

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA
IN INGEGNERIA DELL'AUTOMAZIONE

SOPPRESSIONE DELLE VIBRAZIONI NEI BRANDEGGI
PER TELECAMERE: ANALISI PRESTAZIONALE
MEDIANTE ELABORAZIONE DELLE IMMAGINI

Relatore

Ch.mo Prof. Roberto Oboe

Correlatori

Ch.mo Prof. Angelo Cenedese

Dott. Riccardo Antonello

Laureando

Daniele Pellizzer

ANNO ACCADEMICO
2009/2010



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA
IN INGEGNERIA DELL'AUTOMAZIONE

ELABORATO FINALE

SOPPRESSIONE DELLE VIBRAZIONI NEI BRANDEGGI PER
TELECAMERE: ANALISI PRESTAZIONALE MEDIANTE
ELABORAZIONE DELLE IMMAGINI

Relatore

Ch.mo Prof. Roberto Oboe

Correlatori

Ch.mo Prof. Angelo Cenedese

Dott. Riccardo Antonello

Laureando
Daniele Pellizzer

ANNO ACCADEMICO 2009/2010

A Paolo,

Indice

Sommario	1
Introduzione	3
1 Descrizione dell'apparato sperimentale	7
1.1 Descrizione del brandeggio	7
1.1.1 Struttura meccanica	7
1.1.2 Elettronica di pilotaggio	10
1.2 Descrizione del set up sperimentale realizzato	12
2 Analisi e identificazione del brandeggio	21
2.1 Modello analitico	21
2.2 Analisi della struttura	24
2.3 Identificazione del brandeggio	31
2.4 Validazione del modello	33
3 Ottimizzazione dei profili dei riferimenti	39
3.1 Generazione delle traiettorie per la movimentazione	39
3.2 Emulazione del controllo tramite joystick	41
4 Analisi del motore passo passo	43
4.1 Descrizione e modello del motore passo passo	43
4.2 Tecniche di minimizzazione del ripple di coppia	45
4.3 Risultati sperimentali ottenuti	46
5 Compensazione delle vibrazioni	51
5.1 Schema di principio e risultati sperimentali	51
5.2 Validità per diverse condizioni operative	54
6 Analisi delle vibrazioni video	57
6.1 Ideazione e realizzazione del target video	57
6.2 Acquisizione video	60

6.3	Elaborazione video	62
6.4	Analisi dei risultati	69
7	Conclusioni	75
A	Schemi elettrici e data sheet	77
A.1	Schemi elettrici	77
A.2	Data sheet	79
B	File <i>Matlab</i> e schemi <i>Simulink</i>	81
B.1	File <i>Matlab</i>	81
B.1.1	Impact test	81
B.1.2	Calcolo della risposta frequenziale e fitting	91
B.1.3	Fitting al variare della fase di compensazione	92
B.1.4	Fitting al variare del modulo di compensazione	94
B.1.5	Configurazione dei parametri dello schema di compensazione	95
B.1.6	Plot delle FFT sel segnale acquisito tramite accelerometro	96
B.1.7	Analisi dati accelerometro	99
B.1.8	Generatore di video	102
B.1.9	Analisi video	103
B.2	Schemi <i>Simulink</i>	112
B.2.1	Schema per l'emulazione della tastiera Videotec	112
B.2.2	Particolari dello schema per la compensazione della prima armonica	113
B.2.3	Compensazione delle vibrazioni	114
C	File <i>Mathematica</i>	115
C.1	Modello meccanico del brandeggio	115
	Bibliografia	119
	Ringraziamenti	121

Elenco delle figure

1	Schema di movimentazione dell'Ulisse Compact	3
1.1	Ulisse Compact	7
1.2	Hybrid step motor	8
1.3	Immagini dell'Ulisse Compact	9
1.4	Schema a blocchi per il pilotaggio dei motori	11
1.5	Ponte ad H	11
1.6	Livelli per il pilotaggio a microstepping	12
1.7	Schema a blocchi del set up sperimentale	12
1.8	Scheda di acquisizione PC-CARD-DAS 16/16AO	13
1.9	Finestra proprietà <i>Analog Output</i>	13
1.10	Finestra proprietà <i>Configuration Parameters</i>	14
1.11	Finestra proprietà <i>External Mode Control Panel</i>	14
1.12	Scheda di alimentazione	15
1.13	Andamento della tensione e corrente in fase di accelerazione e velocità costante. Corrente 2 A e velocità 200 gradi/s	16
1.14	Andamento della tensione e corrente in fase di accelerazione e velocità costante. Corrente 1,5 A e velocità 70 gradi/s	17
1.15	Slip ring	17
1.16	Scheda dell'accelerometro	18
2.1	Modello meccanico semplificato del brandeggio	22
2.2	Struttura telaio vista dall'alto	24
2.3	Posizione dell'accelerometro e punti d'impatto della martellata dietro e laterale	24
2.4	Blocco meccanico del motore di pan	25
2.5	FRF degli impact test	26
2.6	Confronto tra blocco meccanico e blocco elettrico del motore nelle prove di impact test	27
2.7	Impact test al variare della posizione dell'hub	27
2.8	Particolare dei piedini della base di appoggio	28
2.9	Dipendenza della risonanza torsionale dalla corrente di blocco del motore. Posizione 30 gradi	29

ELENCO DELLE FIGURE

2.10	Diagramma di flusso dell'elaborazione dei dati ricavati dall'impact test	30
2.11	Schema <i>Simulink</i> per l'identificazione	32
2.12	Risultati prove di identificazione	32
2.13	Prove di identificazione al variare di K_{base}	34
2.14	Prove di identificazione al variare di J_{base}	34
2.15	Prove di identificazione al variare di K_{sh}	35
2.16	Prove di identificazione al variare di J_{hub}	36
2.17	Prove di identificazione con brandeggio fermo e brandeggio in movimento	36
3.1	Profili a jerk limitato	40
3.2	Schema <i>Simulink</i> per il pilotaggio del motore	40
3.3	Segnali di comando inviati al motore	41
3.4	Tastiera Ulisse Compact e Joystick fornito dall'azienda	42
4.1	Statore e rotore di un motore a passo ibrido	44
4.2	Contenuto armonico del segnale dell'accelerometro	45
4.3	Schema <i>Simulink</i> per la compensazione della prima armonica	47
4.4	Fitting al variare del modulo e della fase di compensazione	48
4.5	Risultati ottenuti con la compensazione della prima armonica	49
5.1	Diagramma di Bode della funzione di trasferimento $\frac{\theta_z(s)}{\theta_w(s)}$	51
5.2	Schema di principio per la compensazione delle vibrazioni	52
5.3	Analisi del disturbo agente sul sistema	52
5.4	Schema <i>Simulink</i> per la compensazione delle vibrazioni	54
6.1	Target video	58
6.2	Profondità normale	58
6.3	Profondità aumentata	58
6.4	Scenario oggetto delle riprese video	59
6.5	Videocamera dell'Ulisse Compact: Sony FCB-EX480CP	60
6.6	Frame grabber AverMedia AverTV USB2.0 Plus	61
6.7	Schema <i>Simulink</i> per l'elaborazione video	63
6.8	Istogramma frame video acquisito. L'andamento è simile in tutti i vari frame dei video acquisiti	64
6.9	Istogramma prima del blocco <i>Contrast Adjustment</i>	65
6.10	Istogramma dopo il blocco <i>Contrast Adjustment</i>	65
6.11	Diagramma di flusso dell'elaborazione tramite <i>Matlab</i>	66
6.12	Finestra del file <i>Matlab</i> durante la fase di esecuzione: a sinistra l'immagine della colonna centrale del frame i -esimo; a destra l'andamento del rapporto X fino al frame $(i-1)$ -esimo	67

6.13	Finestra finale del file <i>Matlab</i> con i risultati ottenuti dall'analisi: in alto a sinistra, l'andamento delle ampiezze con la linea del polyfit; in alto a destra, la componente vibratoria; in basso a sinistra, l'andamento degli spessori delle linee nel tempo; in basso a destra, il grafico dell'FFT	68
6.14	Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 11,3 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A	70
6.15	Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 15 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A	71
6.16	Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 17,5 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A	72
6.17	Confronto in frequenza dall'analisi video tra movimentazione con e senza compensazione. Velocità di rotazione 7,5 (gradi/s)	73
A.1	Schema elettrico della scheda di alimentazione	77
A.2	Schema elettrico della scheda dell'accelerometro	78
A.3	Datasheet TLE 2022	79
A.4	Datasheet LM675	80
B.1	Schema <i>Simulink</i> per l'emulazione della tastiera Videotec	112
B.2	Particolari dello schema <i>Simulink</i> di figura 4.3	113
B.3	Schema <i>Simulink</i> per l'active damping	114

ELENCO DELLE FIGURE

Sommario

L'obiettivo principale del progetto, sviluppato in collaborazione con l'azienda Videotec S.p.a., è lo studio e l'applicazione di tecniche per la soppressione delle vibrazioni che si instaurano durante la movimentazione di un brandeggio per telecamere.

La prima parte della tesi tratterà l'analisi e la modellizzazione del brandeggio a cui seguirà uno studio delle metodologie di riduzione delle vibrazioni tramite tecniche di active damping o tramite la generazione di opportuni riferimenti che riducano il ripple di coppia del motore. Un'altra parte tratterà invece la verifica dei risultati ottenuti attraverso un'analisi delle immagini video.

Le tecniche adottate hanno permesso di ottenere un miglioramento delle prestazioni senza però apportare grandi modifiche al prodotto già disponibile in commercio.

Introduzione

Lo scopo di questa attività consiste nell'analisi e modellizzazione di brandeggi per telecamere. Questa tesi è stata svolta in collaborazione con l'azienda Videotec S.p.a. la quale sviluppa e produce sistemi di posizionamento PTZ.¹

Uno degli obiettivi principali di questo lavoro è la soppressione delle vibrazioni generate dal movimento del brandeggio. Per brandeggio si intende un dispositivo complesso costituito da motori, custodie, sistemi di controllo integrati per la gestione della movimentazione, il controllo delle ottiche motorizzate (zoom, focus e iris), la gestione della telemetria e l'elaborazione dell'immagine.

Questo elaborato è focalizzato principalmente sull'aspetto della movimentazione che comprende il controllo dei movimenti di rotazione attorno all'asse verticale (pan) e attorno all'asse orizzontale (tilt) (Fig. 1).

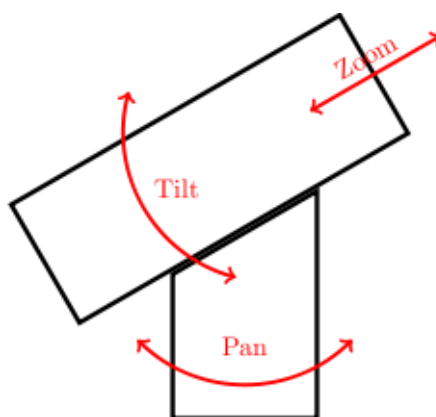


Figura 1: Schema di movimentazione dell'Ulisse Compact

Questi assi vengono controllati con dei motori a passo comandati in microstepping. Il controllo effettuato deve essere indipendente dalle caratteristiche fisiche dell'unità ottica, dal livello dello zoom della telecamera e da eventuali variazioni dell'inerzia del brandeggio

Il progetto è stato sviluppato con la collaborazione di altri due tesisti. Una prima parte è stata svolta in cooperazione e si concentra sull'analisi e modellizzazione del brandeggio. Successivamente ognuno si è dedicato ad un particolare aspetto dell'attività : studio dell'at-

¹Pan-Tilt-Zoom.

tuatore, implementazione di tecniche di smorzamento attivo e analisi prestazionale mediante elaborazione delle immagini.

I nostri studi si sono concentrati sul prodotto Ulisse Compact, il quale è caratterizzato da un sistema di movimentazione realizzato tramite step motor, un sistema di trasmissione del moto per mezzo di cinghie dentate e un'unità video prodotta dalla Sony.

Come accennato precedentemente l'aspetto principale del problema riguarda l'instaurarsi di vibrazioni durante la movimentazione. Le cause di tale fenomeno possono essere di tipo strutturale (trasmissione a cinghia dentata, risonanze strutturali e tipo di installazione del brandeggio) oppure dovute al sistema di generazione della coppia (ripple di coppia, coppia di cogging) tipiche dell'impiego di un motore a passo.

Si sono dunque effettuate delle prove mirate all'individuazione dell'incidenza di ogni possibile causa sull'effetto vibratorio riscontrato. Tali prove sono:

- impact test, per l'analisi dei modi vibrazionali della struttura;
- prove di movimentazione, per studiare la dipendenza delle risonanze dalla posizione e dalle correnti di pilotaggio;
- prove a banco sul motore, per un'analisi dell'andamento della coppia generata.

Le possibili soluzioni riguardanti la struttura che sono emerse durante lo studio sono:

- sostituzione della trasmissione a cinghia con una trasmissione più rigida;
- riprogettazione della struttura meccanica al fine di spostare le risonanze strutturali alle alte frequenze;
- aggiunta di sensori con cui effettuare particolari tecniche di controllo che riducano le vibrazioni;
- utilizzo del sistema video già presente per effettuare un controllo in retroazione.

Per quanto riguarda l'attuatore le possibili soluzioni sono invece:

- cambiare la tipologia del motore;
- aggiungere dei sensori di posizione per controlli in retroazione;
- adottare particolari tecniche di generazione della coppia;
- effettuare una sagomatura dei riferimenti.

Tra le varie possibili soluzioni si sono scelte quelle che comportano un minore impatto economico, visto che il prodotto è già in commercio. Si è quindi scelto di utilizzare tecniche di active damping [5] per quanto riguarda l'aspetto strutturale, mentre, per quanto riguarda l'attuatore, si è deciso di utilizzare tecniche per la riduzione del ripple di coppia [2].

Le soluzioni adottate consentono un miglioramento delle prestazioni riscontrate anche tramite l'analisi delle immagini video. Questo aspetto sarà l'argomento approfondito in questa tesi al Capitolo 6.

Nel Capitolo 1 verrà illustrata la struttura del brandeggio e le modalità di pilotaggio dei motori utilizzate per la movimentazione. Successivamente ai Capitoli 2, 3, 4 e 5 verranno rispettivamente trattati aspetti riguardanti l'analisi e la modellizzazione del brandeggio, le modalità di movimentazione, lo step motor e le tecniche di generazione di coppia, una tecnica di smorzamento attivo. Al Capitolo 6 verrà illustrato un metodo per rilevare la frequenza e l'ampiezza delle vibrazioni che si osservano dalle immagini video dell'Ulisse Compact.

Alla fine di questo elaborato si sono riportate alcune conclusioni riguardo i risultati ottenuti (Capitolo 7).

Capitolo 1

Descrizione dell'apparato sperimentale

In questo Capitolo viene data una descrizione del sistema da controllare e del set up sperimentale utilizzato nello svolgimento di questo progetto.

1.1 Descrizione del brandeggio

1.1.1 Struttura meccanica

L'Ulisse Compact è costituito essenzialmente da due step motor (movimento di pan e movimento di tilt), un sistema di trasmissione realizzato tramite cinghia dentata per ciascuno dei due motori, il tutto contenuto all'interno di una struttura di plastica (Fig. 1.1).

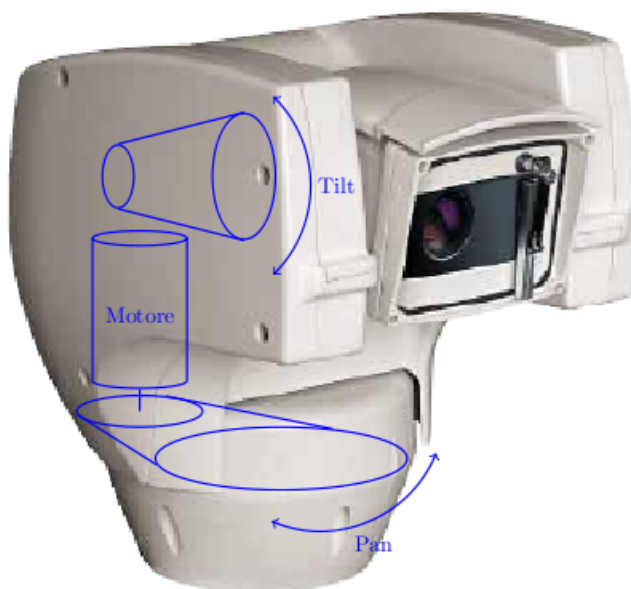


Figura 1.1: Ulisse Compact

Il brandeggio, essendo utilizzato in ambienti esterni, deve presentare un'ottima impermeabilità e perciò in esso sono presenti alcune guarnizioni.

Il motore che permette la movimentazione del brandeggio è un hybrid step motor (Fig. 1.2).

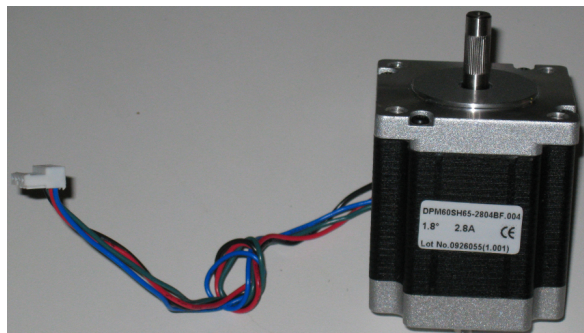


Figura 1.2: Hybrid step motor

Questa particolare categoria di motori passo passo, sfrutta il principio dei sistemi a riluttanza variabile e contemporaneamente quello dei sistemi elettrodinamici. I motori a passo sono caratterizzati da un movimento a scatti regolari, corrispondenti ad un preciso angolo di rotazione detto passo.

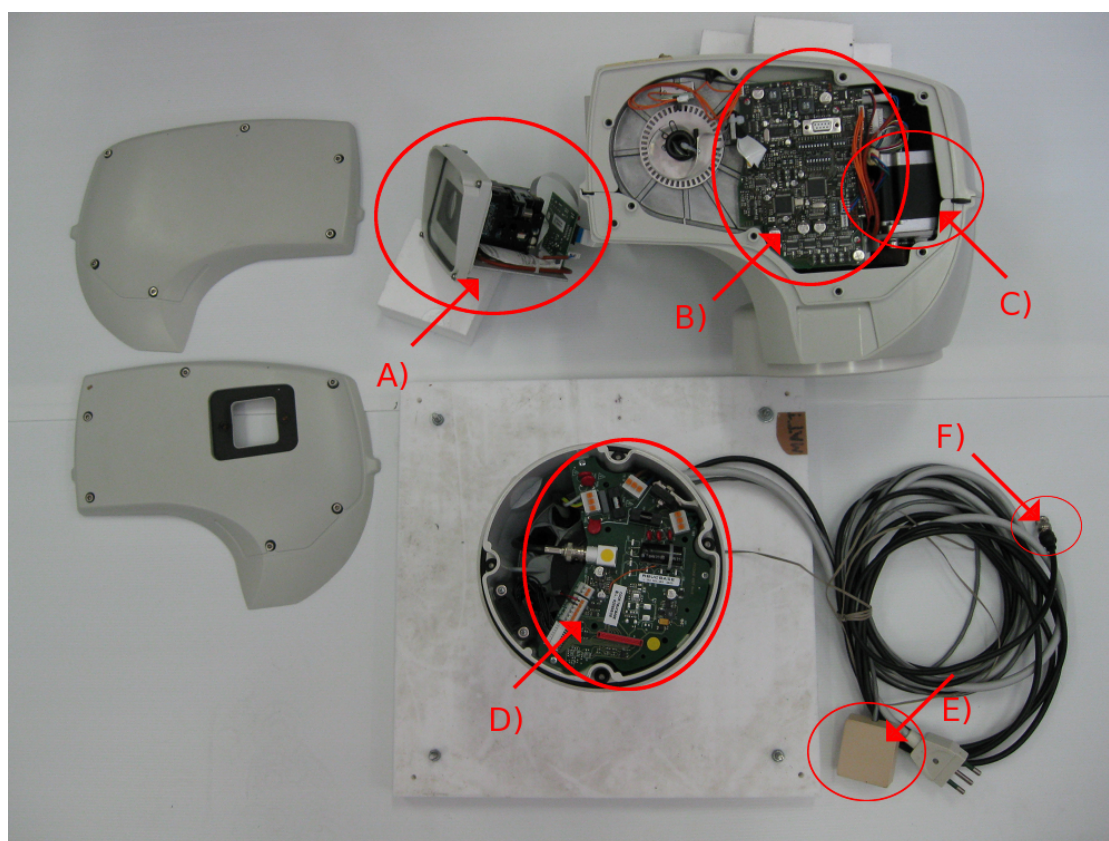
Tra i vantaggi principali rispetto ad altri azionamenti si possono citare:

- hanno un costo non elevato confrontati con altri tipi di motore con analoghe prestazioni;
- possono compiere accurati posizionamenti senza alcun sensore di posizione o velocità ;
- l'errore di posizionamento non è cumulativo;
- sono particolarmente semplici e adatti al controllo digitale;
- l'assenza di contatti striscianti gli consente di avere un'elevata robustezza meccanica;
- sono molto stabili nella posizione a rotore bloccato e presentano un'elevata coppia di tenuta.

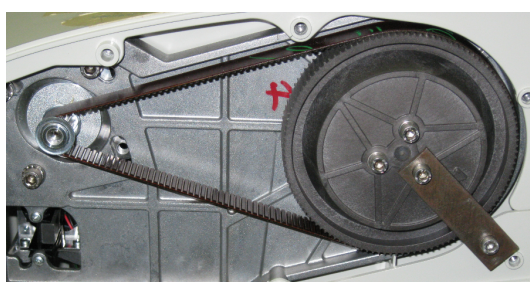
Di contro, il principale difetto è la generazione di coppia non costante (ripple di coppia e coppia di cogging) che causa l'instaurarsi di vibrazioni nella movimentazione. Questo aspetto sarà trattato esaustivamente nel Capitolo 4.

La trasmissione del moto avviene tramite un sistema di cinghia dentata e puleggia, il quale realizza un rapporto di trasmissione 1:7 sia per la movimentazione di pan che per quella di tilt. Poichè si è interessati solamente alle vibrazioni presenti nel movimento di pan, che sono quelle più visibili all'occhio umano, il motore di tilt è stato bloccato meccanicamente (Fig. 1.3b).

Le cinghie dentate sono usate in quanto permettono di trasmettere grandi potenze senza slittamenti e con rendimenti elevati e, inoltre, permettono di ottenere un movimento poco rumoroso. Per contro, questo sistema di trasmissione del moto porta ad avere inevitabili



(a) Ulisse Compact: A) telecamera con scheda custodia; B) scheda body C) step motor del movimento di pan D) scheda base E) interfaccia connessione PC-tastiera F) cavo uscita video



(b) Trasmissione cinghia-puleggia di tilt con blocco meccanico



(c) Particolare sulla guarnizione di tenuta

Figura 1.3: Immagini dell'Ulisse Compact

elasticità dovute alla struttura della cinghia. Questo introduce delle risonanze che portano all'instaurarsi di fenomeni vibratorii indesiderati.

Per impedire alle sostanze lubrificanti di fuoriuscire all'esterno, nel brandeggio è presente una particolare guarnizione di tenuta (Fig. 1.3c). Essa è composta da un anello di materiale plastico a sezione circolare e da una molla che serve per mantenere il contatto tra i due elementi plastici tra cui è posta. Nel Paragrafo 2.4 verranno approfonditi i problemi dovuti alla presenza di questa guarnizione. La lubrificazione è necessaria in quanto nella fase di movimentazione bisogna evitare che tra parti plastiche o metalliche adiacenti si crei un eccessivo attrito.

1.1.2 Elettronica di pilotaggio

L'elettronica di pilotaggio del brandeggio è suddivisa in tre diverse schede elettroniche (scheda body, scheda base e scheda custodia) (Fig. 1.3a).

Nella scheda base si trovano i circuiti per realizzare l'alimentazione del brandeggio a partire dall'alimentazione di rete. Essa rende disponibile il segnale proveniente dalla telecamera in uscita ed inoltre prevede alcuni ingressi che consentono l'azionamento dei motori tramite una tastiera in dotazione assieme al brandeggio.

La scheda body racchiude le funzioni di controllo e di comunicazione del brandeggio. Questa permette quindi il pilotaggio dei motori degli assi di rotazione (pan e tilt), e delle ottiche (zoom, focus e iris). In questa scheda, tra le altre cose, sono presenti un microcontrollore e un FPGA. Una delle funzioni svolte dal microcontrollore è la gestione dei comandi provenienti dalla tastiera. Per quanto riguarda l'FPGA esso genera la legge di controllo dei motori, cioè opportune rampe di accelerazione e comandi di velocità. L'utilizzo di questo dispositivo programmabile elettronicamente è stato dettato dal fatto che permette la gestione dei task con tempi certi (gestione real time), contrariamente a quello che avverrebbe con un normale microcontrollore, dove la gestione dei vari task è subordinata dalla priorità degli stessi.

L'FPGA genera dei riferimenti in corrente che vengono elaborati da un DAC il quale li converte in segnali analogici. Questi riferimenti sono stati progettati per ottenere sette distinti valori di velocità di rotazione del brandeggio. Tali valori sono una suddivisione su scala esponenziale della velocità massima del brandeggio impostabile dall'utente.

I motori sono gestiti sfruttando la tecnica a microstepping. Essa consiste nell'inviare alle due fasi del motore due correnti sinusoidali in quadratura. Tanto maggiore sarà la corrente in una fase rispetto a quella dell'altra fase, tanto più vicino si posizionerà il rotore al dente di statore corrispondente alla fase con corrente più elevata. Questa tecnica consente di ottenere una maggiore fluidità del movimento, un aumento della precisione nel posizionamento e una diminuzione delle vibrazioni.

I motori vengono pilotati a corrente sinusoidale a modulo costante, in modo tale da avere una coppia teorica anch'essa costante; nella realtà è comunque presente un ripple di coppia dovuto a vari fenomeni che verranno trattati nel Capitolo 4. Lo schema di pilotaggio prevede un ponte ad H, una resistenza di Shunt e un comparatore che funge da modulatore PWM (Fig 1.4).

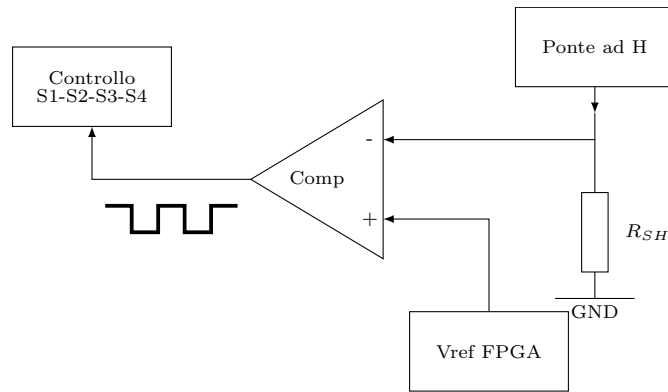


Figura 1.4: Schema a blocchi per il pilotaggio dei motori

Il ponte ad H è costituito da quattro interruttori (solitamente transistor MOS) e permette il funzionamento bidirezionale del motore in presenza di un'alimentazione singola (Fig. 1.5).

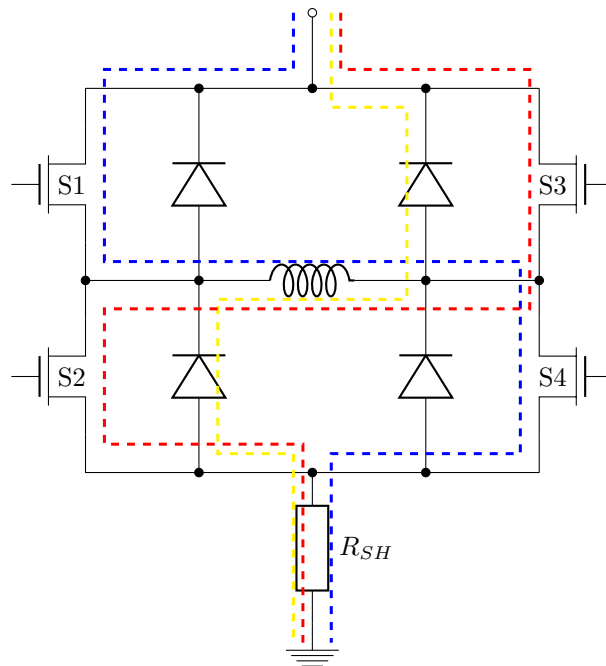


Figura 1.5: Ponte ad H

I comandi degli interruttori del ponte ad H sono generati a partire dall'uscita del comparatore, che confronta il valore di tensione letto ai capi della resistenza di shunt con il segnale proveniente dal FPGA. Quest'ultimo, essendo discreto, necessita di una conversione in un segnale analogico. Questa viene fatta sfruttando degli integrati DAC a 10 bit. In realtà, solo 8 bit vengono sfruttati riuscendo quindi a comandare il motore con 128 microstep su 128 livelli (Fig. 1.6).

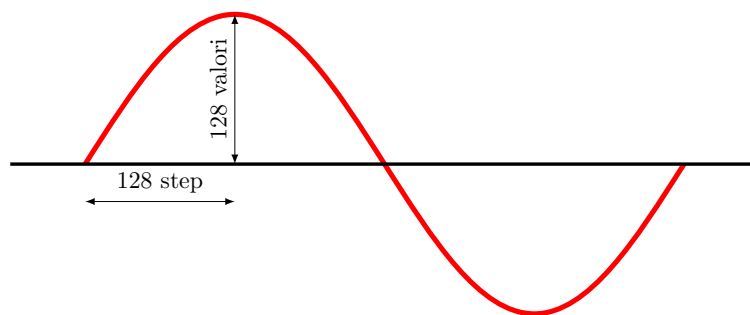


Figura 1.6: Livelli per il pilotaggio a microstepping

Infine, la scheda custodia permette la comunicazione tra telecamera e scheda body che avviene tramite una linea seriale.

1.2 Descrizione del set up sperimentale realizzato

Lo schema a blocchi del set up sperimentale realizzato è riportato in figura (1.7).

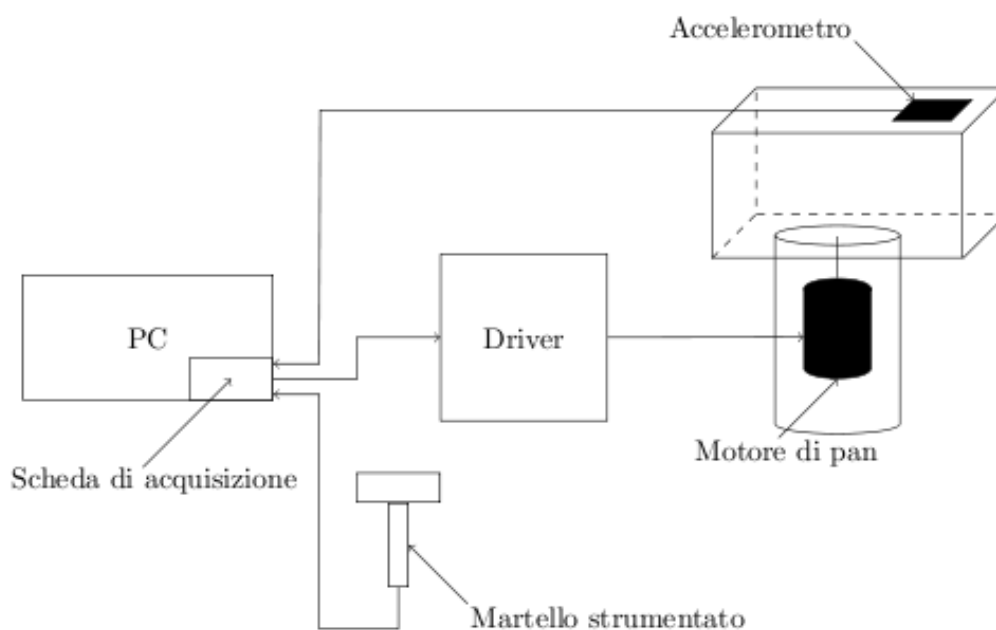


Figura 1.7: Schema a blocchi del set up sperimentale

Utilizzando questo schema è possibile comandare l'Ulisse Compact a qualsiasi velocità di rotazione, a tal fine è necessario bypassare l'elettronica di comando progettata dall'azienda.

Per pilotare i motori si sono dunque utilizzati una scheda di acquisizione dati e un amplificatore di transconduttanza che permette di avere in uscita una corrente proporzionale alla tensione in ingresso.

Per quanto riguarda la scheda di acquisizione è stata utilizzata la PC-CARD-DAS16/16AO (Fig. 1.8). Questa è caratterizzata da 16 ingressi analogici single-ended o, in alternativa, da 8 ingressi differenziali; sono inoltre presenti 2 uscite analogiche e 4 linee digitali di I/O. Infine, vi è un convertitore A/D con risoluzione 16 bit. Le 2 uscite analogiche presenti nella scheda hanno un range di tensione di ± 10 V.



Figura 1.8: Scheda di acquisizione PC-CARD-DAS 16/16AO

Per la configurazione della scheda è necessario installare gli appositi driver forniti dal produttore nel PC. Nel nostro caso la gestione degli ingressi e delle uscite della scheda è stata fatta sfruttando l'ambiente di calcolo numerico *Matlab*. Per fare ciò si devono seguire i seguenti passi che sono riportati di seguito:

1. digitare nella Command Window di *Matlab* l'istruzione: `rtwintgt -install`;
2. entrare nell'ambiente *Simulink* di *Matlab*;
3. come prima applicazione è sufficiente selezionare dalla libreria di *Simulink* il blocchetto *Analog Output* all'interno del pacchetto *Real-time Windows Target* e visualizzare la finestra delle proprietà (Fig. 1.9). Da questa finestra è necessario selezionare *Install*

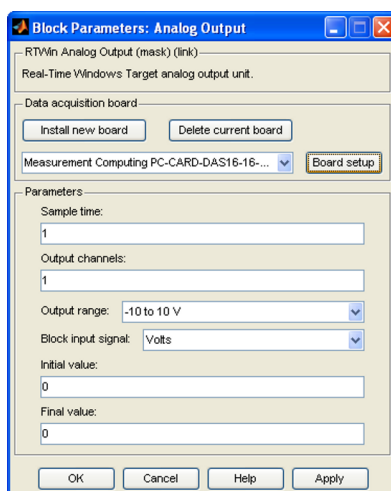


Figura 1.9: Finestra proprietà *Analog Output*

New Board e scorrere l'elenco delle schede di acquisizione fino a trovare la scheda in

uso. Fatto ciò, per verificarne il corretto funzionamento, è sufficiente selezionare *Board setup* ed effettuare il *Test*. Sempre in questa finestra è possibile impostare che i segnali di uscita siano in modo differenziale;

4. selezionare dal menù a tendina di *Simulink*: *Simulation* \Rightarrow *Configuration Parameters* (Fig. 1.10): quindi selezionare *Browse* e cliccare su *Rtwin.tlc*;

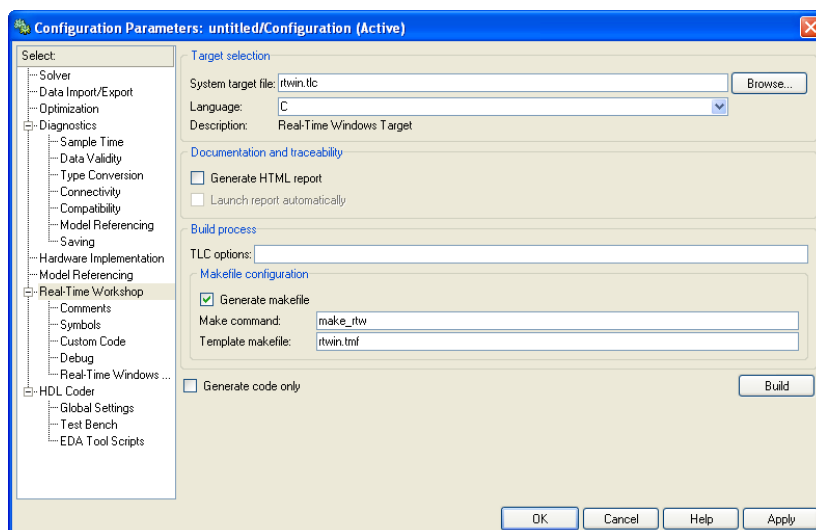


Figura 1.10: Finestra proprietà *Configuration Parameters*

5. infine, dal menù a tendina di *Simulink* selezionare *Tools* \Rightarrow *External Mode Control Panel* \Rightarrow *Signal and triggering* (Fig. 1.11): da qui è possibile selezionare la dimensione

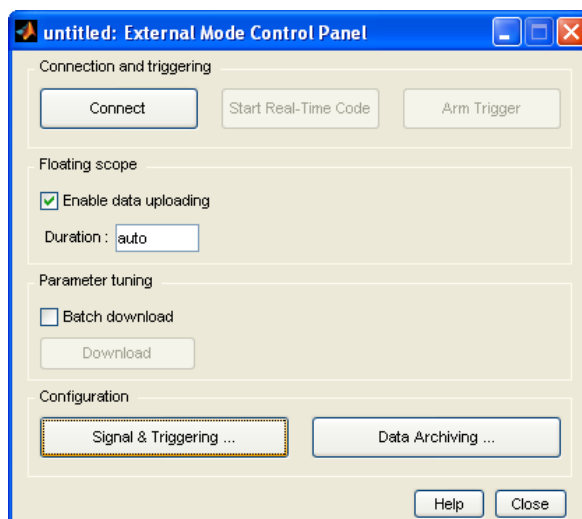


Figura 1.11: Finestra proprietà *External Mode Control Panel*

del buffer su cui verranno salvati i dati delle prove;

6. per la configurazione del blocchetto *Analog Input* di *Simulink* è sufficiente ripetere il punto 3.

La scheda di acquisizione rende disponibili in uscita dei segnali di tensione che vengono poi forniti in ingresso alla scheda di alimentazione. Quest'ultima è caratterizzata da due stadi distinti (Fig. 1.12).

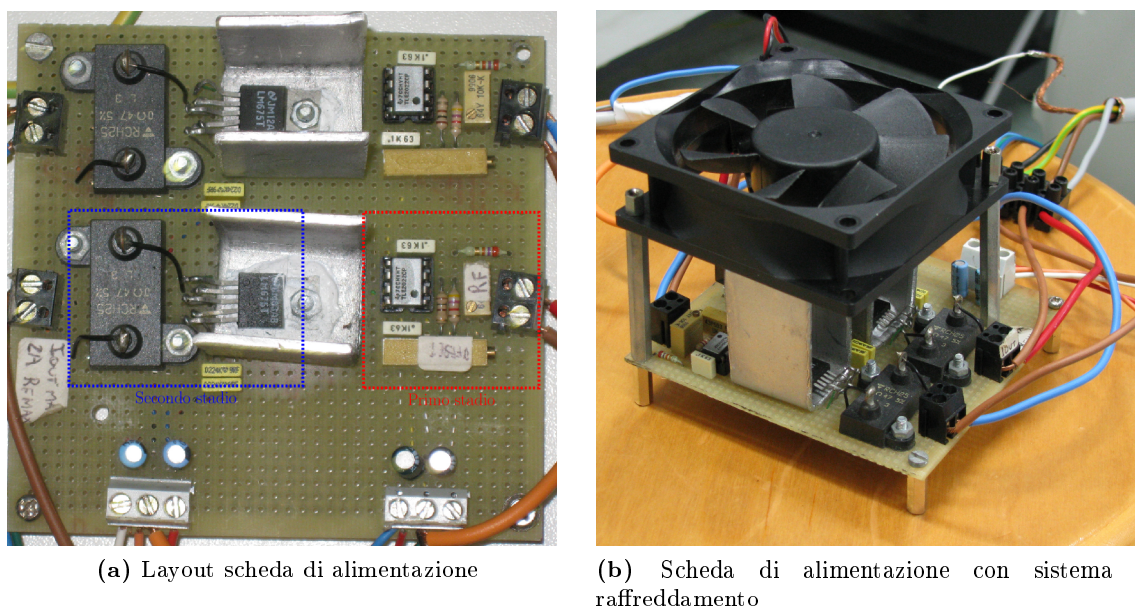


Figura 1.12: Scheda di alimentazione

Il primo stadio è costituito da un amplificatore operazionale TLE2022 e due trimmer che servono per la regolazione dell'offset e del guadagno della scheda. Il secondo stadio è composto da un amplificatore di potenza LM675 e una resistenza di Shunt. Questo stadio funziona da convertitore tensione-corrente con guadagno fisso dettato dal valore della resistenza di shunt.¹

La transconduttanza dell'intero circuito è di 0,3 A/V. Questa scelta è stata fatta tenendo conto del range di uscita della scheda di acquisizione (10 V) e della corrente massima di lavoro dei motori (2,8 A).

Il primo stadio è alimentato con una tensione di 12 V, mentre il secondo stadio è alimentato a 15 V. La fase di taratura del set up è stata eseguita collegando in uscita un carico puramente resistivo; successivamente si è proceduto al test collegando direttamente il motore del brandeggio.

A questo punto è stato evidenziato un problema di distorsione delle forme d'onda imposte negli avvolgimenti del motore per velocità elevate (Fig. 1.13).

¹Il guadagno è pari a $1/R_{sh}$.

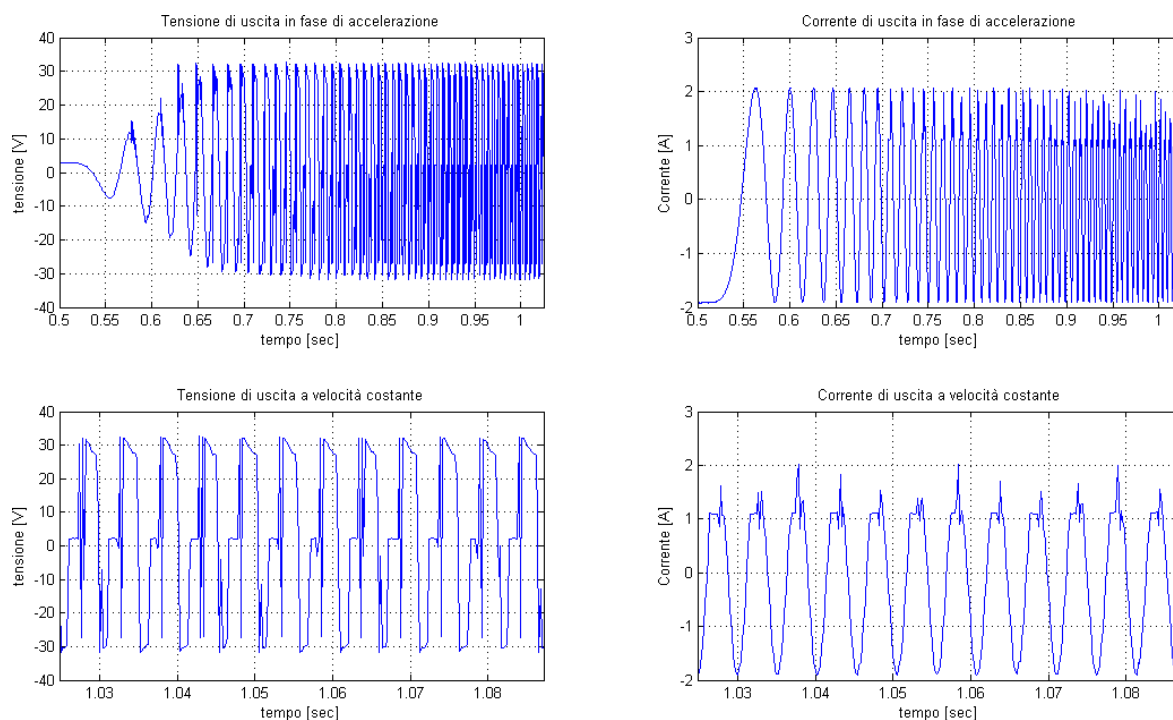


Figura 1.13: Andamento della tensione e corrente in fase di accelerazione e velocità costante. Corrente 2 A e velocità 200 gradi/s

Come si può vedere dalla figura (1.13), le tensioni e le correnti imposte al motore fanno riferimento alla fase di accelerazione e alla fase a velocità costante. Si può notare che le forme d'onda di corrente hanno un andamento non sinusoidale dovuto al fatto che le forze contro elettromotrici che si generano negli avvolgimenti del motore sono tali per cui l'amplificatore di potenza satura e non riesce ad imporre il livello di corrente desiderato. Il protrarsi di questa condizione causa il surriscaldamento dell'integrato, che potrebbe entrare in protezione termica e quindi spegnersi per brevi istanti di tempo. Per quanto riguarda le forme d'onda di tensione, invece, la distorsione è dovuta al fatto che le f.c.e.m. non hanno un andamento perfettamente sinusoidale.

Per ovviare a questi fenomeni si è deciso di limitare la velocità massima e di diminuire le tensioni di alimentazione del secondo stadio da 20 V a 15 V, per permettere alla scheda di alimentazione di non surriscaldarsi e, quindi, di riuscire ad imporre al motore delle forme di corrente perfettamente sinusoidali (Fig. 1.14). La limitazione della velocità massima fa sì che il valore delle f.c.e.m. sia contenuto entro valori accettabili, mentre la riduzione della tensione di alimentazione riduce l'entità della potenza dissipata e quindi limita il surriscaldamento dell'integrato.

Nel corso delle prime prove si è inoltre notato che il segnale presentava un elevato rumore sovrapposto. Per risolvere questo aspetto è stata modificata la scheda di alimentazione aggiungendo all'uscita del secondo stadio un filtro passa basso, caratterizzato da una resistenza

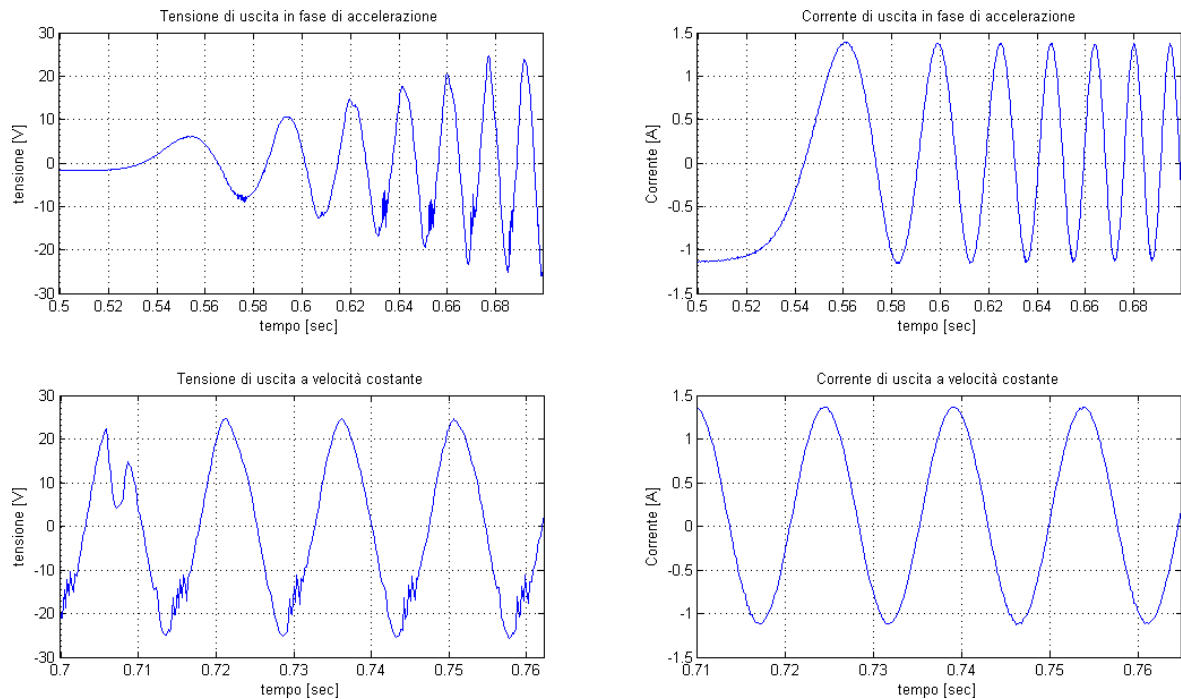


Figura 1.14: Andamento della tensione e corrente in fase di accelerazione e velocità costante. Corrente 1,5 A e velocità 70 gradi/s

$R=10\ \Omega$ e una capacità $C=47\ \mu F$. Sempre per limitare gli effetti dovuti al rumore, si è deciso di utilizzare dei cavi schermati per i collegamenti tra la scheda di alimentazione e la scheda di acquisizione. Un ulteriore accorgimento è stato quello di tenere separate le masse del primo stadio (parte di segnale) e del secondo stadio (parte di potenza). In questo modo si evitano gli effetti dovuti ad anelli di massa.

Nella scheda di alimentazione è stato utilizzato un amplificatore di potenza a discapito di un amplificatore audio in quanto quest'ultimo non consente di imporre correnti costanti in uscita e, quindi, non permette di bloccare il motore in una posizione desiderata.

Il collegamento elettrico del motore di pan alla scheda di alimentazione è stato effettuato sfruttando lo slip ring già presente nell'Ulisse Compact (Fig. 1.15).



Figura 1.15: Slip ring

Tale dispositivo permette la trasmissione di potenza e segnali elettrici da una struttura statica ad un elemento rotante. Questo consente di eliminare il problema del danneggiamento

dei cavi per attorcigliamento.

Per lo studio delle vibrazioni è stato utilizzato l'accelerometro MEMS² LIS2L02AS prodotto dalla STMicroelectronics. L'accelerometro è un po' datato ma comunque sufficiente per raggiungere gli obiettivi prefissati. Questo tipo di dispositivi offrono una buona sensibilità, prontezza e affidabilità, ma allo stesso tempo risentono di fenomeni di bias e drift che rendono le loro misure inutilizzabili a lungo termine. Questi problemi sono stati risolti negli accelerometri più recenti. Le principali caratteristiche³ dell'accelerometro sono:

- misura delle accelerazioni su due assi;
- uscite in tensione direttamente proporzionali alle accelerazioni misurate;
- larghezza di banda 4 kHz;
- fondo scala impostabile tra $\pm 2g$ o $\pm 6g$.⁴

L'accelerometro ha una tensione di alimentazione di 5 V e dà in uscita un segnale in tensione proporzionale all'accelerazione misurata compreso tra 0,5 e 4,5 V. Data l'elevata impedenza di uscita ($100\text{ k}\Omega$) non è possibile collegare direttamente l'output ad un carico, ma è necessario amplificare la potenza del segnale tramite uno stadio di buffering. Un secondo amplificatore in configurazione invertente e a guadagno unitario permette di ottenere un segnale in modo differenziale che consente di ridurre l'entità di eventuali rumori sommati al segnale (Fig. 1.16).

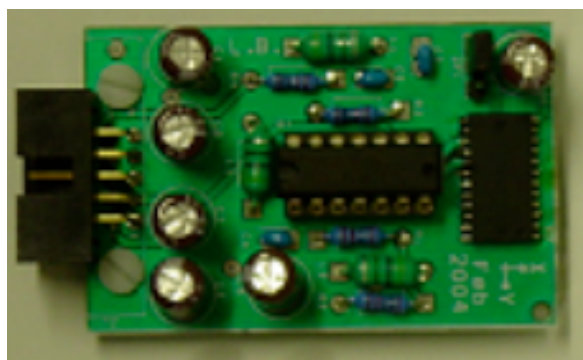


Figura 1.16: Scheda dell'accelerometro

Nella scheda, tramite un jumper, è possibile selezionare il range di accelerazione che si desidera misurare; in entrambi i casi si otterrà in uscita un segnale differenziale di tensione compresa tra 1 e 9 V. Questo segnale differenziale viene acquisito dalla scheda PC-CARD-DAS16/16AO.

²Micro-Electro-Mechanical-System.

³Per ulteriori caratteristiche si rimanda al testo [6, Cap. 4.1 e 4.2].

⁴Con g si intende l'accelerazione di gravità, che corrisponde a $9,81\text{ m/s}^2$.

Il valore di tensione acquisito viene poi moltiplicato per una costante in modo tale da ottenere un valore di accelerazione in m/s^2 :

$$\frac{4 \cdot 9,81}{8} \left[\frac{m/s^2}{V} \right] \quad (1.1)$$

dove $4 \cdot 9,81$ è il range in m/s^2 , mentre 8 è il range in Volt. Questo guadagno è stato calcolato nel caso di fondoscala impostato a $\pm 2g$; se il fondoscala fosse invece di $\pm 6g$ è sufficiente cambiare nell'equazione (1.1) il valore 4 con il valore 12.

Nelle elaborazioni dei dati ricavati dall'accelerometro viene sempre eseguito un detrend che toglie la componente continua rilevata dal sensore.

Tutti gli schemi elettrici delle schede di alimentazione e dell'accelerometro sono riportati in Appendice A.

Capitolo 2

Analisi e identificazione del brandeggio

Questo Capitolo comprende una prima parte in cui verrà ricavato un modello meccanico dell'Ulisse Compact. Successivamente si passerà all'analisi delle risonanze strutturali (impact test) e sarà esposta una procedura per ricavare un modello analitico semplificato del brandeggio tramite tecniche di identificazione. Infine, verranno eseguite alcune prove per la validazione del modello così ottenuto.

2.1 Modello analitico

Il brandeggio è costituito da una struttura fissa e da un hub che ruota attorno al suo asse verticale, dove con hub si intende in pratica la testa del brandeggio. Il movimento relativo tra i due corpi avviene per mezzo di pulegge accoppiate tramite cinghia. Questo accoppiamento è riconducibile ad un riduttore epicicloidale nel quale il portatreno è costituito dall'hub, il sole dalla puleggia solidale alla struttura fissa e la puleggia collegata all'albero motore costituisce il satellite (Fig. 2.1).

Questo sistema deve tener conto dell'elasticità propria della cinghia che quindi è modellizzata tramite una molla con coefficiente elastico K_{b1} e K_{b2} rispettivamente per ciascun ramo della cinghia.

L'Ulisse Compact nelle sue applicazioni può essere installato su pali molto alti e su supporti per montaggio a parete o a soffitto. In tutti questi casi il sistema di fissaggio porta ad avere un'elasticità torsionale aggiuntiva che è modellizzata con una molla con coefficiente elastico K_{base} collegata tra il sole e il telaio.

Il motore può essere rappresentato come un ingresso di coppia sul satellite. La coppia τ_m è la coppia generata dal motore¹ ed è proporzionale all'angolo relativo tra il vettore campo magnetico del motore e la posizione angolare dell'albero (eq. 2.1).

¹Per approfondimenti vedere Capitolo 4.

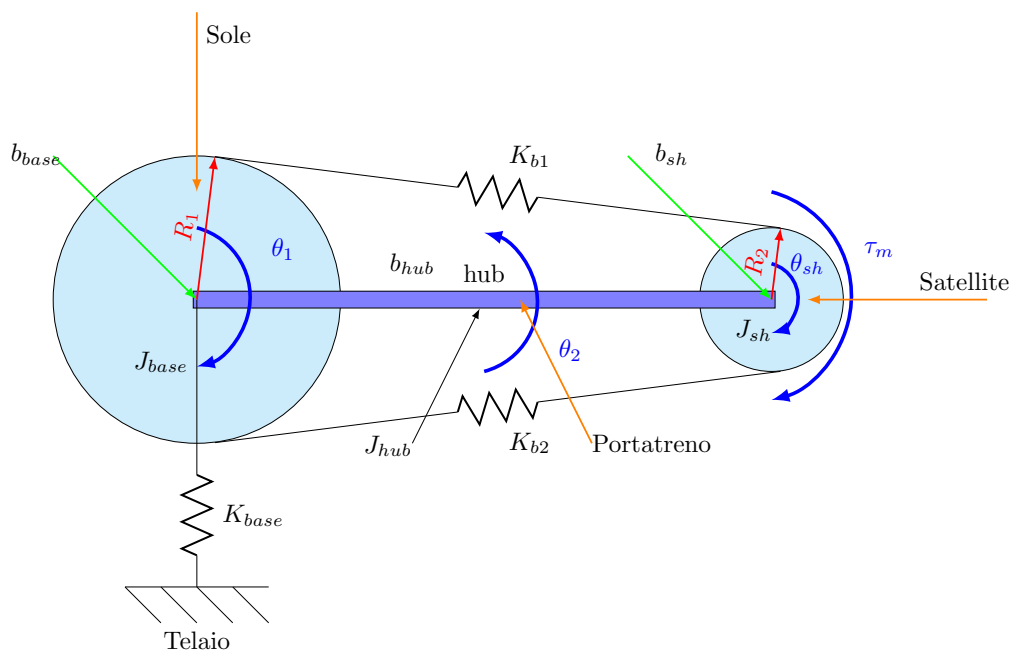


Figura 2.1: Modello meccanico semplificato del brandeggio

$$\tau_m = K_{sh}(\theta_u - \theta_{sh}), \quad K_{sh} = K_T i, \quad (2.1)$$

dove K_T è la costante di coppia del motore. Il modello viene completato aggiungendo le inerzie dei vari corpi e i coefficienti di attrito viscoso (Tab. 2.1).

Tabella 2.1: Tabella riassuntiva dei coefficienti del modello analitico

Coefficienti	Descrizione
J_{base}	inerzia della struttura fissa del brandeggio
J_{hub}	inerzia della testa del brandeggio
J_{sh}	inerzia dell'albero e della puleggia dello step motor
b_{base}	attrito viscoso della struttura fissa del brandeggio rispetto il telaio
b_{hub}	attrito viscoso della testa del brandeggio rispetto la sua struttura fissa
b_{sh}	attrito viscoso dell'albero e della puleggia dello step motor
K_{base}	coefficiente elastico del supporto del brandeggio
K_{b1}, K_{b2}	coefficienti elastici della cinghia
K_{sh}	coefficiente elastico equivalente dello step motor

Le variabili del modello sono riportate in tabella (2.2).

Data una descrizione del modello meccanico semplificato, si può procedere alla scrittura delle equazioni di Lagrange. Esse sono un'evoluzione del principio dei lavori virtuali, in quanto

Tabella 2.2: Tabella riassuntiva delle variabili del modello analitico

Variabili	Descrizione
θ_1	posizione angolare della base rispetto al telaio
θ_2	posizione angolare dell'hub rispetto al telaio
θ_u	posizione del vettore campo magnetico dello step motor rispetto a θ_2
θ_{sh}	posizione angolare dell'albero motore rispetto a θ_2

si esprime il lavoro virtuale delle forze di inerzia in termini dell'energia cinetica del sistema.²

Energia cinetica della base:

$$T_{base} = \frac{1}{2} J_{base} \dot{\theta}_1^2 \quad (2.2)$$

Energia cinetica dell'hybrid step motor:

$$T_{sh} = \frac{1}{2} J_{sh} \dot{\theta}_{sh}^2 \quad (2.3)$$

Energia cinetica dell'hub:

$$T_{hub} = \frac{1}{2} J_{hub} \dot{\theta}_2^2 \quad (2.4)$$

Energia potenziale di K_{base} :

$$U_{base} = \frac{1}{2} K_{base} \theta_1^2 \quad (2.5)$$

Energia potenziale di K_b :

$$U_1 = \frac{1}{2} K_1 (R_1 \theta_1 - R_2 \theta_{sh} - R_1 \theta_2)^2 \quad (2.6a)$$

$$U_2 = \frac{1}{2} K_2 (R_2 \theta_{sh} - R_1 \theta_1 + R_1 \theta_2)^2 \quad (2.6b)$$

Equazione di Lagrange:

$$L = T_{base} + T_{hub} + T_{sh} - U_{base} - U_1 - U_2 \quad (2.7)$$

Sfruttando l'ambiente di calcolo *Mathematica* è stato possibile ricavare la funzione di trasferimento tra $\theta_2(s)$ (uscita) e $\theta_u(s)$ (ingresso). Essa è caratterizzata da quattro zeri e sei poli³ (eq. 2.8):

$$\frac{\theta_2(s)}{\theta_u(s)} = \frac{(s^2 + 2\xi_{z1}w_{z1}s + w_{z1}^2)(s^2 + 2\xi_{z2}w_{z2}s + w_{z2}^2)}{(s^2 + 2\xi_{p1}w_{p1}s + w_{p1}^2)(s^2 + 2\xi_{p2}w_{p2}s + w_{p2}^2)(s^2 + 2\xi_{p3}w_{p3}s + w_{p3}^2)} \quad (2.8)$$

²Per ulteriori approfondimenti si rimanda al testo [1, Pag. 71 a 75].

³Per approfondimenti si rimanda all'appendice C.

2.2 Analisi della struttura

L'obiettivo è quello di individuare, attraverso prove sperimentali, quali siano le risonanze dovute alla struttura del brandeggio. Questa è caratterizzata da un telaio metallico a U che ruota attorno all'asse verticale z . All'estremità di tale telaio è fissata la custodia della telecamera che, per mezzo del motore di tilt, viene messa in rotazione attorno all'asse x (Fig. 2.2).

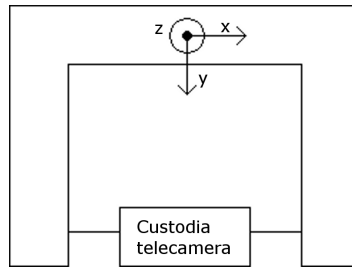


Figura 2.2: Struttura telaio vista dall'alto

L'analisi viene effettuata tramite impact test. Tale tecnica consiste nell'eccitare, per mezzo di un martello strumentato, la struttura che si sta analizzando. L'impact test si basa sul concetto che dando un impulso di forza ad un corpo se ne eccitano tutte le frequenze proprie. Misurando le accelerazioni in punti di interesse risulta dunque possibile localizzare la posizione in frequenza dei fenomeni di risonanza. Il martello strumentato è fornito di un sensore di forza piezoelettrico che fornisce un segnale di tensione proporzionale alla forza che si esercita al momento dell'impatto.

Nel caso specifico, le vibrazioni che si manifestano nel brandeggio a causa dell'impulso, sono rilevate dall'accelerometro posizionato sopra la custodia della telecamera (Fig. 2.3).

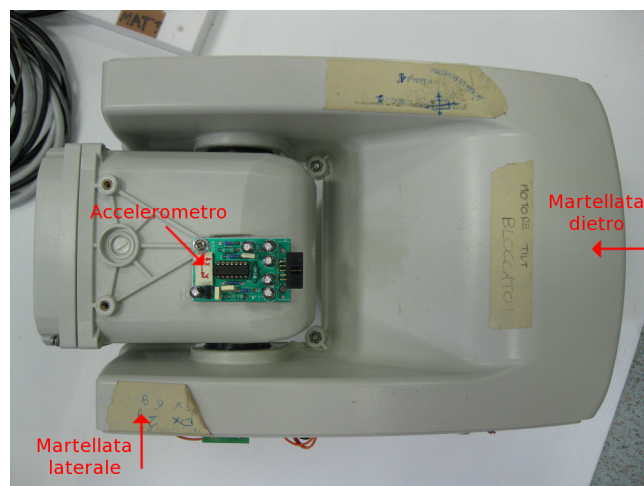


Figura 2.3: Posizione dell'accelerometro e punti d'impatto della martellata dietro e laterale

I segnali in uscita dall'accelerometro e dal sensore piezoelettrico del martello sono stati registrati con la scheda di acquisizione e successivamente elaborati con *Matlab*.

Lo scopo dell'impact test è quello di ricavare una risposta frequenziale del sistema. Per fare ciò si effettua una FFT⁴ dei dati di ingresso (martello strumentato) e uscita (accelerometro) e, successivamente, si calcola il rapporto dei moduli delle FFT. In alternativa, si calcola il cross spettro e l'auto spettro dei segnali acquisiti e se ne fa il rapporto.⁵

Si è scelto di effettuare le prove colpendo ripetutamente il brandeggio, ma con l'accortezza che l'intervallo di tempo tra una martellata e l'altra fosse sufficientemente lungo per permettere alle vibrazioni causate dall'impatto precedente di estinguersi. I dati così ottenuti rappresentano una successione di singoli impact test sui quali viene effettuata una media. In questo modo, trattandosi di prove sperimentali, si riduce l'incidenza di possibili errori, del rumore di misura o di un non corretto uso del martello.

Per capire la tipologia dei modi strutturali è utile effettuare l'impact test mantenendo l'accelerometro nella stessa posizione e cambiando invece il punto d'impatto. In tal modo, confrontando le varie prove, si può desumere se le risonanze rilevate sono dovute a modi flessionali o a modi torsionali.

Nel caso in esame, si è scelto di martellare in due posizioni (Fig. 2.3). La martellata da dietro è utile per evidenziare i modi flessionali lungo l'asse verticale del brandeggio, mentre la martellata laterale evidenzia i modi torsionali. Ovviamente se il motore non è alimentato e viene eccitato da un impulso di forza nel punto laterale, il brandeggio può liberamente ruotare nella direzione di pan. Per evitare che questo avvenga è necessario bloccare il motore o imponendo delle correnti costanti negli avvolgimenti o attraverso un blocco meccanico (Fig. 2.4).



Figura 2.4: Blocco meccanico del motore di pan

Bloccando il motore meccanicamente si eliminano gli effetti elastici intrinseci dello step motor evidenziando solamente quelli dovuti alla cinghia di trasmissione, mentre alimentando

⁴Fast Fourier Transform.

⁵Per approfondimenti teorici [4].

il motore con correnti costanti si rilevano gli effetti combinati dell'elasticità del motore e della cinghia.

Nella figura (2.5) con asse radiale e asse tangenziale si intendono rispettivamente le letture dell'accelerometro nelle direzioni radiale e tangenziale rispetto all'asse di rotazione di pan del brandeggio.

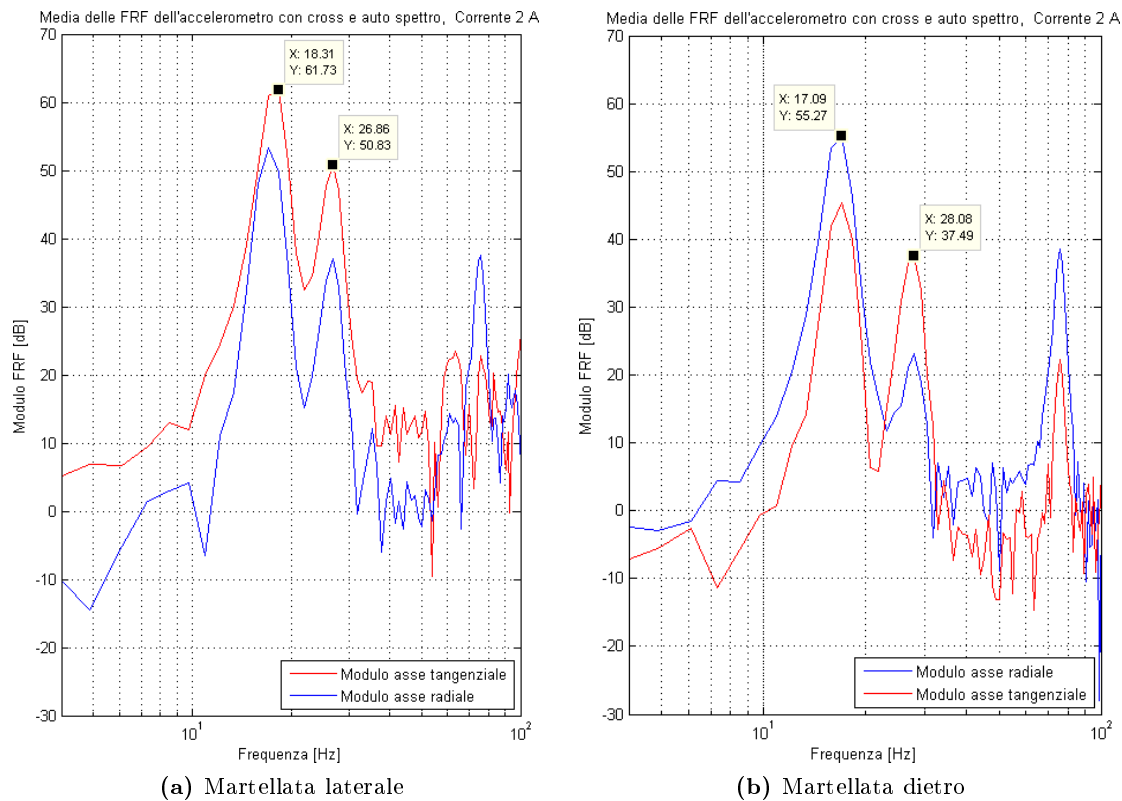


Figura 2.5: FRF degli impact test

Come si evince dalla figura (2.5) c'è una risonanza a circa 18 Hz e un'altra a circa 27 Hz. Poichè nella martellata da dietro si evidenzia maggiormente la risonanza a 18 Hz lungo l'asse radiale dell'accelerometro, si ritiene che la suddetta frequenza sia dovuta ai modi flessionali. La seconda frequenza di risonanza appare attenuata nella prova da dietro, mentre nella prova laterale viene rilevata soprattutto dall'asse tangenziale dell'accelerometro. Queste osservazioni inducono a pensare che si tratti del modo flessionale.

In figura (2.6) è riportato il confronto della prova di impact test tra motore bloccato meccanicamente e bloccato con correnti costanti.

L'obbiettivo di questa prova è verificare l'effetto dell'elasticità del motore sui modi torsionali, quindi si è scelto di colpire il brandeggio lateralmente. Come si può notare non ci sono differenze apprezzabili tra il blocco meccanico e il blocco in corrente; questo fa pensare che la molla equivalente del motore, alimentato con corrente 1,4 A, sia molto rigida.

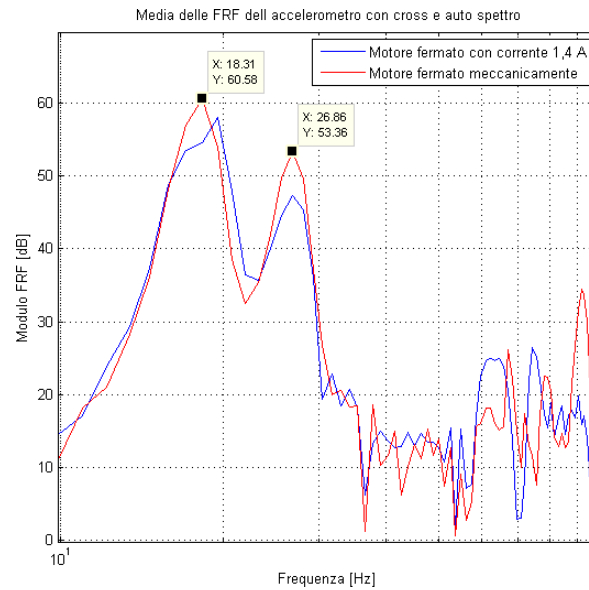


Figura 2.6: Confronto tra blocco meccanico e blocco elettrico del motore nelle prove di impact test

Effettuando diverse prove di impact test si è notato uno spostamento delle frequenze di risonanza al variare dell'orientazione dell'hub. Per analizzare il fenomeno sono state effettuate delle prove di impact test in diverse posizioni di quest'ultimo (Fig. 2.7).

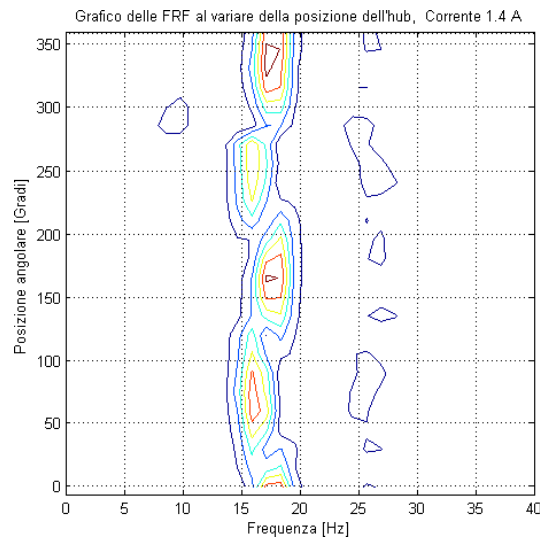


Figura 2.7: Impact test al variare della posizione dell'hub

In particolare, a partire da una posizione prefissata (0 gradi), si è ripetuto l'impact test avanzando per ogni prova di 15 gradi rispetto la posizione precedente. Sfruttando la generazione delle traiettorie che verrà discussa nel Capitolo 3 è stato possibile portare l'hub

nelle varie posizioni intermedie. Dopo la fase di movimentazione il motore è stato bloccato imponendo correnti costanti.

Come si può vedere la frequenza di risonanza del modo flessionale cambia al variare della posizione sul giro. Dopo un'attenta analisi del fenomeno si è giunti alla conclusione che la causa è la presenza di quattro piedini fissati alla base di appoggio del brandeggio (Fig. 2.8).



Figura 2.8: Particolare dei piedini della base di appoggio

Quest'ultimi modificano la rigidità della base stessa andando quindi ad influenzare la frequenza del modo flessionale. Alla luce di questo fenomeno è stato deciso di eliminare i piedini della base appoggiandola direttamente a terra.

È stata svolta inoltre una prova con lo scopo di evidenziare la dipendenza delle frequenze di risonanza rispetto il valore di corrente costante imposto per bloccare il motore. Intuitivamente, un aumento di questa, causa un irrigidimento della molla equivalente del motore e, conseguentemente, uno spostamento in frequenza del modo torsionale (Fig. 2.9).

Come si può notare la frequenza del modo torsionale è poco influenzata dal valore della corrente. Infatti, come precedentemente osservato, la rigidità della molla equivalente del motore, anche con correnti basse, è molto elevata. Un ulteriore irrigidimento della molla del motore non cambia sostanzialmente la frequenza di risonanza perchè la molla equivalente della cinghia, rispetto a quella del motore, è molto meno rigida.

L'ultima prova che è stata effettuata, ha lo scopo di stimare il valore dell'elasticità equivalente della cinghia (K_b) e l'inerzia dell'hub. Al fine di eliminare la dinamica della molla del motore, se n'è bloccato meccanicamente l'albero. L'individuazione dei valori di inerzia ed elasticità è possibile tramite due prove di impact test, la prima in condizioni di inerzia dell'hub originale e la seconda con l'inerzia dell'hub aumentata tramite un peso di valore noto. Si possono facilmente ottenere le seguenti equazioni:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_b}{J_{hub}}} \quad (2.9a)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_b}{J_{hub} + J_{\Delta}}} \quad (2.9b)$$

Il peso con cui si è modificata l'inerzia dell'hub è un cilindro metallico pieno di massa $M=5$ kg posto ad una distanza $R=0,15$ m dall'asse di rotazione di pan. Questo causa una

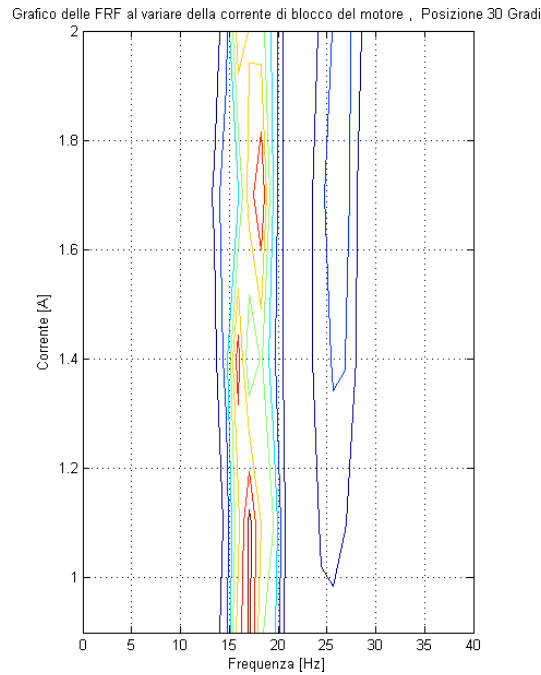


Figura 2.9: Dipendenza della risonanza torsionale dalla corrente di blocco del motore. Posizione 30 gradi

variazione di inerzia data da:

$$J_{\Delta} = MR^2 = 0,11 \text{ kg m}^2 \quad (2.10)$$

poichè M si è considerata come una massa concentrata.

Dalle due prove di impact test si sono ricavati i valori di ω_1 e ω_2 che rappresentano rispettivamente la pulsazione di risonanza del modo torsionale della prova senza e con inerzia aggiuntiva:

$$\omega_1 = f_1 2\pi = 184,12 \text{ rad/s} \quad (2.11a)$$

$$\omega_2 = f_2 2\pi = 168,95 \text{ rad/s} \quad (2.11b)$$

da cui si ricavano il valore di $K_b = 10585 \text{ N m/rad}$ e il valore di $J_{hub} = 0,31 \text{ kg m}^2$.

Poichè si sono fatte semplificazioni e approssimazioni nel calcolo del raggio e dell'inerzia del peso (massa concentrata), i valori dei parametri ottenuti non sono da considerare molto attendibili.

Il programma utilizzato per l'elaborazione dei dati raccolti dalle prove di impact test segue il diagramma di flusso riportato in figura (2.10).

Esso è pensato per l'analisi di un numero elevato di prove al variare della posizione dell'hub. Il caricamento dei dati avviene in automatico per ogni posizione; viene per prima cosa

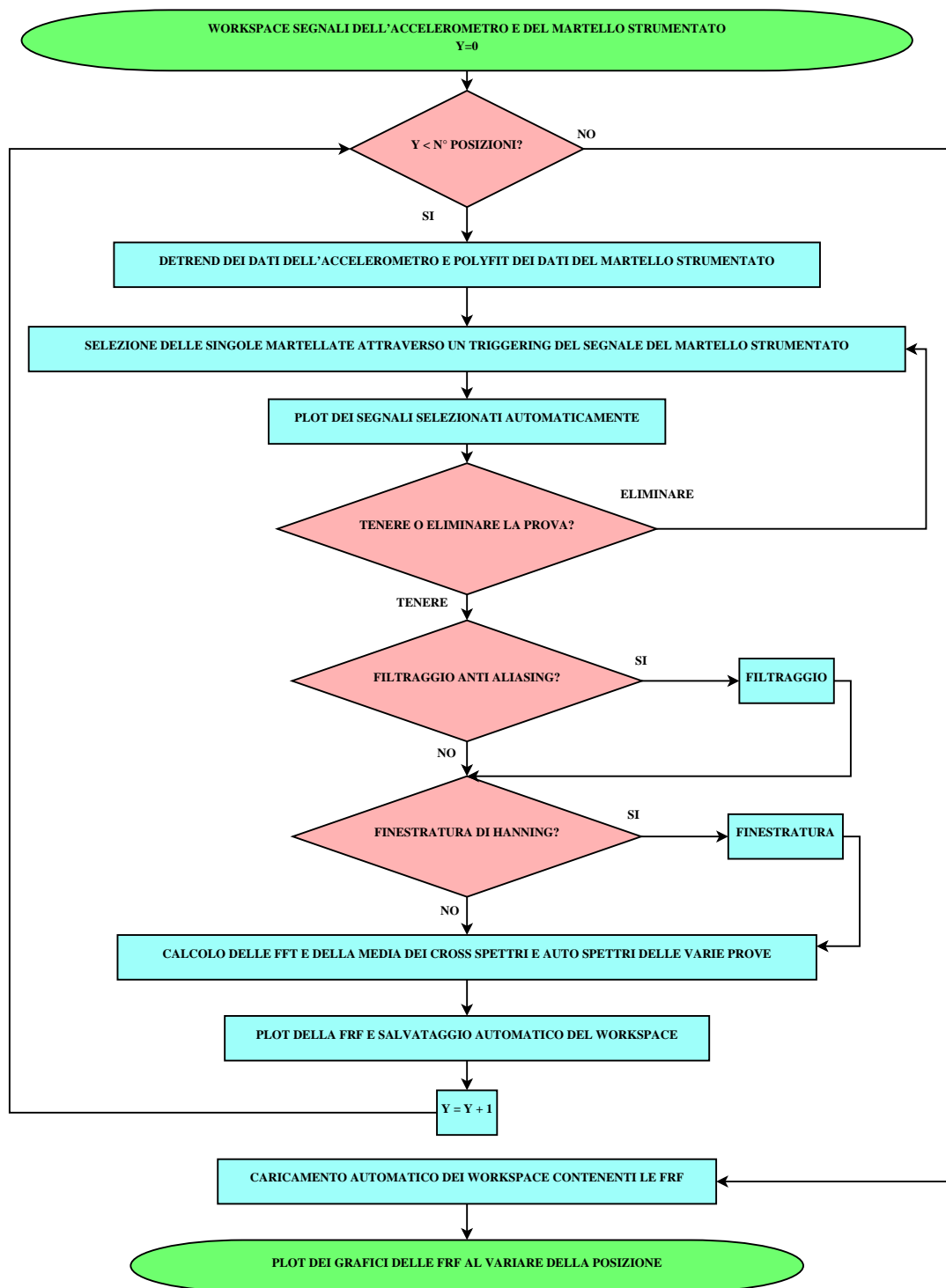


Figura 2.10: Diagramma di flusso dell'elaborazione dei dati ricavati dall'impact test

effettuato un detrend dei dati dell'accelerometro al fine di toglierne la componente continua. Per i dati del martello viene utilizzata la funzione `polyfit` di *Matlab* poiché la costante di tempo del sensore piezoelettrico è molto lunga. Successivamente viene fatto un triggering sui dati del martello per selezionare i vari impatti. Vengono poi visualizzati i segnali nel tempo del martello e dell'accelerometro al fine di permettere all'utente di decidere se convalidare o meno la prova. Per evitare fenomeni di leakage viene effettuata al segnale una finestrazione di hanning e successivamente se ne calcola l'FFT. L'FRF (Frequency Response Function) si ottiene poi calcolando il rapporto delle medie dei cross spettri e degli auto spettri delle varie martellate. L'FRF viene salvata in un workspace specifico per ogni posizione dell'hub. Infine, i workspace così ottenuti vengono nuovamente caricati e si effettua il plot dei dati per vedere la dipendenza delle FRF dalla posizione.

2.3 Identificazione del brandeggio

In termini generali, un'identificazione è eseguita eccitando il sistema con degli opportuni segnali di ingresso (un gradino, una sinusoide o un segnale casuale) e osservando gli ingressi e le uscite in un intervallo di tempo.

Tramite le tecniche di identificazione si ricavano, per mezzo di prove sperimentali, informazioni sulla funzione di trasferimento del sistema meccanico. I metodi di identificazione si suddividono in parametrici e non parametrici, a seconda che si vogliano ricavare i valori dei parametri incogniti nel modello analitico oppure una risposta frequenziale del modello.

Poiché l'obbiettivo è quello di ottenere la risposta frequenziale del brandeggio e non sono noti a priori i parametri del modello, si è effettuata un'identificazione non parametrica e successivamente una procedura di fitting tramite la quale è stato possibile individuare l'espressione analitica della funzione di trasferimento.

Il metodo di identificazione non parametrica utilizzato è l'analisi correlativa. In questo caso l'ingresso è un rumore bianco e la funzione cross covarianza tra le uscite e gli ingressi restituisce una stima della funzione attendibilità. Questa assume valori compresi tra zero e uno, dove uno rappresenta l'attendibilità massima e zero quella minima.⁶

Per attuare questa tecnica è stato utilizzato lo schema *Simulink* riportato in figura (2.11).

Per ottenere la funzione di trasferimento tra θ_2 e θ_u in fase di elaborazione dei dati viene effettuata una doppia integrazione del segnale acquisito dall'accelerometro al fine di ottenere un'informazione sulla posizione. Il filtro presente è di tipo passa banda e serve per limitare il range di frequenze del white noise. Lo slider gain posto in uscita al filtro, tarato sperimentalmente, ha invece lo scopo di impedire che il segnale di riferimento superi l'ampiezza di un passo dello step motor. Infine, la costante denominata allineamento serve per allineare il rotore con un dente di statore (costante nulla) oppure per allineare il rotore in posizione intermedia tra due denti di statore (costante impostata a $\pi/4$). Questa costante è stata introdotta per valutare l'incidenza della posizione relativa di rotore e statore sulla posizione dei

⁶Per approfondimenti [7].

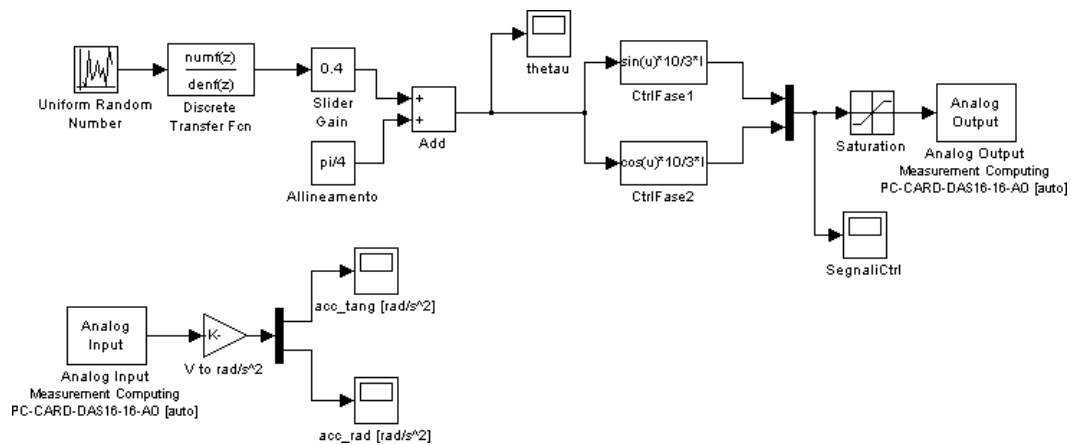


Figura 2.11: Schema *Simulink* per l'identificazione

poli e degli zeri nella risposta frequenziale. Da prove sperimentali è stato verificato che tale posizione non influisce sulla funzione di trasferimento ottenuta.

In figura (2.12) sono riportati i risultati ottenuti tramite la tecnica di identificazione sopra descritta.

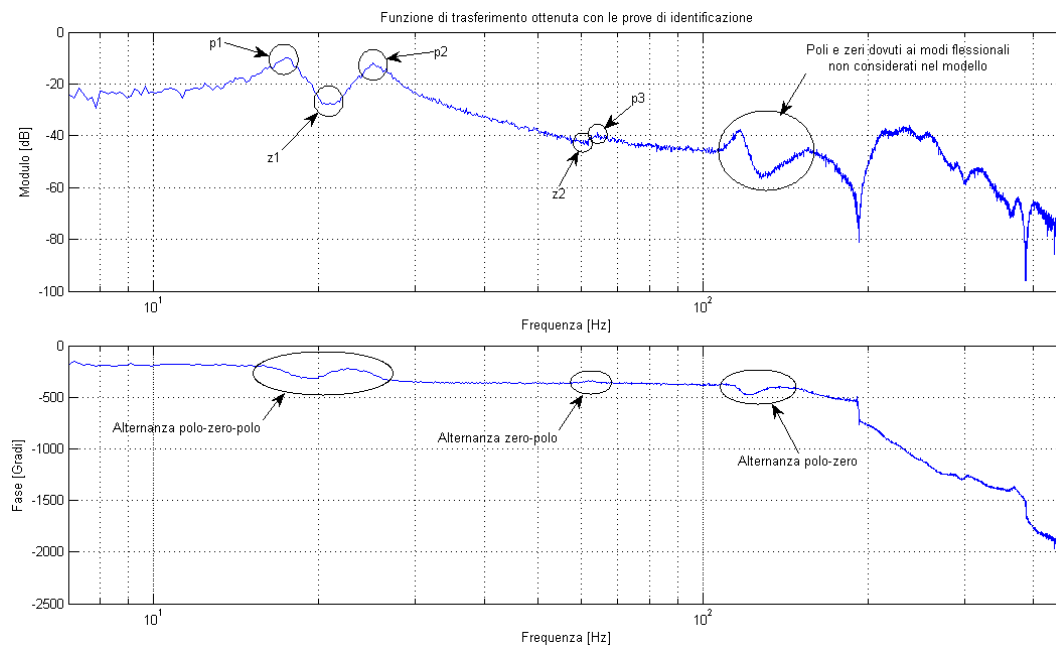


Figura 2.12: Risultati prove di identificazione

2.4 Validazione del modello

La validazione del modello consiste nell'individuare nella funzione di trasferimento ottenuta dalla tecnica di identificazione quali sono i poli e zeri considerati nel modello analitico. Per fare ciò è necessario effettuare numerose prove nelle quali vengono variati i parametri di inerzia, attrito viscoso ed elasticità. Da tali prove si può stabilire la coerenza del modello analitico con il sistema meccanico analizzato. La funzione di trasferimento ottenuta dall'identificazione contiene, ovviamente, anche poli e zeri non presenti nella funzione di trasferimento analitica. Infatti, il modello analitico è comunque una semplificazione del sistema meccanico reale.

La tecnica di fitting consiste nell'approssimare la curva della risposta in frequenza data dall'identificazione con una funzione di modello predefinito (quattro zeri e sei poli) dando maggior peso agli intervalli di frequenza in prossimità dei poli e zeri precedentemente individuati dal modello analitico.

Le prove di validazione effettuate sono:

- identificazione al variare K_{base} ;
- identificazione al variare J_{base} ;
- identificazione al variare K_{sh} ;
- identificazione al variare J_{hub} ;
- identificazione nelle configurazioni brandeggio fermo e brandeggio in movimento.

Si sono scelte queste prove per la loro semplicità operativa e perchè consentono di variare il parametro di interesse senza influenzare gli altri. Infatti risultano di difficile interpretazione le prove sperimentali nelle quali la variazione delle condizioni operative coinvolgono la variazione di più parametri del modello analitico.

La prova di identificazione al variare di K_{base} viene svolta cambiando il sistema di appoggio della base dell'Ulisse Compact sul pavimento. In particolare si sono provate le configurazioni: base appoggiata a terra⁷, base appoggiata su uno strato di neoprene e, infine, base appoggiata su un piatto girevole. Intuitivamente, queste prove corrispondono ad una rispettiva diminuzione del valore di K_{base} . I risultati ottenuti sono riportati in figura (2.13).

Come si può notare p_1 , p_2 e z_1 sono influenzati notevolmente dalle variazioni di K_{base} infatti, al diminuire di tale parametro, essi si spostano a frequenze più basse. Nel caso limite della base appoggiata su un piatto girevole ($K_{base} \rightarrow 0$) la funzione di trasferimento non è più costituita da quattro zeri e sei poli ma bensì da tre zeri e cinque poli. Quindi la coppia di poli p_1 non compare mentre la coppia p_2 assume valori in frequenza non confrontabili con quelli delle prove precedenti.

⁷Questa prova è stata svolta aggiungendo quattro viti alla base di appoggio, le cui teste creavano un vincolo di forma con il pavimento garantendo una buona rigidità della configurazione.

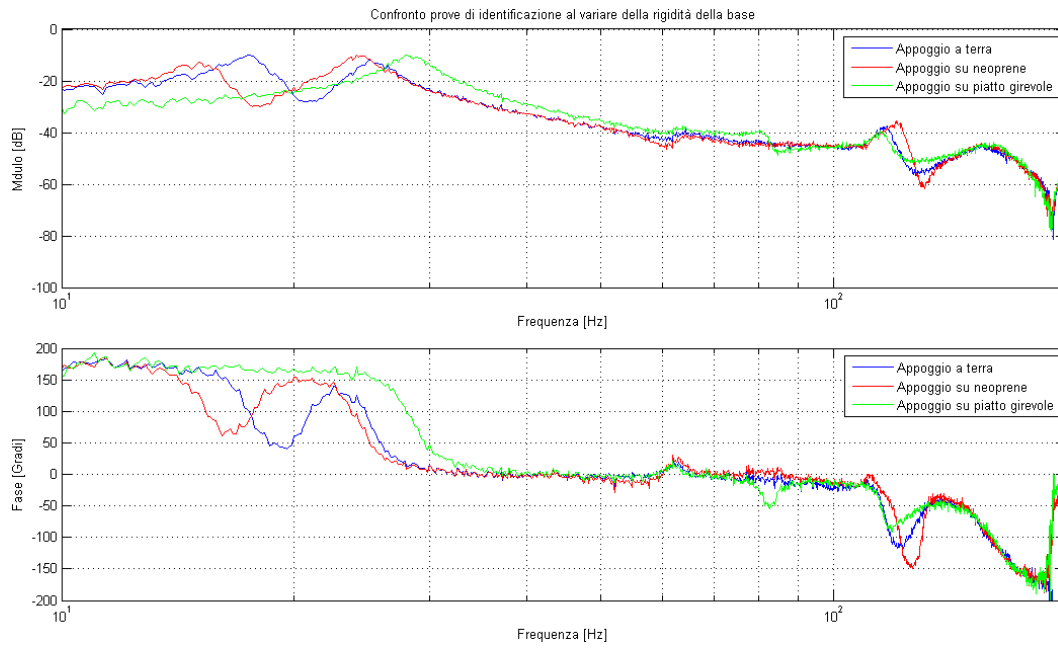


Figura 2.13: Prove di identificazione al variare di K_{base}

Le prove effettuate variando il parametro J_{base} sono svolte appoggiando il brandeggio direttamente a terra senza base di appoggio, con base di appoggio in teflon e, infine, con base di appoggio in cemento (Fig. 2.14).

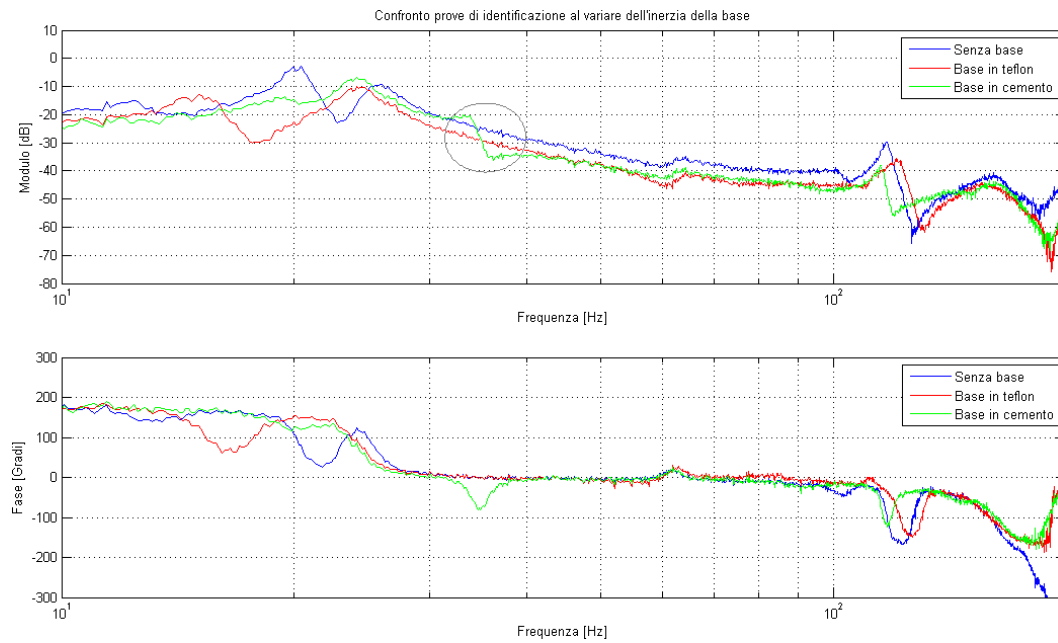


Figura 2.14: Prove di identificazione al variare di J_{base}

Come evidenziato in figura (2.14), l'aumento di J_{base} causa un notevole arretramento dei poli e zeri attribuibili ai modi flessionali del brandeggio. Inoltre, l'aumento di J_{base} fa sì che le coppie p_1 e z_1 tendano a scomparire mentre p_2 indietreggi progressivamente. Per quanto riguarda gli altri poli e zeri non si verifica un cambiamento sostanziale.

La variazione del parametro K_{sh} si può facilmente ottenere variando le correnti di alimentazione del motore, come facilmente intuibile dall'equazione (2.1). I risultati ottenuti sono riportati in figura (2.15).

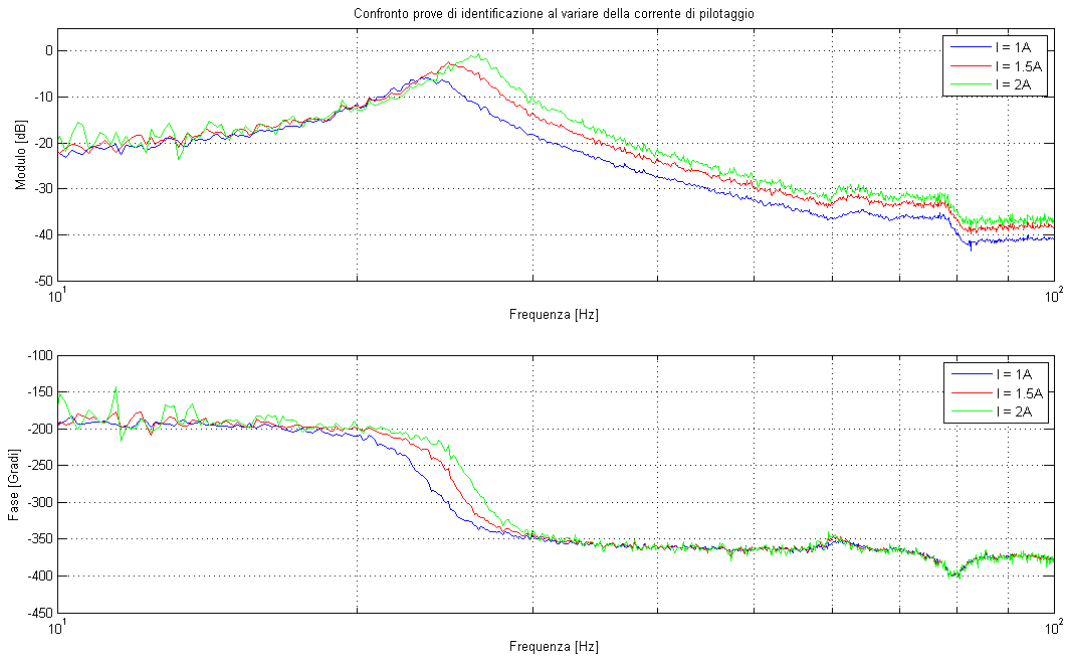


Figura 2.15: Prove di identificazione al variare di K_{sh}

Poichè i cambiamenti si evidenziano quasi esclusivamente sulla coppia di poli p_2 , è stata riportata la prova eseguita con $K_{base} \rightarrow 0$. L'effetto della variazione crescente di corrente è quello di spostare in avanti questa coppia di poli e contemporaneamente spostare all'indietro la coppia di poli p_3 , anche se di pochissimo.

Per variare il J_{hub} è stato sufficiente fissare in modo solidale all'hub una massa di peso noto (Fig. 2.16).

L'aumento dell'inerzia dell'hub induce uno spostamento indietro delle coppie p_1 , z_1 e z_2 anche se quest'ultima in modo meno evidente. Gli altri poli rimangono pressochè invariati. Anche in questa prova si nota, come evidenziato in figura, un arretramento in frequenza dei modi flessionali.

Eseguendo le prove di identificazione con il brandeggio in movimento, è emerso che la seconda risonanza si sposta indietro rispetto alle prove effettuate con il brandeggio fermo. Dopo un'analisi del fenomeno è stato ipotizzato che la causa fosse la guarnizione di tenuta presente nel brandeggio (Fig. 1.3c).

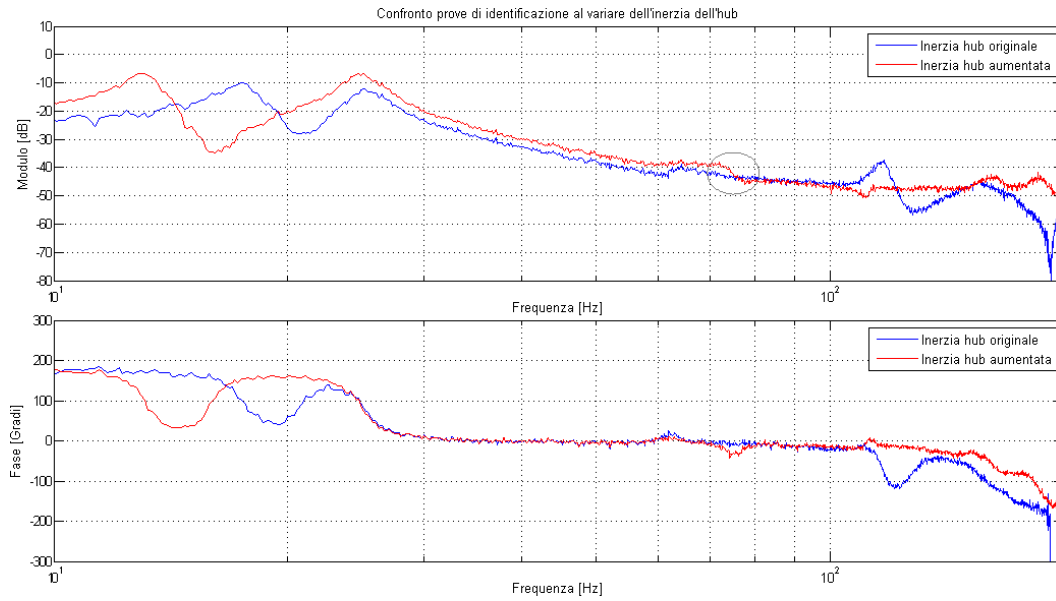


Figura 2.16: Prove di identificazione al variare di J_{hub}

Per verificare la congettura, sono state fatte delle prove di identificazione a brandeggio fermo e altre due prove con il brandeggio in movimento, con e senza la guarnizione di tenuta (Fig. 2.17).

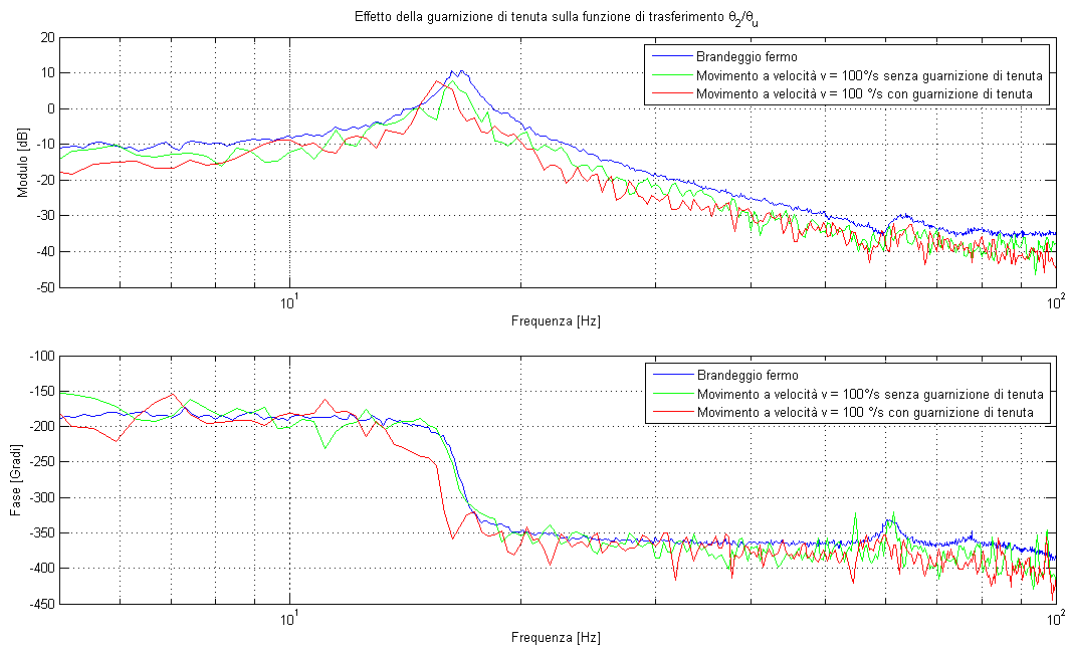


Figura 2.17: Prove di identificazione con brandeggio fermo e brandeggio in movimento

I risultati ottenuti confermano sostanzialmente che la presenza della guarnizione di tenuta causa un arretramento della coppia di poli p_2 .

Capitolo 3

Ottimizzazione dei profili dei riferimenti

3.1 Generazione delle traiettorie per la movimentazione

La movimentazione del brandeggio da un target iniziale ad un target finale arbitrario avviene utilizzando opportuni profili di accelerazione, velocità e posizione.

Un buon criterio per la generazione di traiettorie è quello di spostare le discontinuità nelle derivate di ordine più elevato, in quanto evita l'instaurarsi di vibrazioni meccaniche. In questo progetto si è deciso di generare un profilo di jerk discontinuo ma limitato. Tale scelta corrisponde a far compiere al brandeggio una movimentazione che comprende una fase ad accelerazione costante, una fase a velocità costante di durata prestabilita e, infine, una fase a decelerazione costante. Quello che si ottiene è riportato in figura (3.1).

Come si può vedere, dopo un tratto iniziale di assestamento durante il quale il motore rimane bloccato nella posizione iniziale, si ha una fase ad accelerazione a crescita lineare ($t_1 \rightarrow t_2$) la cui pendenza dipende dal valore del jerk. La velocità corrispondente è caratterizzata da un andamento parabolico del secondo ordine, mentre la posizione cresce con un andamento parabolico del terzo ordine. A questo punto inizia la fase ad accelerazione costante ($t_2 \rightarrow t_3$) cui corrisponde una velocità a crescita lineare, la cui pendenza dipende dal valore dell'accelerazione massima, e una posizione con andamento parabolico del secondo ordine. Dall'istante t_3 inizia una fase in cui l'accelerazione si porta a valore nullo ($t_3 \rightarrow t_4$), segue poi la fase a velocità costante a cui corrisponde un profilo di posizione con andamento lineare. La fase di decelerazione ($t_5 \rightarrow t_8$) per portarsi alla posizione finale con velocità nulla, ha inizio all'istante t_5 e segue gli stessi passi descritti per la fase di accelerazione. Segue infine un altro tratto di assestamento ($t_8 \rightarrow t_9$) che mantiene la posizione costante.

Per ottenere questo comportamento si è realizzato lo schema *Simulink* riportato qui di seguito (Fig. 3.2).

Il segnale di riferimento calcolato¹ viene moltiplicato per una opportuna costante K che

¹Tale segnale corrisponde al segnale di jerk desiderato.

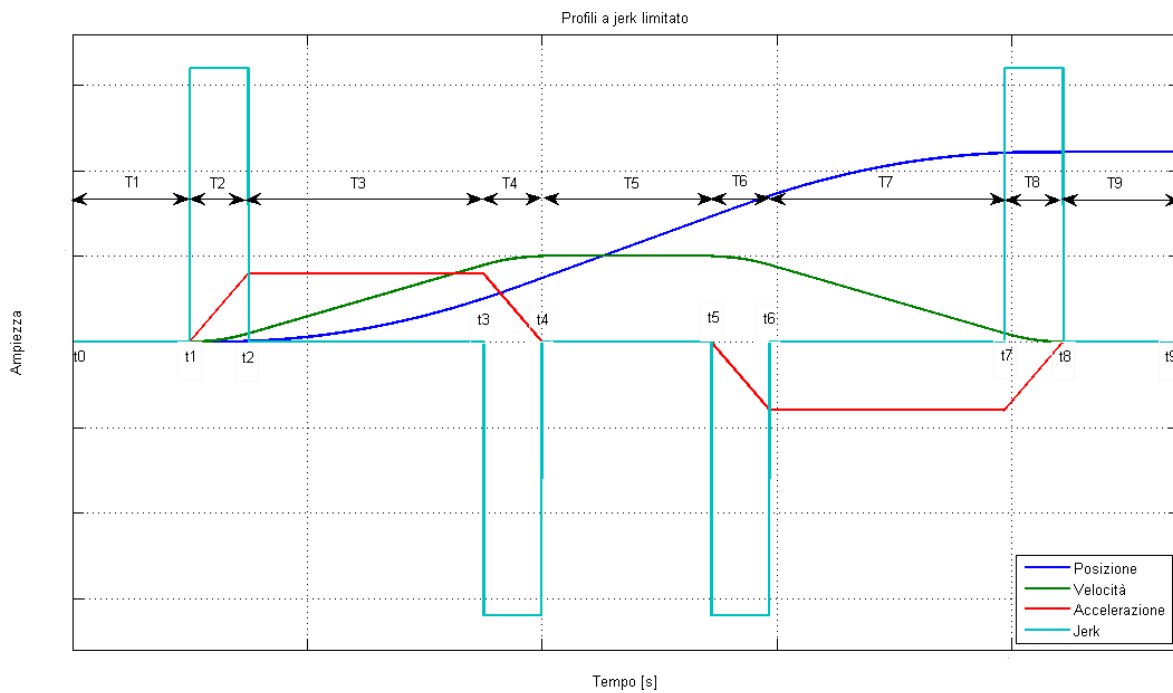


Figura 3.1: Profili a jerk limitato

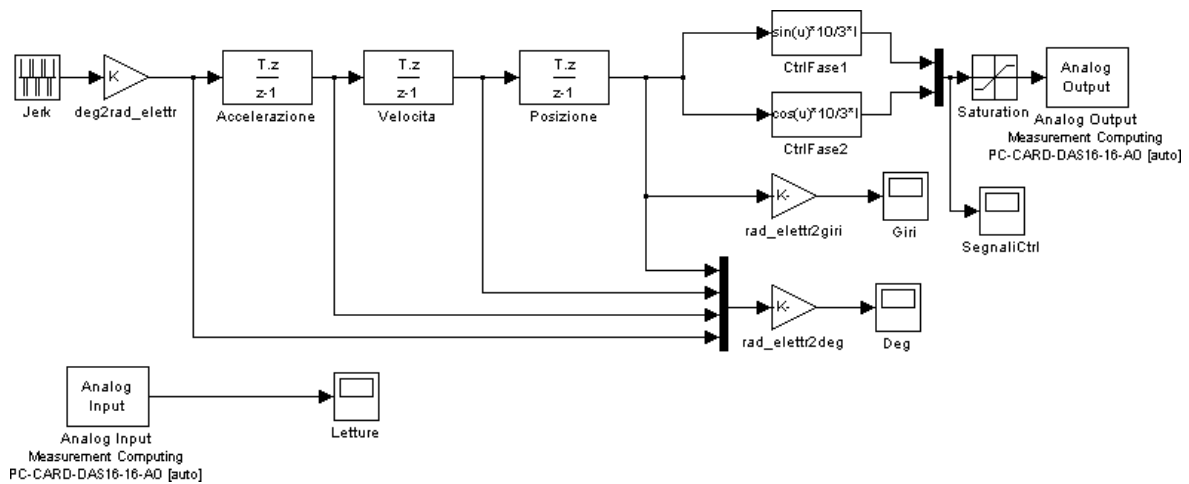


Figura 3.2: Schema *Simulink* per il pilotaggio del motore

effettua la conversione da gradi a radianti elettrici (eq. 3.1):

$$K = \frac{2\pi}{4} \frac{7}{1,8} \left[\frac{\text{Radinati elettrici}}{\text{Gradi}} \right] \quad (3.1)$$

dove il fattore $\frac{2\pi}{4}$ è dovuto al fatto che, il motore, in un periodo di sinusoide di comando effettua quattro passi. La costante 7 tiene conto del rapporto di trasmissione e, infine, la costante 1,8 rappresenta il passo del motore espresso in gradi.

Questo segnale di controllo viene integrato tre volte per ottenere il segnale di riferimento di posizione corrispondente, il quale diventa l'argomento dei blocchi seno e coseno che danno in uscita due sinusoidi in quadratura fra loro (Fig. 3.3) che andranno a pilotare il motore a passo.

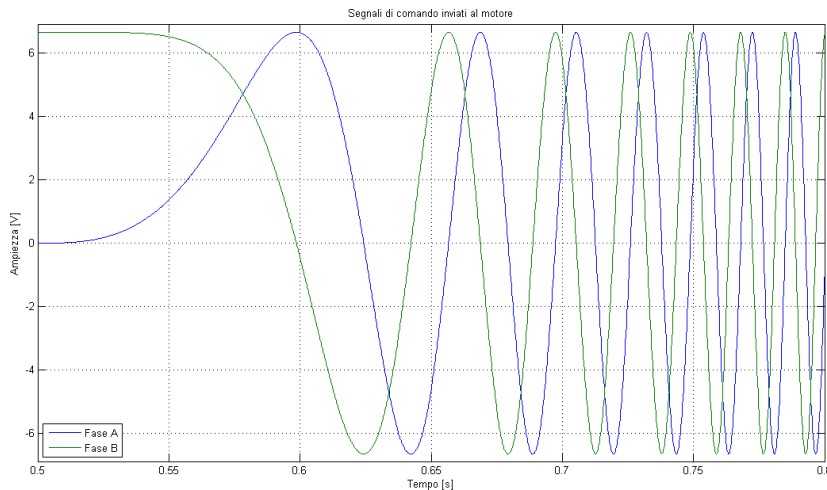


Figura 3.3: Segnali di comando inviati al motore

All'interno dei blocchi seno e coseno appare il fattore di conversione $\frac{10I}{3}$ che tiene conto del guadagno di transconduttanza della scheda di alimentazione. Perciò, tramite il parametro I si può impostare la corrente che effettivamente circolerà negli avvolgimenti del motore.

3.2 Emulazione del controllo tramite joystick

Come accenato precedentemente, l'Ulisse Compact è venduto assieme ad una tastiera nella quale è presente un joystick con il quale è possibile pilotare il brandeggio manualmente a velocità variabile (Fig. 3.4).

Con il joystick è possibile effettuare i movimenti di pan (sinistra–destra), tilt (su–giù) e regolare lo zoom della telecamera installata (orario–antiorario).

Il funzionamento del joystick si basa su una variazione resistiva dei potenziometri di cui è costituito. Questa variazione è rilevata da opportuni circuiti elettronici che restituiscono un segnale in tensione proporzionale al movimento effettuato.



Figura 3.4: Tastiera Ulisse Compact e Joystick fornito dall'azienda

Nonostante in linea di principio sia possibile selezionare qualsiasi valore di velocità , la tastiera Videotec è stata progettata per realizzare solo sette valori di velocità .

L'obiettivo è quello di emulare questo comportamento tramite un joystick fornito dall'azienda. Per fare ciò è stato alimentato il potenziometro relativo al movimento di pan ad una tensione di $\pm 12V$ e il segnale di uscita è stato acquisito con la scheda di acquisizione. L'elaborazione di questo segnale è stata eseguita con lo schema *Simulink* riportato in Appendice B.

Nonostante il funzionamento rispecchiasse quello della tastiera Videotec è stato deciso, per motivi di comodità , di proseguire le prove sperimentali sfruttando la generazione dei profili a jerk limitato esposti nel paragrafo precedente.

Capitolo 4

Analisi del motore passo passo

In questo Capitolo viene data una descrizione del motore passo passo e ne viene spiegato il principio di funzionamento. Viene inoltre ricavato un modello matematico del motore e vengono esposti i problemi nel meccanismo di generazione della coppia che si sono riscontrati durante lo svolgimento del progetto. Vengono infine analizzate alcune tecniche adottate per ovviare a tali problemi.

4.1 Descrizione e modello del motore passo passo

I motori a passo sono dei dispositivi che attuano una conversione elettrodinamica dell'energia. Tale conversione si basa su due principi: il principio dei sistemi a riluttanza variabile (motori a riluttanza variabile) o quello dei sistemi elettrodinamici (motori a magneti permanenti). Alcune tipologie di motore (hybrid step motor) utilizzano entrambi i principi. Nel brandeggio oggetto di questo progetto è stata utilizzata quest'ultima tipologia. Le considerazioni e le equazioni presenti d'ora in poi faranno riferimento ad un hybrid step motor.

Il motore a passo si compone, come tutti i motori elettrici, di due parti fondamentali: lo statore e il rotore. Nello statore trovano alloggio gli avvolgimenti di armatura, mentre nel rotore trova alloggio il magnete permanente. Sia sullo statore che sul rotore sono presenti delle salienze denominate denti il cui numero regola l'ampiezza del passo del motore.

Lo statore del motore presenta diverse fasi che, a seconda del modo in cui sono connesse e vengono comandate, permettono di aumentare la risoluzione angolare o la coppia prodotta. Una particolarità del motore ibrido è che attorno ad ogni dente di statore sono avvolte due fasi diverse (avvolgimenti bifilari). Generalmente le due fasi sono avvolte con versi opposti facendo così in modo che alimentate dalla stessa corrente producano polarità magnetiche opposte. Il rotore si compone invece di due semirotori i cui denti sono sfasati di $1/2$ passo. Tra i due semirotori è posto un magnete permanente il cui campo magnetico è diretto parallelamente all'asse del rotore (Fig. 4.1).

Quando una fase viene alimentata produce un campo magnetico di polarità opposte su due denti di statore sfasati di 180 gradi elettrici. Il polo nord farà sì che il semiroto di

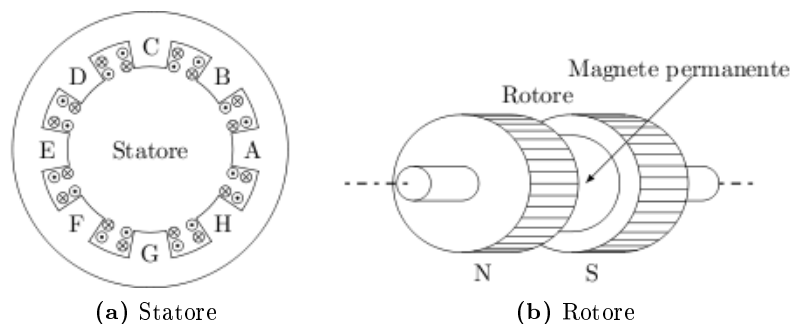


Figura 4.1: Statore e rotore di un motore a passo ibrido

polarità sud si allinei con esso, mentre il polo sud attirerà il semiroto di polarità nord, che, grazie allo sfasamento di mezzo passo, risulterà anch'esso allineato. Quando la fase successiva viene alimentata i poli nord e sud di statore si spostano e attirano ognuno il semiroto corrispondente. Viene così generata una coppia che causa lo spostamento del rotore di un angolo prestabilito, il passo del motore appunto.

Procedendo con la sequenza delle fasi si nota che ogni espansione polare deve essere in grado di produrre campi magnetici di entrambe le polarità. Da ciò si evince la necessità degli avvolgimenti bifilari sopra citati.

Il magnete permanente gioca un ruolo dominante nella generazione della coppia, mentre la struttura anisotropa del rotore fornisce un'elevata risoluzione nel posizionamento. Le equazioni che descrivono il comportamento di tale motore comprenderanno dunque due termini, uno dovuto alla coppia di riluttanza e uno dovuto alla coppia generata grazie al magnete permanente.

Si può dimostrare che l'espressione della coppia del motore è la seguente¹:

$$\tau_m = K_T i_b \cos(\theta_m) - K_T i_a \sin(\theta_m) + d(t) \quad (4.1)$$

dove θ_m è la posizione del rotore misurata in radianti elettrici, mentre K_T è la molla equivalente del motore.

Nel disturbo $d(t)$ sono raggruppati diversi effetti:

1. coppia di cogging dovuta all'anisotropia del motore;
2. offset non nulli della scheda di alimentazione;
3. guadagni dei due canali della scheda di alimentazione diversi;
4. difetti di costruzione del motore.

Considerando il metodo di pilotaggio microstepping (dove: $i_a = I \cos(\theta_u)$ e $i_b = I \sin(\theta_u)$) si ottiene per la coppia l'espressione:

¹Per approfondimenti si rimanda a [2]

$$\tau_m = K_T I \sin(\theta_m - \theta_u) + d(t) \quad (4.2)$$

dove I è il valore massimo della corrente, mentre θ_u è il riferimento di posizione ricavato tramite le metodologie illustrate nel Paragrafo 3.1.

Come si può vedere dall'espressione (4.2) se la differenza tra θ_m e θ_u è costante, utilizzando la tecnica del microstepping sarà in teoria costante anche la coppia generata.

4.2 Tecniche di minimizzazione del ripple di coppia

Dalle prove descritte al Capitolo 2 è emersa una certa periodicità nell'andamento delle oscillazioni di accelerazione. Se ne è pertanto analizzato il contenuto armonico effettuando una FFT sul segnale dell'accelerometro (Fig. 4.2).

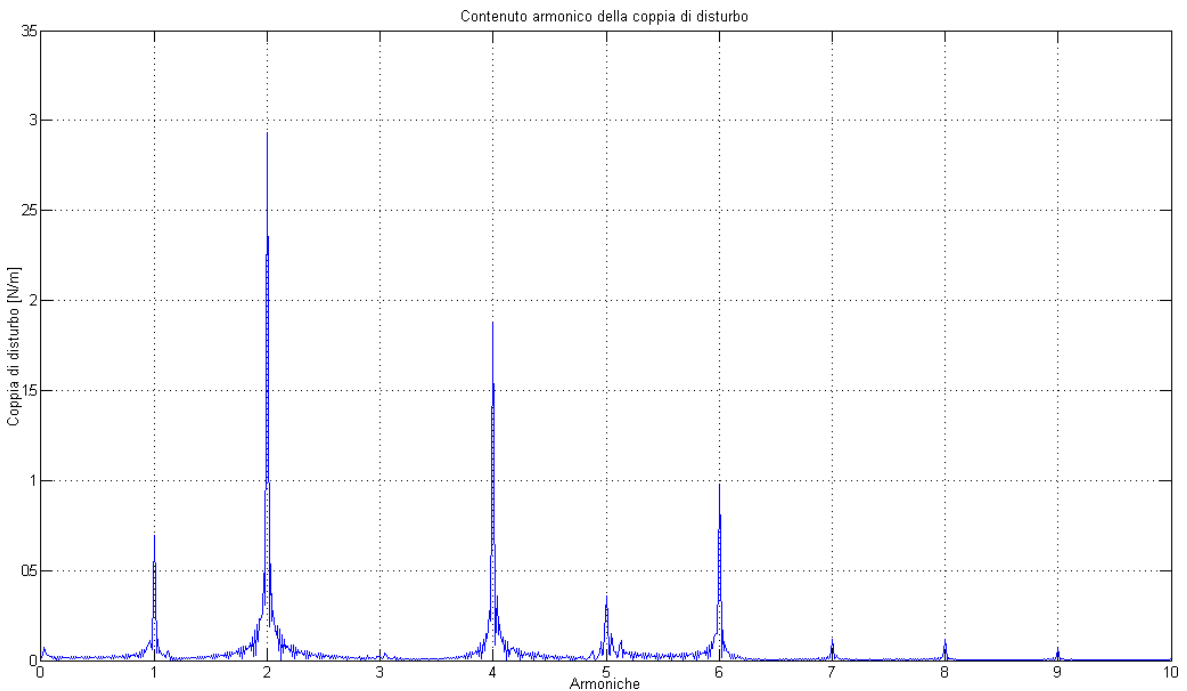


Figura 4.2: Contenuto armonico del segnale dell'accelerometro

Dalla FFT si vede che sono presenti delle armoniche della frequenza dei segnali di pilotaggio. Come si vede dalla figura (4.2) le armoniche di ampiezza maggiore sono la prima, la seconda e la quarta. Utilizzando l'equazione (4.1) è stato analizzato l'effetto di offset di corrente e della differenza di guadagni nella scheda di alimentazione. Dall'analisi è emerso che l'offset influisce sulla prima armonica invece, il guadagno influisce sulla seconda. La quarta armonica si pensa sia dovuta a fenomeni di cogging, che a loro volta sono causati dalla riluttanza non costante sul giro del motore. Supponendo infatti che le induttanze varino con

legge sinusoidale in funzione della posizione si vede che effettivamente tale legge sinusoidale ha frequenza quadrupla rispetto ai segnali di pilotaggio.

L'idea che sta alla base della minimizzazione del ripple di coppia è quella di assumere come ideale il motore e considerare tutte le variazioni di coppia come un disturbo. Si è quindi cercato un metodo per generare delle armoniche sovrapposte alla coppia costante che andassero a cancellare quelle del disturbo. Come si è già detto si possono introdurre delle armoniche nella coppia semplicemente variando offset e guadagni delle due fasi. Per compensare le armoniche oltre la seconda invece si sono introdotte delle armoniche di ordine superiore nelle correnti (4.3):

$$i_a = I_{a_0} + \sum_{i=1}^n I_{a_i} \cos(i\theta_u), \quad i_b = I_{b_0} + \sum_{i=1}^n I_{b_i} \sin(i\theta_u) \quad (4.3)$$

Utilizzando questa tecnica si è cercato di minimizzare le armoniche del disturbo secondo varie metodologie che verranno esposte nei paragrafi seguenti.

4.3 Risultati sperimentali ottenuti

Dopo alcune prove preliminari², ci si è resi conto dell'impossibilità di compensare armoniche superiori alla prima senza conoscere la posizione del rotore. Si è quindi deciso di concentrarsi esclusivamente su quest'ultima, studiando un metodo che la minimizzasse in tempo reale.

L'idea di base consiste nel demodulare e filtrare il segnale dell'accelerometro, dopo averlo privato della componente continua, al fine di ricavare un'informazione sull'ampiezza della prima armonica di coppia e regolare di conseguenza gli offset delle due fasi. Tale procedimento in tempo reale però non si è potuto applicare poichè il segnale risultante dopo la demodulazione e il filtraggio non era sufficientemente pulito e presentava ancora delle oscillazioni sovrapposte non trascurabili. Si è quindi optato per una compensazione in feedforward.

Per effettuare tale compensazione è però necessario calcolare quali siano gli offset da inserire in ciascuna fase. Così facendo la coppia assume infatti l'espressione seguente:

$$\tau_m = K_T I \sin(\theta_m - \theta_u) + I_0 \sin(\theta_m + \Phi_0) + d(t) \quad (4.4)$$

dove

$$I_0 = \sqrt{I_{a_0}^2 + I_{b_0}^2}, \quad \Phi_0 = \arctan 2(I_{b_0}, I_{a_0}) \quad (4.5)$$

Dall'equazione (4.4) appare evidente che variando I_{a_0} e I_{b_0} si può variare ampiezza e fase della prima armonica della coppia, che può dunque essere utilizzata per compensare la prima armonica del disturbo. La somma di due sinusoidi di ampiezza e fase diverse, ma con la stessa frequenza è data dalla (4.6).

²Per approfondimenti si rimanda a [2]

$$\begin{aligned}
 A_1 \sin(\theta + \Phi_1) + A_2 \sin(\theta + \Phi_2) &= A_1 \cos \Phi_1 \sin \theta + A_1 \sin \Phi_1 \cos \theta + \\
 &\quad + A_2 \cos \Phi_2 \sin \theta + A_2 \sin \Phi_2 \cos \theta = \\
 &= (A_1 \cos \Phi_1 + A_2 \cos \Phi_2) \sin \theta + \\
 &\quad + (A_1 \sin \Phi_1 + A_2 \sin \Phi_2) \cos \theta = \\
 &= A_T \sin(\theta + \Phi_T)
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

dove i pedici 1 e 2 indicano rispettivamente l'armonica da compensare e quella di compensazione. Lo scopo è quello di minimizzare l'armonica risultante e quindi si è interessati solamente all'espressione di A_T :

$$A_T = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2 \cos(\Phi_1 - \Phi_2)}
 \tag{4.7}$$

Come si nota l'ampiezza risultante è una funzione sinusoidale se Φ_2 mentre è funzione parabolica di A_2 .

Poichè le due fasi del motore sono in quadratura i due offset di corrente I_{a0} e I_{b0} possono essere visti come la proiezione sull'asse reale e immaginario di un numero complesso avente modulo A_2 e fase Φ_2 .

$$I_{a0} = \text{Re}(A_2 e^{j\Phi_2}) = A_2 \cos \Phi_2, \quad I_{b0} = \text{Im}(A_2 e^{j\Phi_2}) = A_2 \sin \Phi_2
 \tag{4.8}$$

Utilizzando lo schema riportato in figura (4.3) è dunque possibile variare solamente la fase o l'ampiezza dell'armonica di coppia generata.

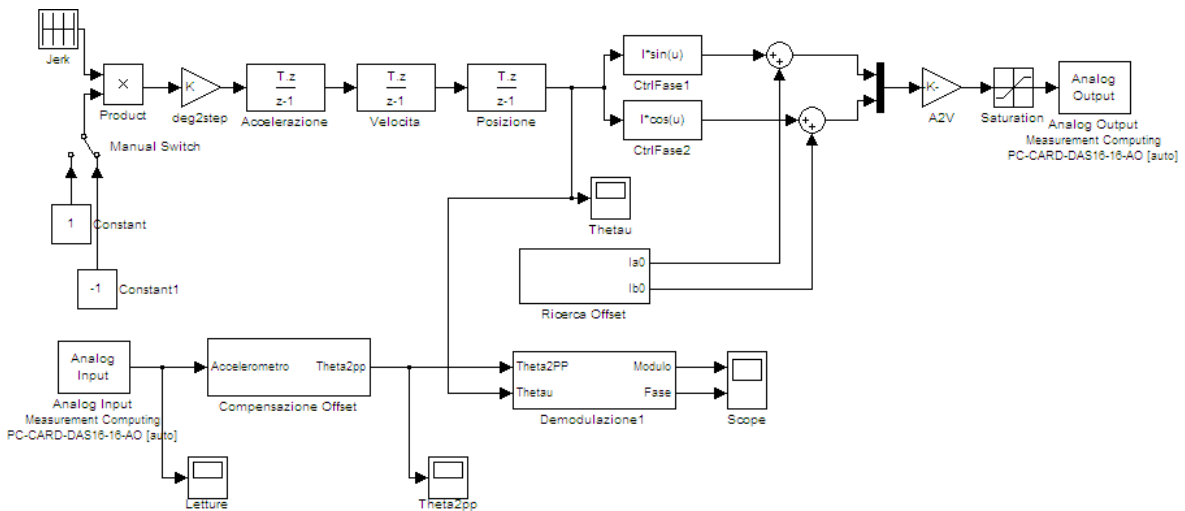


Figura 4.3: Schema *Simulink* per la compensazione della prima armonica

Per il contenuto dei sottosistemi presenti in figura (4.3) si rimanda all'Appendice B.

Come già detto in precedenza il segnale in uscita dalle operazioni di demodulazione e filtraggio non è sufficientemente pulito per una minimizzazione in tempo reale, tuttavia facendo variare lentamente fase o modulo dell'armonica di coppia generata è possibile individuare un trend che varia rispettivamente con legge sinusoidale o parabolica.

Il metodo utilizzato consiste nel movimentare il brandeggio a velocità costante per un tempo sufficientemente lungo da permettere una variazione lenta della fase dell'armonica di coppia da 0 a 2π radianti mantenendone al contempo costante il modulo. Il segnale dell'accelerometro viene registrato e successivamente viene effettuata una demodulazione e un filtraggio offline in modo da ottenere l'andamento del modulo dell'armonica del disturbo. Su questo segnale viene poi fittata una senoide e si ricava il valore della fase per cui il modulo è minimo (Fig. 4.4a). A questo punto si utilizza il valore della fase appena calcolato e si fa variare lentamente il modulo entro un range prestabilito. Anche in questo caso si registra il segnale dell'accelerometro e con operazioni analoghe a quelle svolte per la fase, fittando però il segnale con una parabola, si ricava quale sia il valore del modulo che minimizza la prima armonica del ripple di coppia (Fig. 4.4b).

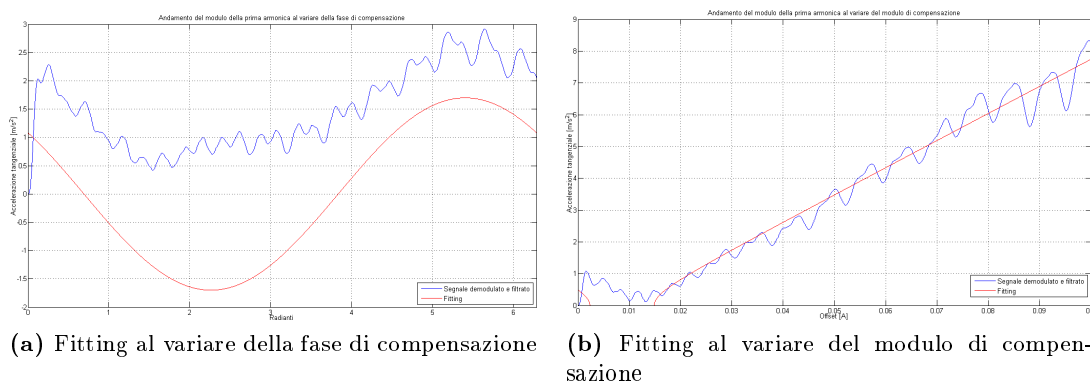


Figura 4.4: Fitting al variare del modulo e della fase di compensazione

Osservando il fitting riportato in figura (4.4) si nota che nel caso di variazione della fase c'è un offset tra l'ampiezza della prima armonica e il fitting eseguito. Questo avviene perché si è interessati solamente alla componente sinusoidale e pertanto si sono tralasciati tutti gli altri termini. Nel caso della variazione del modulo invece il fitting ottenuto non sembra una parabola, questo perché per eccentruare l'andamento parabolico, e quindi avere un fitting migliore, il fitting è stato effettuato sul quadrato del modulo, mentre i grafici riportano il modulo della prima armonica e la radice quadrata del fitting. Dove il grafico è nullo in realtà la parabola fittata assume valori negativi che, eseguendo la radice quadrata, diventano valori immaginari puri. Nel grafico è riportata solo la parte reale della radice del fitting.

I valori di modulo e fase così ricavati vengono inseriti nello schema di pilotaggio e si valuta nuovamente il contenuto armonico del segnale dell'accelerometro.

Con questo metodo si è rilevato un abbattimento notevole della prima armonica (dal 60% al 90%). Per effettuare le procedure di taratura è stato necessario scegliere alcuni parametri.

In particolare si è scelto di impostare la velocità di movimentazione a 30 gradi/secondo, il modulo dell'offset per la prova di variazione della fase a 0.1 A, e il range di variazione del modulo a $0 \div 0.5$ A. I file *Matlab* utilizzati sono riportati in Appendice B.

I risultati ottenuti sono riportati in figura (4.5).

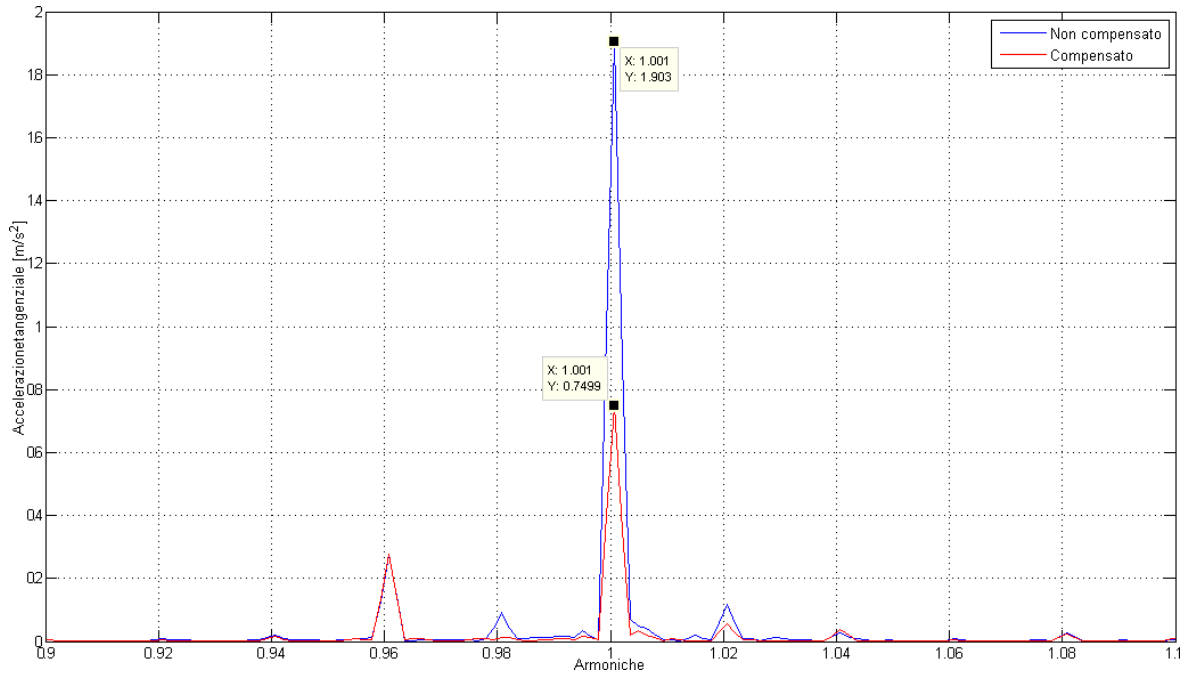


Figura 4.5: Risultati ottenuti con la compensazione della prima armonica

Concludendo si può dire che la tecnica di minimizzazione utilizzata consente una riduzione solo della prima armonica; tuttavia, per ridurre le armoniche di ordine superiore, sarebbe necessario conoscere la posizione effettiva dell'albero motore e questo comporta la necessità di aggiungere un encoder, perdendo così il vantaggio del motore a passo di poter essere controllato in catena aperta. Un punto a sfavore della tecnica utilizzata invece è che richiede che il brandeggio esegua delle movimentazioni predefinite per poter calibrare gli offset da inserire, tuttavia questo non è un grande svantaggio perchè come si è visto la calibrazione non è influenzata dalle velocità e dalle correnti, pertanto è sufficiente eseguire tale procedura solo saltuariamente (ad esempio all'accensione del brandeggio).

Capitolo 5

Compensazione delle vibrazioni

In questo capitolo si vuole descrivere la tecnica utilizzata per evitare che il brandeggio, alle frequenze di risonanza, cominci a vibrare con troppa energia. Questo aspetto è molto importante in quanto anche piccole vibrazioni del brandeggio risultano molto fastidiose se viste a video per mezzo della telecamera installata. Questo fenomeno, naturalmente, è ancor più apprezzabile se ci si trova in una situazione di zoom particolarmente spinto.

5.1 Schema di principio e risultati sperimentali

Attraverso l'identificazione descritta al Capitolo 2, è stata ottenuta la funzione di trasferimento $\theta_2(s)/\theta_u(s)$ che rappresenta il rapporto tra la posizione del vettore campo magnetico dello step motor e quella dell'hub del brandeggio, cui corrisponde il seguente diagramma di Bode (Fig. 5.1).

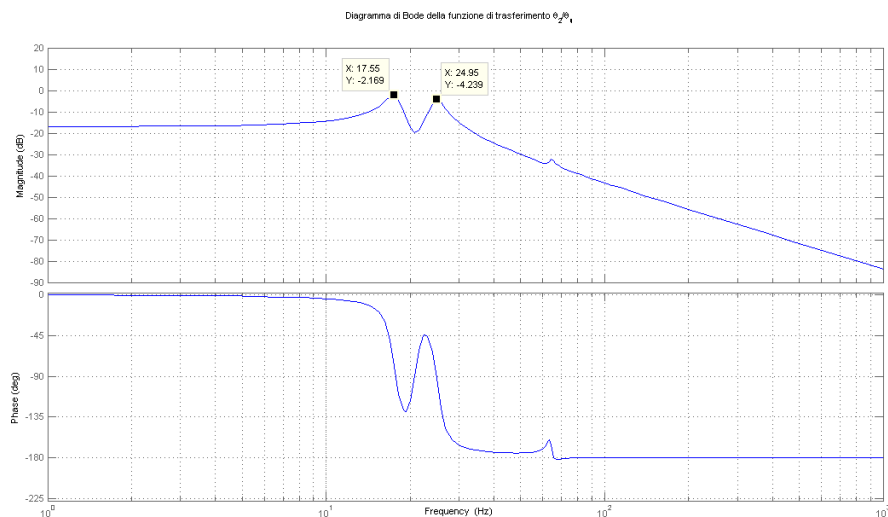


Figura 5.1: Diagramma di Bode della funzione di trasferimento $\frac{\theta_2(s)}{\theta_u(s)}$

Come evidenziato in figura, il sistema è caratterizzato da una frequenza di risonanza a 17.55Hz e una a 24.95Hz. La compensazione delle vibrazioni che si vuole analizzare in questo Capitolo ha una doppia funzione:

- active vibration damping, ovvero lo smorzamento attivo delle vibrazioni che si manifestano sul brandeggio alle frequenze di risonanza;
- reference tracking, ovvero realizzare un inseguimento della posizione di riferimento con errore limitato.

Lo schema di principio utilizzato per eseguire la compensazione delle vibrazioni è riportato in figura (5.2).

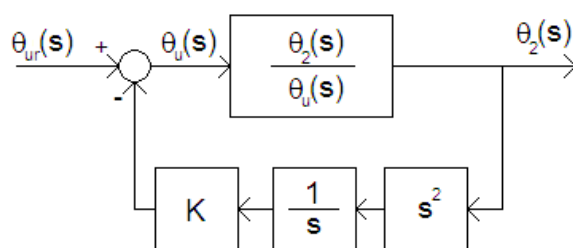


Figura 5.2: Schema di principio per la compensazione delle vibrazioni

Come si può vedere il segnale $\theta_2(s)$ viene elaborato per ottenere un'informazione sulla velocità e, il segnale così ottenuto, dopo una moltiplicazione per una opportuna costante K rappresenta il segnale di compensazione. Così facendo si effettua un'azione di active damping che consiste essenzialmente nell'andare a modificare la posizione del vettore campo magnetico dello step motor in funzione delle vibrazioni a cui il brandeggio è sottoposto.

Come detto precedentemene, uno degli obiettivi del controllo è quello di permettere una riduzione del disturbo agente sulla posizione $\theta_2(s)$ (Fig. 5.3).

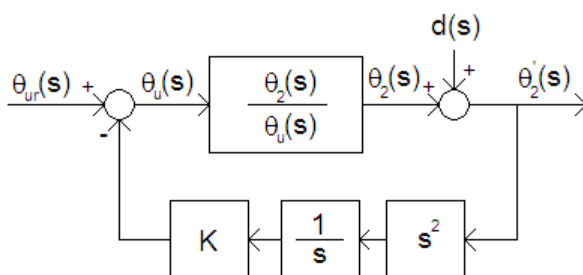


Figura 5.3: Analisi del disturbo agente sul sistema

La funzione sensitività, ovvero la funzione di trasferimento tra il disturbo e l'uscita, è funzione del guadagno K :

$$S(s) = \frac{\theta_u(s)}{\theta_u(s) + sK\theta_2(s)} \quad (5.1)$$

e permette di determinare l'attenuazione dei disturbi in uscita al processo da controllare e, inoltre, la variazione della funzione di trasferimento a catena chiusa al variare dei parametri del processo da controllare.

Il calcolo della funzione sensitività per differenti valori di K permette di stabilire che l'aumento del guadagno permette di ottenere una reiezione al disturbo sempre maggiore.

Se l'obiettivo del controllo fosse solamente l'attenuazione del disturbo, nel caso specifico le vibrazioni che si instaurano nel brandeggio a determinate velocità, la soluzione sarebbe quindi quella di utilizzare un valore di K molto elevato. Come accennato precedentemente, però, è richiesto inoltre l'inseguimento con errore limitato del riferimento di posizione θ_u . Il prossimo scopo è quello di dimostrare che anche questa proprietà è soddisfatta più o meno bene a seconda del parametro K scelto in fase di progettazione.

Per studiare la prontezza dello schema di active damping, si è osservato come il sistema risponde ad un gradino di velocità in ingresso.

Quello che si vuole analizzare è la funzione di trasferimento del sistema tra il riferimento di velocità $\dot{\theta}_{ur}(s)$ e l'uscita $\dot{\theta}'_2(s)$, per ottenere delle informazioni circa la banda passante e quindi la prontezza del sistema. La funzione di trasferimento tra $\dot{\theta}_{ur}(s)$ e $\dot{\theta}'_2(s)$ è data dalla relazione:

$$P(s) = S(s) \cdot \frac{\theta_2(s)}{\theta_u(s)} \quad (5.2)$$

dove $S(s)$ rappresenta la funzione sensitività.

Aumentando K si ottiene una diminuzione della banda passante del sistema e, quindi, una minor prontezza dello stesso. Questa informazione è ricavabile anche osservando l'evoluzione dell'uscita $\dot{\theta}'_2(s)$ in corrispondenza ad una variazione a gradino della velocità in ingresso.

Risulta evidente come l'aumento del guadagno K aumenti molto il tempo di salita del sistema corrispondente.

Queste osservazioni sono la dimostrazione che non è possibile ottenere una perfetta reiezione ai disturbi aumentando troppo il guadagno di retroazione K in quanto questo causa allo stesso tempo una diminuzione delle prestazioni del sistema per quanto riguarda la prontezza.

Inoltre si può dimostrare che un aumento eccessivo di K causa il malfunzionamento del brandeggio in quanto l'errore di inseguimento diventa così elevato da far perdere il passo allo step motor. Questo in pratica avviene quando tra il segnale di riferimento impostato e l'uscita $\theta'_2(s)$ si crea un errore maggiore di un quarto di passo dello step motor. Quello che si vuole è quindi una accuratezza nell'inseguimento del riferimento tale per cui:

$$|\theta'_2(s) - \theta_{ur}(s)| < \frac{\alpha}{4} \cdot \text{step angle} \quad (5.3)$$

dove $\alpha < 1$.

Le prove effettuate per valutare l'incidenza di K sull'errore di inseguimento sono simili a quelle effettuate per valutare l'incidenza sulla prontezza del sistema.

Quello che si può dire è che bisogna cercare un compromesso tra un K elevato, per ottenere una elevata reiezione al disturbo, e la necessità di avere un sistema con una buona prontezza

per ottenere un errore di inseguimento del segnale di riferimento ridotto. Terminata questa fase di analisi, si è passati alla realizzazione dello schema di active damping.

L'accelerometro sfruttato fin'ora nella fase di modellizzazione del brandeggio rappresenta il sensore che acquisisce il segnale da cui si ricava l'informazione necessaria per eseguire la compensazione delle vibrazioni (Fig. 5.4).

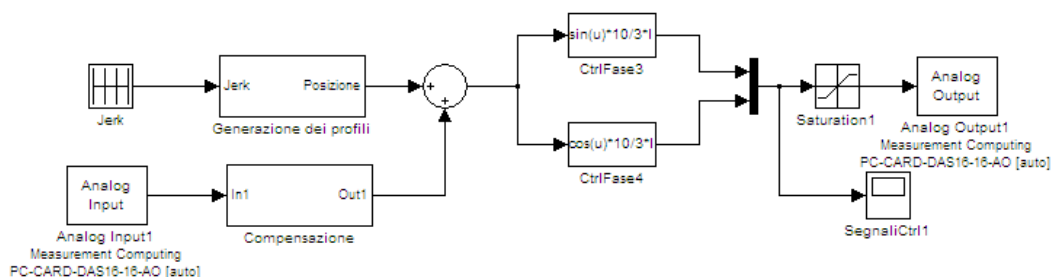


Figura 5.4: Schema *Simulink* per la compensazione delle vibrazioni

Il segnale proveniente dall'accelerometro e acquisito tramite la scheda di acquisizione, è elaborato all'interno del blocchetto *Simulink* Compensazione. Qui viene in pratica effettuata un'integrazione dell'accelerazione per ottenere il corrispondente segnale di velocità che è utilizzato per andare a modificare il segnale di posizione ottenuto come spiegato nel Capitolo 3.

Come detto ad inizio Capitolo, l'obiettivo è quello di modificare attivamente, in relazione alle vibrazioni lette dall'accelerometro, la posizione del vettore campo magnetico del motore a passo. In questo modo si ottiene uno smorzamento delle vibrazioni che si manifestano nel brandeggio alle frequenze di risonanza. Le caratteristiche del controllo permettono di effettuare una compensazione sempre in fase, in quanto alla frequenza di risonanza il sistema sfasa di -90° e contemporaneamente il controllo progettato sfasa anch'esso di -90° . Questo fa in modo che il segnale di compensazione risulti sempre in opposizione di fase rispetto le vibrazioni che si instaurano nel brandeggio.

Come si può vedere l'inserimento della compensazione nello schema di pilotaggio del brandeggio permette di ottenere una riduzione della prima armonica di circa il 96.5%. E' interessante notare anche che la retroazione non interviene sulla seconda armonica che infatti resta praticamente immutata.

5.2 Validità per diverse condizioni operative

Per verificare il corretto funzionamento della compensazione in varie modalità operative si è testato il funzionamento al variare di K_{base} , J_{hub} e corrente di pilotaggio.

Tali variazioni dei parametri si sono ottenute cambiando il sistema d'appoggio (K_{base}) e aggiungendo un peso all'hub del brandeggio (J_{hub}).

I risultati sono stati ottimi, infatti, il sistema di compensazione ha funzionato indipendentemente dalle varie modalità operative. Per approfondimenti sulle prove effettuate e i risultati ottenuti si rimanda a [5].

Capitolo 6

Analisi delle vibrazioni video

L'obiettivo che ci si pone è quello di identificare la frequenza e l'ampiezza delle vibrazioni che si rilevano dalle immagini video dell'Ulisse Compact. In particolare, si vuole verificare che le vibrazioni percepite dalle immagini video durante la movimentazione del brandeggio sono le stesse che si misurano nelle prove sperimentali con l'ausilio dell'accelerometro. Se ciò avviene, si possono escludere eventuali altre cause di fenomeni vibratorii generati, ad esempio, dal sistema di fissaggio della videocamera all'interno della custodia video del brandeggio.

Il modo più semplice per affrontare il problema è quello di filmare uno scenario statico (target video) sufficientemente lungo dal quale poter capire, tramite l'analisi video, quali sono i movimenti che effettua il brandeggio. Inoltre, si devono distinguere correttamente lo spostamento indesiderato causato dalle vibrazioni e quello dovuto al movimento di rotazione imposto all'Ulisse Compact.

6.1 Ideazione e realizzazione del target video

Le vibrazioni che devono essere rilevate dall'analisi video sono quelle che si sviluppano nella direzione orizzontale, cioè quelle che vengono rilevate dall'accelerometro posizionato sopra la custodia della telecamera come mostrato in figura (2.3).

Per questo motivo, l'immagine oggetto delle riprese video più semplice e funzionale è quella composta da due linee parallele orizzontali e da un'altra linea obliqua posta fra le prime due che congiunge l'inizio della linea orizzontale inferiore con la fine di quella superiore, come mostrato in figura (Fig. 6.1).

La funzione della linea obliqua è quella di ribaltare nella direzione verticale gli spostamenti orizzontali, infatti ogni spostamento orizzontale si traduce in una variazione in termini di distanza tra la linea inferiore e quella obliqua (B). In tal modo, il video che si ottiene quando il brandeggio ruota lungo lo scenario predisposto, è quello di una linea che cresce dal livello minimo inferiore ad un livello massimo superiore. L'aumento della distanza tra le due linee inferiori (B) sarà lineare nel tempo se la telecamera, ruotando nella direzione di pan,

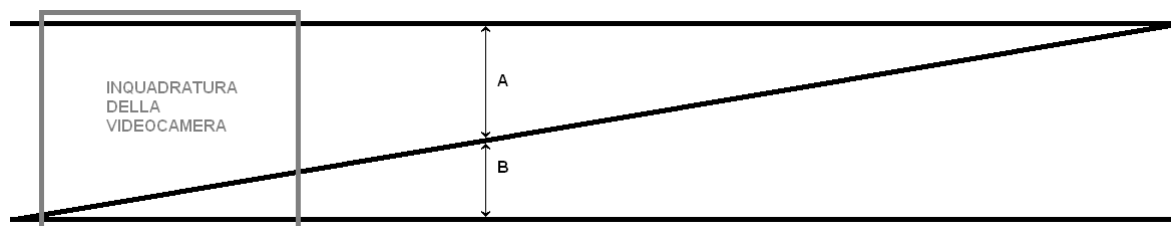


Figura 6.1: Target video

percorre l'intero scenario a velocità costante, mentre avrà delle oscillazioni sovrapposte se la videocamera si muoverà vibrando.

La funzione della linea superiore è quella di evitare che la misura della distanza tra le linee inferiori sia alterata dalla variazione della profondità dello scenario rispetto alla posizione fissa della telecamera. Infatti, la misura che viene calcolata nella fase di analisi è il rapporto tra la distanza delle linee inferiori e la distanza tra le due linee orizzontali:

$$X = \frac{B}{A+B} \Rightarrow \text{Valore minimo}=0, \text{Valore massimo}=1 \quad (6.1)$$

Calcolando questo rapporto, la variazione della profondità non altera la correttezza della misura, ma può causare una variazione del grado di accuratezza a seconda del numero di pixel utilizzati per calcolare il rapporto tra le distanze (Fig. 6.2 e 6.3).



Figura 6.2: Profondità normale

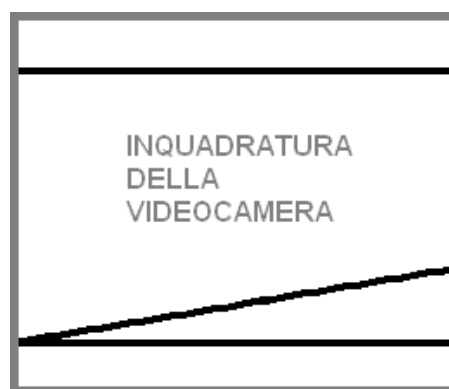


Figura 6.3: Profondità aumentata

Come si può vedere dalle figure (6.2 e 6.3), il valore del rapporto X dell'equazione (6.1) può essere lo stesso ma l'accuratezza è tanto maggiore, tanto maggiore è la risoluzione in termini di numero di pixel delle distanze.

Intuitivamente, al fine di ottenere la massima accuratezza possibile, i valori di zoom e orientazione del movimento di tilt devono essere tali che nell'immagine video la linea superiore e inferiore dello scenario siano visualizzate agli estremi superiore ed inferiore.

Lo scenario è stato costruito in modo circolare, oltre che per evitare la variazione dell'accuratezza, anche per evitare il più possibile che la variazione di raggio causi una variazione

dell'autofocus della videocamera. Infatti, alle alte velocità, se la distanza dello scenario cambia la videocamera non riesce ad aggiustare il focus in tempo breve e quindi alcuni fotogrammi non vengono nitidi e perciò, nella fase di analisi, le linee vengono sfumate.

Le prove così effettuate permettono inoltre di isolare in modo chiaro le vibrazioni di pan da quelle di tilt, infatti qualsiasi spostamento nella direzione verticale della videocamera causa uno spostamento uguale nell'immagine video di tutte e tre le linee, lasciando così inalterato il rapporto tra le distanze di quest'ultime. Ovviamente, il movimento vibratorio verticale dev'essere tale da non far uscire dall'inquadratura della telecamera il target video.

Lo scenario è stato realizzato con un sostegno plastico curvo con raggio di curvatura di 1,5 m e alto 1 m sul quale sono stati incollati due pannelli bianchi su cui sono state disegnate le linee. Le linee orizzontali sono lunghe circa 3 metri e la distanza tra quella superiore e quella inferiore (A+B) è di circa 0,5 m. Questo porta ad avere la linea obliqua con una pendenza di circa 9,46 gradi.

Intuitivamente, un'oscillazione nel senso orizzontale della telecamera verrà ribaltata in termini di distanze verticali tra le linee (A e B) con un'attenuazione dipendente dalla tangente dell'angolo. In particolare, una linea con pendenza inferiore ai 45 gradi (tangente < 1) attenuerà il ribaltamento delle vibrazioni, mentre una linea con pendenza maggiore di 45 gradi (tangente > 1) le amplificherà. Nel caso specifico le vibrazioni verranno attenuate di circa sei volte.

Si è scelta questa pendenza perchè permette di avere una buona lunghezza e durata del video, a discapito però, di un'attenuazione delle vibrazioni. Lo scenario così realizzato è riportato in figura (6.4).

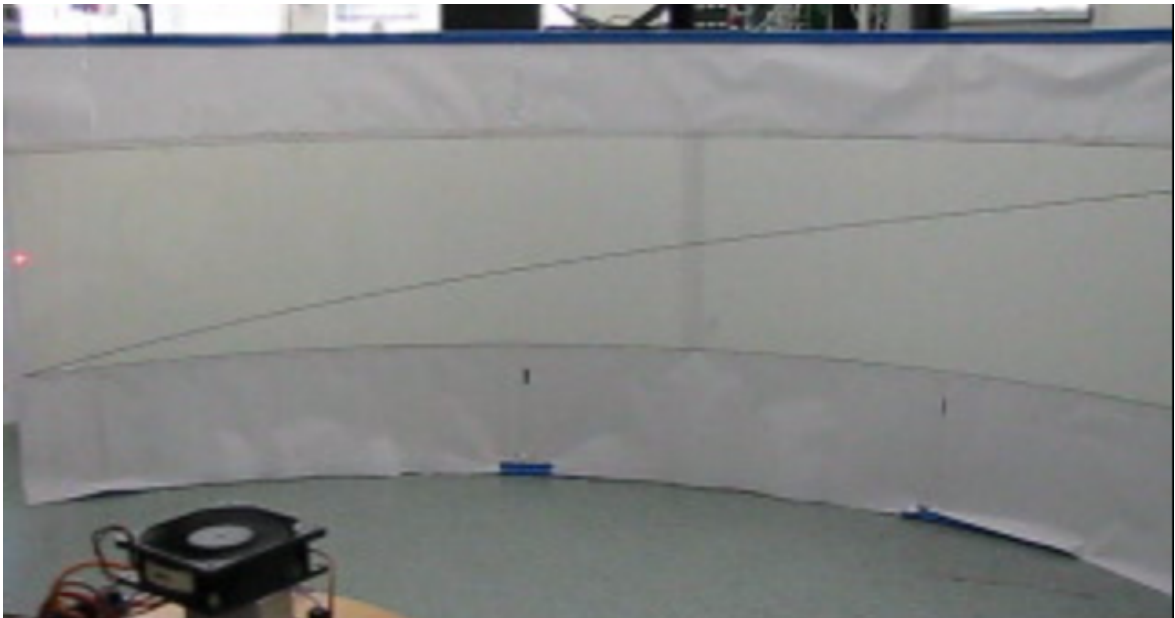


Figura 6.4: Scenario oggetto delle riprese video

6.2 Acquisizione video

La videocamera installata nell'Ulisse Compact è la Sony FCB-EX480CP (Fig. 6.5).



Figura 6.5: Videocamera dell'Ulisse Compact: Sony FCB-EX480CP

Questa videocamera a colori ha uno zoom ottico fino a 18x e un sensore di visione CCD 380.000 pixel (PAL).

La gestione delle ottiche motorizzate avviene tramite controllo da tastiera nel caso dello zoom, mentre per quanto riguarda l'iris e il focus c'è la possibilità di una gestione automatica svolta dalla scheda body dell'Ulisse Compact.

Ai fini dell'esperimento da svolgere, le impostazioni standard della telecamera sono sufficienti, l'unica cosa che si è reso necessario regolare tramite il menù video del brandeggio sono stati i parametri di luminosità e nitidezza. I valori sono stati scelti in base alle condizioni di luce presenti nel set di ripresa.

L'esperimento consiste nella registrazione delle immagini della videocamera e dei dati acquisiti dall'accelerometro durante la movimentazione a velocità costante.

Si è scelto di alimentare il brandeggio con l'elettronica progettata dalla Videotec, in modo tale da fornire l'alimentazione alla scheda body e alla scheda custodia le quali gestiscono le immagini video che sono rese disponibili in uscita.

Per quanto riguarda la fase di movimentazione a velocità costante si è preferito sfruttare la gestione dei riferimenti spiegata nel Paragrafo 3.1. Questa consente di impostare qualsiasi valore di velocità desiderata, contrariamente alla movimentazione tramite tastiera che consente di spaziare soltanto fra sette differenti livelli di velocità .

Per fare ciò, si è dovuto alimentare il brandeggio tramite l'elettronica Videotec e successivamente, dopo la fase di azzeramento iniziale, scollegare il motore di pan del brandeggio e alimentarlo tramite la scheda di amplificazione del set up sperimentale. Alla fine di queste operazioni, lo zoom e il movimento di tilt sono comandabili tramite tastiera, mentre il movimento di pan viene pilotato da PC tramite il programma di generazione delle traiettorie di movimento.

Il segnale video in uscita dalla videocamera è composito in formato PAL con frequenza video di 25 frame al secondo. In realtà, ci sarebbe la possibilità di acquisire il video anche nello standard NTSC il quale offre un frame rate di 30 frame al secondo. Le videocamere però vengono impostate con lo standard utilizzato nei paesi dove è prevista la vendita del brandeggio e quindi, in Italia, il formato standard video è il PAL.

Per acquisire il video è stato necessario l'utilizzo di un frame grabber, cioè di un dispositivo in grado di convertire un segnale video analogico in un segnale video digitale. Nel nostro caso particolare, l'uscita video è di tipo composito, cioè le componenti del video (luminanza e crominanza) sono trasmesse attraverso un unico segnale.

Il frame grabber utilizzato è AverMedia AverTV USB2.0 Plus (Fig. 6.6).

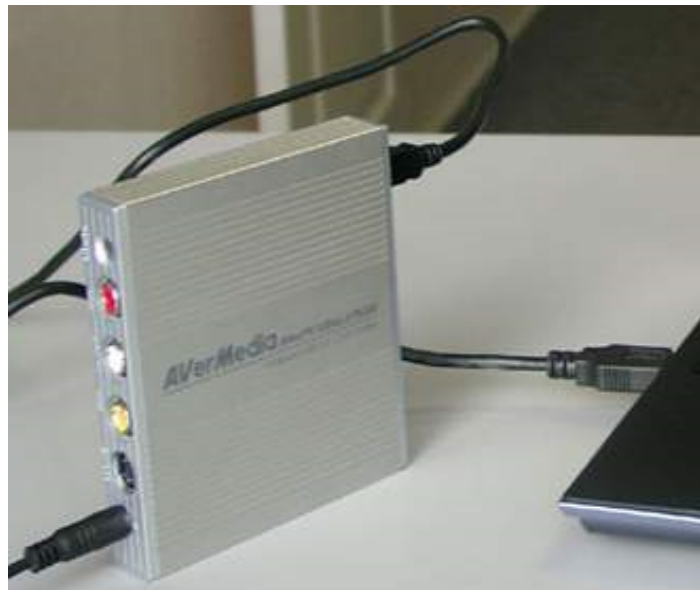


Figura 6.6: Frame grabber AverMedia AverTV USB2.0 Plus

Con questo dispositivo USB possiamo registrare video tramite il software in dotazione sia in formati compressi (Mpeg1, Mpeg2, ecc...) sia in formato Avi non compresso.

Nel nostro caso è necessario evitare algoritmi di compressione dell'immagine perchè causano una perdita delle informazioni video. Questo comporta una distorsione nella rilevazione delle frequenze delle vibrazioni che non corrispondono quindi a quelle reali.

Nasce però un problema, infatti la dimensione di file video non compressi è molto grande e spingendo al massimo la risoluzione dell'immagine (704x576 pixel) il frame grabber non è in grado di salvare i dati in modo corretto. Per ovviare a questo problema si è deciso di acquisire i video Avi non compressi con risoluzione dell'immagine 352x288 pixel.

Le impostazioni del frame grabber sono impostabili facilmente tramite in menù *Record* all'interno della finestra di *Setup*.

L'esperimento di acquisizione video consiste in una preliminare taratura tramite i comandi di tilt e zoom in modo tale da inquadrare e centrare nell'immagine video l'inizio dello scenario.

Successivamente si effettua una movimentazione a velocità costante durante la quale verranno acquisiti il segnale dell'accelerometro relativo all'accelerazione tangenziale e la registrazione del segnale video tramite frame grabber.

6.3 Elaborazione video

L'ambiente di calcolo *Matlab* gestisce le immagini digitali come matrici i cui elementi sono i pixel dell'immagine stessa.

Le dimensioni di tali matrici dipendono dal tipo di rappresentazione dei colori utilizzato per i vari pixel. Ci sono quattro modalità per definire e trattare le immagini in *Matlab*:

- *Binary*, la matrice dell'immagine contiene solo i valori 0 e 1 a cui corrispondono rispettivamente i colori nero e bianco;
- *Indexed*, i valori numerici dei vari pixel sono gli indici della colormap;¹
- *Intensity o Grayscale*, i valori indicano l'intensità nella scala dei grigi;²
- *Truecolor*, i valori di tre matrici indicano l'intensità dei colori RGB (Red Green Blue), l'unione delle tre componenti cromatiche restituisce il colore reale.

Dunque, nei casi di rappresentazione *Binary*, *Indexed* e *Intensity*, le matrici avranno dimensione due [n°righe x n°colonne], mentre nella rappresentazione *Truecolor* avranno dimensione cinque: [n°righe x n°colonne x 3].³

Nel caso in questione è sufficiente trattare le immagini come *Binary* oppure come *Grayscale* visto che lo scenario è composto da linee nere su sfondo bianco.

La rappresentazione *Binary* si può vedere come una rappresentazione *Grayscale* con intensità dei colori variabile tra due valori soltanto, bianco o nero.

Le immagini ottenute dalla telecamera anche se inquadrano uno sfondo bianco e delle linee nere, sono comunque formate da numerosi livelli di grigio. Questo è dovuto alle condizioni di illuminazione della stanza, alla banda limitata del sistema di visione che limita la ripidezza dei fronti in corrispondenza dei bordi delle linee e, infine, alle possibili distorsione del sistema ottico della telecamera (ad esempio, piccole variazioni di focus). Per questo motivo si è scelto il formato di rappresentazione dell'immagine *Grayscale*.

Intuitivamente, i video in *Matlab* non sono altro che una sequenza di immagini, cioè una sequenza di matrici (frame). Perciò, nel caso di rappresentazione *Grayscale*, i video saranno matrici di dimensione: [n°righe x n°colonne x n°frame].

L'elaborazione video ha lo scopo di ricavare dalle immagini le variazioni del rapporto X tra le distanze delle linee. Per fare ciò è necessario caricare i video sul workspace di *Matlab*

¹La colormap è una palette di colori ai quali è associato un indice.

²In realtà , è simile ad una rappresentazione Indexed con colormap gray.

³Red, green e blue.

e effettuare una binarizzazione delle immagini e successivamente individuare le posizioni dei pixel neri.

Caricare un video sul workspace di *Matlab*, risulta abbastanza lento dal punto di vista computazionale. Si è scelto perciò di dividere l'elaborazione in due fasi distinte.

Nella prima, attraverso un file *Simulink*, si fa il crop del video⁴ preso in esame e la binarizzazione delle immagini (Fig. 6.7).

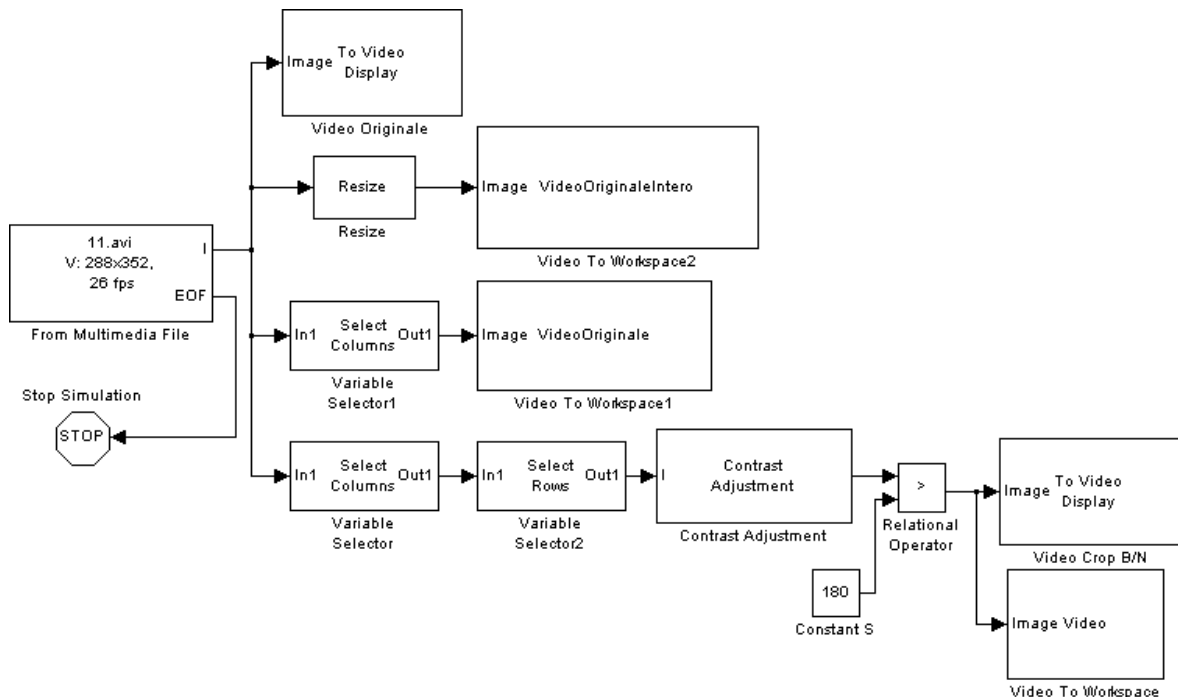


Figura 6.7: Schema *Simulink* per l'elaborazione video

Come mostrato in figura (6.7), lo schema *Simulink* carica il video registrato tramite il frame grabber e lo rende disponibile ai blocchi di elaborazione successivi come immagine video *Grayscale* con scala di grigio su 256 livelli (uint8).

Successivamente si esegue un crop del video, cioè si seleziona solo la colonna centrale del video. Questo perchè per analizzare le variazioni della posizione dei pixel neri è sufficiente scegliere una sola colonna di pixel e osservare le variazioni in questa colonna durante la movimentazione.

Viene, inoltre, salvato sul workspace anche il video originale ridimensionato permettendo così una visualizzazione dei risultati ottenuti dal crop e dalla binarizzazione anche dopo la fase di run del file *Simulink*.

La binarizzazione può essere fatta in molti modi. Il modo più semplice è fissare una soglia *S* ed effettuare una semplice trasformazione:

⁴Ritaglio delle immagini video.

$$\text{Valore del pixel} = \begin{cases} 255 \rightarrow \text{bianco,} & \text{se il valore del pixel è maggiore di } S \\ 0 \rightarrow \text{nero,} & \text{se il valore del pixel è minore di } S. \end{cases} \quad (6.2)$$

Questa modalità risulta efficace se l'istogramma della scala dei grigi presenta due picchi ben distinti. L'istogramma riporta infatti l'informazione su come sono distribuiti i toni di grigio all'interno di un'immagine. Nel caso in questione facendo un'indagine dell'andamento dell'istogramma nelle immagini video è risultata una netta separazione tra i due picchi (Fig. 6.8). Quindi è giustificabile una binarizzazione tramite sogliatura.

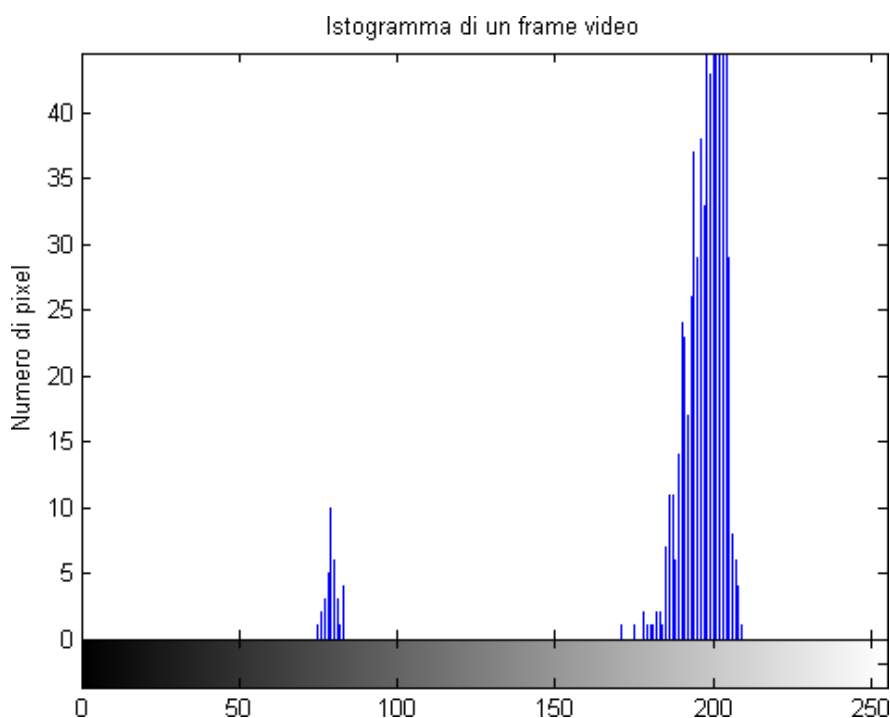


Figura 6.8: Istogramma frame video acquisito. L'andamento è simile in tutti i vari frame dei video acquisiti

Lo schema *Simulink* perciò, effettua una sogliatura manuale variando opportunamente la costante S che viene regolata osservando i video visualizzati in fase di run dal programma *Simulink*. I valori di questa costante variano a seconda della luminosità delle immagini. Se la costante è scelta troppo bassa c'è il rischio che i pixel neri delle linee vengano binarizzati erroneamente come pixel bianchi se, invece, il valore della costante viene scelto troppo alto, c'è il rischio che pixel scuri dovuti a imperfezioni dello scenario vengano assunti come pixel neri.

Questa costante viene perciò tarata manualmente finché non si osserva un video binarizzato sufficientemente pulito. Inoltre in questa fase, prima della sogliatura, vengono modificati i

valori di contrasto dell'immagine attraverso il blocco *Contrast Adjustment*. La trasformazione che effettua questo blocco è una scalatura lineare dell'intensità dell'immagine come rappresentato dalle figure (Fig. 6.9 e 6.10) e serve per separare maggiormente i picchi del colore bianco e del colore nero.

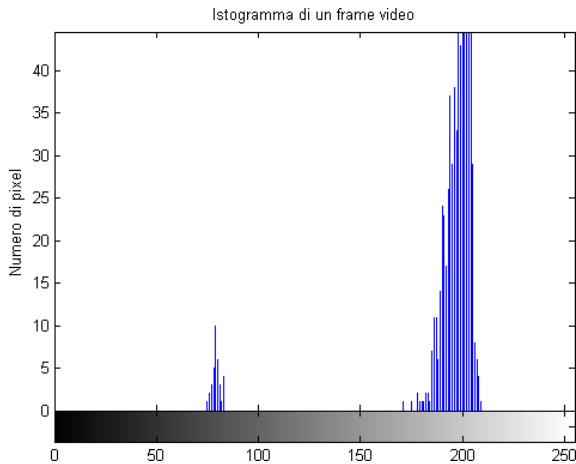


Figura 6.9: Istogramma prima del blocco *Contrast Adjustment*

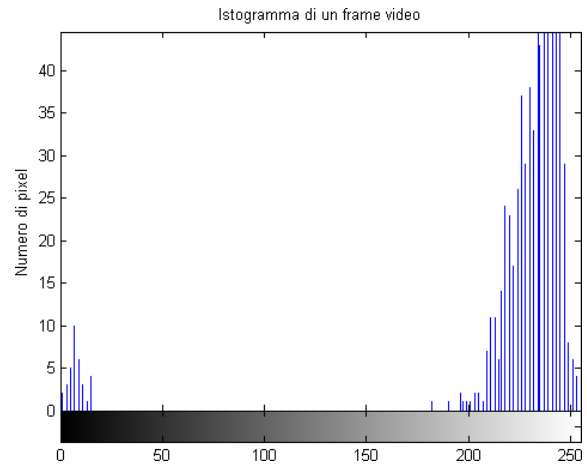


Figura 6.10: Istogramma dopo il blocco *Contrast Adjustment*

Alla fine di questa elaborazione vengono salvate le matrici del video binarizzato ottenuto e di quelli originali nel workspace dell'ambiente *Matlab*.

Ci sono molte altre modalità operative che si possono applicare per l'analisi delle immagini che viene svolta. Si potrebbe sostituire il blocco *Simulink* denominato *Relational Operator* con il blocco *Autotreasold* oppure con una *Lookup Table*. Sostanzialmente le varie strade percorse hanno portato agli stessi identici risultati, con la differenza che la metodologia che si è scelto è più immediata nello scegliere in modo semplice e rapido i valori di soglia e i valori di crop dei video.

La seconda fase consiste nel monitorare le variazioni delle posizioni dei pixel neri nei vari frame del video binarizzato e calcolare il rapporto X. Questa elaborazione viene eseguita sfruttando l'ambiente *Matlab*. In figura (6.11) viene riportato un diagramma di flusso di questa elaborazione (il codice *Matlab* è invece riportato in Appendice B.1.9).

Come si può vedere dal diagramma di flusso, il file *Matlab* plotta inizialmente i video ottenuti dal file *Simulink* e successivamente inizia un ciclo `for` frame by frame del video. All'interno del ciclo `for` vengono visualizzati i vari frame con affianco il grafico che rappresenta l'andamento del rapporto X (Fig. 6.12). Inoltre, all'interno del ciclo `for`, vi è una procedura di ricerca dei pixel neri e il calcolo del numero, posizione e spessore delle linee.

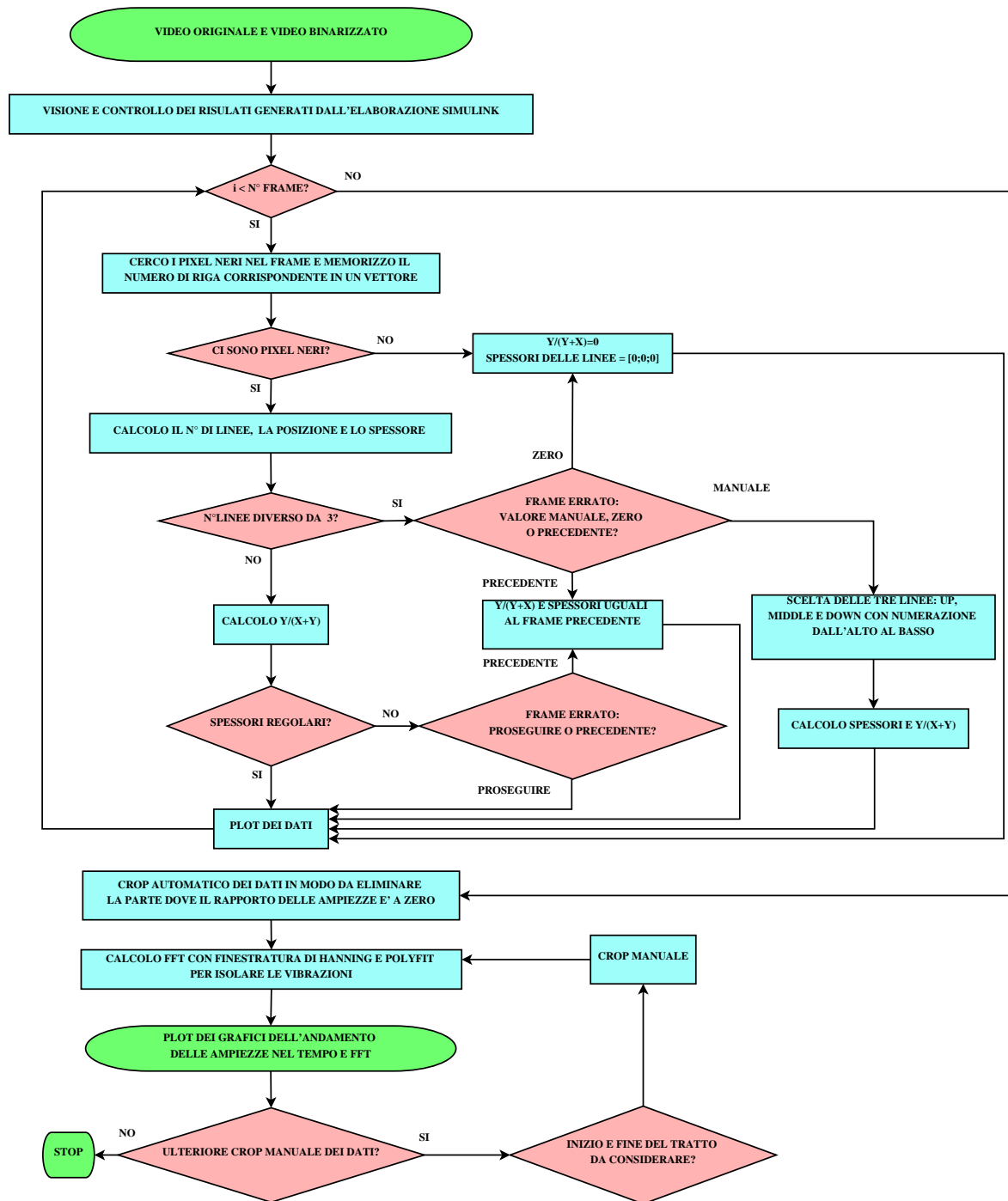


Figura 6.11: Diagramma di flusso dell'elaborazione tramite *Matlab*

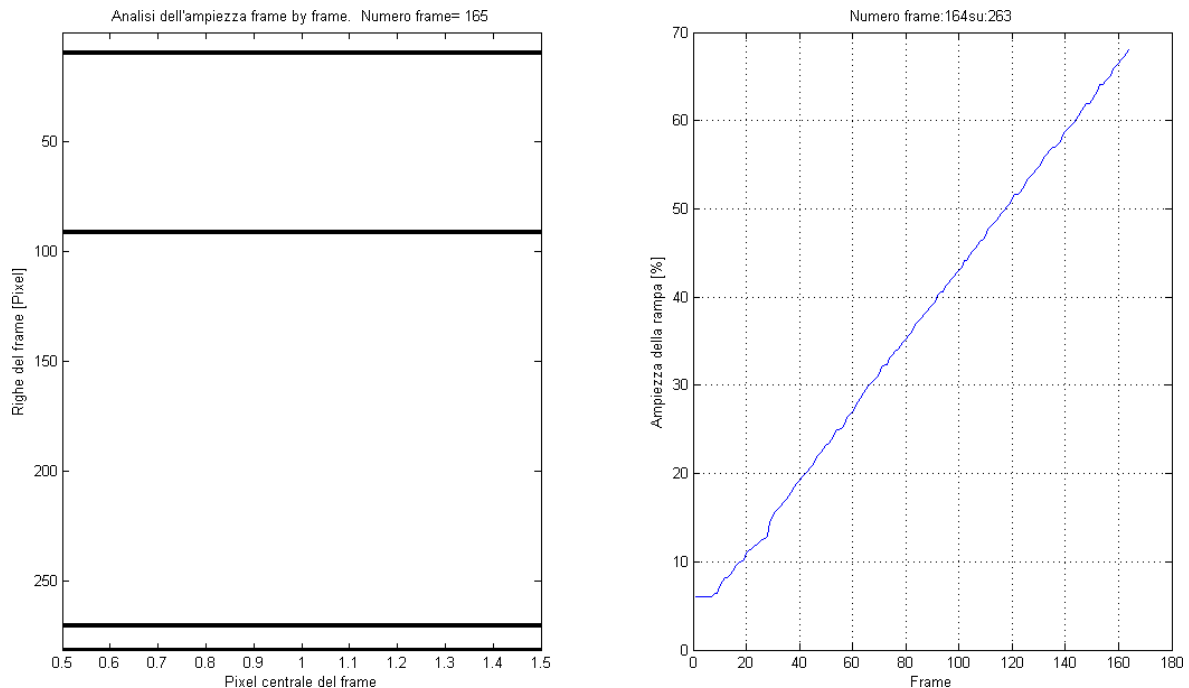


Figura 6.12: Finestra del file *Matlab* durante la fase di esecuzione: a sinistra l'immagine della colonna centrale del frame i -esimo; a destra l'andamento del rapporto X fino al frame $(i-1)$ -esimo

I video sperimentali però presentano degli errori quasi inevitabili, nonostante la taratura effettuata nella fase di elaborazione *Simulink*. In alcuni frame possono non essere visualizzate le tre linee distinte. Questo può essere dovuto ad esempio dal autofocus della videocamera che interviene a causa della non perfetta costanza della distanza tra videocamera e scenario, oppure a imperfezioni di quest'ultimo.

Nel caso non vengano visualizzate tre linee, il programma se ne accorge e pone l'utente di fronte alla scelta di selezionare manualmente le linee oppure ripetere il valore ricavato dal frame precedente oppure ancora mettere il valore del rapporto X a zero.

Ovviamente la possibilità di ripetere il valore del frame precedente comporta un errore ma, nel caso di totale assenza di informazione sulla posizione delle linee in un determinato frame, questa risulta la scelta più sensata.

La scelta manuale, eseguibile solo nel caso vengono visualizzate più di tre linee, consiste nel osservare l'immagine del frame a sinistra e capire, se possibile, quali sono i pixel corrispondenti alle linee dello scenario e quali quelli frutto di errori. Il programma tiene in memoria tutte le linee e le numera progressivamente dall'alto al basso. La scelta consiste quindi, nell'inserire il numero corrispondente alla linea up, middle e down.

Nel caso invece, che il numero delle linee sia uguale a tre e perciò coerente con quello che ci si attende, si effettua un controllo dell'uniformità dei spessori delle linee per evidenziare possibili anomalie del frame. In questo caso, le possibilità di scelta dell'utente sono di proseguire

oppure di ripetere il valore calcolato al frame precedente.

Terminato il ciclo `for`, il programma esegue un crop dei dati in modo da eliminare i frame iniziali e finali con valore del rapporto X posto a zero. Infatti non essendo sincronizzati l'inizio della movimentazione del brandeggio e l'inizio delle registrazioni video, può accadere che per i primi secondi del video la telecamera sia ferma nel punto iniziale perchè la fase di movimentazione deve ancora partire.

Successivamente, viene effettuato un polyfit del valore del rapporto X per separare la componente costante di variazione della ampiezza dalla componente vibratoria di quest'ultima. Inoltre, viene eseguita una finestatura di Hanning prima del calcolo dell'FFT per evitare il fenomeno del leakage.

L'analisi è poi conclusa con il plot del grafico in frequenza della componente vibratoria e l'andamento nel tempo degli spessori e delle ampiezze (Fig. 6.13).

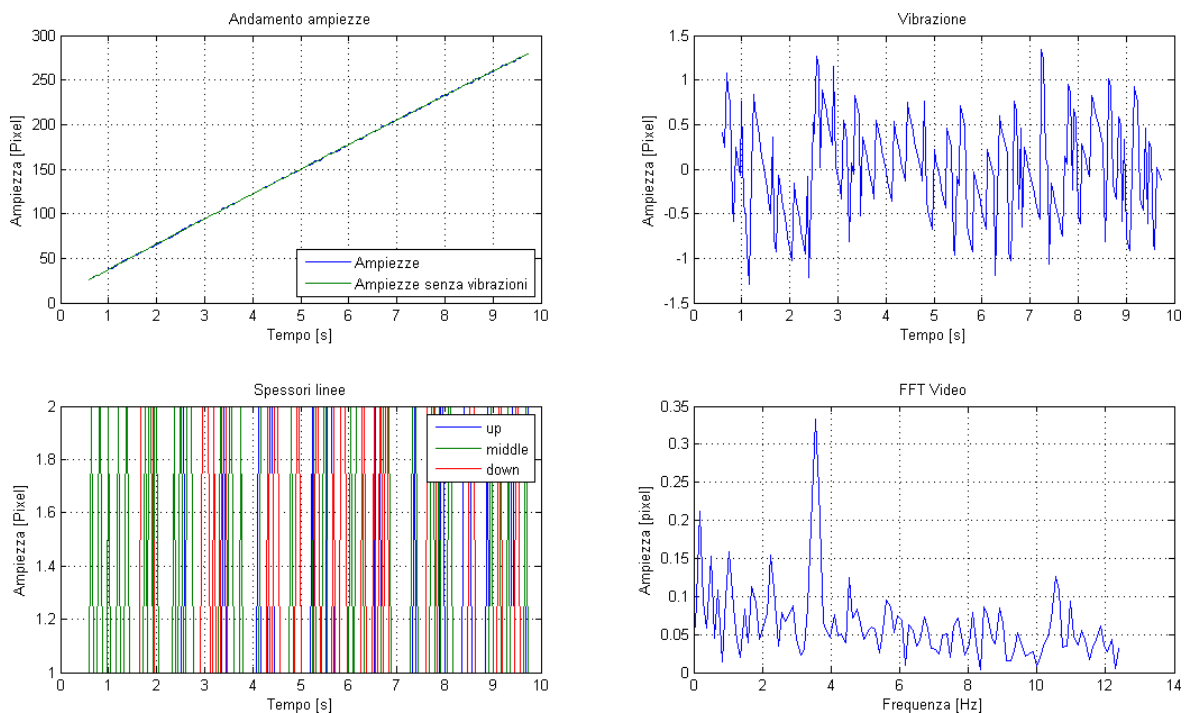


Figura 6.13: Finestra finale del file *Matlab* con i risultati ottenuti dall'analisi: in alto a sinistra, l'andamento delle ampiezze con la linea del polyfit; in alto a destra, la componente vibratoria; in basso a sinistra, l'andamento degli spessori delle linee nel tempo; in basso a destra, il grafico dell'FFT

L'ultima procedura che prevede il programma consiste in un crop manuale facoltativo dei dati nel caso in cui il crop automatico eseguito in precedenza non fosse stato sufficiente.

Ci sono delle problematiche aggiuntive. La risoluzione in frequenza dell'FFT è data dal numero di campioni nel tempo presi in esame, che a sua volta sono legati ai frame del video e perciò alla durata di quest'ultimo. In conclusione, più aumentiamo la velocità alla quale

ruota il brandeggio e minor risoluzione avremmo in frequenza. Inoltre, per ottenere video più lunghi e quindi miglior risoluzione dovremmo creare scenari più lunghi ma questo significa che la pendenza della linea obliqua sarà minore e quindi più attenuazione nel ribaltamento delle vibrazioni orizzontali nelle variazioni delle distanze tra le linee. Come si può notare si tratta di un compromesso. L'unico modo per aumentare la precisione delle analisi fatte è quello di acquisire il video con maggior risoluzione.

Per ottenere conferma della completa funzionalità e correttezza dell'elaborazione video sia del file *Matlab* che del file *Simulink*, è stato creato a sua volta un file *Matlab* che consente di generare in modo automatico video che riproducono artificialmente un'ipotetica ripresa effettuata dalla videocamera dell'Ulisse Compact lungo lo scenario. All'interno del programma si possono impostare i valori di velocità del video, il numero e l'ampiezza delle vibrazioni che si vogliono simulare. In sostanza i frame rappresentano due linee fisse orizzontali e una linea intermedia che cresce linearmente nel tempo con sovrapposta però una o più vibrazioni. Il codice *Matlab* del programma è riportato in Appendice B.1.8.

Tramite l'elaborazione di questi video creati ad hoc si è potuto confermare la piena validità e funzionalità dei programmi creati per l'elaborazione.

6.4 Analisi dei risultati

Dopo aver creato i vari file di analisi e verifica delle procedure, la fase successiva è stata quella di confrontare le vibrazioni rilevate dall'analisi video e quelle rilevate dall'accelerometro fissato in modo solidale alla custodia della videocamera.

Per il confronto bisogna tener conto dell'effetto dell'aliasing. Il video è campionato a 25 Hz, ciò corrisponde ad una frequenza di Nyquist di 12,5 Hz. Il range di frequenze di nostro interesse è superiore alla frequenza di Nyquist e quindi un confronto in frequenza con l'accelerometro, campionato a 2 kHz, non è di immediata lettura. Per un confronto rapido si è scelto quindi di effettuare a posteriori una sottocampionatura a 25 Hz del segnale dell'accelerometro forzando quindi l'effetto aliasing. In questo modo l'aliasing coinvolge allo stesso modo sia il video che l'accelerometro consentendo quindi un confronto immediato tra i due grafici in frequenza.

Alle velocità di comando per le quali il brandeggio entra in risonanza si può notare che c'è un notevole riscontro tra le due FFT (Fig. 6.14a e 6.14b).

Dalle figure (6.14a e 6.14c) si può notare che il picco di risonanza in realtà non è a circa 3,5 Hz, bensì a 21,5 Hz. Questo in realtà lo si può dedurre solo grazie all'analisi dell'FFT dell'accelerometro campionato a 2 kHz ma senza questa informazione è impossibile dire se la vibrazione video a 3,5 Hz in realtà è a una vibrazione del brandeggio a 3,5 Hz o a 21,5 Hz o a 28,5 Hz.

In questo caso la vibrazione video a 3,5 Hz è abbastanza distinta dalle altre componenti frequenziali, questo perchè con un pilotaggio a 11,3 (gradi/s) la risonanza del brandeggio viene eccitata dalla seconda armonica della coppia.

Nelle prove effettuate con altre velocità di comando, l'analisi delle vibrazioni non ha generato risultati significativi per il semplice fatto che il brandeggio vibra molto meno in termini di ampiezza delle vibrazioni. Conseguentemente gli spostamenti delle linee sono molto ridotti e a causa della quantizzazione dovuta ai pixel non possono essere rilevati dal video. Se la risoluzione dei video acquisiti tramite frame grabber fosse maggiore si potrebbe visualizzare la coerenza delle analisi tramite accelerometro e dell'elaborazione video anche per velocità di comando che non inducono il brandeggio in risonanza.

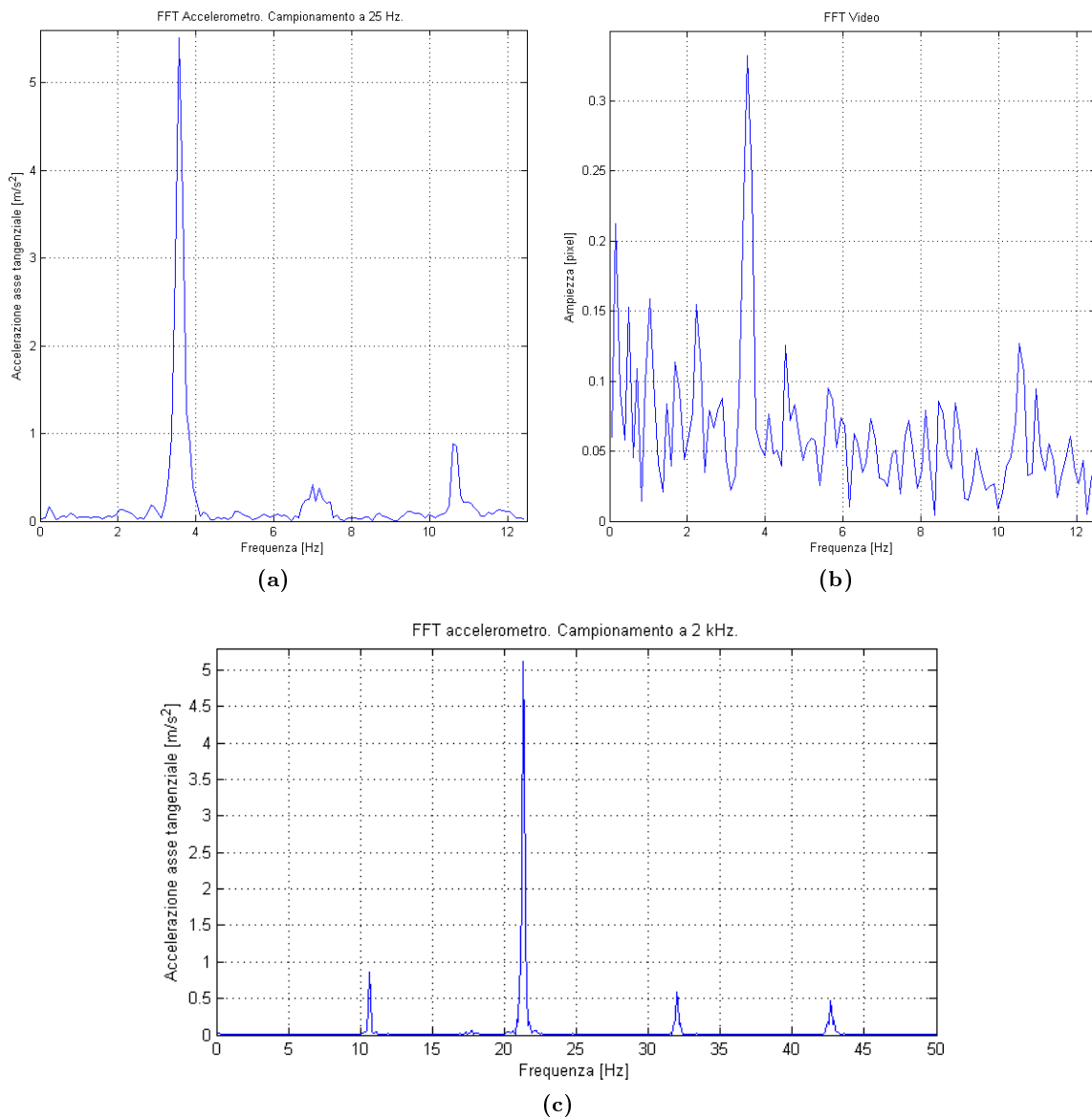


Figura 6.14: Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 11,3 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A

Nelle figure (6.15a e 6.15b) sono riportati gli andamenti in frequenza ottenuti dall'accelerometro e dall'analisi video con movimentazione del brandeggio a 15 (gradi/s) e corrente di pilotaggio 1,5 A. Come si può notare le vibrazioni video sono inferiori ai 0,2 pixel e l'informazione che contengono sono corrotte dalla quantizzazione intrinseca dei pixel.

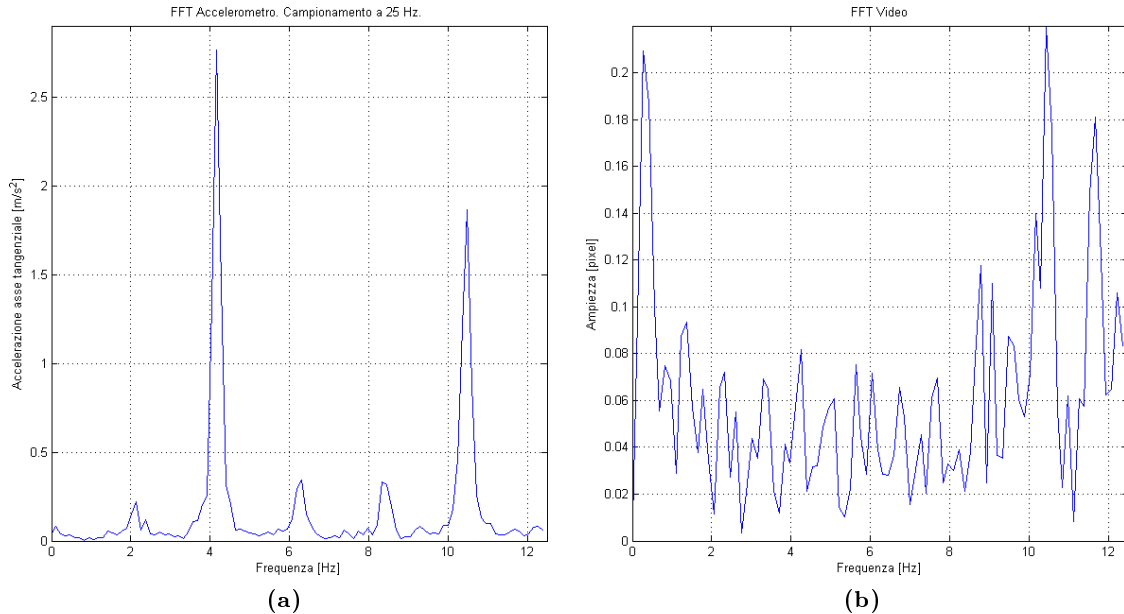


Figura 6.15: Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 15 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A

Nelle figure (6.16a, 6.16b e 6.16c), vengono riportati i risultati delle analisi svolte con pilotaggio del brandeggio a 17,5 (gradi/s). Anche in questo caso la frequenza di pilotaggio induce il brandeggio in risonanza e la coerenza tra le due analisi in frequenza viene rispettata.

Dalle figure (6.16a a 6.16c) si può osservare che la vibrazione a 16,61 Hz, per effetto dell'aliasing, viene riportata a 8,39 Hz dopo il sottocampionamento ($25 \text{ Hz} - 16,61 \text{ Hz} = 8,39 \text{ Hz}$).

Le prove sono state svolte per tutte le velocità fino a circa 20 (gradi/s). Velocità superiori comportano registrazioni video di pochi secondi e fanno quindi scendere la risoluzione in frequenza a livelli non più accettabili.

Una volta che si è verificata la correttezza dell'analisi video e la corrispondenza tra vibrazioni video e vibrazioni del brandeggio, si vuole verificare che la compensazione delle vibrazioni sviluppata nel Capitolo 5 abbia effetto anche nei video ripresi dall'Ulisse Compact. Nella figura (6.17) si può notare che le vibrazioni video sono calate di più del 60%.

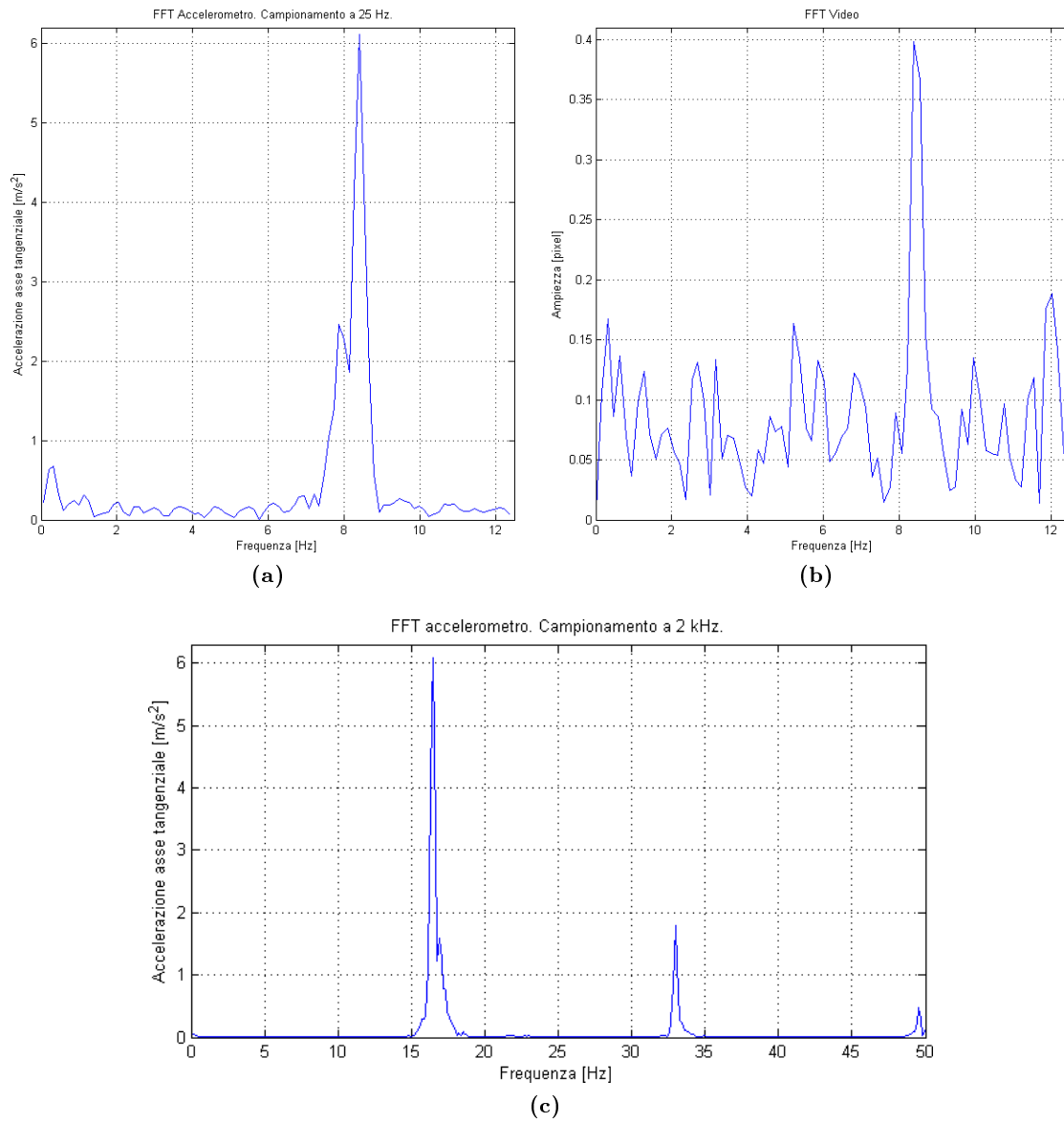


Figura 6.16: Confronto in frequenza dall'analisi video e da quella dell'accelerometro. Velocità di rotazione 17,5 (gradi/s), corrente di pilotaggio 1,5 A

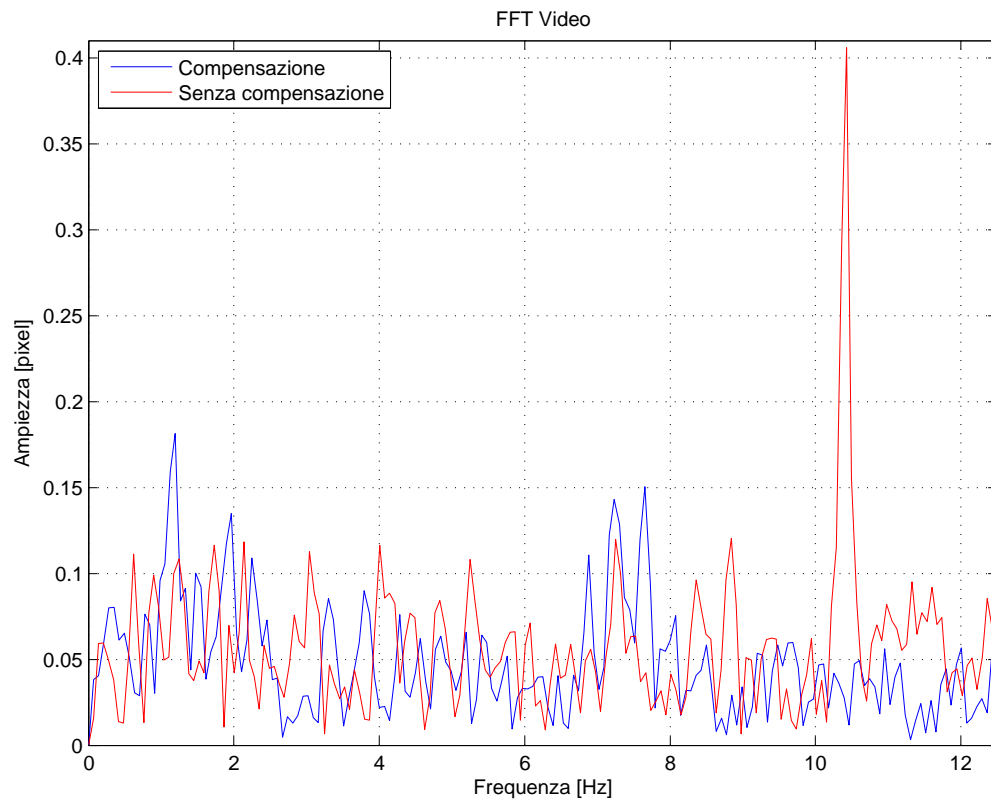


Figura 6.17: Confronto in frequenza dall'analisi video tra movimentazione con e senza compensazione. Velocità di rotazione 7,5 (gradi/s)

Questo conferma che la soppressione delle vibrazioni ha completa efficacia sia dal punto di vista delle vibrazioni oggettive del brandeggio in fase rotazione, sia dal punto di vista della visualizzazione delle immagini video.

Come si voleva verificare le vibrazioni video sono date dalle vibrazioni del brandeggio e si possono escludere fenomeni vibratorii di una certa entità dovuti al sistema di fissaggio della videocamera. Inoltre, si è verificato il netto miglioramento delle vibrazioni video con il sistema di compensazione sviluppato nel Capitolo 5.

Un'analisi più dettagliata e precisa si poteva fare aumentando la risoluzione video, in tal caso i confronti delle FFT si potevano estendere anche per frequenze di pilotaggio che non inducono il brandeggio in risonanza.

Capitolo 7

Conclusioni

Gli obiettivi prefissati all'inizio del progetto erano l'analisi e la modellizzazione del brandeggio Ulisse Compact realizzato dalla Videotec s.p.a. e lo studio di alcune tecniche per la soppressione delle vibrazioni.

E' stato ricavato un modello analitico soddisfacente del brandeggio effettuando varie prove di impact test e identificazione in varie condizioni operative.

Con l'impact test sono state individuate le risonanze strutturali e le dipendenze delle stesse dai valori di corrente di pilotaggio dei motori e posizioni dell'hub. Con le prove di identificazione, invece, è stata ricavata la risposta frequenziale del sistema e si è valutato l'incidenza dei vari parametri (inerzia, smorzamenti ed elasticità) sulla posizione di poli e zeri. Il modello presenta sei poli e quattro zeri le cui posizioni variano fortemente dalle condizioni di installazione del brandeggio e da eventuali variazioni dell'inerzia dell'hub. Correnti e posizione dell'hub hanno invece un'incidenza trascurabile.

Si è successivamente analizzato il motore a passo utilizzato per la movimentazione ricavandone un modello e le espressioni matematiche della coppia generata. Tale motore presenta una coppia generata con un ripple sovrapposto e pertanto si è ricercato un metodo che permettesse di minimizzare queste oscillazioni di coppia.

Si è visto che l'introduzione di offset di corrente, diversi per ciascuna fase del motore, consente di generare una coppia costante con sovrapposta una prima armonica alla frequenza delle correnti di pilotaggio che consente di minimizzare la prima armonica del ripple presente naturalmente. Per quanto riguarda le armoniche superiori non è possibile effettuare una minimizzazione senza conoscere la posizione effettiva del rotore.

Per quanto riguarda la soppressione delle vibrazioni che insorgono a causa delle risonanze a determinati regimi di velocità , si è sviluppata una tecnica di active damping. Questa consiste essenzialmente nel modificare in tempo reale la posizione del vettore campo magnetico dello step motor in relazione al segnale acquisito dall'accelerometro installato nel brandeggio. Tale tecnica è stata implementata integrando il segnale di accelerazione ottenendo il corrispondente segnale di velocità che moltiplicato per un opportuno guadagno agisce da segnale di compensazione. E' possibile utilizzare il segnale di velocità poichè l'operazione di

integrazione comporta uno sfasamento di -90° e un ulteriore sfasamento di -90° è dovuto alla fase della funzione di trasferimento del sistema alla frequenza di risonanza. Questo fa sì che il segnale di compensazione risulti sempre in opposizione di fase rispetto al disturbo da compensare. Bisogna porre particolare attenzione alla scelta del guadagno di retroazione in quanto dev'essere un compromesso tra una buona reiezione del disturbo (vibrazioni), una buona prontezza del sistema e un errore di inseguimento ridotto.

Concludendo, è stata svolta un'analisi delle prestazioni tramite l'elaborazione delle immagini video. Per far questo si è realizzato un target video tramite il quale si possono isolare le vibrazioni della telecamera dai movimenti imposti alla stessa. Inoltre, con l'utilizzo di un frame grabber si è potuto acquisire i video realizzati in formato Avi non compresso. Successivamente, si sono realizzati due programmi *Matlab* per l'elaborazione delle immagini video i quali eseguono una analisi frame by frame al fine di individuare gli spostamenti in termini di pixel delle immagini. Si è inoltre riscontrata una perfetta coerenza tra le vibrazioni rilevate tramite l'accelerometro e l'analisi delle immagini video. Infine, si è potuto constatare che la tecnica di compensazione riesce a ridurre le vibrazioni video fino al 60% alla velocità di pilotaggio che porta in risonanza il brandeggio. Le prestazioni di questa analisi potrebbero essere migliori utilizzando un frame grabber che permetta l'acquisizione delle immagini video con risoluzione più elevata.

Appendice A

Schemi elettrici e data sheet

A.1 Schemi elettrici

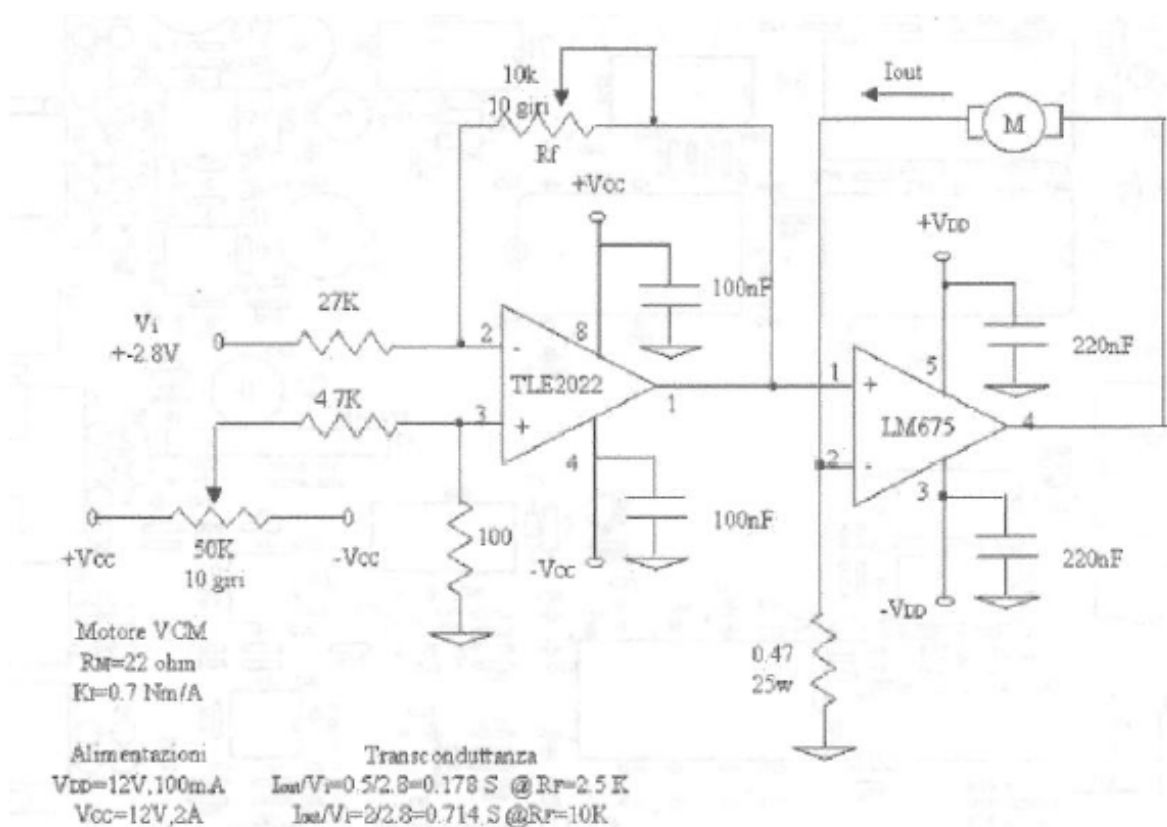


Figura A.1: Schema elettrico della scheda di alimentazione

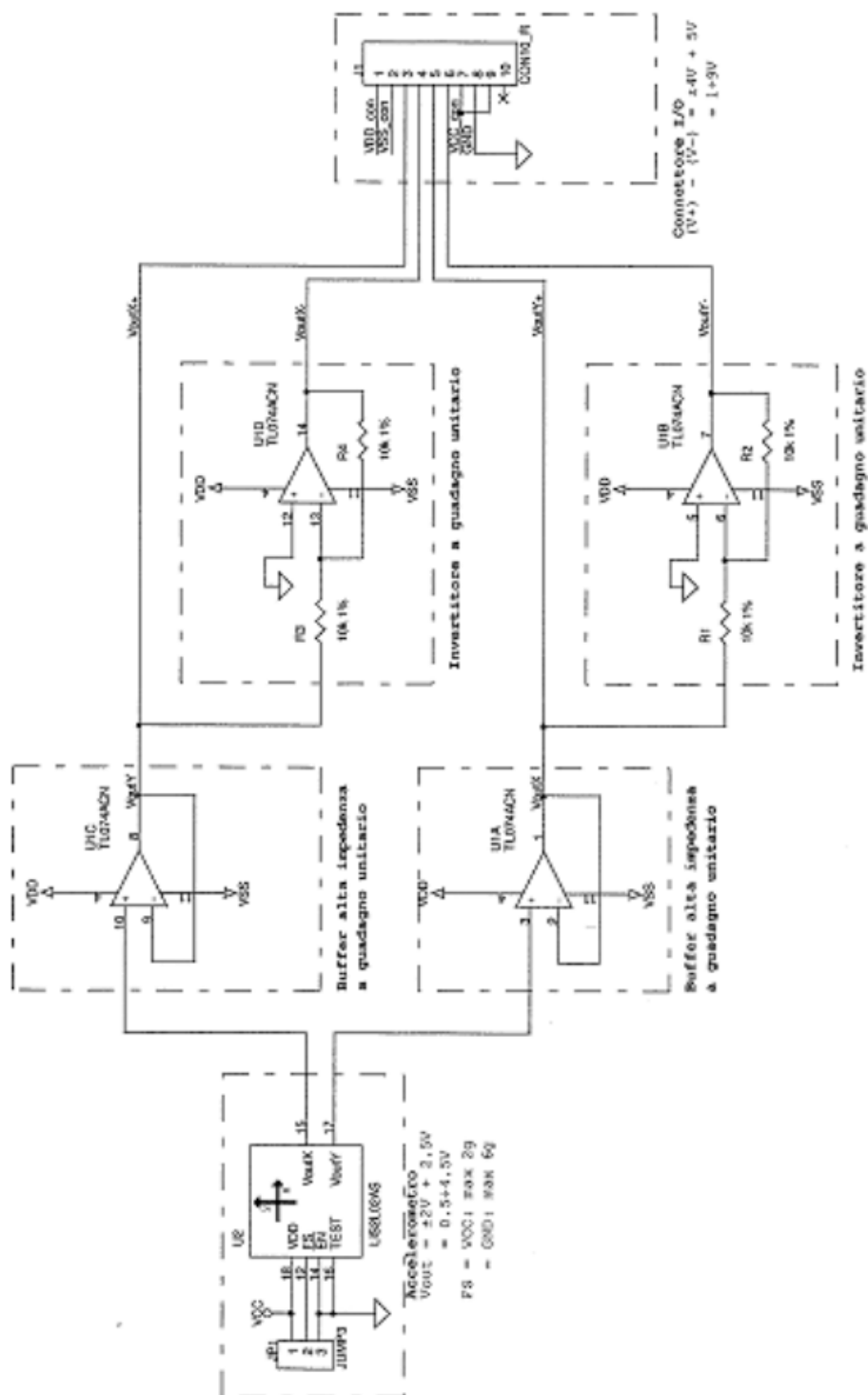


Figura A.2: Schema elettrico della scheda dell'accelerometro

A.2 Data sheet

TLE202x, TLE202xA, TLE202xB, TLE202xY
EXCALIBUR HIGH-SPEED LOW-POWER PRECISION
OPERATIONAL AMPLIFIERS
SLOS191B – FEBRUARY 1992 – REVISED JANUARY 2022

<ul style="list-style-type: none"> ● Supply Current . . . 900 μA Max ● High Unity-Gain Bandwidth . . . 2 MHz Typ ● High Slew Rate . . . 0.45 V/μs Min ● Supply-Current Change Over Military Temp Range . . . 10 μA Typ at $V_{CC} \pm = \pm 15$ V ● Specified for Both E-V Single-Supply and ± 15-V Operation ● Phase-Reversal Protection 	<ul style="list-style-type: none"> ● High Open-Loop Gain . . . 8.6 V/μV (188 dB) Typ ● Low Offset Voltage . . . 100 μV Max ● Offset Voltage Drift With Time 0.005 μV/ms Typ ● Low Input Bias Current . . . 50 nA Max ● Low Noise Voltage . . . 18 nV/\sqrt{Hz} Typ
--	---

description

The TLE202x, TLE202xA, and TLE202xB devices are precision, high-speed, low-power operational amplifiers using a new Texas Instruments Excalibur process. These devices combine the best features of the OP21 with highly improved slew rate and unity-gain bandwidth.


The complementary bipolar Excalibur process utilizes isolated vertical pnp transistors that yield dramatic improvement in unity-gain bandwidth and slew rate over similar devices.

The addition of a bias circuit in conjunction with this process results in extremely stable parameters with both time and temperature. This means that a precision device remains a precision device even with changes in temperature and over years of use.

This combination of excellent dc performance with a common-mode input voltage range that includes the negative rail makes these devices the ideal choice for low-level signal conditioning applications in either single-supply or split-supply configurations. In addition, these devices offer phase-reversal protection circuitry that eliminates an unexpected change in output states when one of the inputs goes below the negative supply rail.


A variety of available options includes small-outline and chip-carrier versions for high-density systems applications.

The C-suffix devices are characterized for operation from 0°C to 70°C. The I-suffix devices are characterized for operation from –40°C to 85°C. The M-suffix devices are characterized for operation over the full military temperature range of –55°C to 125°C.



Please be aware that an important notice concerning availability, standard warranty, and use in critical applications of Texas Instruments semiconductor products and disclaimers thereto appears at the end of this data sheet.


EXPLANATION OF THIS INFORMATION IS GIVEN IN THE CATALOGUE DATA SHEETS AND IN THE SPECIFICATIONS FOR THESE DEVICES. THESE DEVICES ARE PROVIDED AS A SERVICE TO OUR CUSTOMERS AND ARE NOT INTENDED FOR USE IN LIFE-SUPPORT APPLICATIONS.



POST OFFICE BOX 655581 • DALLAS, TEXAS 75265

Copyright © 2022, Texas Instruments Incorporated

Figura A.3: Datasheet TLE 2022


May 1999

LM675

Power Operational Amplifier

General Description

The LM675 is a monolithic power operational amplifier featuring wide bandwidth and low input offset voltage, making it equally suitable for AC and DC applications. The LM675 is capable of delivering output currents in excess of 2 amps, operating at supply voltages of up to 60V. The device overload protection consists of both internal current limiting and thermal shutdown. The amplifier is also internally compensated for gains of 10 or greater.

Features

- 2A current capability
- A_{VOL} typically 90 dB
- 5.5 MHz gain bandwidth product
- 1 V/μs slew rate
- Wide power bandwidth 30 kHz


- 1 mV typical offset voltage
- Short circuit protection
- Thermal protection with parade circuit (100% tested)
- 10V–60V supply range
- Wide common mode range
- Internal output protection diodes
- 90 dB ripple rejection
- Plastic power package TO-220

Applications

- High performance power op amp
- Bridge amp filters
- Motor speed controls
- Servo amplifiers
- Instrument systems

Connection Diagram

TO-220 Power Package (T)

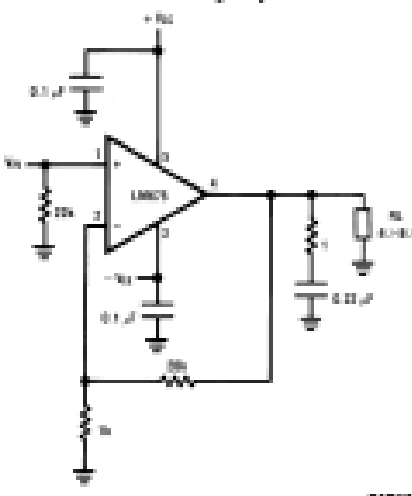


Pin 1 (+IN)
Pin 2 (-IN)
Pin 3 (-Vcc)
Pin 4 (OUTPUT)
Pin 5 (+Vcc)

www.national.com

Typical Applications

Non-Inverting Amplifier



www.national.com

Front View
Order Number LM675T
See NS Package TO220

LM675 Power Operational Amplifier

Figura A.4: Datasheet LM675

Appendice B

File *Matlab* e schemi *Simulink*

B.1 File *Matlab*

B.1.1 Impact test

```
%% IMPACT TEST
%Analisi delle risonanze strutturali e delle variazioni in
    termini di
%spostamento in frequenza e ampiezza al variare della posizione
    sul giro
%del brandeggio

%% Istruzioni
%
%Gli impact test si svolgono per ogni posizione scelta sul giro
%(es.ogni 45gradi) e per ogni posizione si possono acquisire in
    successione
%varie prove che verranno utilizzate per effettuare una media(e'
    necessario
%aspettare che le vibrazioni si smorzino tra una martellata e la
%successiva)
%
%I workspace con le acquisizioni del martello e dell'
    accelerometro devono
%essere salvate con numerazione da 1 in ordine crescente
%
%ES. si sceglie di effettuare l'impact test ogni 90 gradi:
%
```

```
% 0 >> 1.mat
% 90 >> 2.mat
% 180 >> 3.mat
% 270 >> 4.mat
%
%Le acquisizioni devono essere salvate in una struttura chiamata
    "Letture"
%In ordine: canale 1 = asse X
%           canale 2 = asse Y
%           canale 3 = martello
%Il file salva l'FRF di ogni posizione con il nome: ES. FRF_45.
    mat
%Successivamente ricarica i vari workspace in modo automatico e
    plotta i
%grafici in 3D

%% FRF DELLE VARIE POSIZIONI
%Selezione automatica dei vari impact test, plot nel dominio del
    tempo,
%si seleziona ogni singola martellata per ogni posizione
    effettuando un
%trigger sul segnale del martello

close all;
clear all;
clc;

N_posizioni=4;           %N posizioni
N=4096;                 %N dei campioni dell'fft(=numero campioni
    nel tempo)
Fil='SI';               %Abilitazione del filtro
Fin='SI';               %Abilitazione della finestra
Canali='1';             %N assi dell'accelerometro (1 o 2)
ord_fil=200;           %Ordine del filtro
f_filtro=0.5;          %Frequenza di taglio (da 0 a 1)

for y=1:N_posizioni,
M_martello=[];
M_asse_x=[];
M_asse_y=[];
```

```
N_prove=1;          %Tiene conto del numero di martellate per
                    ogni posizione
A=num2str(y);       %Load automatico del workspace
A=strcat(A, '.mat');
load (A, 'Letture');
dati=Letture.signals.values;
tempo=Letture.time;    %Vettore del tempo
size_dati=length(dati); %Lunghezza dei dati acquisiti

if Canali == '1',
dati=[zeros(size_dati,1) dati];
end

%detrend del segnale del martello (necessario per la presenza
    della
%costante di tempo dei sistemi piezoelettrici)

p=polyfit(tempo, dati(:,3),4);
dati(:,3)=dati(:,3)-polyval(p,tempo);

%Inizio del ciclo while: scorre i vettori dei dati e seleziona
    le varie
%martellate

stop=1;

while stop<size_dati,

start=1;           %tiene conto di dove deve ripartire l'analisi
                    dei vettori

    %Cerco la martellata scorrendo il vettore Martello con
        trigger: 0.03
    while (start<size_dati && dati(start,3)<0.03),
        start=start+1;
    end

    %Una volta individuata la martellata, torno indietro per
        recuperare
```

```
%tutto l'impulso
while dati(start,3)>0,
    start=start-1;
end
%Cerco la fine della martellata
stop=start+1; %Inizializzo lo stop
while (stop<size_dati && dati(stop,3)>0),
    stop=stop+1;
end

%Se la martellata si e' esaurita entro la fine del segnale
    acquisito:
if stop<size_dati,
%Salvo la martellata e allungo il segnale con valore 0 sino
    ad avere i
%4096 campioni
AA=[dati(start:stop,3); zeros(N,1)];
M_martello(1:N,N_prove)=AA(1:N)';

%Salvo i 4096 campioni dal punto di start dei segnali dell'
    accelerometro
%4.905 serve per convertire in m/s^2 i segnali dell'
    accelerometro
M_asse_x(1:N,N_prove)=4.905*detrend(dati(start:N+start-1,1)
    ');
M_asse_y(1:N,N_prove)=4.905*detrend(dati(start:N+start-1,2)
    ');

%Plotto gli andamenti nel tempo dei segnali selezionati
figure;
subplot (3,1,1); plot(tempo(1:N), AA(1:N)); grid on;
title('Impulso'); xlabel('Tempo [sec]');
subplot (3,1,2); plot(tempo(1:N),M_asse_x(1:N,N_prove));
    grid on;
title('Asse X'); xlabel('Tempo [sec]');
subplot (3,1,3);
plot(tempo(1:N),M_asse_y(1:N,N_prove)); grid on; title('Asse
    Y'); xlabel('Tempo [sec]');

Tieni=input('Tenere? S/N [S]: ', 's');
```

```

if isempty(Tieni)
Tieni='s';
end
if ((Tieni~='s') && (Tieni~='n'))
error('ERRORE: Risposta non valida!!!');
end
if (Tieni=='n')
N_prove=N_prove-1;
end

dati=dati(stop:size_dati,:); %Elimino i dati gia' salvati
    sulla matrice
size_dati=length(dati);

N_prove=N_prove+1;           %numero di prove effettuate

end
end
N_prove=N_prove-1;

filtro=fir1(ord_fil,[f_filtro],'low');           %Filtro passa
    basso

%Carico dal workspace i valori di posizione, corrente e tempo di
%campionamento

load (A, 'Pm');
load (A, 'I');
load (A, 'T');
fc=1/T;                                           %frequenza di
    campionamento
fr=fc/N;                                         %risoluzione in
    frequenza
f=[-fc/2:fr:fc/2-fr]';                          %vettore frequenza
tempo=[0:N-1]'/fc;                              %vettore dei tempi

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Analisi in frequenza dell'uscita
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
%finestra di Hanning, serve per evitare il fenomeno del leakage
Ha=2*hanning(N); %la moltiplicazione per 2 e' per aggiustare i
    guadagni
                %dopo la finestatura
% figure;
% plot(tempo(1:N),Ha);
% grid on;
% xlabel('tempo [sec]');
% title('Finestra di Hanning');

%Inizializzo le variabili utilizzate per l'analisi in frequenza
Asse_x_freq=zeros(N/2,1);
Asse_y_freq=zeros(N/2,1);
Martello_freq=zeros(N/2,1);
FRF_X_Num=zeros(N/2,1);
FRF_X_Den=zeros(N/2,1);
FRF_Y_Num=zeros(N/2,1);
FRF_Y_Den=zeros(N/2,1);
FRF_X=zeros(N/2,1);
FRF_Y=zeros(N/2,1);

%Faccio la media dei cross spettri e auto spettri delle varie
    martellate
for q=1:N_prove,

%Finestro e filtro
if Fin == 'SI',
    M_asse_x(:,q)=M_asse_x(:,q).*Ha;
    M_asse_y(:,q)=M_asse_y(:,q).*Ha;
end
if Fil== 'SI',
    M_asse_x(:,q)=filter(filtro,1,M_asse_x(:,q));
    M_asse_y(:,q)=filter(filtro,1,M_asse_y(:,q));
end

%Calcolo le FFT
asse_x_freq=fft(M_asse_x(:,q))/N;           %FFT
asse_x_freq=fftshift(asse_x_freq);         %aggiusto gli assi
    della frequenza
```

```

asse_x_freq=asse_x_freq(N/2+1:N);           %tengo solo lo spettro
    positivo
asse_x_freq(2:N/2)=asse_x_freq(2:N/2)*2;
Asse_x_freq=Asse_x_freq+asse_x_freq;       %salvo la media delle
    FFT

asse_y_freq=fft(M_asse_y(:,q))/N;
asse_y_freq=fftshift(asse_y_freq);
asse_y_freq=asse_y_freq(N/2+1:N);
asse_y_freq(2:N/2)=asse_y_freq(2:N/2)*2;
Asse_y_freq=Asse_y_freq+asse_y_freq;

martello_freq=fft(M_martello(:,q))/N;
martello_freq=fftshift(martello_freq);
martello_freq=martello_freq(N/2+1:N);
martello_freq(2:N/2)=martello_freq(2:N/2)*2;

Martello_freq=Martello_freq+martello_freq;

%Media del cross spettro
FRF_X_Num=FRF_X_Num+(conj(asse_x_freq).*martello_freq);
FRF_Y_Num=FRF_Y_Num+(conj(asse_y_freq).*martello_freq);

%Media dell'auto spettro
FRF_X_Den=FRF_X_Den+(conj(martello_freq).*martello_freq);
FRF_Y_Den=FRF_Y_Den+(conj(martello_freq).*martello_freq);

%Media delle FRF calcolate con la divisione punto per punto
FRF_X=FRF_X + abs(asse_x_freq)./abs(martello_freq);
FRF_Y=FRF_Y + abs(asse_y_freq)./abs(martello_freq);

end

%FRF calcolate con le medie di cross e auto spettro
FRF_X_cross=FRF_X_Num./FRF_X_Den;
FRF_Y_cross=FRF_Y_Num./FRF_Y_Den;

%Media delle FFT dei segnali dell'accelerometro e del martello
Asse_x_freq=Asse_x_freq/N_prove;

```

```
Asse_y_freq=Asse_y_freq/N_prove;
Martello_freq=Martello_freq/N_prove;

%plotto le FFT dell'accelerometro

figure;
subplot(2,1,1)
plot(f(N/2+1:N),abs(Asse_x_freq));
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]');
ylabel('Accelerazione asse X [m/s^2]');
title(['Media delle FFT dell'accelerometro, ', 'Finestrata: ',
       Fin, ' Filtrata: ', Fil, ' Corrente ', num2str(I) ' A', ', ',
       Posizione ', num2str(Pm) ' gradi/sec' ] );
legend('Modulo X');
subplot(2,1,2)
plot(f(N/2+1:N),angle(Asse_x_freq)*180/pi)
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]');
ylabel('Fase asse X [Gradi]');
legend('Fase X');

figure;
subplot(2,1,1); plot(f(N/2+1:N),abs(Asse_y_freq)); grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Accelerazione asse Y [m/s^2]');
;
title(['Media delle FFT dell'accelerometro, ', 'Finestrata: ',
       Fin, ' Filtrata: ', Fil, ' Corrente ', num2str(I) ' A', ', ',
       Posizione ', num2str(Pm) ' gradi/sec' ] );
legend('Modulo Y');

subplot(2,1,2); plot(f(N/2+1:N),angle(Asse_y_freq)*180/pi); grid
on;
xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Fase asse Y [Gradi]'); legend(
'Fase Y');

figure;
plot(f(N/2+1:N),abs(Martello_freq)); grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Martello');
title(['Media delle FFT del martello, ', 'Finestrata: ', Fin, ' '])
```

```

        _Corrente_' num2str(I) '_A', ', _ _ _Posizione_' num2str(Pm) '_
        gradi/sec'] ');
legend('Modulo_Martello');

%plotto le FRF dell'accelerometro

figure;
plot(f(N/2+1:N), abs(FRF_X))
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]');
title(['Media_delle_FRF_dell_accelerometro, _ _ ', 'Finestrata:_ '
        Fin, '_ _ _Filtrata:_ ' Fil, '_ _ _Corrente_' num2str(I) '_A', ', ', _ _ _
        Posizione_' num2str(Pm) '_gradi/sec'] );
legend('Modulo_X');

figure;
plot(f(N/2+1:N), abs(FRF_Y)); grid on; xlabel('Frequenza [Hz]');
title(['Media_delle_FRF_dell_accelerometro, _ _ ', 'Finestrata:_ '
        Fin, '_ _ _Filtrata:_ ' Fil, '_ _ _Corrente_' num2str(I) '_A', ', ', _ _ _
        Posizione_' num2str(Pm) '_gradi/sec'] );
legend('Modulo_Y');

%Plotto le FRF dell'accelerometro calcolate con cross e auto
spettro

figure;
plot(f(N/2+1:N), abs(FRF_X_cross)); grid on; xlabel('Frequenza [
        Hz] ');
title(['Media_delle_FRF_dell_accelerometro_con_cross_e_auto_
        spettro, _ _ ', 'Finestrata:_ ' Fin, '_ _ _Filtrata:_ ' Fil, '_ _ _
        Corrente_' num2str(I) '_A', ', ', _ _ _Posizione_' num2str(Pm) '_
        gradi/sec'] );
legend('Modulo_X');

figure;
plot(f(N/2+1:N), abs(FRF_Y_cross)); grid on; xlabel('Frequenza [
        Hz] ');
title(['Media_delle_FRF_dell_accelerometro_con_cross_e_auto_
        spettro, _ _ ', 'Finestrata:_ ' Fin, '_ _ _Filtrata:_ ' Fil, '_ _ _

```

```
    Corrente_' num2str(I) 'A', ',,Posizione_' num2str(Pm) ' '
    gradi/sec'] );
legend('Modulo_Y');

%Salvataggio delle FRF

savefile=strcat('FRF_', num2str(Pm) ,'.mat');
save(savefile, 'FRF_Y_cross','f' , 'Pm', 'I', 'N');

close all;
end

%% PLOT GRAFICI 3D

w=360/N_posizioni;           %gradi di spaziatura sul giro

Vett_posizione=0:w:360;      %creo il vettore della
    posizione angolare
matrice_FRF_Y=zeros(N/2, N_posizioni);

%Carico le FRF delle varie posizioni

for i=1:N_posizioni+1

A=num2str(Vett_posizione(i));
if Vett_posizione(i)==360
    A='0';
end
A=strcat('FRF_',A ,'.mat');
load (A, 'FRF_Y_cross');
matrice_FRF_Y(:,i)=FRF_Y_cross;
end

%Plot dei grafici 3D

figure;
mesh(f(N/2+1:N),Vett_posizione ,abs(matrice_FRF_Y) ',1000*abs(
    matrice_FRF_Y)');
colormap jet;
grid on;
```

```

xlabel('Frequenza [Hz] ');
ylabel('Posizione angolare [Gradi] ');
zlabel('Accelerazione asse Y [m/s^2] ');
axis([0 f(end) 0 360 0 max(max(abs(matrice_FRF_Y)))]);
title(['FRF accelerometro Y, ', 'Corrente' num2str(I) ' A' ] );

figure;
contour(f(N/2+1:N), Vett_posizione, abs(matrice_FRF_Y)');
colormap hot;
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz] ');
ylabel('Posizione angolare [Gradi] ');
zlabel('Accelerazione asse Y [m/s^2] ');
axis([0 f(end) 0 360]);
title(['FRF accelerometro Y, ', 'Corrente' num2str(I) ' A' ] );

```

B.1.2 Calcolo della risposta frequenziale e fitting

```

% Load data: carico il segnale di accelerazione tangenziale
%             acquisito
% tramite l'accelerometro e il riferimento di posizione thetau

fs = 5e3;

y = -acc_tang.signals.values(:,1);
u = thetau.signals.values(:,1);
t = thetau.time;

N = floor(length(y)/8);

% Spectral analysis: calcolo la risposta frequenziale

[frG,f] = tfestimate(u, y, hamming(N), 0, N, fs);
[coh,f] = mscohere(u, y, hamming(N), 0, N, fs);

frG = frG./(i*2*pi*f).^2;

% Model id: fitting della risposta frequenziale ottenuta
%             utilizzando la
%             funzione Matlab invfreqs

```

```
wt = double( f>3 & f<90 ) + 100*double( f>50 & f<70 );
k1 = 20;
k2 = 350;
[numG, denG] = invfreqs(frG(k1:k2), 2*pi*f(k1:k2), 4, 6, wt(k1:k2)
    , 30, 1e-9);
sysG = tf(numG, denG);
```

```
% Plot results
```

```
figure;
subplot(3,1,1)
semilogx(f, 20*log10(abs(frG)), 'Color', 'b'); grid on;
hold on
subplot(3,1,2)
semilogx(f, angle(frG)*180/pi, 'Color', 'b'); grid on;
hold on
subplot(3,1,3)
semilogx(f, coh, 'Color', 'b'); grid on;
hold on
```

```
[magG, phaG] = bode(sysG, 2*pi*f);
magG = squeeze(magG);
phaG = squeeze(phaG);
subplot(3,1,1)
semilogx(f, 20*log10(magG), 'Color', 'r');
subplot(3,1,2)
semilogx(f, phaG, 'Color', 'r');
```

B.1.3 Fitting al variare della fase di compensazione

```
% Fitting al variare della fase di compensazione
```

```
% Salvo i dati necessari
```

```
save CompTaud_fase.mat Thetau Theta2pp t4 t5 T
```

```
clear all;
```

```
load CompTaud_fase.mat;
```

```
% Calcolo i campioni in cui inizia e finisce la fase a velocita'  
costante
```

```
start=round(t4/T);
stop=round(t5/T);

ThetaU=Thetau.signals.values(start:stop);
Theta2PP=Theta2pp.signals.values(start:stop)/50;
Tempo=(0:stop-start)*T;

% Segnali per la demodulazione
S=sin(ThetaU);
C=cos(ThetaU);

% Filtro per il segnale demodulato
[Numf1 Denf1]=butter(4,2/2500,'low');

Phase=(0:stop-start)*2*pi/(stop-start);

% Inizializzo le matrici
A=zeros(length(Tempo),2);

Y=abs(filter(Numf1,Denf1,Theta2PP.*S)+j*filter(Numf1,Denf1,
    Theta2PP.*C)).^2;

% Calcolo i regressori
for i=1:length(Tempo)
    A(i,:)=[sin(Phase(i)) cos(Phase(i))];
end

X=A\Y;

% Ricavo modulo e fase
Mod=norm(X,2);
Phi=atan2(X(2),X(1));

% Calcolo la fase di compensazione che minimizza il modulo della
    prima armonica
Phim=-pi/2-Phi;

% Plotto i risultati
figure;
plot(Phase,sqrt(Y));
```



```
hold on;  
grid on;  
plot(Phase, sqrt(Mod)*sin(Phase+Phi), 'r');
```

```
% Salvo i dati utili  
save Phim.mat Phim;
```

B.1.4 Fitting al variare del modulo di compensazione

```
% Fitting al variare del modulo di compensazione
```

```
% Salvo i dati necessari  
save CompTaud_modulo.mat Thetau Theta2pp t4 t5 T
```

```
clear all;
```

```
load CompTaud_modulo.mat;
```

```
% Calcolo i campioni in cui inizia e finisce la fase a velocita'  
costante
```

```
start=round(t4/T);  
stop=round(t5/T);
```

```
ThetaU=Thetau.signals.values(start:stop);  
Theta2PP=Theta2pp.signals.values(start:stop)/50;  
Tempo=(0:stop-start)*T;
```

```
% Segnali per la demodulazione  
S=sin(ThetaU);  
C=cos(ThetaU);
```

```
% Filtro per il segnale demodulato  
[Numf1 Denf1]=butter(4,2/2500,'low');
```

```
Amplitude=(0:stop-start)*0.1/(stop-start);
```

```
% Inizializzo le matrici  
A=zeros(length(Tempo),3);
```

```
Y=abs(filter(Numf1,Denf1,Theta2PP.*S)+j*filter(Numf1,Denf1,  
Theta2PP.*C)).^2;
```

```

% Calcolo i regressori
for i=1:length(Tempo)
    A(i,:)=[Amplitude(i)^2 Amplitude(i) 1];
end

X=A\Y;

% Calcolo il modulo di compensazione che minimizza il modulo
  della prima armonica
Modm=-X(2)/(2*X(1));

% Plotto i risultati
figure;
plot(Amplitude,sqrt(Y));
hold on;
grid on;
plot(Amplitude,sqrt(A*X),'r');

% Salvo i dati utili
save Modm.mat Modm;

```

B.1.5 Configurazione dei parametri dello schema di compensazione

```

clear all
[numf,denf] = butter(4, [1 1500]/(5e3/2));
FS2g=4.905;           % conv. da Volt a m/s^2 con fondo scala
    acc 2g
FS6g=14.715;         % conv. da Volt a m/s^2 con fondo scala
    acc 6g
T=2e-4;              % Periodo di campionamento
omegan=2*pi*100;
csi=0.707;
R=0.143;              % raggio stimato
tau=1/5;              % costante di tempo derivatore
G=0.0024;             % guadagno retroazione
I=1.5;                % Corrente
s=0;                  % Sbilanciamento corrente I1
K=(pi/2)*(7/1.8);    % Coeff.conv. in gradi al secondo delle
    velocita'
Jm=1600;              % Jerk

```

```
Am=40; % Accelerazione
Vm=30*7.2/7; % Vm > Am^2/Jm!
tvm=2.1*360/Vm; % Tempo movimentazione alla velocita'
    massima
Pm=360; % Posizione
T1=0.5;
T2=Am/Jm;
T3=(Vm-Jm*T2^2)/Am;
T4=T2;
T5=tvm; % Controllo velocita'
T5=(Pm-Jm*T2^2*T3-Am*T3^2-Am*T2^2-2*Am*T2*T3-Jm*T2^3)/Vm; %
    Controllo
%posizione
T6=T2;
T7=T3;
T8=T2;
T9=0.5;
t1=T1;
t2=t1+T2;
t3=t2+T3;
t4=t3+T4;
t5=t4+T5;
t6=t5+T6;
t7=t6+T7;
t8=t7+T8;
t9=t8+T9;
t=[0 t1 t1+T t2 t2+T t3 t3+T t4 t4+T t5 t5+T t6 t6+T t7 t7+T t8
    t8+T t9];
J=[0 0 Jm Jm 0 0 -Jm -Jm 0 0 -Jm -Jm 0 0 Jm Jm 0 0];
```

B.1.6 Plot delle FFT sel segnale acquisito tramite accelerometro

```
close all;

% Definisco le variabili

ord_fil=200; % ordine del filtro
f_filtro=0.8; % frequenza di taglio
    del filtro
N_div=20; % suddivisione finestra
    di hanning
```

```

T = 2e-4; % periodo di
    campionamento

dati=Letture.signals.values; % estraggo i dati
tempo=Letture.time; % estraggo il vettore
    dei tempi
dati=dati*4.905; % cambio unita di
    misura (m/s^2)
AccX=detrend(dati(:,1)); % elimino la frequenza
    zero
AccY=detrend(dati(:,2));

filtro=fir1(ord_fil,[f_filtro],'low'); % creo filtro passa
    basso

AccX_filtrata=filter(filtro,1,AccX); % filtro i dati
AccY_filtrata=filter(filtro,1,AccY);

%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% ANALISI NEL DOMINIO DELLA FREQUENZA
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% I tempi sono definiti nel programma DatiJerk_retroazione.m

N=round((t5-t4)/T); % # punti del periodo a
    vel_cost
fc=1/T; % frequenza di
    campionamento
fr=fc/N; % risoluzione in
    frequenza
f=[-fc/2:fr:fc/2-fr]; % vettore frequenza

% Creo la finestra di Hanning per evitare il fenomeno del
    leakage

```

```
H=hanning(N);

% Uscita accelerometri finestrata della fase a velocita'
  costante

AccXh=AccX(round(t4/T):round(t4/T)+N-1).*H;
AccYh=AccY(round(t4/T):round(t4/T)+N-1).*H;

% Uscita accelerometri filtrata e finestrata della fase a
  velocita' costante

AccXh_filtrata=AccX_filtrata(round(t4/T):round(t4/T)+N-1).*H;
AccYh_filtrata=AccY_filtrata(round(t4/T):round(t4/T)+N-1).*H;

% FFT finestrata e filtrata, il *2 serve per la finestra di
  hanning,
% ovvero sistema le ascisse)

AccX_freqh_filtrata=fft(AccXh_filtrata)*2/N;
AccX_freqh_filtrata=fftshift(AccX_freqh_filtrata);
AccY_freqh_filtrata=fft(AccYh_filtrata,N+1)*2/N;
AccY_freqh_filtrata=fftshift(AccY_freqh_filtrata);

% Considero solo lo spettro positivo. Moltiplico per 2 tutti i
% campioni tranne il primo perche' e' gia' doppio rispetto gli
  altri

AccX_freq_pos_h_filtrata=AccX_freqh_filtrata(N/2+1:N);
AccX_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)=AccX_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)
  *2;
AccY_freq_pos_h_filtrata=AccY_freqh_filtrata(N/2+1:N);
AccY_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)=AccY_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)
  *2;

% Plotto le FFT dell'accelerometro filtrate e finestrata

figure;
subplot(2,1,1)
plot(f(N/2+1:N),abs(AccX_freq_pos_h_filtrata))
grid on;
```

```

XLABEL('Frequenza [Hz] ');
YLABEL('Accelerazione_asse_X [m/s^2] ');
TITLE(['FFT_accelerometro_filtrata_e_finestrata']);
LEGEND('X');

subplot(2,1,2)
plot(f(N/2+1:N),abs(AccY_freq_pos_h_filtrata))
grid on;
XLABEL('Frequenza [Hz] ');
YLABEL('Accelerazione_asse_Y [m/s^2] ');
LEGEND('Y');

```

B.1.7 Analisi dati accelerometro

```

%% INIZIALIZZAZIONE
close all;
clc;

F_video=25; %Frequenza del video
ord_fil=200; %Ordine del filtro
f_filtro=0.5; %Frequenza di taglio del filtro

dati=Letture.signals.values; %Estraggo i dati e il vettore
    dei tempi
tempo=Letture.time;
dati=dati*4.905; %Coefficiente degli
    accelerometri (m/s^2)
AccX=detrend(dati(:,1)); %Elimino la frequenza zero

%% ANALISI NEL DOMINIO DEL TEMPO

%plotto le uscite dell'accelerometro

figure;
plot(tempo,AccX); grid on; xlabel('Tempo [sec] ');
ylabel('Accelerazione_asse_X [m/s^2] '); ymax=max(AccX); ymin=min
    (AccX);
axis([0 tempo(end) ymin ymax]);
title(['Uscita_accelerometro_', 'Velocita:', num2str(Vm), ' [
    gradi/sec]_Corrente:', num2str(I), ' A']);
legend('X');

```

```
filtro=fir1(ord_fil,f_filtro,'low');           %Filtro passa
        basso Fir

AccX_filtrata=filter(filtro,1,AccX);           %Filtraggio
        dei dati

%% ANALISI NEL DOMINIO DELLA FREQUENZA

N=length(tempo);                               %N campioni
fc=1/T;                                         %Frequenza di campionamento
fr=fc/N;                                       %Risoluzione in frequenza
f=-fc/2:fr:fc/2-fr;                           %Vettore frequenza

%Finestratura dei segnali con la finestra di Hanning: serve per
        evitare
%il fenomeno del leakage

H=hanning(N);
AccXh_filtrata=AccX_filtrata(1:N).*H;

%FFT

AccX_freqh_filtrata=fft(AccXh_filtrata)*2/N;
AccX_freqh_filtrata=fftshift(AccX_freqh_filtrata);
AccX_freq_pos_h_filtrata=AccX_freqh_filtrata(N/2+1:N);
AccX_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)=AccX_freq_pos_h_filtrata(2:N/2)
        *2;

%Plotto le FFT dell'accelerometro filtrata finestrata

figure;
plot(f(N/2+1:N),abs(AccX_freq_pos_h_filtrata))
grid on; xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Accelerazione asse X
        [m/s^2]');
title(['FFT accelerometro filtrata e finestrata', 'Velocita: '
        , num2str(Vm), ' [gradi/sec] Corrente: ', num2str(I), ' A']);
legend('X');

% %% Sottocampionamento alla frequenza pari al framerate del
```

```

    video

%Ricampiono i segnali per ottenere il fenomeno dell'aliasing
    identico a
%quello che si ottiene analizzando in frequenza le immagine del
    video.
%Questo si puo' fare solo se la frequenza alla quale ricampiono
    e'
%sottomultipla di quella del campionamento originale

AccX_video=[];

%Selezione i campioni per il ricampionamento

i=0;
for k=1:(1/(T*F_video)):N
i=i+1;
AccX_video(i)=AccX(k);
end

N=length(AccX_video);
fr_video=F_video/N;                                %Risoluzione in
    frequenza
f=-F_video/2:fr_video:F_video/2-fr_video;          %Vettore
    frequenza

H=hanning(N);                                       %finestra di
    Hanning

AccXh_video=AccX_video(1:N).*H';

AccX_freqh_video=fft(AccXh_video)*2/N;              %FFT
AccX_freqh_video=fftshift(AccX_freqh_video);
AccX_freq_pos_h_video=AccX_freqh_video(N/2+1:N);
AccX_freq_pos_h_video(2:N/2)=AccX_freq_pos_h_video(2:N/2)*2;

%plotto le FFT dell'accelerometro filtrata finestrata

figure;
plot(f(N/2+1:N),abs(AccX_freq_pos_h_video));

```



```
grid on; xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Accelerazione asse X [m/s^2]');
title(['FFT accelerometro finestra T campionamento: ',
       num2str(F_video), ' Velocita': ', num2str(Vm), ' [gradi/sec
       ] Corrente: ', num2str(I), ' A']);
legend('X');
```

```
clear
```

B.1.8 Generatore di video

```
% Generatore di video per l'analisi in frequenza

%L'"addframe" accetta immagini o truecolor o indicizzate con una
   colormap.

%Vengono generate due vibrazioni sovrapposte

%Non viene salvato il video nel workspace ma viene solo usata la
   variabile
%frame per sovrascrivere i vari frame successivi.

close all;
clear all;
clc;
map=colormap(gray);
freq=25;           %frequenza del video
lun=352;          %lunghezza del frame
alt=288;          %altezza del frame
spes=3;           %spessore delle linee
freq_v_1=29;      %frequenza delle vibrazioni_1
amp_v_1=0;        %ampiezza delle vibrazioni_1
freq_v_2=4;       %frequenza delle vibrazioni_2
amp_v_2=0;        %ampiezza delle vibrazioni_2
tempo_sim=2;      %tempo della simulazione
nero=0;
bianco=255;
mov=avifile('movie1.avi','FPS',freq,'COMPRESSION','Cinepak','
           QUALITY',100);
frame=[];
```

```

%%%Creazione dei vari frame: up linea superiore, down linea
    inferiore,
%%%middle linea obliqua

for x=1:tempo_sim*freq

    %creo il frame con linea up e down
    frame(1:alt,1:lun)=[bianco*ones(spes,lun); nero*ones(spes,
        lun);
                        bianco*ones(alt-spes*4,lun); nero*ones(
                        spes,lun);
                        bianco*ones(spes,lun)];

    %indice del middle
    a=alt-round(((alt-2*spes)*x/(tempo_sim*freq))+ amp_v_1*sin(
        freq_v_1*2*pi*x/freq)- amp_v_2*sin(freq_v_2*2*pi*x/freq)
        +spes);

    %limito i valori di a (il middle non puo' andare oltre l'up
        e il down)
    if a<spes
        a=spes;
    end
    if a>(alt-spes)
        a=alt-spes;
    end
    frame(a:a+spes-1,1:lun)=nero*ones(spes,lun);           %creo il
        middle
    mov = addframe(mov,ind2rgb(frame,map)) ;                %creo il
        video avi
end

mov = close(mov);
clear all;
open_system('ElaborazioneVideo');
close all;

```

B.1.9 Analisi video

```

%Analisi dei video ottenuti dal file Simulink: "
    ElaborazioneVideo.mld"%

```

```
%% Parametri da impostare
fc=25; %frequenza di campionamento del
      video

%% Inizializzazione variabili

close all;
clc;

T=1/fc; %tempo di campionamento video
Size=size(Video); %vettore dimensioni video
tempo=T:T:(Size(3))*T; %vettore tempo
colormap('gray');

N_righe=Size(1); %numero righe [Pixel]
N_frame=Size(3); %numero colonne [Pixel]

A=[]; %contiene gli indici dei pixel
      neri
B=[]; %contiene il valore del rapporto
      tra
      %le ampiezze (middle-down)/(up-
      down)
Spessori=[]; %vettore dei valori di spessore
      delle linee

screen = get(0,'ScreenSize'); %dimensioni dello schermo

%% Visione e controllo risultati Simulink

for i=1:N_frame

    subplot(2,2,1:2); imagesc(VideoOriginaleIntero(:,:,i));
    title(['Video_□originale:□□', num2str(i), 'su:', num2str(Size
      (3))]);
    xlabel(' [Pixel] '); ylabel(' [Pixel] ');

    subplot(2,2,3); imagesc(VideoOriginale(:,:,i));
    title('Video_□selezionato'); xlabel(' [Pixel] '); ylabel(' [Pixel] ');
```

```

    ');

    subplot(2,2,4);imagesc(Video(:,:,i));
    title('Video_selezionato_ed_elaborato');xlabel('[Pixel]');
    ylabel('[Pixel]');

    pause(0.01);
end
close all

%% Analisi frame by frame

figure(1);%colormap('gray');
set(1,'Position',[1 screen(4)/2.5 screen(3)/2 screen(4)/2]);

for i=1:N_frame

    subplot(2,2,[1 3]);imagesc(Video(:,:,i));hold on;
    title('Analisi_dell''_ampiezza_frame_by_frame');
    xlabel('Pixel_centrale_del_frame');ylabel('Righe_del_frame_[
        Pixel]');

    q=0;                                %inizializzo l'indice del numero di
        pixel neri
    for y=1:N_righe

        if Video(y,:,i)==0 %scorro la colonna dei pixel e
            quelli neri
            q=q+1;          %salvo l'indice corrispondente nella
                matrice A
            A(i,q)=y;      %si scorre la colonna partendo dall'
                alto!!!
        end
    end
    A(i,q+1)=0;

    n_linee=0;
    linee=[];                %matrice delle linee: [altezza media
        , spessore]

```

```
r=1;

if A(i,1)==0           %se non ci sono pixel neri metto a
    zero
    B(i)=0;
    Spessori(i,:)= [0;0;0];
else

    for w=1:q           %scorro il vettore degli indici dei
        pixel neri

        if(A(i,w)~= (A(i,w+1)-1)) %guardo se gli indici sono in
            successione
            n_linee=n_linee+1;
            linee(n_linee,1)=round(A(i,r)+A(i,w))/2; %indice medio
                della linea
            linee(n_linee,2)=A(i,w)-A(i,r)+1;           %
                spessore linea
            r=w+1;           %aggiorno l'indice dell'inizio
                dei "nuovi"
            w=w+1;           %pixel neri e lo salvo in r

        end

        if A(i,w)==0
            w=w+1;           %esco dal ciclo for se trovo lo zero
        end

    end

    if(n_linee~=3)           %controllo
        numero righe

        title(['Frame_errato: n_linee? 3 Numero_frame=',
            num2str(i)]);
        reply =input('Valore_ampiezza? Precedente(p) o Zero(z) o
            Manuale:[m]', 's');

        if (logical((isempty(reply))||(reply=='p'))&&(i==1)
            error('Risposta_errata!!!');
```

```

end
if logical((isempty(reply)) || (reply == 'p'))
B(i)=B(i-1)+(B(i-1)-B(1))/i;
Spessori(i,:)=Spessori(i-1,:);
end
if (reply == 'z')
B(i)=0;
Spessori(i,:)=[0; 0; 0];
end
if (reply == 'm')
prima =input('Linea UP');
seconda =input('Linea MIDDLE');
terza =input('Linea DOWN');
linee(1,:)=linee(prima,:);
linee(2,:)=linee(seconda,:);
linee(3,:)=linee(terza,:);
B(i)=round(N_righe*(linee(3,1)-linee(2,1))/(linee(3,1)-
linee(1,1)));
Spessori(i,:)=[linee(1,2); linee(2,2); linee(3,2)];
end

else

B(i)=round(N_righe*(linee(3,1)-linee(2,1))/(linee(3,1)-
linee(1,1)))
Spessori(i,:)=[linee(1,2); linee(2,2); linee(3,2)];

if (max(linee(:,2))>2*min(linee(:,2))) %
controllo spessori
title(['Frame errato: spessore linee Numero frame = ',
num2str(i)]);
reply = input('Proseguire? Si (s) o Precedente (n): [s] ',
's');
if logical((isempty(reply)) || (reply == 's'))
else
if (i==1)
B(i)=0;
Spessori(i,:)=[0; 0; 0];
else
B(i)=B(i-1);

```

```
        Spessori(i,:)=Spessori(i-1,:);
        end
        end
        end

    end
end

    subplot(2,2,[2 4]);plot(B*100/N_righe);
    title(['Numero frame:', num2str(i), 'su:', num2str(Size(3))
           ]);
    xlabel('Frame');ylabel('Ampiezza della rampa [%]')
    grid on;hold on;pause(0.005);

end

%% Crop del video

%taglio la parte iniziale e finale dove il valore del rapporto
    delle
%ampiezze e' zero

k=1;
while B(k)==0
k=k+1;
end
j=0;
while B(N_frame-j)==0
j=j+1;
end

B=B(k:N_frame-j);
Spessori=Spessori(k:N_frame-j,:);
tempo=tempo(k:N_frame-j);
N_frame=N_frame-k-j+1;

%% Analisi in frequenza e plot dei risultati

p=polyfit(tempo,B,3);
B_poly=B-polyval(p,tempo);
```

```

figure(2);
set(2, 'Position', [screen(3)/2 screen(4)/3 screen(3)/2 screen(4)
/2]);
subplot(2,2,1)
plot(tempo, B, tempo, B-B_poly); grid on; hold on;
title('Andamento ampiezze'); YLABEL('Ampiezza [Pixel]');
legend('Ampiezze', 'Ampiezza senza vibrazioni', 'Location', '
SouthEast')
xlabel('Tempo [s]');

subplot(2,2,2)
plot(tempo, B_poly); grid on; title('Vibrazione'); xlabel('
Tempo [s]');
ylabel('Ampiezza [Pixel]');

subplot(2,2,3);
plot(tempo, Spessori(:,1), tempo, Spessori(:,2), tempo,
Spessori(:,3));
xlabel('Tempo [s]'); grid on; ylabel('Ampiezza [Pixel]');
title('Spessori linee'); legend('up', 'middle', 'down');

fr=fc/N_frame; %risoluzione in frequenza
f=-fc/2:fr:fc/2-fr; %vettore frequenza

H=hanning(N_frame);

FFT=fft(B_poly.*H', N_frame)*2/N_frame; %FFT finestrata
FFT=fftshift(FFT); %sistemo le ascisse

FFT=FFT(N_frame/2+1:N_frame); %plotto solo lo
spettro positivo
FFT(2:N_frame/2)=FFT(2:N_frame/2)*2;

subplot(2,2,4) %plotto le FFT dell'accelerometro
finestrata
plot(f(N_frame/2+1:N_frame), abs(FFT))
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]'); ylabel('Ampiezza [pixel]');

```

```
title('FFT_Video');

%% Crop del video manuale

reply=input('Ulteriore_crop_dei_dati?[s][n]','s');
if (reply=='s')
a=input('Inizio(sec)');
b=input('Fine(sec)');
b=b*fc-k;
a=a*fc-k+1;
B=B(a:b);
Spessori=Spessori(a:b,:);
tempo=tempo(a:b);
N_frame=b-a+1;

%% Analisi in frequenza e plot dei risultati

p=polyfit(tempo,B,4);
B_poly=B-polyval(p,tempo);

figure(3);
set(3,'Position',[screen(3)/2 screen(4)/3 screen(3)/2 screen(4)
/2]);
subplot(2,2,1)
plot(tempo,B,tempo,B-B_poly);grid on;hold on;
title('Andamento_ampiezze');YLABEL('Ampiezza_Pixel');
legend('Ampiezze','Ampiezza_senza_vibrazioni','Location','SouthEast')
xlabel('Tempo[s]');

subplot(2,2,2)
plot(tempo,B_poly);grid on; title('Vibrazione');xlabel('Tempo[s]');
ylabel('Ampiezza_Pixel');

subplot(2,2,3);
plot(tempo,Spessori(:,1),tempo,Spessori(:,2),tempo,Spessori(:,3));
xlabel('Tempo[s]');grid on;ylabel('Ampiezza_Pixel');
title('Spessori_linee');legend('up','middle','down');
```

```
fr=fc/N_frame;           %risoluzione in frequenza
f=-fc/2:fr:fc/2-fr;     %vettore frequenza

H=hanning(N_frame);

FFT=fft(B_poly.*H',N_frame)*2/N_frame;   %FFT finestrata
FFT=fftshift(FFT);                       %sistemo le ascisse

FFT=FFT(N_frame/2+1:N_frame);           %plotto solo lo
    spettro positivo
FFT(2:N_frame/2)=FFT(2:N_frame/2)*2;

subplot(2,2,4)                   %plotto le FFT dell'accelerometro
    finestrata
plot(f(N_frame/2+1:N_frame),abs(FFT))
grid on;
xlabel('Frequenza [Hz]');ylabel('Ampiezza [pixel]');
title('FFT Video');
end
```

B.2 Schemi *Simulink*

B.2.1 Schema per l'emulazione della tastiera Videotec

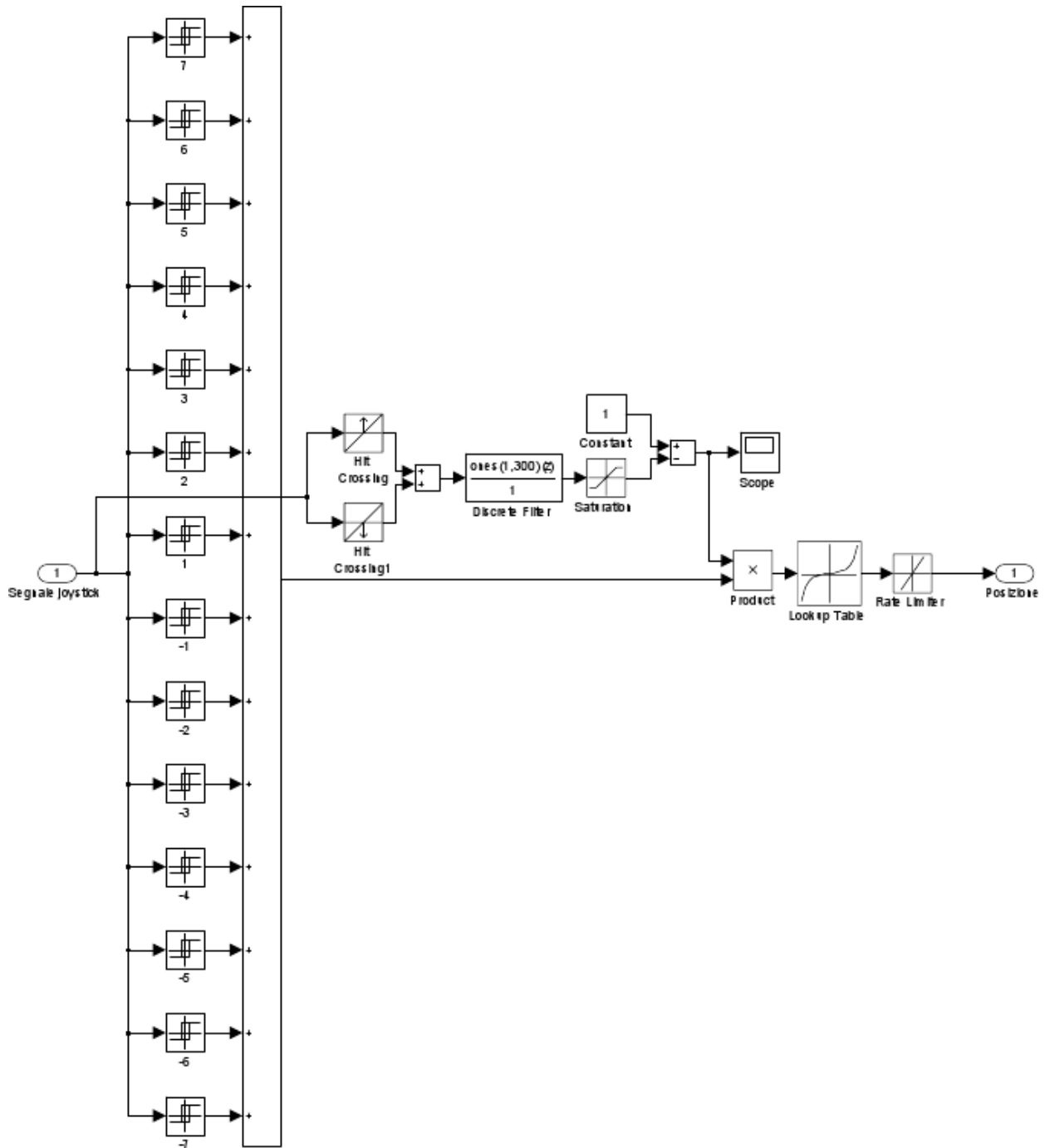
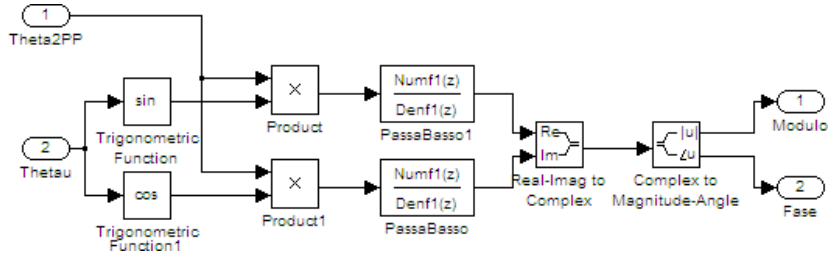
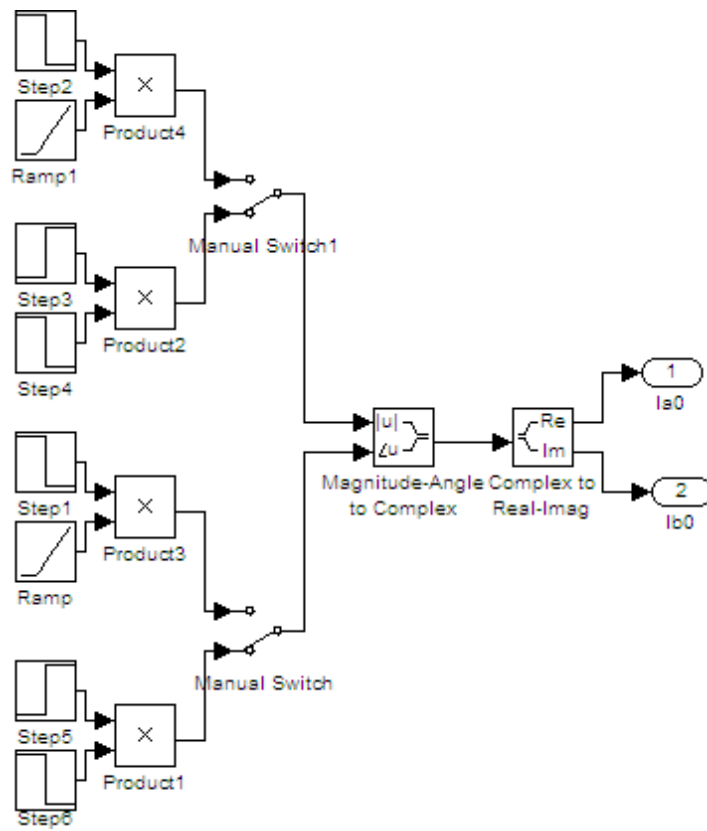


Figura B.1: Schema *Simulink* per l'emulazione della tastiera Videotec

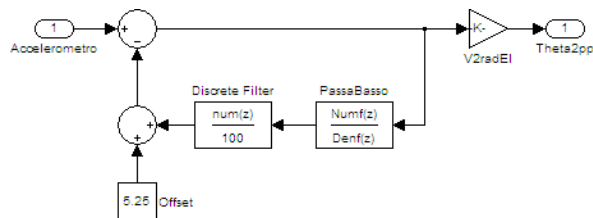
B.2.2 Particolari dello schema per la compensazione della prima armonica



(a) Blocco *Simulink* demodulazione1



(b) Blocco *Simulink* ricerca offset



(c) Blocco *Simulink* compensazione offset

Figura B.2: Particolari dello schema *Simulink* di figura 4.3

B.2.3 Compensazione delle vibrazioni

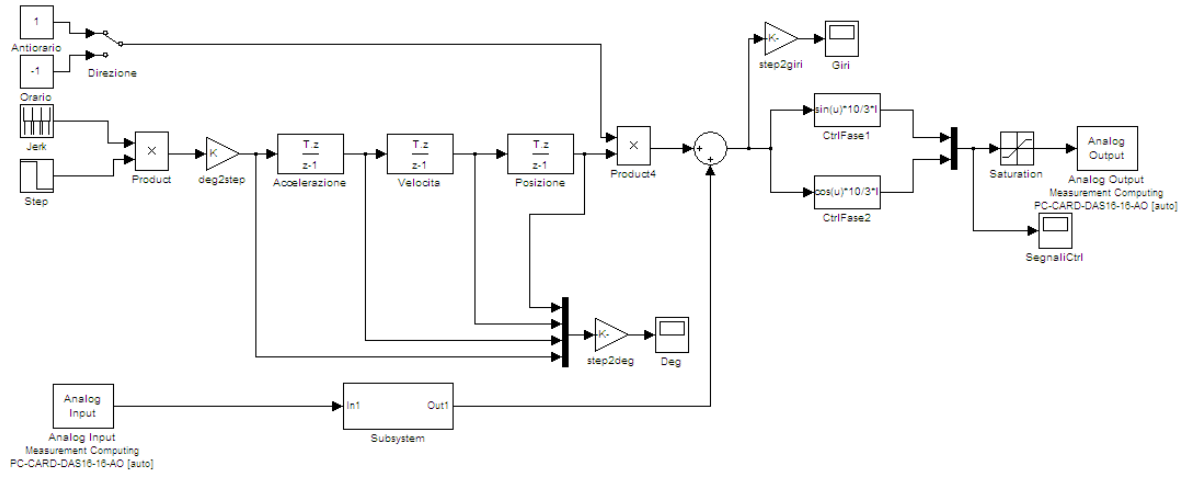


Figura B.3: Schema *Simulink* per l'active damping

Appendice C

File *Mathematica*

C.1 Modello meccanico del brandeggio

```
Remove["Global`*"]
```

```
Approccio tramite Lagrange
```

```
Definizione energie potenziali e cinetiche
```

```
Tbase=1/2 Jbase D[th1[t],t]^2;  
Tsh=1/2 Jsh D[thsh[t],t]^2;  
Thub=1/2 Jhub D[th2[t],t]^2;  
Ubase= 1/2 Kbase th1[t]^2;  
U1= 1/2 K1 (R1 th1[t]- R2 thsh[t]- R1 th2[t])^2;  
U2= 1/2 K2 (-R1 th1[t]+ R2 thsh[t]+ R1 th2[t])^2;  
L=Tbase+Tsh+Thub-U1-U2-Ubase;
```

```
Ricavo le equazioni
```

```
lhsth1=D[D[L,th1'[t]],t]-D[L,th1[t]];  
lhsth2=D[D[L,th2'[t]],t]-D[L,th2[t]];  
lhsthsh=D[D[L,thsh'[t]],t]-D[L,thsh[t]];  
lhsth1=Expand[lhsth1]/.{R2->n R1};  
lhsth2=Expand[lhsth2]/.{R2->n R1};  
lhsthsh=Expand[lhsthsh]/.{R2->n R1};  
lhsth1=Collect[lhsth1,{th1[t],th2[t],thsh[t]};  
lhsth2=Collect[lhsth2,{th1[t],th2[t],thsh[t]};  
lhsthsh=Collect[lhsthsh,{th1[t],th2[t],thsh[t]};
```

```
Sostituisco il coefficiente torsionale equivalente
```

```
lhsth1=lhsth1/.{x___ K1 R1^2 + x___ K2 R1^2->x Khub};  
lhsth2=lhsth2/.{x___ K1 R1^2 + x___ K2 R1^2->x Khub};  
lhsthsh=lhsthsh/.{x___ K1 R1^2 + x___ K2 R1^2->x Khub};
```

```
Inserisco gli attriti viscosi
```

```
lhsth1=lhsth1+bbase D[th1[t],t];
lhsth2=lhsth2+bhub D[th2[t],t];
lhsthsh=lhsthsh+bsh D[thsh[t],t];
```

Aggiungo i contributi delle forze esterne

```
eqth1:=lhsth1==taum[t]/n/.{taum[t]→Ksh(50thu[t]-thsh[t])};
eqth2:=lhsth2==taum[t]/n/.{taum[t]→Ksh(50thu[t]-thsh[t])};
eqthsh:=lhsthsh==taum[t]/n/.{taum[t]→Ksh(50thu[t]-thsh[t])};
```

Passo al dominio di Laplace

```
eqth1s=LaplaceTransform[eqth1,t,s]/.{th1[0]→0,th1'[0]→0}/.{LaplaceTransform[
  th1[t],t,s]→TH1[s],LaplaceTransform[th2[t],t,s]→TH2[s],LaplaceTransform[
  thsh[t],t,s]→THSH[s],LaplaceTransform[thu[t],t,s]→THU[s]};
eqth2s=LaplaceTransform[eqth2,t,s]/.{th2[0]→0,th2'[0]→0}/.{LaplaceTransform[
  th1[t],t,s]→TH1[s],LaplaceTransform[th2[t],t,s]→TH2[s],LaplaceTransform[
  thsh[t],t,s]→THSH[s],LaplaceTransform[thu[t],t,s]→THU[s]};
eqthshs=LaplaceTransform[eqthsh,t,s]/.{thsh[0]→0,thsh'[0]→0}/.{
  LaplaceTransform[th1[t],t,s]→TH1[s],LaplaceTransform[th2[t],t,s]→TH2[s],
  LaplaceTransform[thsh[t],t,s]→THSH[s],LaplaceTransform[thu[t],t,s]→THU[s]
}];
```

Risolvero rispetto a TH1[t], TH2[t], THSH[t]

```
sol=Solve[{eqth1s,eqth2s,eqthshs},{TH1[s],TH2[s],THSH[s]}//Flatten;
```

Calcolo le funzioni di trasferimento

```
tf1=TH1[s]/THU[s]/.sol//FullSimplify;
numtf1=Collect[Numerator[tf1],s];
dentf1=Collect[Denominator[tf1],s];
```

```
tf2=TH2[s]/THU[s]/.sol//FullSimplify;
numtf2=Collect[Numerator[tf2],s];
dentf2=Collect[Denominator[tf2],s];
```

```
tfsh=THSH[s]/THU[s]/.sol//FullSimplify;
numtfsh=Collect[Numerator[tfsh],s];
dentfsh=Collect[Denominator[tfsh],s];
```

Visualizzo i coefficienti

```
TableForm[Map[List,CoefficientList[numtf1,s]],TableHeadings→{{"s^0","s^1","s^2",
  "s^3","s^4","s^5","s^6"},{"tf1_␣_numerator_␣_coefficients"}},
  TableAlignments→Center]
TableForm[Map[List,CoefficientList[dentf1,s]],TableHeadings→{{"s^0","s^1","s^2",
  "s^3","s^4","s^5","s^6"},{"tf1_␣_denominator_␣_coefficients"}},
  TableAlignments→Center]
```

```

      tf1 - numerator coefficients
s^0  0
s^1  100 bhub Khub Ksh n^2
s^2  50 Ksh (bhub bsh+2 Jhub Khub n^2\texttt{)}
s^3  50 (bsh Jhub+bhub Jsh) Ksh
s^4  50 Jhub Jsh Ksh

```

```

      tf1 - denominator coefficients
s^0  2 Kbase Khub Ksh n
s^1  n (bsh Kbase Khub+bhub Kbase Ksh+2 bbase Khub Ksh+2 bhub Khub Ksh+bhub Kbase Khub n^2)
s^2  n (bhub bsh Kbase+bbase bsh Khub+Jsh Kbase Khub+bbase bhub Ksh+Jhub Kbase Ksh+Khub
      (bhub bsh+2 (Jbase+Jhub) Ksh)+bbase bhub Khub n^2+Jhub Kbase Khub n^2)
s^3  n (bbase bhub bsh+bsh Jhub Kbase+bhub Jsh Kbase+bsh (Jbase+Jhub) Khub+bbase Jsh
      Khub+bbase Jhub Ksh+bbase Jhub Khub n^2+bhub (Jsh Khub+Jbase Ksh+Jbase Khub n^2))
s^4  n (bhub bsh Jbase+bbase bsh Jhub+bbase bhub Jsh+Jhub Jsh Kbase+Jbase Jsh Khub+Jhub Jsh
      Khub+Jbase Jhub Ksh+Jbase Jhub Khub n^2)
s^5  (bbase Jhub Jsh+Jbase (bsh Jhub+bhub Jsh)) n
s^6  Jbase Jhub Jsh n

```

```

TableForm[Map[List, CoefficientList[numtf2, s]], TableHeadings->{{"s^0", "s^1", "s^2",
      "s^3", "s^4", "s^5", "s^6"}, {"tf2_numerator_coefficients"}},
      TableAlignments->Center]

```

```

TableForm[Map[List, CoefficientList[dentf2, s]], TableHeadings->{{"s^0", "s^1", "s^2",
      "s^3", "s^4", "s^5", "s^6"}, {"tf2_denominator_coefficients"}},
      TableAlignments->Center]

```

```

      tf2 - numerator coefficients
s^0  -100 Kbase Khub Ksh n^2
s^1  -50 Ksh (bsh Kbase+2 bbase Khub n^2)
s^2  -50 Ksh (bbase bsh+Jsh Kbase+2 Jbase Khub n^2)
s^3  -50 (bsh Jbase+bbase Jsh) Ksh
s^4  -50 Jbase Jsh Ksh

```

```

      tf2 - denominator coefficients
s^0  2 Kbase Khub Ksh n
s^1  n (bsh Kbase Khub+bhub Kbase Ksh+2 bbase Khub Ksh+2 bhub Khub Ksh+bhub Kbase Khub n^2)
s^2  n (bhub bsh Kbase+bbase bsh Khub+Jsh Kbase Khub+bbase bhub Ksh+Jhub Kbase Ksh+Khub
      (bhub bsh+2 (Jbase+Jhub) Ksh)+bbase bhub Khub n^2+Jhub Kbase Khub n^2)
s^3  n (bbase bhub bsh+bsh Jhub Kbase+bhub Jsh Kbase+bsh (Jbase+Jhub) Khub+bbase Jsh
      Khub+bbase Jhub Ksh+bbase Jhub Khub n^2+bhub (Jsh Khub+Jbase Ksh+Jbase Khub n^2))
s^4  n (bhub bsh Jbase+bbase bsh Jhub+bbase bhub Jsh+Jhub Jsh Kbase+Jbase Jsh Khub+Jhub Jsh
      Khub+Jbase Jhub Ksh+Jbase Jhub Khub n^2)
s^5  (bbase Jhub Jsh+Jbase (bsh Jhub+bhub Jsh)) n
s^6  Jbase Jhub Jsh n

```



```
TableForm[Map[List, CoefficientList[numtfsh, s]], TableHeadings->{{"s^0", "s^1", "s^2", "s^3", "s^4", "s^5", "s^6"}, {"tfsh_numerator_coefficients"}},  
TableAlignments->Center]
```

```
TableForm[Map[List, CoefficientList[dentfsh, s]], TableHeadings->{{"s^0", "s^1", "s^2", "s^3", "s^4", "s^5", "s^6"}, {"tfsh_denominator_coefficients"}},  
TableAlignments->Center]
```

```
tfsh - numerator coefficients  
s^0 100 Kbase Khub Ksh  
s^1 50 (bhub Kbase+2 (bbase+bhub) Khub) Ksh  
s^2 50 (bbase bhub+Jhub Kbase+2 (Jbase+Jhub) Khub) Ksh  
s^3 50 (bhub Jbase+bbase Jhub) Ksh  
s^4 50 Jbase Jhub Ksh
```

```
tfsh - denominator coefficients  
s^0 2 Kbase Khub Ksh  
s^1 bsh Kbase Khub+bhub Kbase Ksh+2 bbase Khub Ksh+bhub Khub Ksh+bhub Kbase Khub n^2+bhub  
Khub^2 n^2-bhub Khub (-Ksh+Khub n^2)  
s^2 bhub bsh Kbase+bbase bsh Khub+bhub bsh Khub+Jsh Kbase Khub+bbase bhub Ksh+Jhub Kbase  
Ksh+2 Jbase Khub Ksh+Jhub Khub Ksh+bbase bhub Khub n^2+Jhub Kbase Khub n^2+Jhub  
Khub^2 n^2-Jhub Khub (-Ksh+Khub n^2)  
s^3 bbase bhub bsh+bsh Jhub Kbase+bhub Jsh Kbase+bsh Jbase Khub+bsh Jhub Khub+bbase Jsh  
Khub+bhub Jsh Khub+bhub Jbase Ksh+bbase Jhub Ksh+bhub Jbase Khub n^2+bbase Jhub Khub n^2  
s^4 bhub bsh Jbase+bbase bsh Jhub+bbase bhub Jsh+Jhub Jsh Kbase+Jbase Jsh Khub+Jhub Jsh  
Khub+Jbase Jhub Ksh+Jbase Jhub Khub n^2  
s^5 bsh Jbase Jhub+bhub Jbase Jsh+bbase Jhub Jsh  
s^6 Jbase Jhub Jsh
```

Bibliografia

- [1] Rossi Aldo. Dispense del corso di mecatronica.
- [2] Parisotto Andrea. Soppressione delle vibrazioni nei brandeggi per telecamere: minimizzazione del ripple di coppia degli attuatori, 2010.
- [3] Edizioni Cremonese, editor. *Manuale Cremonese di meccanica, elettrotecnica, elettronica Parte generale - Vol.1.* 2003.
- [4] Giovagnoni Marco. *Analisi delle vibrazioni nei sistemi meccanici.* 2005.
- [5] Peruzzo Marco. Soppressione delle vibrazioni nei brandeggi per telecamere: tecniche di smorzamento attivo, 2010.
- [6] Grott Matteo. Realizzazione di un prototipo di piattaforma inerziale per la ricostruzione del moto su piano orizzontale, 2005.
- [7] Petre Stoica and Torsten Söderström. *System Identification.* 2001.

BIBLIOGRAFIA

Ringraziamenti

Alla conclusione di questo lavoro,
sento di dover ringraziare tutti coloro che hanno avuto fiducia in me,
incoraggiandomi durante il mio percorso universitario,
soprattutto nei momenti difficili.

Il primo pensiero va sicuramente ai miei familiari che mi hanno sempre sostenuto,
permettendomi di arrivare a questo importante traguardo.

Ringrazio inoltre il mio relatore prof. Roberto Oboe,
e i miei correlatori prof. Angelo Cenedese e dott. Riccardo Antonello
per la disponibilità dimostrata durante lo svolgimento di questo lavoro.

Infine, un pensiero a tutti i miei amici e ai compagni universitari,
che ringrazio per i momenti di divertimento trascorsi in loro compagnia.

Grazie a tutti

Daniele