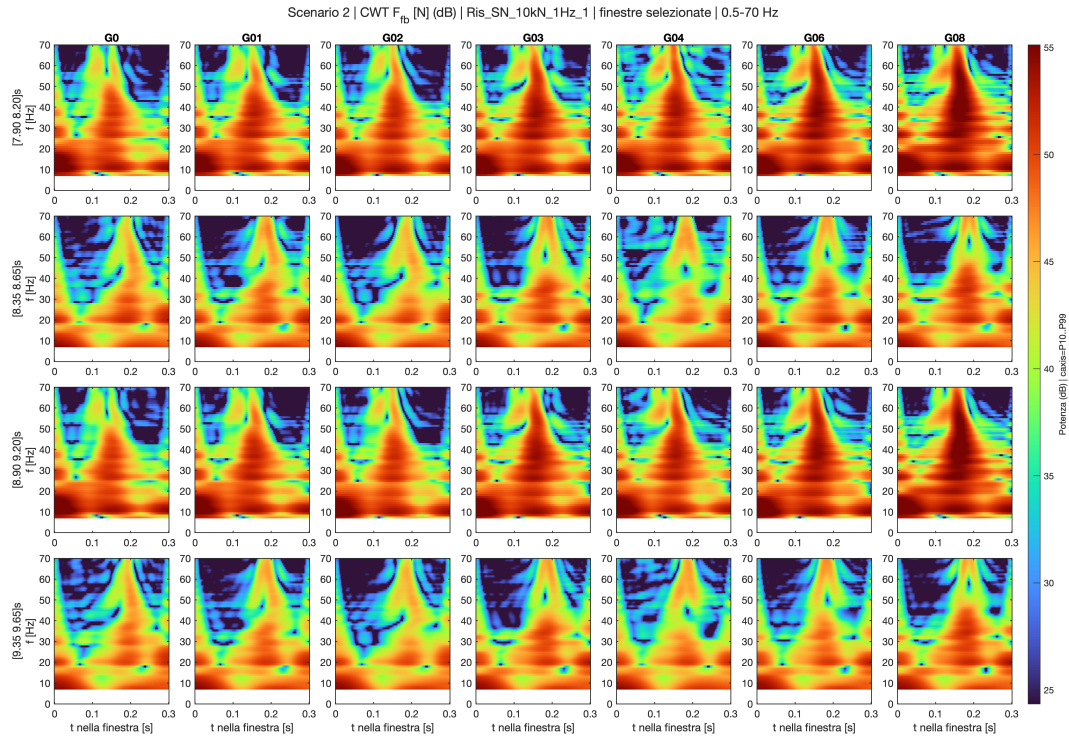
Dall'analisi complessiva degli scalogrammi emergono le seguenti evidenze sperimentali, che chiariscono e risolvono le incertezze riscontrate nel dominio del tempo:

- **Monotonicità ed energia in alta frequenza:** l'analisi Wavelet conferma la sua efficacia isolando in modo netto il contributo dell'impatto. Per tutte le grandezze considerate (Figure da 5.8 a 5.12), si osserva sistematicamente che all'aumentare del gioco diametrale corrisponde un incremento dell'energia del segnale nelle bande di frequenza medio-alte. In particolare, la fascia compresa tra 20 Hz e 60 Hz mostra la variazione più marcata, evidenziata da una progressiva e chiara intensificazione della scala cromatica (dal blu verso il giallo/rosso).
- **Asimmetria spinta/trazione:** coerentemente con quanto osservato in precedenza, la firma spettrale dell'impatto risulta più intensa e definita durante la fase di spinta (prime e terze righe delle matrici di immagini). In queste fasi vengono eccitate le frequenze più alte dello spettro. Viceversa, nella fase di trazione (seconda e quarta righe), l'incremento di energia al variare del gioco è meno apprezzabile. Tale asimmetria conferma l'influenza della cinematica non lineare del banco e della geometria del cinematismo.
- **Severità del comando Triangolare vs Sinusoidale:** il confronto tra i due profili di eccitazione evidenzia come il segnale triangolare risulti marcatamente più critico. Imporre una rampa triangolare significa richiedere al sistema un gradiente di forza elevato e costante. Questa brusca variazione delle condizioni di carico, unita all'attraversamento del gioco, inietta nel sistema un'energia vibrazionale maggiore rispetto al morbido transitorio del seno. Negli scalogrammi di forza *feedback* (Figura 5.8), LVT (Figura 5.9)

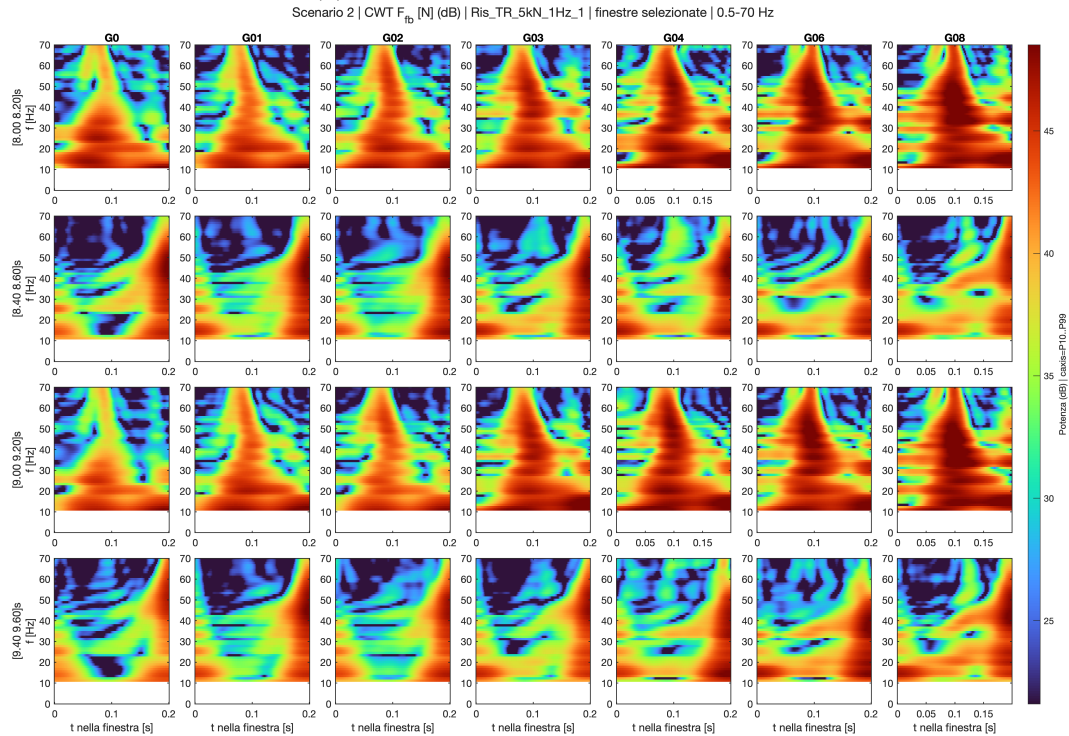
ed errore compensato (Figura 5.10), ciò si traduce non solo in un'intensificazione delle frequenze esistenti (come avviene nel caso sinusoidale), ma nella comparsa di nuove e più alte frequenze eccitate dall'urto più violento.

- **Analisi delle pressioni ( $P_A$  e  $P_B$ ):** anche i segnali di pressione (Figure 5.11 e 5.12), seppur complessi nel dominio del tempo, rivelano tramite CWT un evidente incremento di energia nella fase di spinta. Di estremo interesse è il confronto tra le due camere: come ipotizzato nell'analisi temporale, la camera B (lato stelo) si trova in prossimità del giunto e subisce per tale motivo in maniera più marcata anche i microimpatti che possono verificarsi in concomitanza con l'urto. L'onda, dunque, si sovrappone a una dinamica di fondo, rendendo l'incremento di energia visibile, ma meno apprezzabile. Al contrario, la camera A (lato fondello), essendo più lontana, presenta una dinamica di base più stabile; ne consegue che l'impatto dovuto al gioco, pur attenuato dalla colonna di fluido, genera su  $P_A$  un incremento relativo di energia estremamente netto. Di fatto,  $P_A$  offre un rapporto segnale-rumore superiore per l'identificazione spettrale del guasto rispetto a  $P_B$ .

Di seguito sono riportati gli scalogrammi rappresentativi per le grandezze fisiche monitorate, i quali validano visivamente le considerazioni esposte.

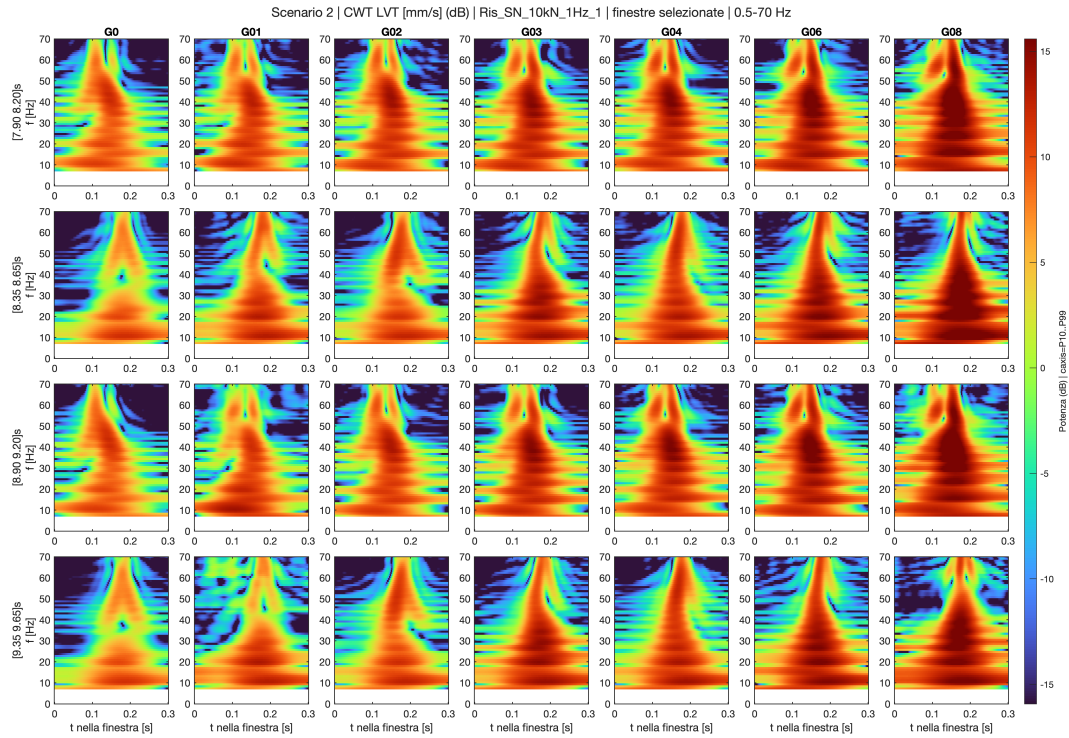


(a) Forza di Feedback - Set Sinusoidale

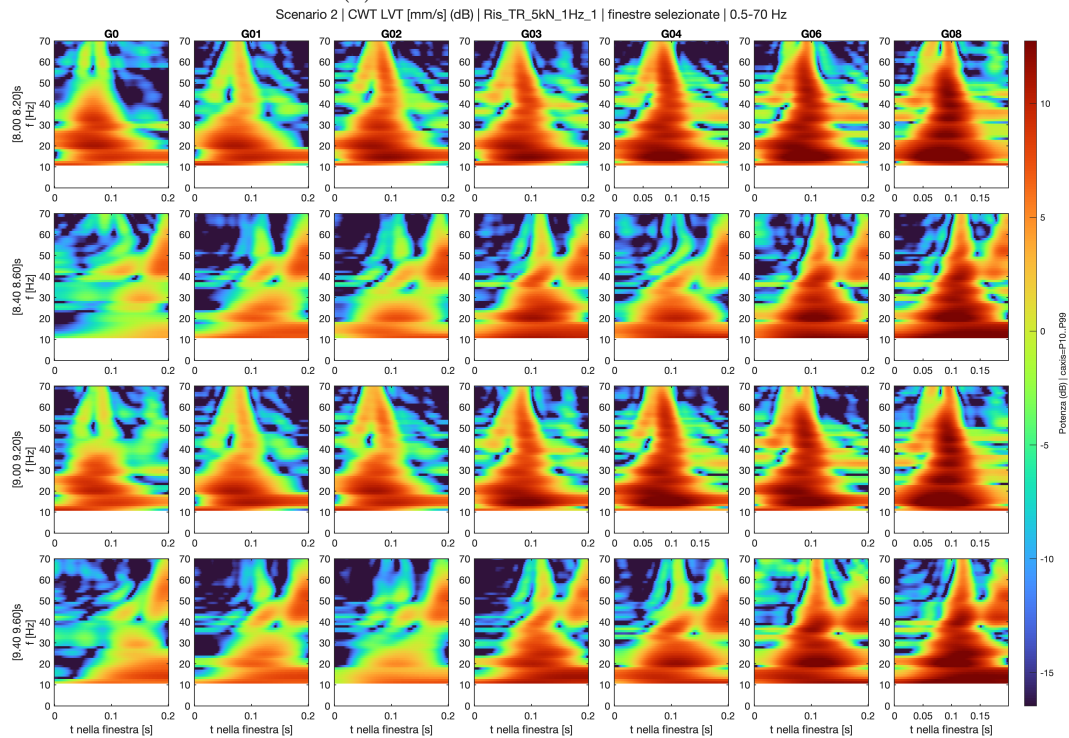


(b) Forza di Feedback - Set Triangolare

Figura 5.8: Analisi tempo-frequenza della forza di *feedback*. Si osserva il progressivo incremento dell'energia nella banda 20–60 Hz all'aumentare del *gap*.

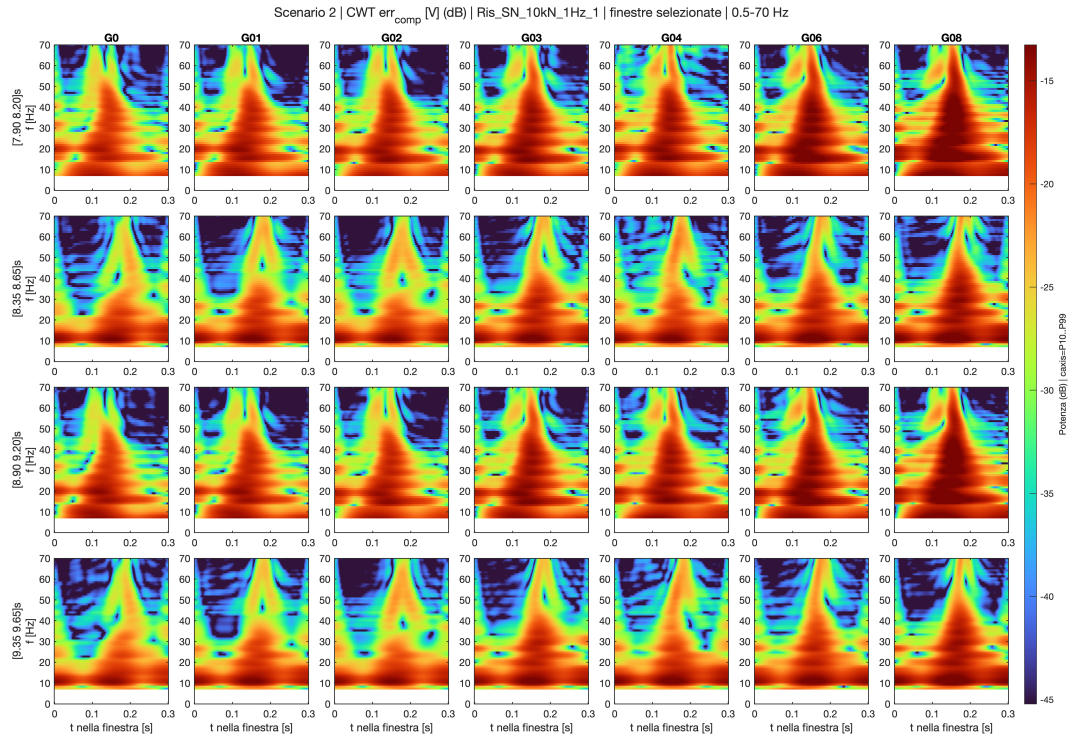


(a) Velocità LVT - Set Sinusoidale

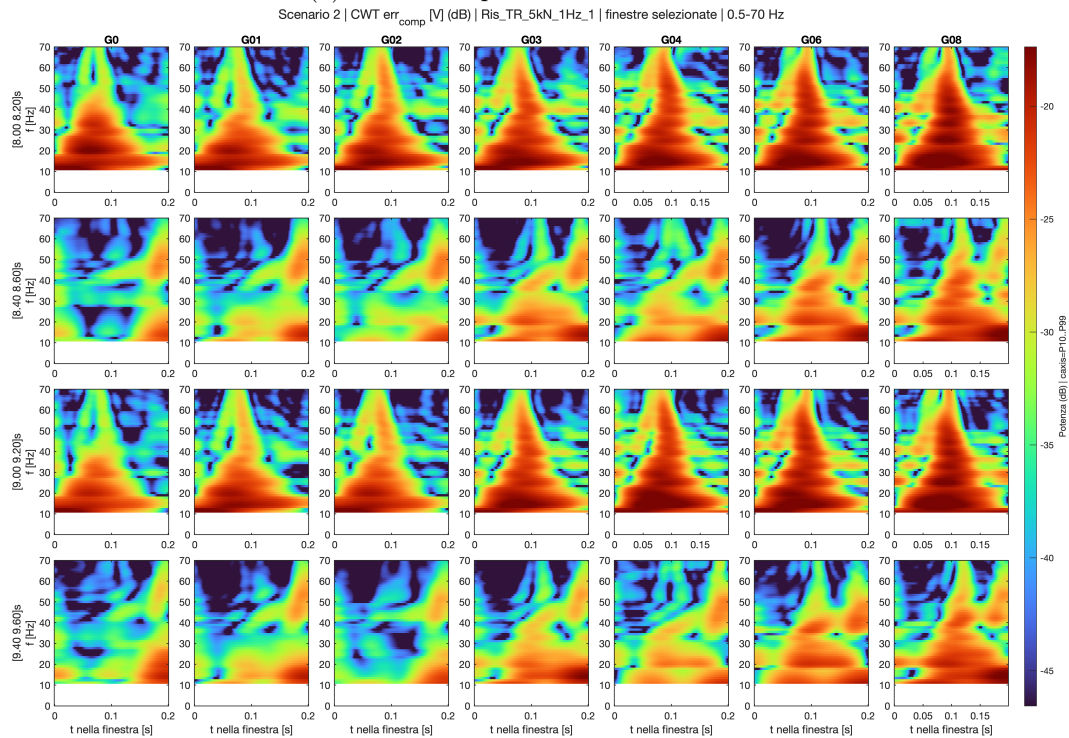


(b) Velocità LVT - Set Triangolare

Figura 5.9: Analisi tempo-frequenza della velocità (LVT). Risulta evidente l'asimmetria dell'impatto, caratterizzato da un maggiore contenuto energetico durante la fase di spinta.

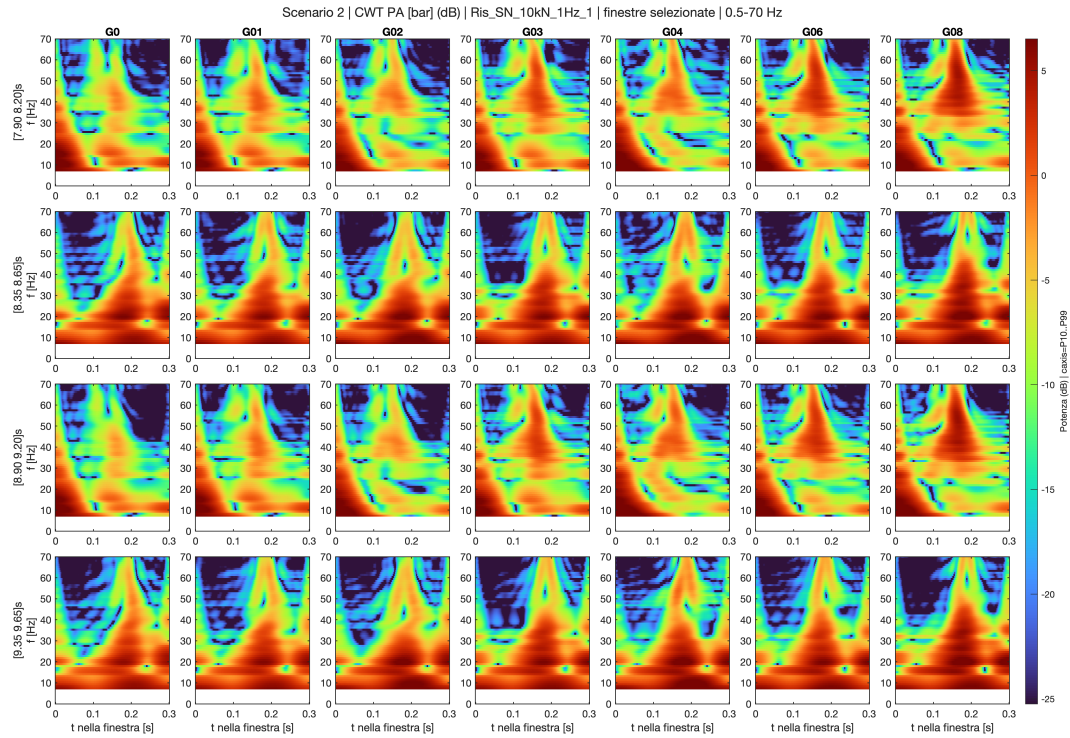


(a) Errore compensato - Set Sinusoidale

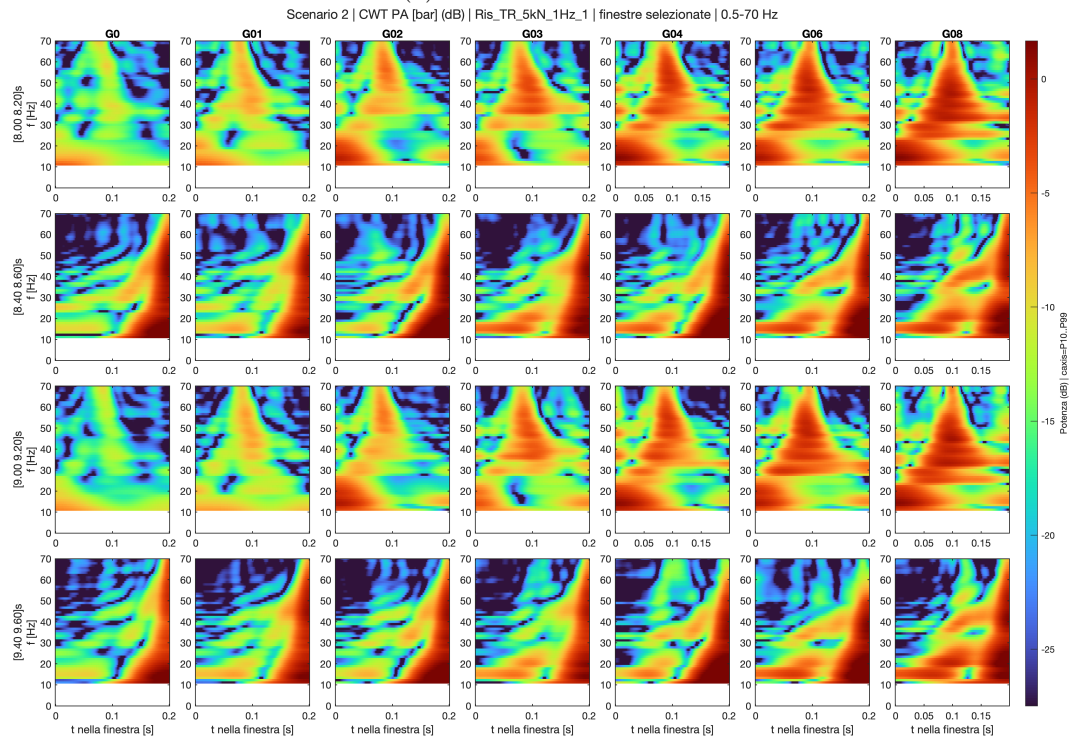


(b) Errore compensato - Set Triangolare

Figura 5.10: Analisi tempo-frequenza dell'errore compensato. Il confronto evidenzia come il *set* triangolare ecciti componenti a frequenza più elevata rispetto al comando sinusoidale.

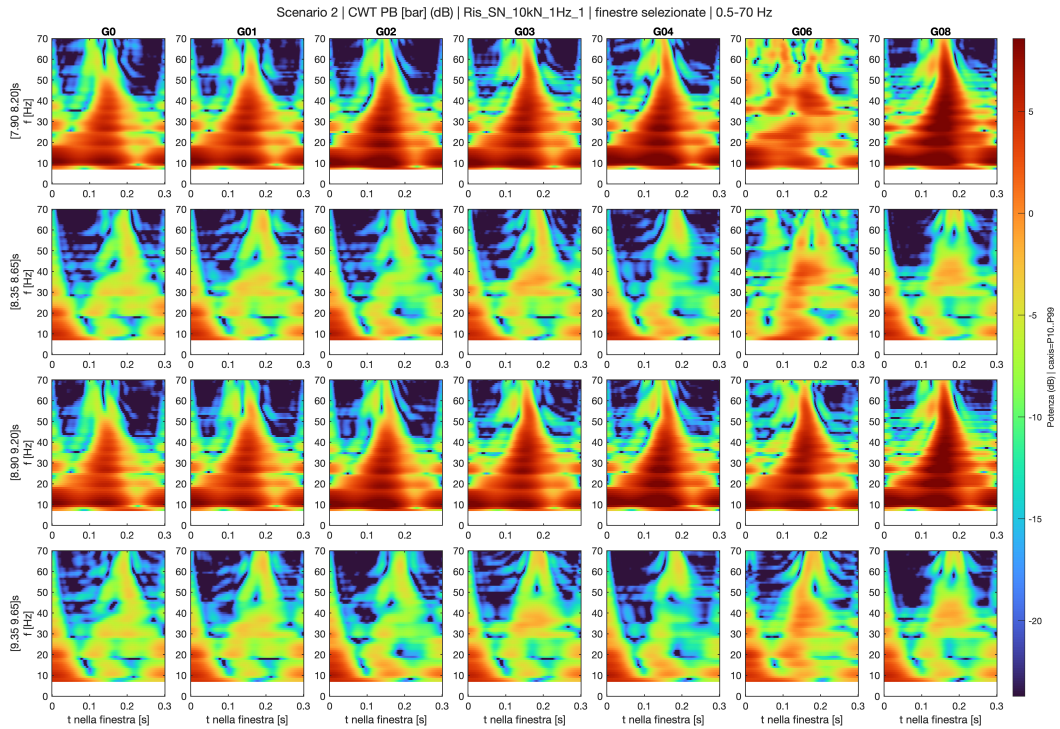


(a)  $P_A$  - Set Sinusoidale

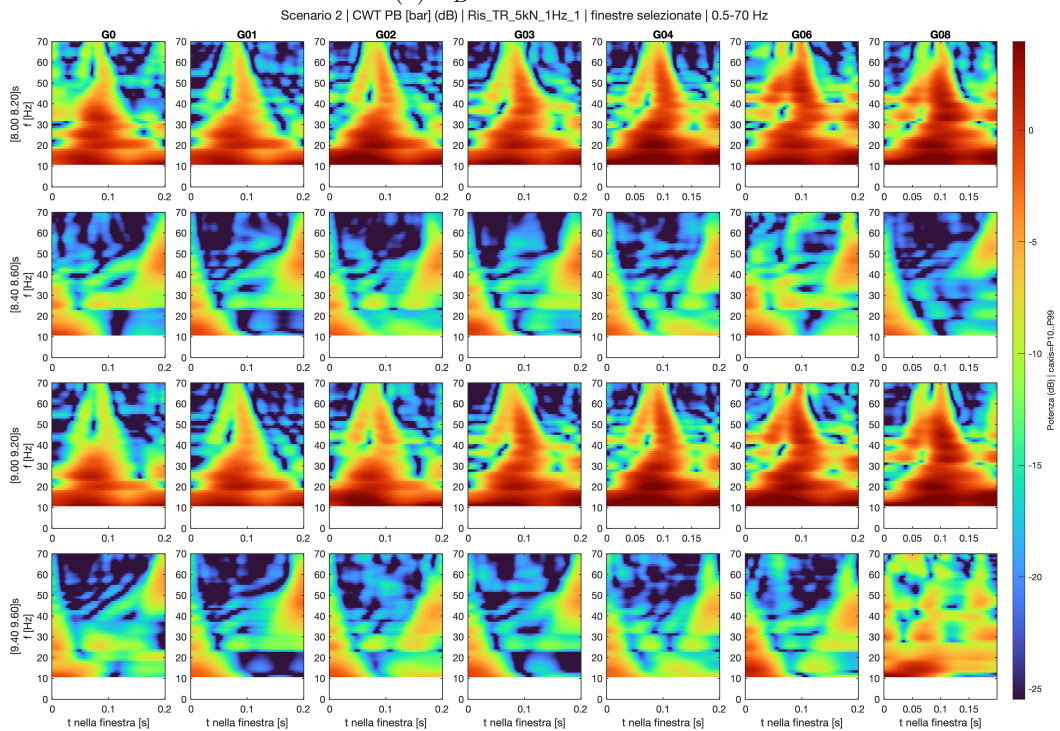


(b)  $P_A$  - Set Triangolare

Figura 5.11: Analisi tempo-frequenza della pressione in camera A ( $P_A$ ). Il segnale presenta una firma spettrale dell'impatto estremamente nitida all'aumentare del *gap*.



(a)  $P_B$  - Set Sinusoidale



(b)  $P_B$  - Set Triangolare

Figura 5.12: Analisi tempo-frequenza della pressione in camera B ( $P_B$ ). L'incremento energetico indotto dal gioco risulta in parte sovrapposto alle instabilità idrauliche di fondo.

## 5.6 Definizione e analisi degli indicatori di guasto (Feature Selection)

L'analisi qualitativa nel dominio del tempo, ma principalmente in quello di tempo-frequenza, ha confermato che il gioco diametrale introduce nel sistema un comportamento non lineare, caratterizzato da fenomeni impulsivi intermittenti e da una ridistribuzione dell'energia verso frequenze più elevate rispetto alla banda passante del segnale di comando. Tuttavia, per implementare un sistema di monitoraggio e prognostica (PHM), è necessario sintetizzare tali evidenze in indicatori scalari (*features*) capaci di quantificare in modo robusto lo stato di salute del componente.

A tal fine, sono stati definiti e calcolati cinque indicatori statistici ed energetici, applicati ai segnali acquisiti nello Scenario 2. La scelta della banda di frequenza di interesse per l'integrazione del segnale è ricaduta sull'intervallo 20–60 Hz: in questa fascia, infatti, il contenuto spettrale del segnale di comando (concentrato attorno a 1 Hz) è trascurabile, mentre si massimizzano i contributi legati all'impatto meccanico.

Di seguito si riportano le definizioni degli indicatori selezionati:

1. **Energia spettrale assoluta (PSD):** Rappresenta l'energia del segnale contenuta nella banda 20–60 Hz, calcolata mediante integrazione della Densità Spettrale di Potenza. Un incremento di tale valore è direttamente correlato alla presenza di componenti vibrazionali aggiuntive indotte dal gioco.
2. **Energia spettrale normalizzata:** Ottenuta rapportando l'energia nella banda di interesse all'energia totale del segnale. Questa normalizzazione rende l'indicatore adimensionale e teoricamente più robusto rispetto a eventuali variazioni dell'ampiezza complessiva dell'eccitazione.
3. **Energia Wavelet media:** Calcolata mediando nel tempo l'energia ottenuta dalla CWT all'interno della banda di interesse. A differenza della PSD classica, questo indicatore valuta la distribuzione energetica tenendo conto della localizzazione temporale degli eventi, pesando in modo mirato i transitori energetici brevi ma intensi.

4. **Varianza temporale dell'energia Wavelet:** Quantifica la dispersione dell'energia nel tempo. Valori elevati di questo indicatore segnalano che l'energia non è distribuita uniformemente (come in un rumore di fondo stazionario), ma è concentrata in eventi impulsivi e isolati, caratteristica intrinseca del fenomeno di impatto (intermittenza).
5. **Incremento energetico relativo (dB):** Definito come il rapporto logaritmico tra l'energia misurata nella configurazione attuale e quella del caso nominale di riferimento ( $gap = 0$ ). Fornisce una misura immediata dell'aggravamento del danno in scala decibel.

L'estrazione di queste *features* è stata condotta per tutti e cinque i segnali di interesse (Forza di *feedback*, Velocità LVT, Errore compensato,  $P_A$  e  $P_B$ ) per l'intero set dei sette livelli di gioco indagati. Nelle figure seguenti sono riportati i grafici a dispersione che illustrano i *trend* degli indicatori al variare del difetto, confrontando l'eccitazione sinusoidale e triangolare.

Dall'analisi critica dei grafici a dispersione emergono evidenze di fondamentale importanza per l'implementazione di un futuro algoritmo diagnostico.

In primo luogo, l'andamento generale degli indicatori risulta chiaramente crescente all'aumentare del degrado. Tuttavia, grazie alla fitta discretizzazione dei livelli di *gap*, è possibile notare come, nell'intervallo di usura iniziale (compreso tra 0.1 e 0.4 mm), le curve presentino delle lievi fluttuazioni. Questa apparente ed occasionale perdita di monotonicità numerica non è imputabile ad artefatti di calcolo, bensì rappresenta la traduzione quantitativa dell'effetto di *squeeze film damping* introdotto dal lubrificante, già discusso nell'analisi temporale. Ai bassi valori di gioco, infatti, la distribuzione disomogenea del grasso smorza l'urto in modo caotico; solamente una volta superata la soglia critica dei 0.4 mm l'energia dell'impatto metallico sembra divenire predominante, portando le curve a subire una netta impennata verso le configurazioni di 0.6 e 0.8 mm.

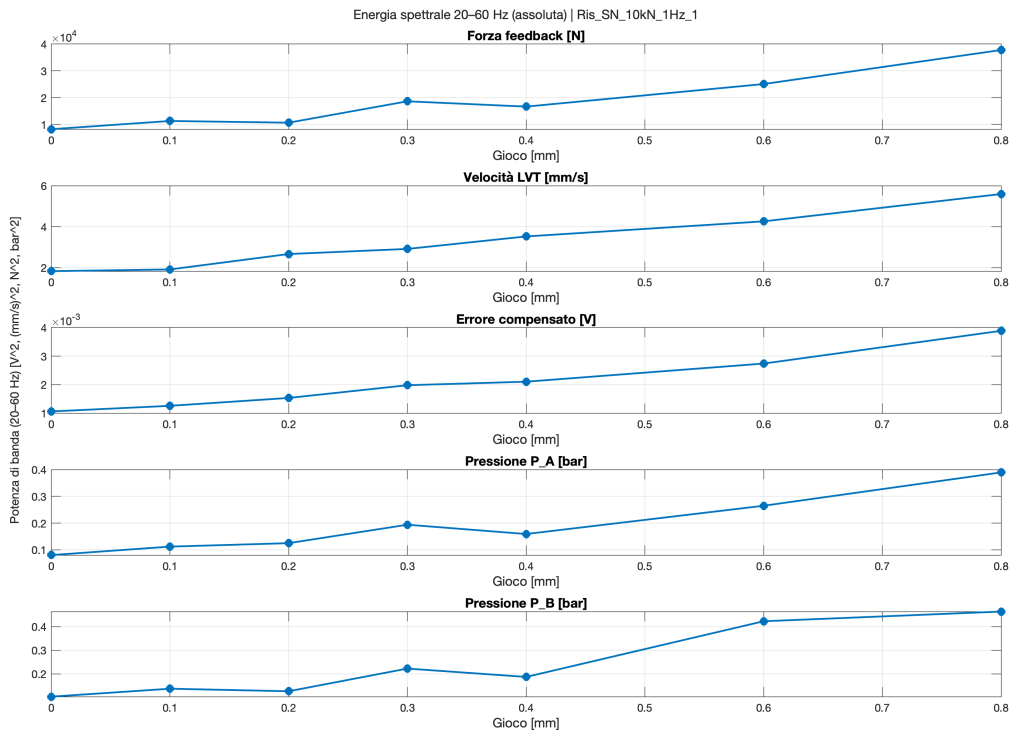
Confrontando le diverse metriche, la Varianza temporale dell'energia Wavelet si conferma un indicatore particolarmente idoneo alla descrizione del difetto. A differenza dell'energia spettrale assoluta (PSD), che valuta il contenuto energetico medio all'interno della banda di interesse, la varianza quantifica direttamente la

dispersione dell'energia, cogliendo efficacemente la natura intermittente dell'impatto. Questo si traduce, sia per l'eccitazione sinusoidale che per quella triangolare, in andamenti generalmente chiari e crescenti all'aumentare del gioco diametrale, affiancandosi per affidabilità agli indicatori basati sull'energia media.

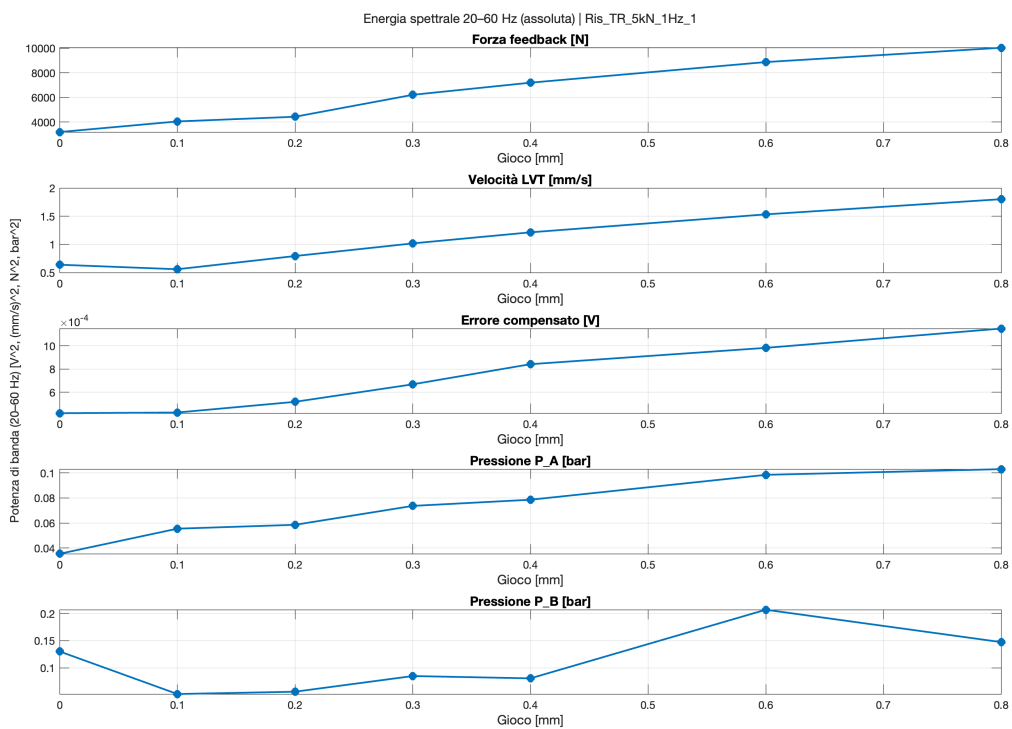
Per quanto riguarda l'Energia Spettrale Normalizzata, si osserva una specifica criticità nell'applicazione al segnale di velocità (LVT). Mentre per la Forza e l'Errore compensato la normalizzazione fornisce andamenti coerenti, per l'LVT il *trend* risulta privo di una chiara monotonicità. Tale comportamento deriva dalla formulazione dell'indicatore stesso: il denominatore (costituito dall'energia totale del segnale) è ampiamente dominato dalla componente macroscopica a bassa frequenza (1 Hz). Poiché tale cinematica di base risente di lievi alterazioni non lineari al variare della configurazione reale del meccanismo, le fluttuazioni del denominatore alterano il rapporto, andando a mascherare l'effettivo incremento energetico ad alta frequenza al numeratore. Di conseguenza, l'impiego di indicatori non normalizzati risulta preferibile per l'elaborazione diagnostica di questo specifico segnale.

Infine, l'estrazione delle *features* dai segnali di pressione idraulica quantifica quanto già osservato qualitativamente nei domini precedenti, evidenziando differenze di comportamento tra le due camere, in particolare per i valori di gioco più ridotti. Tali differenze, inoltre, risultano mediamente più marcate sotto eccitazione triangolare rispetto a quella sinusoidale, a causa della maggiore severità del comando di forza che eccita in modo più violento le dinamiche del fluido. Nello specifico, gli indicatori calcolati sulla camera B (lato stelo) presentano fluttuazioni e andamenti maggiormente altalenanti alle basse quote di usura (0.1 – 0.4 mm). Tale comportamento caotico è imputabile non solo all'elevata rumorosità fluidodinamica di base, dovuta alla prossimità fisica al giunto, ma probabilmente anche al lieve disallineamento dell'EMA precedentemente discusso. La presenza di carichi laterali asimmetrici altera la direzione dell'impatto, generando disturbi di pressione che si ripercuotono in modo disomogeneo e meno ripetibile sulla camera adiacente. Al contrario, la camera A (lato fondello) beneficia dell'effetto smorzante della colonna di fluido interposta, che attenua sia le instabilità di fondo che le asimmetrie dell'urto. Ciò permette agli indicatori estratti da  $P_A$  di mostrare, per entrambe le forme d'onda, una crescita più regolare e progressiva all'aumentare del *gap*, confermandone l'idoneità per il monitoraggio remoto e robusto del componente.

Di seguito si riportano i grafici dei cinque indicatori calcolati per i cinque segnali analizzati, confrontando le risposte ai comandi sinusoidali e triangolari.

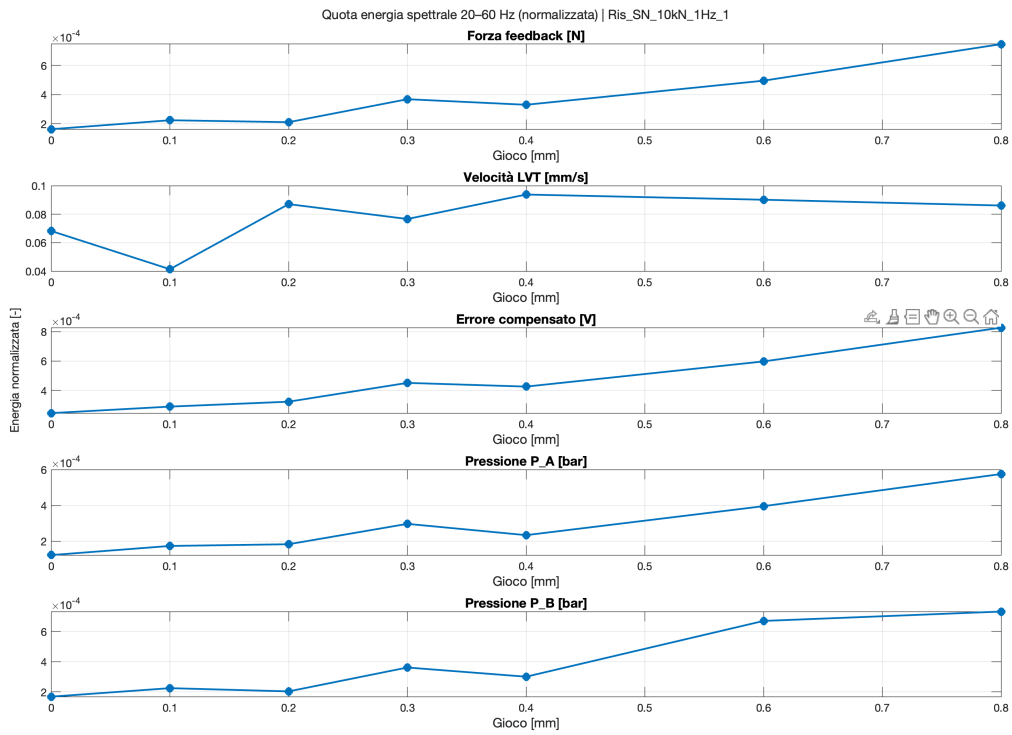


(a) Eccitazione Sinusoidale

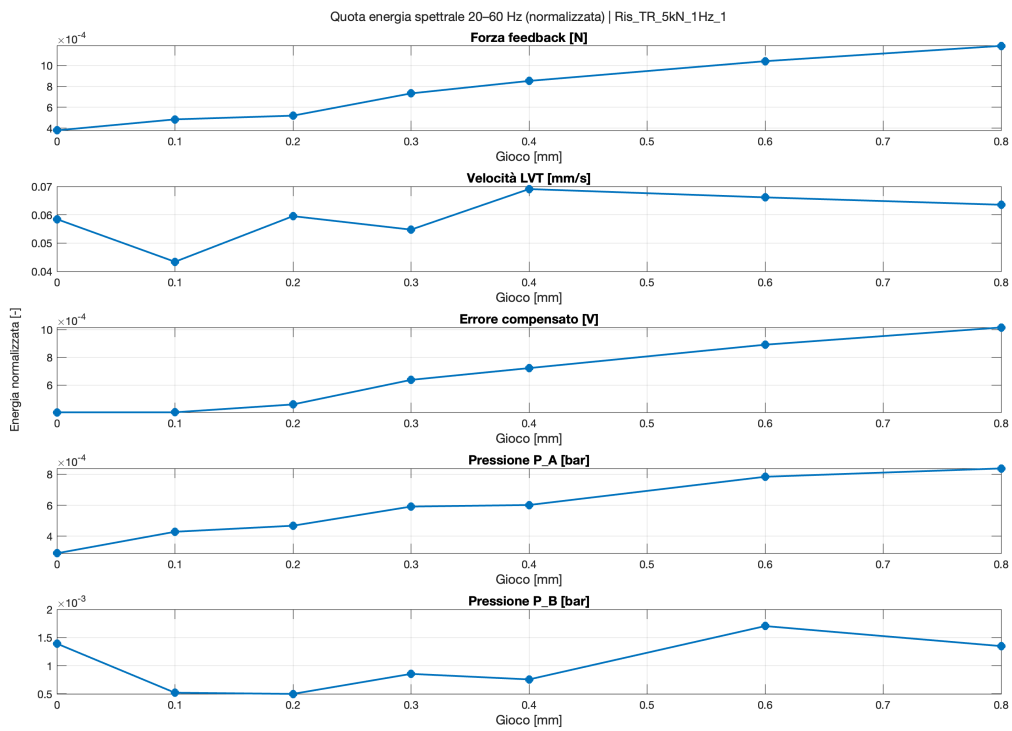


(b) Eccitazione Triangolare

Figura 5.13: Andamento dell'Energia Spettrale assoluta (20–60 Hz) in funzione del gioco diametrale.

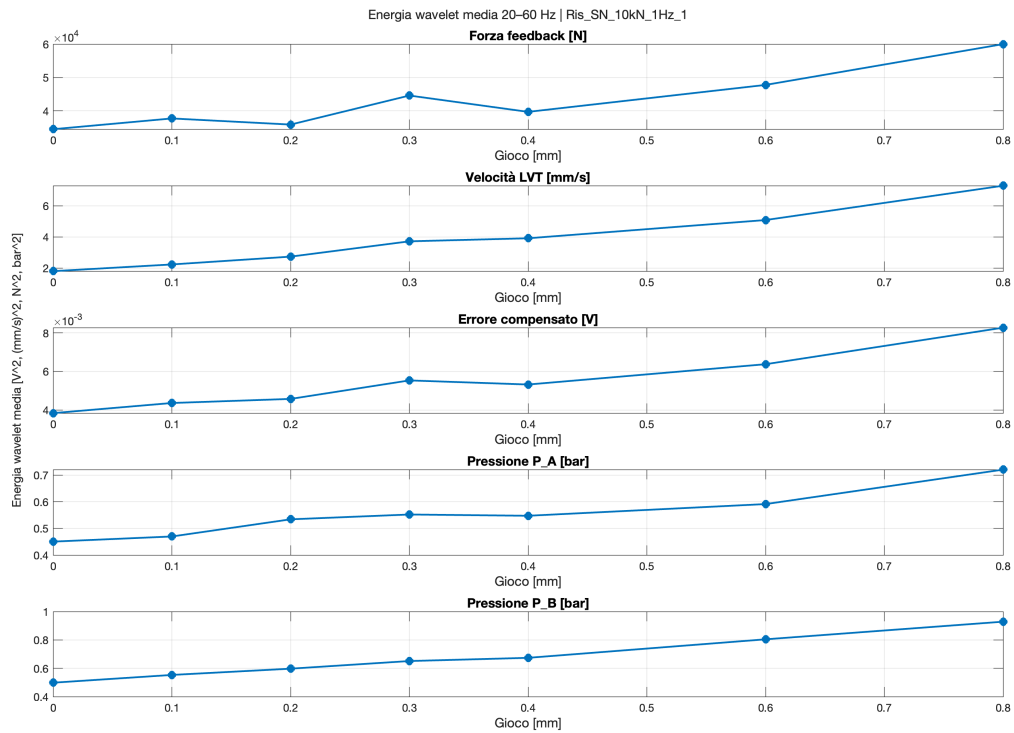


(a) Eccitazione Sinusoidale

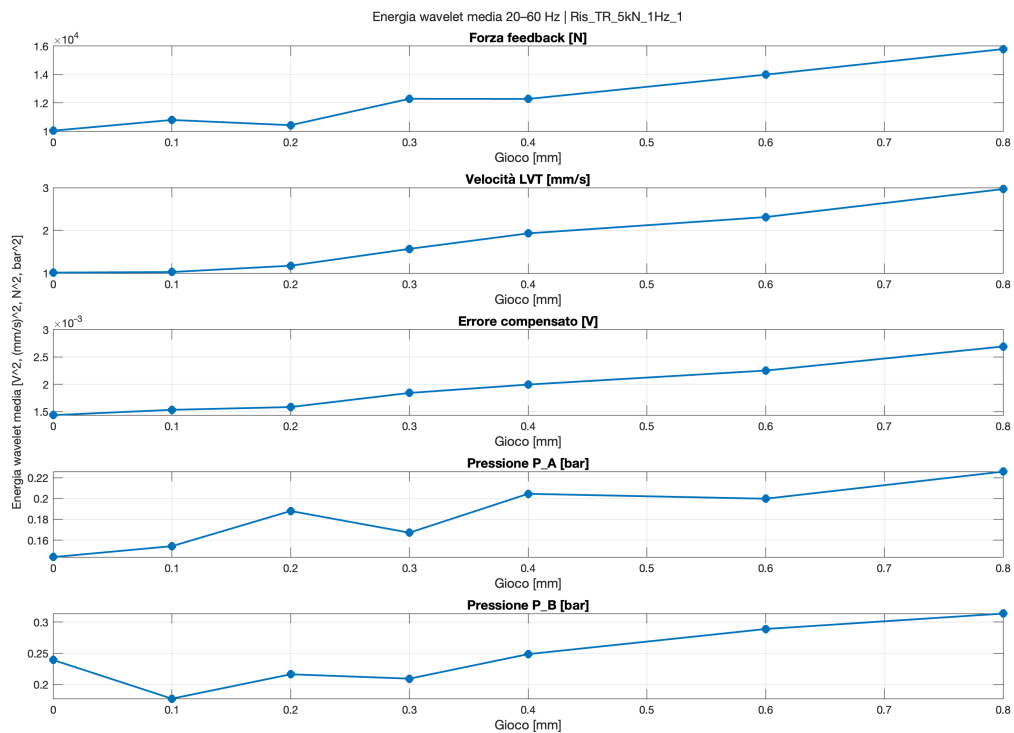


(b) Eccitazione Triangolare

Figura 5.14: Andamento dell'Energia Spettrale Normalizzata.

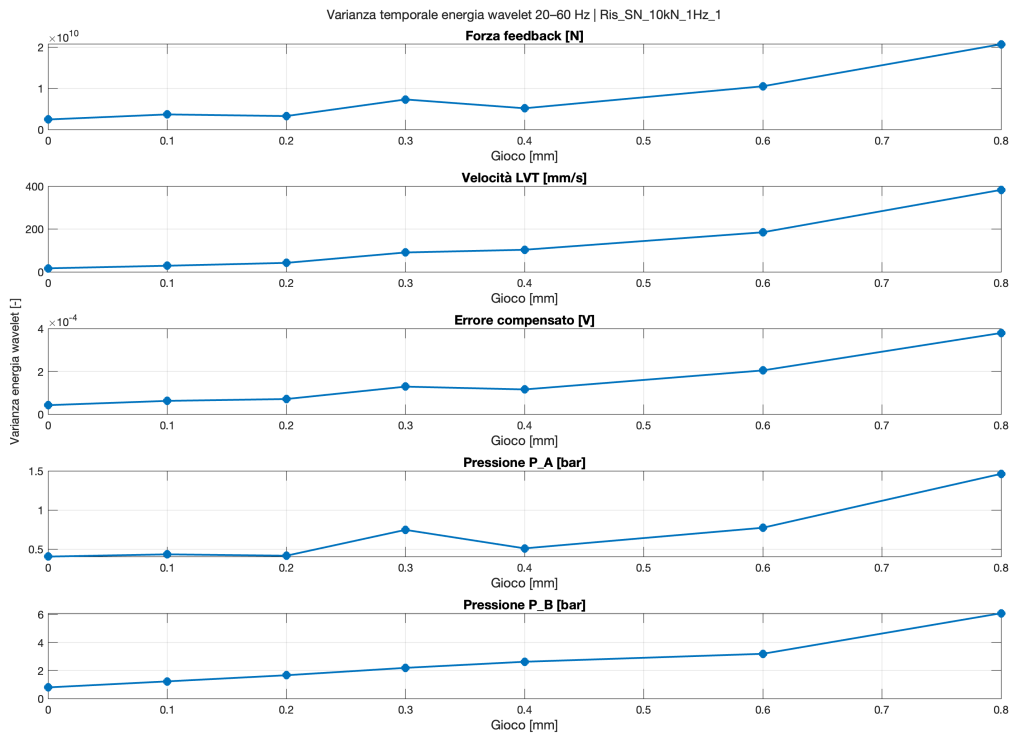


(a) Eccitazione Sinusoidale

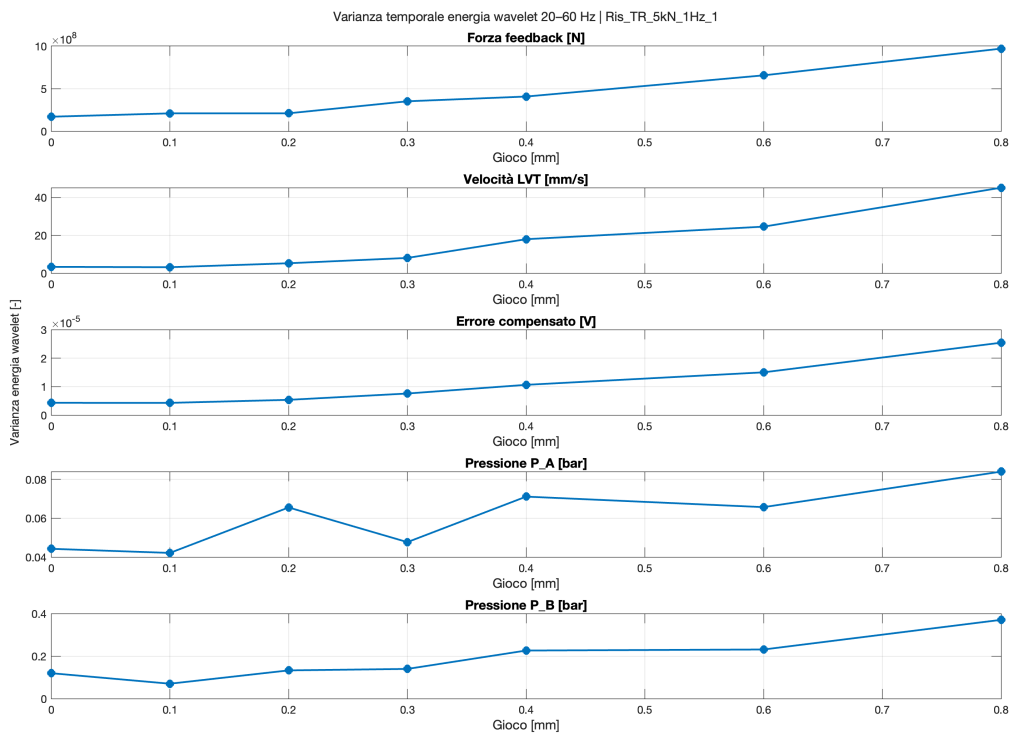


(b) Eccitazione Triangolare

Figura 5.15: Andamento dell'Energia Wavelet media (20–60 Hz) al variare del gioco diametrale.

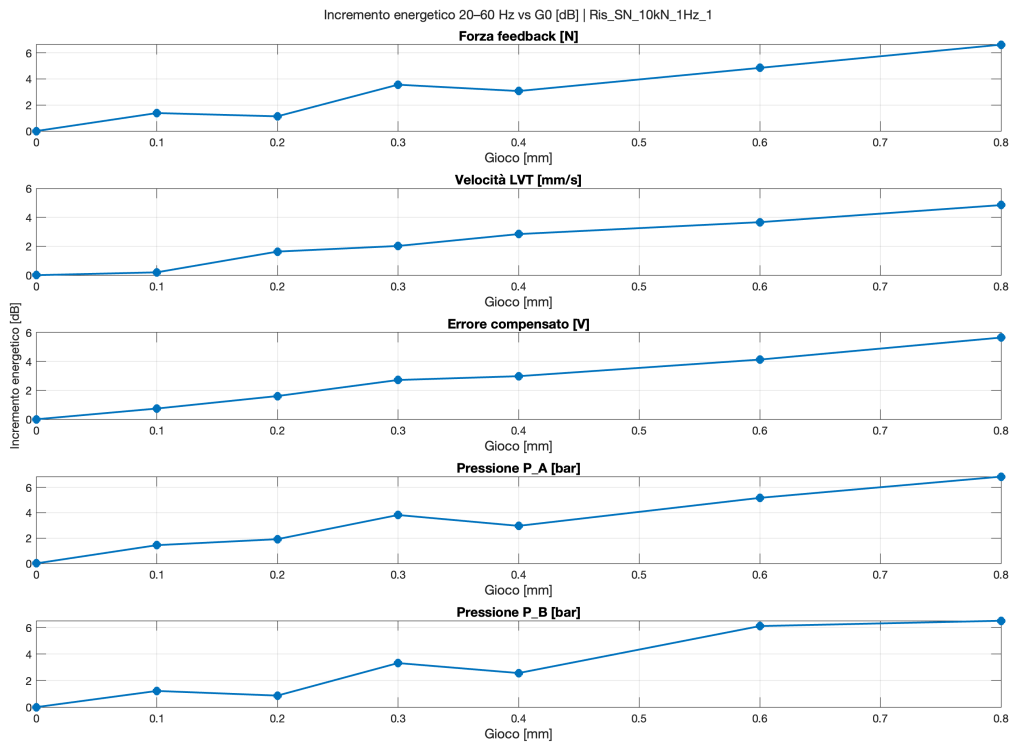


(a) Eccitazione Sinusoidale

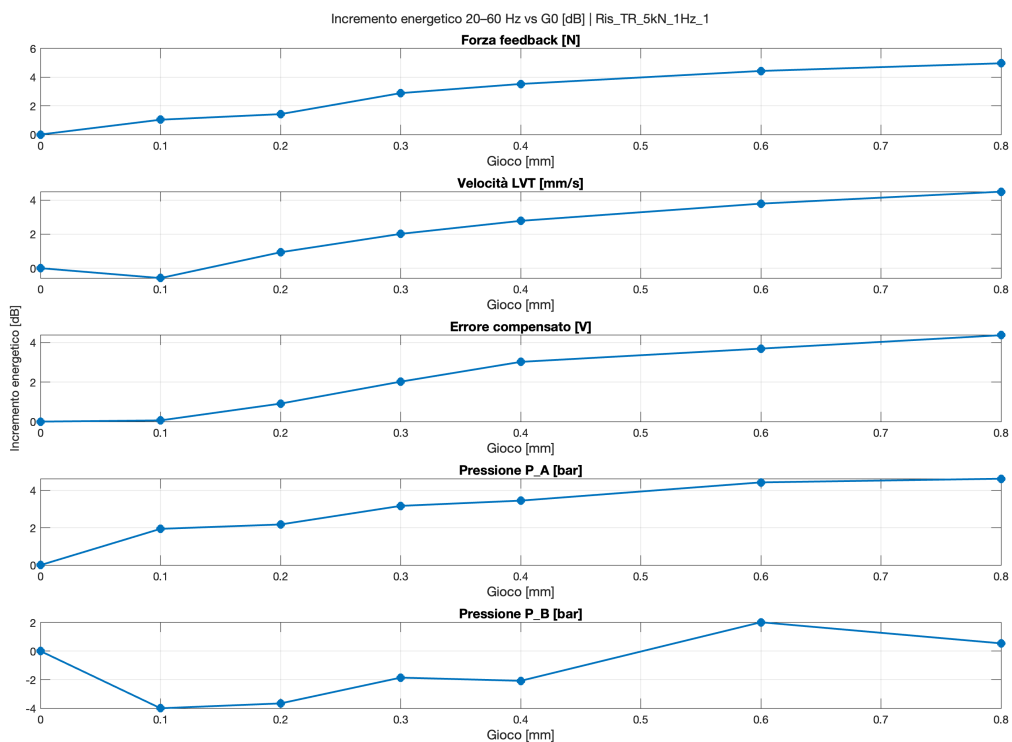


(b) Eccitazione Triangolare

Figura 5.16: Andamento della Varianza temporale dell'energia Wavelet.



(a) Eccitazione Sinusoidale



(b) Eccitazione Triangolare

Figura 5.17: Incremento energetico relativo espresso in decibel (dB) rispetto alla condizione nominale a gioco nullo ( $gap = 0$ ). 127



# Capitolo 6

## 6.1 Simulazione numerica e risultati preliminari del modello

Il presente capitolo illustra i risultati preliminari ottenuti dalla simulazione in ambiente MATLAB/Simulink del modello matematico sviluppato nel Capitolo 4. Data l'elevata complessità dell'architettura – la quale integra la cinematica non lineare del meccanismo a gomito, la dinamica di controllo del servosistema e la modellazione tribologica avanzata del *rod-end* – l'obiettivo di questa fase non è la ricerca di un *Digital Twin* perfettamente sovrapponibile al dato sperimentale in ogni condizione operativa. Lo scopo primario risiede, invece, nella validazione dell'architettura logica del modello, verificandone la capacità di convergere numericamente e di restituire andamenti fisicamente coerenti con le dinamiche macroscopiche osservate sul banco prova.

## 6.2 Setup della simulazione

Al fine di garantire un confronto qualitativo con l'analisi sperimentale, le simulazioni sono state impostate replicando le condizioni di carico del cosiddetto *Scenario 2*. Nello specifico:

- L'attuatore elettromeccanico (EMA) è stato mantenuto in controllo di posizione con *set* nullo ( $x_{EMA} = 0$ ).
- L'attuatore idraulico (HLA) è stato comandato in anello chiuso con un *set* di forza a profilo sinusoidale avente ampiezza di 10 kN e frequenza di 1 Hz.

Nella Figura 6.1 sono riportati i profili temporali di riferimento imposti ai due attuatori per l'avvio della simulazione.

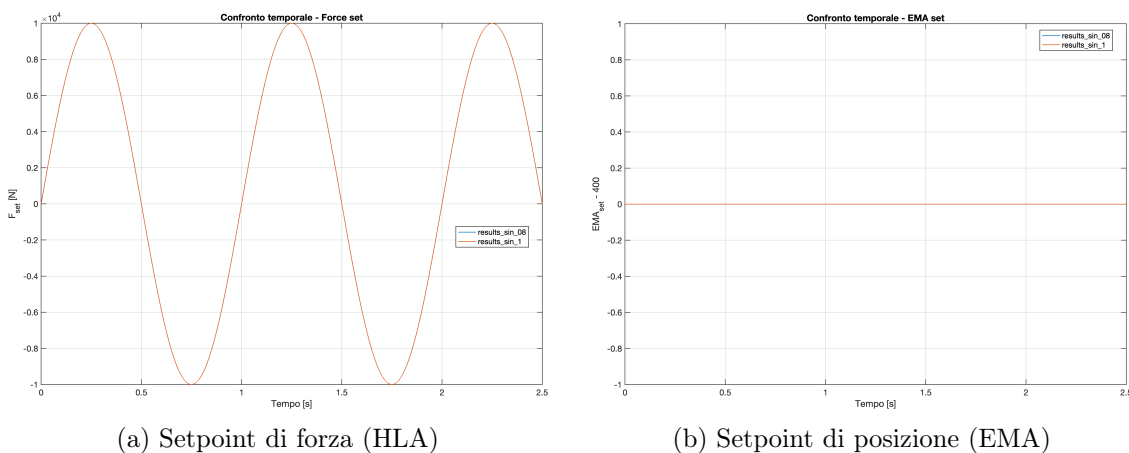


Figura 6.1: Profili di comando imposti al modello Simulink per replicare lo Scenario 2 di prova.

I segnali acquisiti in *output* dal simulatore comprendono: la forza di *feedback* misurata dall'attuatore idraulico (HLA); la velocità lineare dello stelo (LVT); l'errore compensato del sistema di controllo; la posizione angolare del giunto a gomito (equivalente all'encoder virtuale); le pressioni idrauliche istantanee all'interno delle camere di spinta ( $P_A$  e  $P_B$ ).

### 6.3 Modellazione del contatto e limiti di integrazione numerica

Un aspetto cruciale del modello Simulink sviluppato risiede nella gestione del contatto all'interno del *rod-end*. Il sottomodulo deputato al calcolo delle forze scambiate tra *journal* (perno) e *bearing* (sede) implementa una logica in grado di discriminare istante per istante il regime tribologico in cui versa il sottosistema.

La transizione tra i diversi modelli fisici è governata dal **Parametro di Tallian** ( $\lambda_T$ ), un indice adimensionale che esprime il rapporto tra lo spessore del film fluido e la rugosità superficiale composita dei corpi a contatto. Matematicamente, esso è definito come:

$$\lambda_T = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_j^2 + \sigma_b^2}} \quad (6.1)$$

dove:

- $h_{min} = C - e$  è lo spessore minimo del meato di lubrificante (m);
- $\sigma_j$  è la rugosità quadratica media (RMS) della superficie del *journal* (m);
- $\sigma_b$  è la rugosità quadratica media (RMS) della superficie del *bearing* (m).

In funzione del valore istantaneo assunto da  $\lambda_T$ , il modello discrimina la condizione operativa del giunto, ricalcolando le forze radiali ( $F_r$ ) e tangenziali ( $F_t$ ) secondo tre possibili regimi:

1. **Modello Idrodinamico** ( $\lambda_T > 4$ ): si realizza una completa separazione delle superfici da parte del film lubrificante. Non vi è usura e le reazioni vincolari del giunto sono calcolate al 100% tramite l'equazione di Reynolds.
2. **Modello Misto** ( $1 \leq \lambda_T \leq 4$ ): la lubrificazione è parziale e le asperità più prominenti iniziano a collidere. Al fine di garantire la continuità matematica tra i modelli, in questo regime le forze scambiate vengono calcolate come somma pesata dei contributi idrodinamico e di contatto, in funzione diretta di  $\lambda_T$ . Al crescere di  $\lambda_T$  da 1 a 4, il contributo delle forze derivanti dal modello di contatto si riduce progressivamente dal 100% allo 0%, mentre il contributo idrodinamico aumenta dal 0% al 100%. Il medesimo principio di pesatura è applicato al calcolo della forza d'attrito e della distribuzione di pressione.
3. **Modello di Contatto** ( $\lambda_T < 1$ ): il film fluido collassa quasi totalmente. Si manifestano strisciamenti e deformazioni plastico-elastiche tra le superfici metalliche. In questa condizione critica, le forze idrodinamiche sono considerate nulle e il sistema adotta esclusivamente il modello di contatto.

Nel corso delle sessioni di simulazione si è tuttavia riscontrata un'importante limitazione numerica legata a queste transizioni. Analizzando valori di gioco diametrale ridotti (comparabili con quelli del *dataset* sperimentale, es. 0.1 – 0.4 mm), lo spazio a disposizione del perno fa sì che le variazioni del parametro di Tallian

siano repentine. Il solutore matematico si trova costretto a commutare ad altissima frequenza la percentuale di pesatura nel Modello Misto o ad attuare bruscamente il Modello di Contatto. Questa condizione genera una severa rigidità numerica (*stiffness*) e l'insorgenza di singolarità nella matrice del sistema, portando il solutore a bloccarsi, interrompendo prematuramente la simulazione.

Per tale motivo, allo stato attuale di sviluppo, il modello garantisce una convergenza stabile e continuativa esclusivamente per valori di gioco marcatamente elevati. In queste configurazioni (es. 0.8 e 1.0 mm), la traiettoria orbitale del perno concede uno spessore del meato sufficientemente ampio da mantenere il parametro di Tallian mediamente al di sopra delle soglie critiche, consentendo al solutore di operare prevalentemente in regime idrodinamico, evitando singolarità matematiche.

Come prospettiva di ottimizzazione futura, si ritiene che la risoluzione di tale limite non richieda una riprogettazione della fisica del modello, bensì un affinamento delle tecniche di calcolo. L'impiego di solutori a passo di integrazione variabile (*variable-step solvers*, come *ode15s* in MATLAB) permetterebbe al simulatore di adattare e ridurre autonomamente il *time-step* negli istanti esatti in cui  $\lambda_T$  scende sotto la soglia critica, tracciando le transizioni di pesatura delle forze in modo dolce e aggirando le singolarità numeriche.

## 6.4 Analisi qualitativa dei segnali simulati

Nelle figure seguenti sono riportati i tracciati temporali estratti dal modello Simulink per le due configurazioni di gioco investigabili (0.8 mm e 1.0 mm). Sebbene l'analisi sia vincolata a quote di usura macroscopiche, l'andamento dei segnali virtuali permette di validare qualitativamente la struttura matematica del modello.

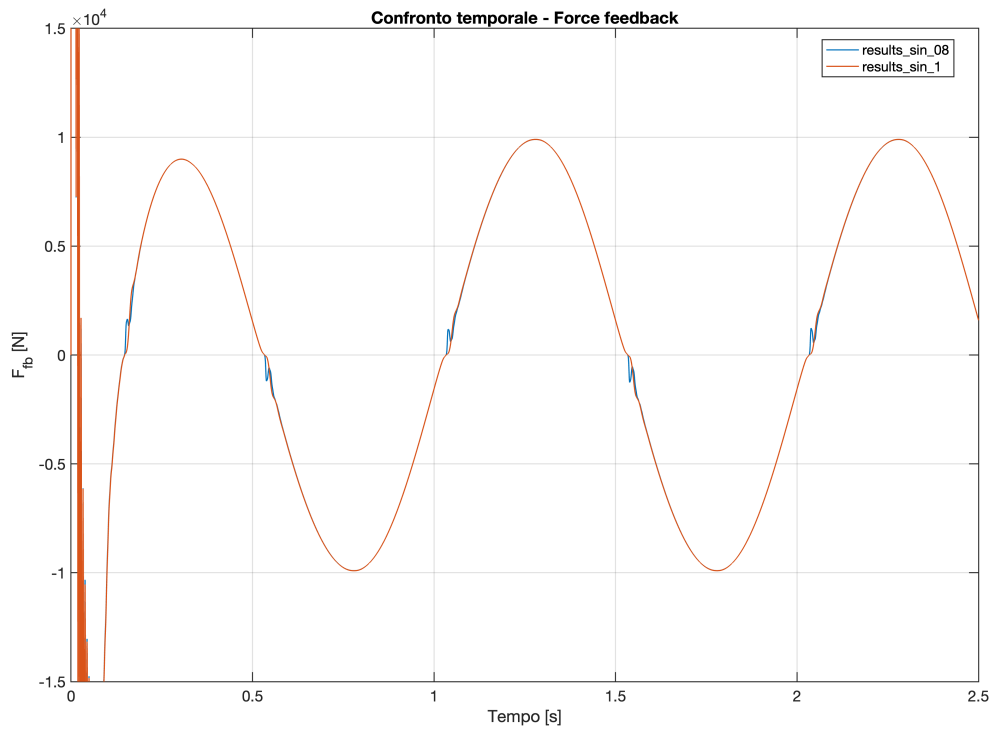
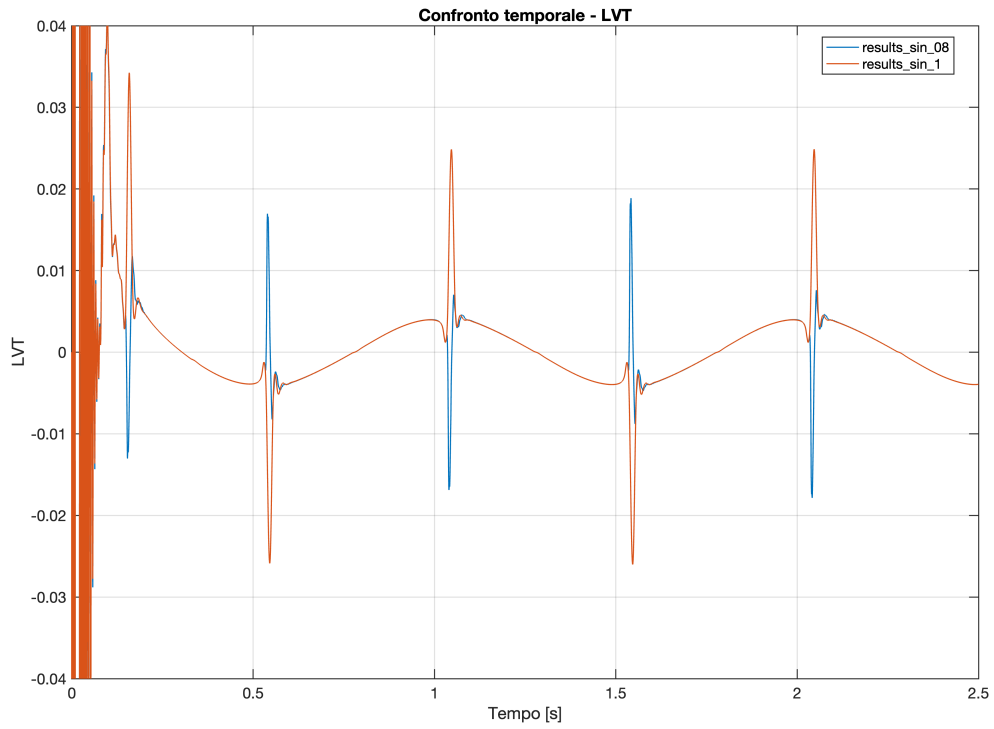
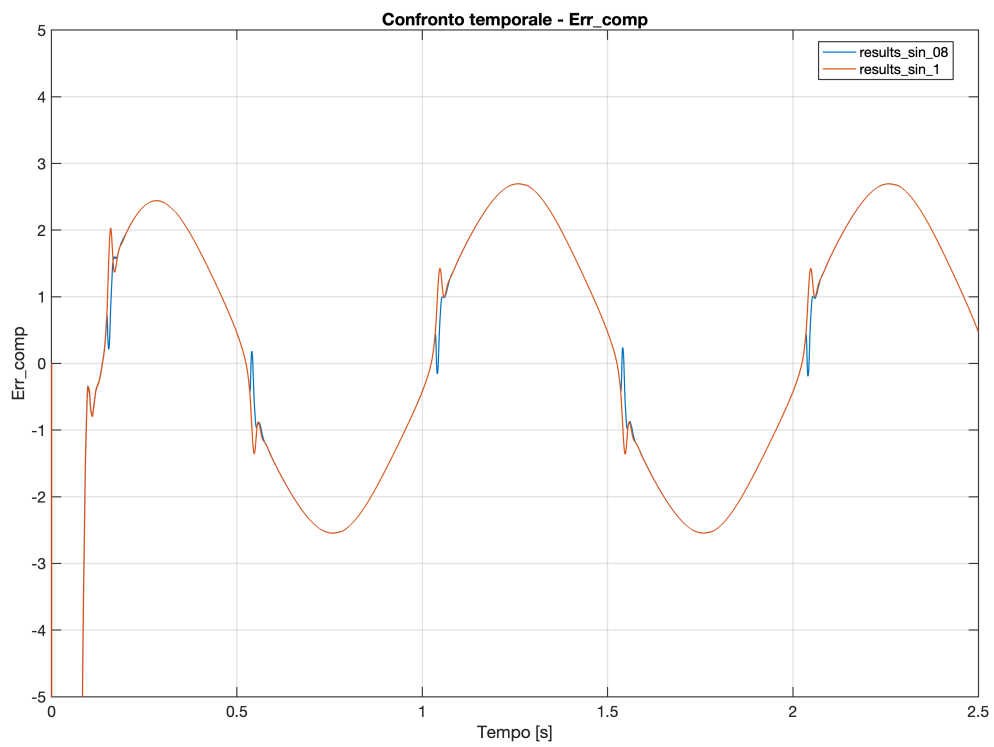


Figura 6.2: Andamento simulato della forza di *feedback* dell'attuatore idraulico (HLA) per *gap* di 0.8 mm e 1.0 mm.

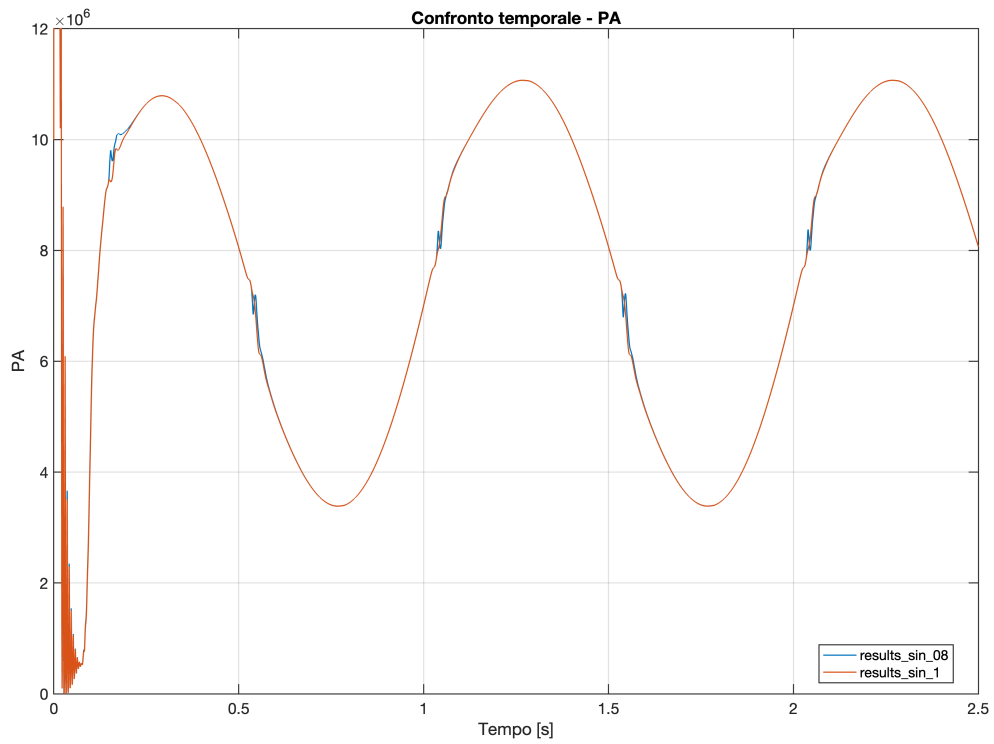


(a) Velocità lineare dello stelo (LVT)

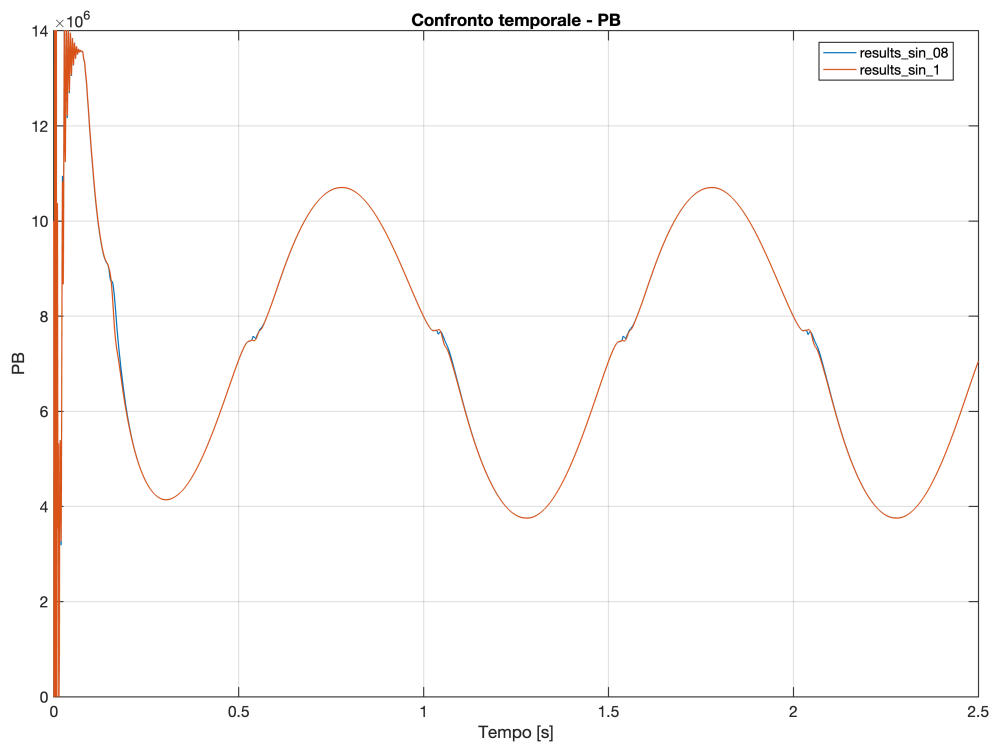


(b) Errore compensato della servovalvola

Figura 6.3: Dinamica simulata delle grandezze cinematiche e di controllo al variare del gioco diametrale.



(a) Pressione idraulica in camera A



(b) Pressione idraulica in camera B

Figura 6.4: Andamenti simulati delle pressioni idrauliche  $P_A$  e  $P_B$  estrapolati dal modello matematico.

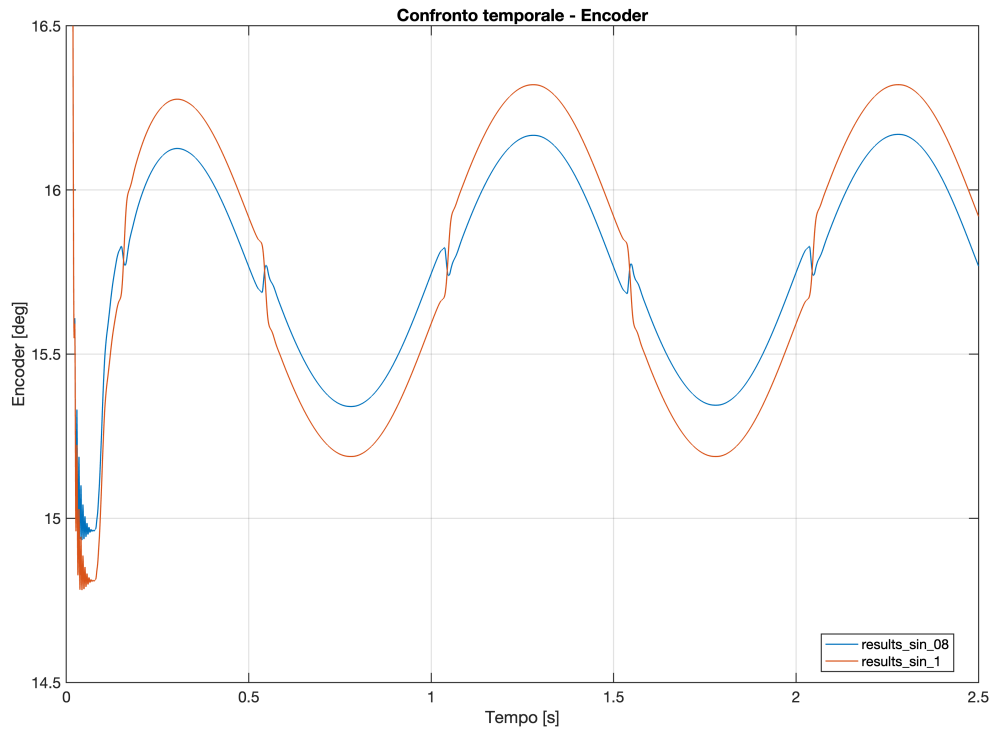


Figura 6.5: Profilo simulato della posizione angolare del giunto a gomito (Encoder virtuale).

Dal confronto visivo tra la risposta teorica del simulatore e i dati empirici discussi nel Capitolo 5, emergono considerazioni significative circa l'aderenza fisica del modello. Piuttosto che analizzare le singole grandezze in modo isolato, risulta più proficuo valutare il comportamento globale del modello a fronte delle eccitazioni imposte.

In primo luogo, si osserva che tutti i segnali simulati presentano un andamento macroscopico fisicamente coerente con i setpoint forniti in input ai due attuatori. Concentrando l'attenzione sugli istanti temporali critici – ovvero in corrispondenza dell'attraversamento della banda morta e dell'inversione del carico – il modello matematico genera delle lievi perturbazioni e dei picchi impulsivi localizzati. Tali anomalie virtuali si manifestano in finestre temporali compatibili con quelle in cui si sono registrati i fenomeni d'impatto sul banco di prova reale.

Tuttavia, l'analisi di dettaglio rivela discrepanze quantitative che evidenziano i limiti dell'attuale calibrazione numerica.

Nei primi istanti della simulazione (approssimativamente fino a  $t = 0.3$  s), tutti i segnali mostrano escursioni anomale, repentine e prive di significato fisico. Tale fenomeno non è da imputarsi alla dinamica del banco, bensì al processo di inizializzazione del solutore matematico. Durante questo transitorio, gli integratori delle equazioni differenziali ordinarie (ODE) – in particolare quelle relative alle rigidità di contatto e alla fluidodinamica di Reynolds – ricercano iterativamente le condizioni di convergenza e di equilibrio idromeccanico, determinando un *chattering* numerico iniziale prima che il sistema raggiunga la stabilità a regime.

Inoltre, contrariamente a quanto auspicabile, l'incremento del gioco da 0.8 a 1.0 mm non produce sistematicamente un'amplificazione o una maggiore chiarezza dei picchi d'urto in tutti i segnali. In alcune grandezze, i transitori impulsivi appaiono paradossalmente più definiti nella prova a 0.8 mm, mentre a 1.0 mm si osserva prevalentemente un forte gradiente di risposta ma una minore localizzazione dell'impatto. Inoltre, il segnale di velocità (LVT) mostra dei picchi invertiti passando da una configurazione di *gap* all'altra, evidenziando un comportamento cinematico scarsamente giustificabile dal punto di vista fisico.

Infine, l'ampiezza complessiva delle oscillazioni simulate risulta in molti casi disallineata rispetto ai dati empirici. Questo scostamento è fortemente influenzato dalle stime teoriche adottate per le rigidità strutturali del metallo e per il modulo

di comprimibilità del fluido, i quali, se non calibrati sperimentalmente (fase di *model tuning*), tendono a sovra-stimare o sotto-stimare l'energia ceduta e dissipata durante l'urto.

Tra tutti i segnali monitorati, l'andamento più coerente e fedele alla fisica del sistema risulta essere quello dell'encoder angolare. Il tracciato di posizione del giunto mostra chiaramente come, all'aumentare della quota di gioco diametrale, si assista a un proporzionale incremento dell'escursione "libera" del meccanismo attorno allo zero dell'onda, validando geometricamente l'implementazione del *gap* nel cinematismo.

# Capitolo 7

## Conclusioni e sviluppi futuri

### 7.1 Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha affrontato lo studio teorico e sperimentale degli effetti del gioco meccanico (*clearance*) nei terminali a snodo sferico (*rod-end*) di un sistema di attuazione per comandi di volo, con l'obiettivo di analizzarne gli effetti sul comportamento del sistema e di definire indicatori significativi per applicazioni di *Prognostics and Health Management* (PHM). Le attività sono state condotte combinando prove sperimentali su banco prova *Iron Bird* ASTIB e modellazione numerica in ambiente MATLAB/Simulink.

Dal punto di vista fenomenologico, è stato evidenziato come la presenza di gioco introduca discontinuità nella trasmissione della forza, dando origine a transitori impulsivi associati alla chiusura del gap, rilevabili tramite opportuni trasduttori montati a banco. Tali fenomeni, tuttavia, risultano difficilmente interpretabili attraverso una semplice analisi nel dominio del tempo, a causa della complessità del sistema, caratterizzato da forti non linearità cinematiche, effetti di smorzamento non lineari e variabilità di parametri fluidodinamici.

In questo contesto, l'analisi nel dominio tempo–frequenza mediante Trasformata Wavelet Continua si è dimostrata uno strumento particolarmente efficace, consentendo di isolare e caratterizzare in modo robusto la componente energetica associata agli impatti meccanici. In particolare, è stato possibile individuare una banda di frequenza significativa nella quale il contenuto energetico cresce in maniera sistematica all'aumentare del gioco.

A partire da tali evidenze, sono stati definiti indicatori scalari di natura energetica e statistica in grado di rappresentare in maniera sintetica lo stato del sistema. Tra questi, la varianza temporale dell'energia Wavelet ha mostrato le migliori prestazioni in termini di sensibilità e monotonicità rispetto al degrado, evidenziando come la natura intermittente del fenomeno costituisca un'informazione diagnostica più rilevante rispetto al solo contenuto energetico medio.

Parallelamente, lo sviluppo del modello numerico ha consentito di riprodurre qualitativamente i principali fenomeni osservati sperimentalmente, confermando la validità dell'approccio adottato e ponendo le basi per una futura integrazione tra simulazione e sperimentazione in ottica *Digital Twin*. Nonostante alcune limitazioni legate alla gestione numerica dei contatti e dei micro-giochi, il modello rappresenta un valido strumento per l'analisi del comportamento del sistema in condizioni di degrado.

Nel complesso, il lavoro ha dimostrato come l'integrazione tra analisi avanzata dei segnali, sperimentazione e modellazione possa costituire un approccio efficace per lo studio dei fenomeni di degradazione nei sistemi di attuazione aeronautici, fornendo strumenti concreti per l'identificazione e la quantificazione dei difetti.

## 7.2 Sviluppi futuri

I risultati ottenuti nel presente lavoro hanno evidenziato in maniera chiara come l'analisi nel dominio tempo-frequenza consenta di individuare indicatori energetici e statistici altamente sensibili alla presenza di gioco meccanico nel rod-end. In tale prospettiva, il naturale sviluppo della ricerca consiste nel passaggio da una logica puramente diagnostica a una logica *estimativa* e di *controllo attivo* del difetto.

Un primo ambito di sviluppo riguarda la stima quantitativa del gioco meccanico. Gli indicatori identificati, caratterizzati da un andamento monotono rispetto al *gap*, costituiscono una misura indiretta dello stato di degrado del giunto. Ciò apre alla possibilità di formulare il problema in termini di *state estimation*, in cui il gioco viene trattato come uno stato non misurabile del sistema. In questo contesto, tecniche di stima avanzata quali *Particle Filters*, *Unscented Kalman Filters* (UKF) o approcci *Bayesiani* possono essere impiegati per ricostruire in tempo reale il valore del gioco a partire dalle feature estratte dai segnali (Feedback, Errore compensato,

LVT, Pressioni). Tale approccio consentirebbe di passare da una semplice rilevazione del difetto a una sua quantificazione continua, prerequisito fondamentale per applicazioni prognostiche e per la stima della *Remaining Useful Life* (RUL).

Un secondo e più innovativo filone di sviluppo riguarda la modifica della legge di controllo in forza, alla luce delle criticità evidenziate durante la campagna sperimentale. In presenza di gioco, infatti, il sistema sperimenta una condizione di *banda morta* in cui il feedback di forza crolla quasi istantaneamente. In tale fase, il controllore tende a saturare l'azione di comando, imponendo elevate velocità allo stelo dell'attuatore. Questo comportamento, assimilabile a un controllo in velocità, porta alla chiusura repentina del gioco e alla generazione di impatti meccanici, responsabili dei successivi picchi di forza osservati.

In ambito aeronautico, tali picchi risultano non accettabili, in quanto possono compromettere l'integrità strutturale e ridurre la vita a fatica dei componenti. Ne deriva la necessità di sviluppare strategie di controllo più evolute, capaci di gestire attivamente l'attraversamento della banda morta. Una possibile soluzione consiste nell'introduzione di rami di controllo adattativi o di auto-apprendimento, in grado di modulare dinamicamente il comando di velocità in funzione dello stato stimato del sistema. Ad esempio, è possibile prevedere una riduzione preventiva della velocità in prossimità della chiusura del gioco, limitando l'energia dell'impatto e rendendo il contatto più graduale.

In questa direzione, approcci basati su *Adaptive Control*, *Gain Scheduling* dipendente dalle feature diagnostiche, o tecniche di *Reinforcement Learning* potrebbero essere esplorati per ottimizzare la risposta del sistema in condizioni di degrado. L'obiettivo finale è trasformare il controllore da elemento puramente reattivo ad un sistema consapevole dello stato di salute, capace di adattare la propria logica di controllo per preservare sia le prestazioni che l'integrità meccanica.

Infine, un ulteriore sviluppo riguarda l'affinamento del modello numerico al fine di evolverlo verso un *Digital Twin* ad elevata fedeltà. In particolare, sarà necessario migliorare la rappresentazione dei fenomeni non lineari legati al contatto, al gioco e alla dinamica fluidodinamica, nonché calibrare in maniera più accurata i parametri del modello sulla base dei dati sperimentali.

Un modello così raffinato consentirebbe di riprodurre con maggiore accuratezza il comportamento reale del sistema, permettendo di analizzarne la risposta in

condizioni di degrado senza ricorrere sistematicamente a campagne sperimentali su componenti fisici. In questa prospettiva, il *Digital Twin* diventerebbe uno strumento centrale per lo studio, l'ottimizzazione e la validazione delle strategie di controllo e monitoraggio, riducendo tempi, costi e complessità delle attività sperimentali.

# Bibliografia

- [1] I. Moir and A. Seabridge, *Aircraft Systems: Mechanical, Electrical, and Avionics Subsystems Integration 3*. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2011.
- [2] J.-C. Maré, *Aerospace Actuators 1: Needs, Reliability and Hydraulic Power Solutions*. London: ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc, 2016.
- [3] J.-C. Maré, *Aerospace Actuators 2: Signal-by-Wire and Power-by-Wire*. London: ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc, 2017.
- [4] M. Sorli, “Meccatronica – slide del corso.” Materiale didattico del corso di Meccatronica, 2024/2025. Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica.
- [5] K. Schallert and C. Michel, “Optimisation of a torque controller for electro-mechanical flight surface actuation,” in *Proc. 9th International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components (R3ASC)*, (Toulouse, France), 2023.
- [6] L. Wang, J.-C. Maré, Y. Fu, and H. Qi, “Force equalization for redundant active/active position control system involving dissimilar technology actuators,” in *Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power*, (Okinawa, Japan), 2011.
- [7] S. Autin, A. De Martin, G. Jacazio, J. Socheleau, and G. Vachtsevanos, “Results of a feasibility study of a prognostic system for electro-hydraulic flight control actuators,” *International Journal of Prognostics and Health Management*, vol. 12, no. 3, pp. 1–18, 2021.
- [8] A. C. Bertolino, A. De Martin, G. Jacazio, and M. Sorli, “A case study on the detection and prognosis of internal leakages in electro-hydraulic flight control actuators,” *Actuators*, vol. 10, no. 9, 2021.
- [9] M. Frumusa and V. Vaccaro, “Investigation on the effects of control surface

- freeplay on the aeroelastic characteristics of a trainer aircraft and extension of limits in support of maintenance tasks,” *International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics*, 2019.
- [10] A. Macaluso and G. Jacazio, “Prognostic and health management system for fly-by-wire electro- hydraulic servo actuators for detection and tracking of actuator faults,” *Procedia CIRP*, vol. 59, pp. 116–121, 2017.
- [11] A. De Martin, G. Jacazio, and M. Sorli, “Enhanced particle filter framework for improved prognosis of electro-mechanical flight controls actuators,” *European Conference of the Prognostics and Health Management Society (PHME)*, pp. 1–10, 2018.
- [12] A. C. Bertolino, J.-C. Maré, S. Akitani, A. De Martin, and G. Jacazio, “Development of real-time models of electromechanical actuators for a hybrid iron bird of a regional aircraft,” *Actuators*, vol. 14, no. 4, 2025.
- [13] G. Jacazio and G. Balossini, “Real-time loading actuator control for an advanced aerospace test rig,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 221, no. 2, pp. 199–210, 2007.
- [14] A. De Martin, G. Jacazio, and M. Sorli, “Simulation of runway irregularities in a novel test rig for fully electrical landing gear systems,” *Aerospace*, vol. 9, no. 2, 2022.
- [15] L. Verdoliva, “La trasformata wavelet.” Appunti del corso di Elaborazione di Segnali Multimediali, 2018. Disponibile online.
- [16] A. Bacci, “High-fidelity modeling of degraded rod-end for flight control actuators: Analysis and preliminary phm study,” tesi di laurea magistrale, Politecnico di Torino, Torino, 2020.