



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale
A.a. 2021/2022
Sessione di Laurea Luglio 2022

Caratterizzazione di reaction-wheels per nanosatelliti

Relatori:

prof.ssa Manuela Battipede
prof. Angelo Lerro

Candidati:

Giovanni Vianello

Indice

1. Introduzione.....	1
2. Stato dell'Arte.....	4
2.1. Disturbi Esterni.....	5
2.1.1. Resistenza aerodinamica	5
2.1.2. Resistenza magnetica	6
2.1.3. Pressione solare.....	6
2.1.4. Gradiente gravitazionale	7
3. Reaction Wheel Design	8
3.1. Requisiti.....	8
3.2. Selezione Motore.....	9
3.2.1. Motori brushless DC	9
3.2.2. Trade off.....	10
3.2.3. Motori frameless DC.....	12
3.3. Design Flywheel.....	13
3.4. Design base motore e piastra superiore.....	14
4. Controller Design.....	16
4.1. Driver Motore.....	16
4.1.1. Programma comando motore	17
5. Fonti di vibrazioni.....	21
5.1. Sbilanciamento statico.....	23
5.2. Sbilanciamento dinamico	23
5.3. Modi Reaction Wheel.....	24
5.4. Vibrazione dei cuscinetti	25

5.5. Oscillazioni della coppia	26
6. Piattaforma inerziale	27
6.1. Design piattaforma di test.....	28
6.2. Forze e momenti	32
6.3. Accelerometro	33
6.4. Acquisizione dati accelerometri	36
6.4.1. Salvataggio file	38
6.4.2. Calcolo_forze.VI.....	39
6.5. Implementazione software e hardware input.....	40
7. Post-processing	42
8. Test vibrazioni motore	44
9. Esperimento	47
9.1. Allestimento test.....	47
10. Risultati	50
11. Conclusioni	55
11.1. Sviluppi futuri.....	56
APPENDICE A.....	58
Bibliografia	64

1. Introduzione

La seguente tesi raccoglie al suo interno il risultato di un progetto che risponde ad una commessa da parte di EICAS Automazione affidata all'INRiM (Istituto Nazionale di Ricerca Metrologica). Si tratta della realizzazione di una reaction wheel adatta ad uno spacecraft con un peso superiore ai 50 kg da progettare prendendo di ispirazione le soluzioni tecniche adottate dall'attuale concorrenza. Trattandosi della prima iterazione di questo specifico componente spaziale i limiti e le semplificazioni adottate nella creazione della reaction wheel sono evidenti. Questo prototipo si è rivelato però utile alla seconda parte del progetto che tratta lo studio e costruzione di una piattaforma inerziale utile ad analizzare il comportamento e le vibrazioni che vengono generate durante l'utilizzo del componente spaziale ed a determinarne la performance. Sono state perciò condotti test della reaction wheel in azione per comprendere con quale precisione la piattaforma è in grado di caratterizzare il componente in frequenza. In questo modo la piattaforma inerziale potrà essere in grado di certificare che le future implementazioni della reaction wheel raggiungano un basso livello di vibrazioni trasferite poi al satellite, parametro sempre più importante nella scelta di un componente atto al controllo dell'assetto e del puntamento.

Gli attuali sistemi spaziali richiedono sempre di più un'alta accuratezza di puntamento data la presenza di payload sempre più sofisticati. È perciò necessario comprendere quali componenti sono responsabili della generazione di microvibrazioni sul satellite per poter prendere dei provvedimenti. Con il termine microvibrazioni si fa riferimento ai disturbi generati dai sistemi meccanici fino a 1 kHz, H. R. Stark e C. Stavriniadis (1994). La sorgente che tipicamente è la maggiore responsabile di vibrazioni interne ad un sistema spaziale è stata identificata nell'assieme delle reaction wheel o momentum wheel, R. A. Laskin e M. S. Martin (1989). Le forze e i momenti applicati al satellite possono pregiudicare il corretto allineamento dei payload. Altre sorgenti di microvibrazioni possono essere i sistemi meccanici che prevedono parti in movimento come i meccanismi di movimentazione dei pannelli solari, i cryocoolers o i meccanismi di puntamento.

I sistemi di controllo dell'assetto tipicamente implementati sui satelliti possono essere di due tipi: passivi o attivi. I primi rispondono ad un disturbo indesiderato smorzando l'effetto, i secondi

generano una coppia di controllo opposta per riportare il sistema alla condizione iniziale. Tra i componenti attivi fanno parte i magnetotorquer, le reaction wheel, i propulsori del satellite, i control moment gyros e le momentum wheel. All'interno dei satelliti di piccole dimensioni le soluzioni implementate sono le prime tre data la relativa semplicità, costo e spazio occupato. In generale una reaction wheel è una combinazione di un motore ed una massa rotante e la sua funzione si basa sulla conservazione del momento angolare. Infatti, se la reaction wheel accelera in una direzione il satellite risponderà accelerando in quella opposta. Le reaction wheel sono capaci di rendere disponibili valori di coppia in un ampio range ed in modo preciso. In più il funzionamento non è influenzato e non dipende da fattori esterni al satellite. Una limitazione presente è la saturazione, ovvero quando raggiungono la velocità massima. Si può ovviare a questo problema prevedendo la presenza dei magnetotorquer o l'utilizzo dei propulsori per desaturarle all'occorrenza. Comunemente la massa rotante all'interno di una reaction wheel può avere due configurazioni: simmetrica (la massa si trova a metà dell'albero motore), a trave (la massa è posta al termine dell'albero). I due design sono differenti ma mostrano comunque un comportamento dinamico simile, ad eccezione dei due modi flessionali (modo laterale e rocking mode). Essi sono infatti accoppiati nella seconda configurazione mentre sono ben separati nella prima, soprattutto nel caso in cui l'albero sia corto e rigido, G. Genta (2005). I fenomeni responsabili della generazione di vibrazioni all'interno di una reaction wheel sono stati riconosciuti e riportati in letteratura. In particolare, lo sbilanciamento dinamico e statico della massa rotante, la flessibilità interna della massa rotante, i disturbi dei cuscinetti e del motore sono le fonti di vibrazioni, B. Bialke (1997). Lo sbilanciamento, tra tutti, è stato riconosciuto come il disturbo maggiore.

Per caratterizzare il comportamento di una reaction wheel e conoscere quali sono i disturbi generati durante l'utilizzo, tre tipologie di soluzioni di piattaforme di test sono state trovate in letteratura ognuna con i suoi punti di forza e debolezza. La prima è la versione hard-mounted dove il componente viene montato su una piastra sostenuta da dinamometri e la misura diretta delle forze e dei momenti è possibile considerando i sei gradi di libertà, M. D. Hasha (1998) e J. Shields et al. (2017). La seconda tecnica è l'utilizzo di un laser e dei sensori per cogliere gli spostamenti della reaction wheel e quindi ottenere l'intensità dei disturbi indotti sul satellite, S. Taniwaki and Y. Ohkami (2003). La terza opzione consiste nello svincolare la reaction wheel dal suolo e simulare un accoppiamento di massa con il satellite. La misurazione delle vibrazioni indotte viene misurata attraverso un set di accelerometri posti in punti strategici sulla massa su cui è montato il componente. La soluzione che

verrà proposta all'interno di questo lavoro di tesi si è ispirata all'ultima opzione variando alcuni aspetti per rendere il sistema più leggero e con un ingombro minimo. Rimane dunque da verificare se la piattaforma di test così realizzata è adatta alla misurazione delle vibrazioni e con quale sensibilità.

Questo lavoro di tesi si articola dunque presentando per prima cosa il design della reaction wheel svolto, ispirandosi a quello che rappresenta lo stato dell'arte attuale per la categoria selezionata, dalle parti meccaniche all'elettronica di controllo. In secondo luogo, viene descritta la piattaforma di test con i suoi componenti e il software di acquisizione, utile successivamente alla caratterizzazione in frequenza del componente spaziale. Vengono poi riportate le formule utilizzate per manipolare i segnali ed ottenere le forze che la reaction wheel trasferisce alla struttura partendo dai dati in output degli accelerometri. Successivamente vengono descritti i risultati della caratterizzazione in frequenza della reaction wheel con l'analisi dei diagrammi waterfall per ottenere informazioni sulla minima forza acquisita e sui modi caratteristici della reaction wheel. Infine, vengono discussi i miglioramenti che è possibile adottare per le versioni future di questo componente e gli aspetti da investigare con più dettaglio.

2. Stato dell'Arte

Le reaction wheels sono componenti fondamentali all'interno di un satellite per controllarne l'assetto e data l'ampia varietà in termini di dimensioni di sistemi spaziali lanciati, la taglia cambia di conseguenza. La configurazione tipica consiste in una massa rotante montata su un albero sospeso da dei cuscinetti e comandato da un motore di tipo brushless DC. La massa poi può essere posta rispetto all'albero alla sua estremità, soluzione a sbalzo, o a metà. Infine, il tutto è ospitato all'interno di una struttura per proteggere i componenti.

Il campo di velocità e la massa in rotazione di una reaction wheel determinano il momento angolare immagazzinato. Di solito la velocità nominale di una reaction wheel è nulla e rimane pronta ad entrare in funzione nel momento in cui debba trasferire un momento angolare al sistema. A velocità basse entra in gioco però la *stick friction* che genera non linearità nel comportamento del volano, di conseguenza la rotazione non è costante e creerebbe vibrazioni o risposte non volute nel controllo di assetto. Il problema viene risolto settando la velocità minima a qualche *rpm* senza mai fermare il moto, Fortescue P. et al (2011), oppure mantenendo il minimo a qualche centinaio di *rpm*, E. Stromswold e B. Bialke (2004). Alla velocità massima la reaction wheel incontra la condizione di saturazione, ovvero non è più in grado di trasferire momento angolare al satellite e quindi agire per compensare i disturbi esterni. Per ovviare a questa situazione sono presenti altri tipi di attuatori, per esempio i propulsori o i magnetic torquers, così da bilanciare la riduzione di velocità del volano e poter svolgere la desaturazione della reaction wheel.

Tipicamente per satelliti di massa superiore a una tonnellata il diametro del volano è tra i **200 e 400 mm** mentre la massa totale del componente è di **3 – 10 kg** per una quantità di moto di circa **5 – 70 Nms**, Fortescue P. et al (2011). Per satelliti più piccoli, smallsat e cubesat, le dimensioni del sistema di controllo d'assetto diminuiscono di molto. Data quindi la grande variabilità di prestazioni EICAS Automazione ha richiesto di fare riferimento alla categoria di prodotti adatti a satelliti di taglia superiore a **50 kg**. Questa scelta è dovuta alla ampia presenza di esemplari implementati dalle principali aziende del settore per satelliti di taglia media. La ricerca tra i prodotti attualmente sul mercato ha portato alla scelta di quattro reaction wheel a cui ispirarsi per via delle loro prestazioni ampiamente verificate dato l'alto numero di missioni in cui sono state utilizzate con successo. Dunque, i modelli di riferimento sono: **RW-0.4**, **RW-1.0**, **RWp500** e **RW500**. Di seguito nella Tabella 1 vengono riportati i principali parametri costruttivi di interesse.

RW	RW-0.4	RW-1.0	RWp500	RW500
Azienda	Rocket Lab	Rocket Lab	Blue Canion Technologies	Veoware
Momentum [Nms]	0,2	0,4	1	0,5
Torque [mNm]	100	100	25 max	<100
Supply voltage [V]	24	28	22 – 34	28
L x D x H [mm]	103x103x46	154x146x45	110x110x38	97x97x45
Massa [g]	600	770	1380	750

Tabella 1: Tabella riassuntiva, reaction wheel di riferimento

Le prestazioni riassunte in Tabella 1 sono variabili, così come le dimensioni. In mancanza di requisiti specifici verranno dunque presi dei valori di riferimento a cui puntare durante il progetto. Riguardo al design non è chiara la struttura interna delle reaction wheel riportate ma per la copertura le soluzioni adottate sono due. La prima prevede di chiudere in maniera ermetica il componente, isolando l'elettronica dall'ambiente esterno. La seconda lascia scoperta ogni parte.

2.1. Disturbi Esterni

In questo capitolo vengono raccolti i disturbi esterni a cui è sottoposto un satellite in orbita attorno alla terra o in generale che si trova a lavorare nell'ambiente spaziale. Diventa così necessario un sistema di assetto capace di sentire gli effetti sul satellite e rispondere di conseguenza utilizzando per esempio un gruppo di reaction wheel. Esistono infatti forze capaci di applicare momenti al satellite e comprometterne l'assetto fino ad un punto da rendere inutilizzabili i payload. I disturbi presenti nello spazio sono: la resistenza aerodinamica, la resistenza magnetica, la pressione solare e il gradiente gravitazionale. L'intensità delle forze applicate da questi disturbi dipende dall'orbita e dalla zona in cui si trova il satellite, in base alla missione cambia l'influenza e di conseguenza il dimensionamento del sistema di assetto.

2.1.1. Resistenza aerodinamica

È un disturbo che si verifica per missioni nell'orbita bassa terrestre (LEO) in quanto vi è l'effetto dell'atmosfera che non è sufficientemente rarefatta per essere ignorata. Infatti, l'attrito che le

particelle presenti in atmosfera generano sulle superfici del satellite può portare, oltre che un abbassamento di quota, una rotazione non desiderata del sistema che dipende dall'offset tra il baricentro di massa e il centro aerodinamico dove vengono applicate le forze. Per calcolare la massima coppia generata dalla resistenza aerodinamica è possibile utilizzare la seguente formula, J. Clark et al. (1969):

$$T_{aero} = \frac{1}{2}(\rho C_d S V^2)(c_a - c_g)$$

Dove $\rho = 9.59 \times 10^{-13} \text{ kg/m}^3$ è la densità dell'aria media, S è la superficie massima che il satellite può offrire, c_a è il centro aerodinamico, c_g è il baricentro, V è la velocità orbitale rispetto al sistema di riferimento inerziale terrestre, C_d è il coefficiente di resistenza aerodinamica.

2.1.2. Resistenza magnetica

Il passaggio del satellite all'interno del campo geomagnetico induce un campo magnetico nel satellite che a sua volta interagisce con il campo geomagnetico generando una coppia di disturbo, J. Wertz (1978):

$$T_m = B D_{res}$$

Dove B è il campo magnetico terrestre mentre D_{res} è il dipolo residuo del satellite.

2.1.3. Pressione solare

Le radiazioni emesse dal sole generano una pressione sulle superfici del satellite rivolte verso il sole. Questo è dovuto alla natura corpuscolare della luce che trasferisce la propria quantità di moto al contatto con le facce del sistema rivolte verso il sole. Si tratta di un disturbo che diminuisce col quadrato della distanza dalla sorgente. La formula che può essere utilizzata, J. Wertz (1978), per stimare la coppia agente sul satellite è:

$$T_S = \frac{F_S}{c} A_S (1 + q) \cos(i) (c_{sp} - c_g)$$

F_S è la costante solare che dipende dalla distanza dal sole (per un satellite intorno alla terra è pari a 1367 W/m^2), c è la velocità della luce, A_S è l'area maggiore del satellite rivolta verso il sole, c_{sp} è il centro di pressione solare, i è l'angolo di incidenza rispetto alla radiazione solare, q è il fattore di riflessione delle radiazioni della superficie.

2.1.4. Gradiente gravitazionale

La presenza di questo disturbo è dovuta al fatto che un satellite si muova all'interno del campo gravitazionale, ad esempio quello terrestre. Due parti opposte del sistema spaziale si trovano infatti in due zone del campo con un potenziale differente, la forza gravitazionale di tipo attrattivo nel punto più vicino è maggiore rispetto al punto più lontano. Questa coppia di forze genera un momento attorno al centro di massa, J. Wertz (1978), che tende ad allineare l'asse di minima inerzia all'asse passante per il centro della terra e si stima grazie alla formula:

$$\vec{T}_g = \frac{3\mu}{R_0^3} (\hat{r} \times I \hat{r})$$

\hat{r} è il vettore unitario che unisce la terra e il satellite, I è la matrice di inerzia del sistema, μ è la costante gravitazionale, R_0 è la distanza tra il centro della terra e il baricentro del satellite.

Nonostante tenda ad allinearsi e quindi a stabilizzarsi lungo un asse l'equilibrio non è stabile e si verificano oscillazioni.

3. Reaction Wheel Design

Una reaction wheel, nella sua forma più semplice, consiste in una massa rotante e un motore. In questo modo è possibile bilanciare i momenti di disturbo agenti sul satellite. La massa rotante immagazzina il momento angolare del sistema di controllo dell'assetto e lo trasferisce al sistema cambiando velocità dalla situazione di moto stazionario. Il principio di funzionamento è quindi quello della conservazione del momento angolare poiché la manovra di accelerazione della ruota è portata a termine solamente utilizzando momenti e forze interne al sistema. In questo modo la somma dei momenti angolari che vengono accumulati dalle reaction wheel è uguale ed opposto a quello associato alla rotazione del sistema satellite attorno al suo centro di massa.

3.1. Requisiti

Per il design della reaction wheel non sono presenti particolari requisiti da raggiungere ma ci si riferisce allo stato dell'arte della categoria scelta considerando un range di valori per i vari parametri. In più è auspicabile la possibilità di attuare un downscaling o upscaling del prodotto una volta che la reaction wheel sia stata realizzata per differenziare l'offerta e le prestazioni raggiungibili.

Requisiti:

- Momentum: al minimo la reaction wheel deve essere in grado di trasferire una quantità di moto di **0,5 Nms**, valore intermedio tra quelli in tabella;
- Torque: non c'è un valore da rispettare ma un range indicativo tra **80 e 130 mNm**;
- Motore: il requisito si basa sulla capacità di fornire una coppia sufficiente da rientrare nel precedente range ed accelerare il volano in entrambe le direzioni così da fornire la quantità di moto richiesta;
- Dimensioni: non è presente un requisito ma l'intenzione è di rimanere vicini ai valori presenti nella Tabella 1 per essere competitivi;
- Massa: non è presente un requisito ma rimane l'obiettivo di ridurla al minimo ottimizzando la geometria del volano e la scelta dei materiali.

Definiti così i requisiti della reaction wheel si è passati al design e alla scelta dei vari componenti. Per prima cosa è stato svolto un trade off del motore, in quanto il requisito di coppia è subito riconducibile ai parametri del componente. Dopo questa fase è stato possibile realizzare i disegni

meccanici della massa rotante e della struttura. In ultimo luogo è stata investigata l'elettronica capace di muovere e comandare la reaction wheel.

3.2. Selezione Motore

Il motore di una reaction wheel è uno dei componenti fondamentali del sistema. Per il progetto sono stati considerati solamente motori DC brushless trifase. Successivamente viene spiegata la scelta di questa tipologia e il trade-off svolto per giungere alla decisione del motore della reaction wheel.

3.2.1. Motori brushless DC

È riconosciuto come i motori DC superino in performance quelli AC ma non sono applicabili allo spazio per via della creazione di scintille e accumulo di polvere dovute allo sfregamento delle spazzole, necessarie affinché i due poli dell'alimentazione fossero commutati. Questo problema viene superato negli anni '60 con l'eliminazione delle spazzole e l'invenzione dei motori BLDC andando quindi ad eliminare il maggior svantaggio nel loro utilizzo. In generale le caratteristiche principali di un motore BLDC sono:

- Alta efficienza;
- Alta coppia di stallo;
- Controllo complesso;
- Risposta veloce ai disturbi o agli input;
- Alto rapporto tra la potenza e massa su dimensione del motore;
- Vita maggiore.

In più sono la scelta migliore per l'applicazione su reaction wheel dato il comportamento lineare della coppia, l'alta efficienza e la controllabilità a basse velocità senza l'utilizzo di riduttori che complicherebbero il sistema oltre ad aggiungere massa, Midwest Research Institute (1975).

Nel campo di funzionamento della velocità a cavallo dello zero il comportamento lineare cessa e si osserva una forza di attrito che non è più solamente quella viscosa ma si aggiunge la componente di forza di Coulomb. Infatti, il motore deve vincere l'attrito statico a velocità nulla dovuto ai cuscinetti. La curva che descrive il comportamento della forza di attrito di Coulomb, Figura 1, è divisa in più regioni ognuna con caratteristiche peculiari. In particolare, si ha un brusco abbassamento della forza di attrito allo spunto del motore che genera vibrazioni.

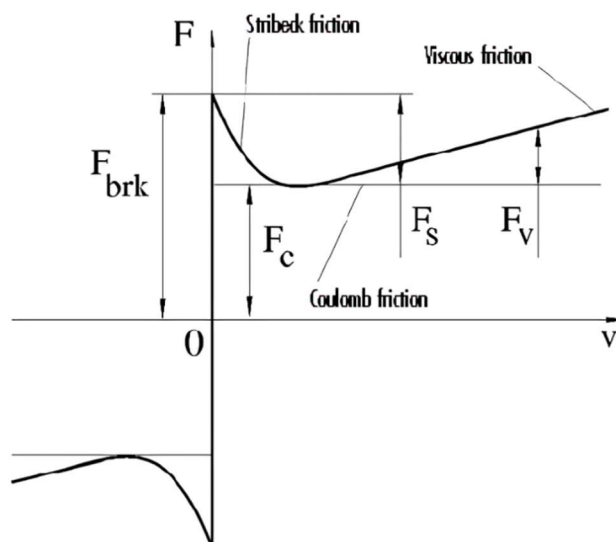


Figura 1: Andamento attrito a basse velocità

3.2.2. Trade off

In base ai requisiti citati il motore deve riuscire a soddisfare la generazione di almeno **80 mNm** di coppia senza superare i **130 mNm**. Non è risultato possibile dedurre dai prodotti già presenti sul mercato un valore tipico per quanto riguarda la potenza assorbita dal motore o il voltaggio. Si è proceduto dunque a selezionare dei motori BLDC della categoria *flat*, nel tentativo di ridurre i volumi e la massa, con le caratteristiche di cui sopra cercando tra i componenti *off-the-shelf* per ridurre i costi.

Motore	EC 45 flat	45BLW27 Wires	RS Pro Brushless DC Motor	EC 45 flat 651611	DF45L024 048-A2
Azienda	Maxon	Delta Line	Rs Pro	Maxon	Nanotec
Diametro [mm]	42,8	42,8	42,8	42,8	42,8
Altezza [mm]	47	45	47	42	48
Massa [g]	141	150	120	116	150
Nominal speed [rpm]	4860	4840	5260	5170	4840
Nominal Voltage [V]	24	24	24	24	24

Nominal Torque [mNm]	128	130	84	91	130
Prezzo [€]	177	\	182	190	120

Tabella 2: Trade-off motore brushless DC

È possibile vedere come le caratteristiche geometriche non variano tra i vari motori e quindi non si rivela un parametro di scelta. Per quanto riguarda il peso, il motore RS Pro Brushless DC Motor è il più vantaggioso a fronte però della più bassa coppia generata. Anche il numero di giri in condizioni nominali di lavoro del motore è molto simile tra tutti quelli riportati in tabella. Un ultimo fattore da analizzare è il costo che vede il prodotto della Nanotec vincere sugli altri.

Dunque, a parità di prestazioni tra tutti i motori e considerando che si tratta di un prototipo senza alcun vincolo sulla massa risultante dell'assieme della reaction wheel la scelta è ricaduta sul DF45L024048-A2 che presenta un costo minore. Di seguito nella Tabella 3 sono riportate le caratteristiche più dettagliate del motore selezionato.

Caratteristica	Valore
Diametro [mm]	42.8
Altezza [mm]	48
Massa [g]	150
Nominal speed [rpm]	4840
Nominal Voltage [V]	24
Nominal current [A]	3.26
Nominal power [W]	65
Nominal Torque [mNm]	130
Inerzia [kg m²]	18.1

Tabella 3: Dettaglio caratteristiche motore brushless DC DF45L024048-A2

3.2.3. Motori frameless DC

Un'altra categoria di motori che è stata presa in considerazione è quella dei motori frameless DC che consiste in uno statore esterno e un rotore interno. Dal punto di vista delle prestazioni garantiscono alta efficienza e un'alta densità di coppia in dimensioni più contenute rispetto ai motori classici DC brushless. Nella Figura 2 si può vedere un esempio commerciale dove lo statore è costituito dalle bobine di rame mentre il rotore interno dai magneti permanenti.

Nell'applicazione spaziale il concetto dei motori frameless è utilizzato in modo differente scambiando di posizione il rotore e lo statore. In questo modo è possibile vincolare la massa della reaction wheel al rotore esterno, lo statore invece viene vincolato alla base della reaction wheel e un set di cuscinetti a rullo viene montato al centro mantenendo un albero centrale. Posizionando il rotore esternamente aumenta l'inerzia lungo l'asse verticale della reaction wheel e la massa rotante può essere alleggerita portando benefici in termini di peso a parità di prestazioni.



Figura 2: Motore frameless BLDC Delta Line 85BLF

Utilizzando un motore commerciale però si presentano difficoltà di integrazione in quanto lo statore è esterno e la geometria della massa rotante si complica venendo meno anche il vantaggio di ridurre il peso complessivo con un rotore esterno. Inoltre, le difficoltà di approvvigionamento e il costo del componente ha portato alla decisione di scartare questa opzione e non prenderla in considerazione nel trade-off. È comunque chiaro che la scelta progettuale migliore sarebbe quella di creare appositamente un motore frameless brushless DC su misura in base alle prestazioni della reaction wheel.

3.3. Design Flywheel

Il volano è il componente cardine per la reaction wheel, la quantità di moto trasferita al satellite dipende dall'inerzia nella direzione dell'asse di rotazione (I_{zw}).

$$\text{Momentum} = I_{zw} * \omega_m$$

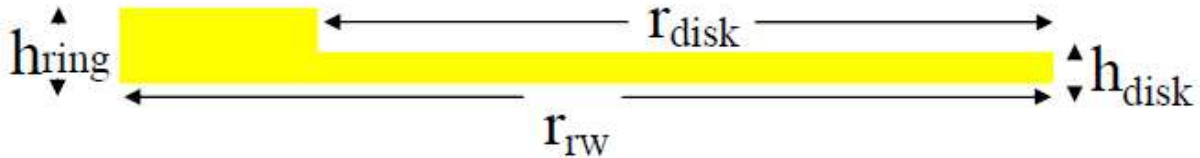


Figura 3: Geometria semplificata di un volano

L'inerzia I_{zw} rappresenta la distribuzione di massa lungo la direzione radiale e dipende dal quadrato del raggio. Idealmente la geometria più semplice per una flywheel corrisponderebbe ad un disco un anello con geometria scelta in base all'inerzia che si vuole ottenere lungo l'asse di simmetria Figura 3.

Data la velocità di rotazione del motore in condizioni stazionarie di **4860 rpm** l'inerzia da raggiungere è di circa **0,00098 kgm²**. Conoscendo la geometria del motore si può ipotizzare l'altezza del disco H_d circa pari a quella dell'albero motore per poter fissare la ruota. Per far sì che il motore possa essere ospitato all'interno il raggio R_d deve essere poco più grande della metà del diametro di **42,8 mm**. Le grandezze relative all'anello sono state invece ottenute per tentativi osservando di raggiungere l'inerzia richiesta e di rientrare negli ingombri classici delle reaction wheel di riferimento Tabella 4. Il materiale scelto è una lega di alluminio T6 per avere buone caratteristiche di rigidità salvaguardando il peso.

Geometria	Risultati
R_d	25 mm
H_d	15 mm
H_r	40 mm
R_w	50 mm

Massa	742 g
Inerzia	0,00105 kgm ²

Tabella 4: Caratteristiche di riferimento per la massa rotante

Si può dunque notare come l'obiettivo del momento di inerzia lungo l'asse di simmetria sia stato raggiunto a costo però di un peso che senza includere il motore raggiunge quello totale delle reaction wheel di riferimento. È necessario quindi immaginare degli accorgimenti e distribuzioni di massa differenti.

Per ottenere I_{zw} desiderata è possibile spostare verso l'esterno il volume principale così da ottimizzare anche la massa risultante dato che l'inerzia dipende dal quadrato del raggio. Aumentando così il raggio esterno della wheel è possibile alleggerire la parte superiore che non contribuisce in modo significativo all'inerzia. Il volume esterno risulta spostato verso il basso con un'altezza risultante maggiore rispetto al corpo descritto in Tabella 4 per ottenere un baricentro del volano il più possibile a metà del corpo del motore. In questo modo, dato che presumibilmente i cuscinetti del motore sono posizionati agli estremi della cassa, il sistema sarà maggiormente bilanciato. Inoltre, viene mantenuto lo spazio vuoto al centro per posizionare il motore brushless DC e viene considerato un foro per collegare l'albero del motore al volano per interferenza. Nel design del volano non sono stati considerati degli alleggerimenti nella parte centrale come avviene in molti design di reaction wheel, poiché durante i test condotti a terra non è possibile ricreare il vuoto e l'attrito viscoso dell'aria avrebbe giocato un ruolo importante nelle misurazioni delle vibrazioni. Per concludere il materiale scelto è una lega di alluminio T6.

Con il volano così definito e la geometria riportata in figura si ottiene una massa di **504 g** e un momento di inerzia di **0,0010085 kgm³** con una conseguente quantità di moto di **0,514 Nms** a una velocità di **4860 rpm**.

3.4. Design base motore e piastra superiore

Per assemblare la reaction wheel oltre al volano e al motore è stato necessario progettare altri due componenti meccanici riportati in Appendice A.

Il primo è una piastra a cui fissare la faccia superiore del motore, dove sono posizionati i fori filettati. Infatti, il motore trifase è caratterizzato dalla presenza dei magneti permanenti sul rotore che è esterno.

In questo modo la faccia superiore del motore è fissa ed è necessario lasciare un sufficiente spazio per consentire la rotazione. La coppia generata dal motore viene trasferita alla base attraverso questa piastra. Inoltre, è presente un foro centrale per lasciare spazio allo spallamento che delimita la zona dell'albero rotante.

Il secondo è la base della reaction wheel che consiste in una sorta di bicchiere il cui diametro è leggermente maggiore di quello del corpo del motore così da poterlo alloggiare all'interno senza interferenza e permetterne la rotazione. Sono presenti fori alla cima del corpo cilindrico per fissare la piastra a cui è collegato il motore. Infine, è stata svuotata una parte del bicchiere così da rendere possibile l'accesso ai fili del motore. Durante il montaggio si è però visto che i fili potevano andare a toccare la massa rotante e si è optato per un'altra soluzione. È stata così creata un'asola a filo con la base della piastra da cui far passare i cavi elettrici. La pianta del pezzo in questione è a base quadrata ispirandosi alle reaction wheel in commercio e la lunghezza è pari al diametro esterno del volano così da non aumentare l'ingombro totale. Il materiale utilizzato è di nuovo una lega di alluminio T6.

4. Controller Design

La parte fondamentale di una reaction wheel è il suo controllo, solitamente in velocità. In questo progetto non si è pensato come configurare un'interfaccia con un possibile computer di bordo ma bensì l'obiettivo è stato quello di controllare in modo preciso la velocità di rotazione così da caratterizzare correttamente il comportamento in frequenza. Resta quindi da implementare la comunicazione con il computer di bordo. Di seguito sono riportate le soluzioni sviluppate per muovere il motore

4.1. Driver Motore

Si rende perciò necessario l'utilizzo di un controller dedicato per il motore capace di lavorare in autonomia una volta programmato. Per problemi di reperibilità di tale sistema la soluzione individuata è stata una shield di Arduino caratterizzata dal TLE9879QXA40, un singolo driver per motori a tre fasi con MOSFET integrati. In questo modo la shield è controllata da un microcontrollore tramite un'interfaccia SPI con l'Arduino Uno usato come master. Le due schede sono collegate tramite gli appositi pin ed è necessaria l'alimentazione dello shield tramite un generatore esterno così che venga fornita la giusta tensione e corrente al motore.



Figura 4: Shield di Arduino Infineon TLE9879QXA40

Per comandare il driver della Infineon è necessario utilizzare una scheda di Arduino programmata per far funzionare la reaction wheel come desiderato dall'utente. Sono stati realizzati alcuni codici da caricare sulla scheda. Al fine di utilizzare lo shield accoppiato con Arduino e dare i giusti input al microcontrollore TLE9879QXA40 è necessario aggiungere le librerie per Arduino sviluppate da Infineon poiché contengono i comandi accettati e inseribili nel codice.

È importante ricordare come sia possibile comandare il driver attraverso tre differenti metodi: FOC, HALL, BEMF. Il primo utilizza il Field Oriented Control, un metodo di controllo nel quale le correnti statoriche del motore vengono identificate come due componenti ortogonali che possono essere viste come un vettore. Una componente definisce il flusso magnetico del motore, l'altra la coppia generata. Viene quindi calcolata la corrente partendo dalle componenti di flusso magnetico e coppia di riferimento. Il metodo HALL utilizza le informazioni derivanti dai segnali dei tre sensori posti sul motore per controllare le correnti. Con il metodo BEMF il driver Infineon utilizza la forza contro elettromotrice sulle tre fasi del motore per calcolare la velocità e comandare il motore. Tra i tre quelli utili sono solamente i primi due in quanto il controllo BEMF non sembra funzionare correttamente in quanto viene comandata in ogni caso la velocità massima.

Per i vari metodi è possibile settare alcuni parametri relativi al motore e al ciclo di controllo interno al driver, l'elenco completo può essere trovato nell'User Manual dell'Infineon BLDC Shield con il TLE9879QXA40. Il codice descritto di seguito permette di muovere il motore in tre modi differenti, l'utente può sceglierne uno e impostare i parametri attraverso la finestra utente di Arduino.

È importante ricordare come essendo questa una reaction wheel di prova, utile a testare il funzionamento della piattaforma inerziale, non prevede un funzionamento stand alone ma deve essere comandata tramite la finestra di dialogo della scheda Arduino.

4.1.1. Programma comando motore

Questo codice di Arduino è strutturato in due sezioni principali: la sezione di *setup* e il ciclo continuo *loop*. Sono poi presenti varie funzioni che svolgono il compito di ricevere i parametri dall'utente, in particolare:

- *velocity*, permette all'utente di inserire la velocità iniziale. Deve essere compresa tra i valori impostati di velocità massima e minima;

- *maxVelocity*, permette all'utente di inserire la velocità del motore che si vuole raggiungere nel test condotto. Fintanto che l'utente non inserisce una velocità, positiva o negativa, minore di quella massima raggiungibile dal motore il programma non prosegue;
- *stepVelocity*, permette all'utente di inserire lo step di velocità che si vuole;
- *motorMode*, permette all'utente quale modo di funzionamento si desidera riprodurre;
- *stepTime*, permette all'utente di inserire la lunghezza in secondi dello step di velocità;
- *ramp_up*, genera una rampa di velocità partendo da 50 rpm fino alla velocità iniziale impostata con step". Il verso di rotazione dipende dal segno della velocità iniziale.

È necessario impostare alcuni parametri utili al corretto funzionamento del programma nella sezione iniziale del codice:

- *min_Vel*, è la velocità minima del motore (si consiglia 50 rpm, velocità minima assoluta raggiungibile a 6 V);
- *max_Vel*, è la velocità massima del motore;
- *delta_ramp_up*, è lo step di velocità utilizzato dalla funzione *ramp_up* per raggiungere la velocità iniziale;
- *inPin*, è il pin utilizzato per il segnale analogico in output per segnalare l'avvenuto cambio di velocità.

Una volta caricato il codice sulla scheda Arduino con il comando *Carica* il driver rimarrà in attesa che l'utente scelga il modo di funzionamento tra i tre disponibili. In particolare, si può inserire "1" per il modo CONSTANT, "2" per STEP e "3" per RAMP. Una volta settato il modo, il programma richiede di inserire i restanti parametri utili per caratterizzare il funzionamento. Per quanto riguarda il modo CONSTANT la velocità viene mantenuta costante per il tempo deciso in *stepTime*. In STEP il motore passa dalla velocità iniziale a quella finale con scalini decisi in *stepVelocity* e mantenuti per il tempo settato in *stepTime*. Infine, in RAMP il motore raggiunge la velocità finale partendo da quella iniziale con un aumento di velocità di *stepVelocity* ogni secondo. In Figura 5 e Figura 6 sono riportati i diagrammi di flusso delle due strutture principali del codice: *setup* e *loop*.

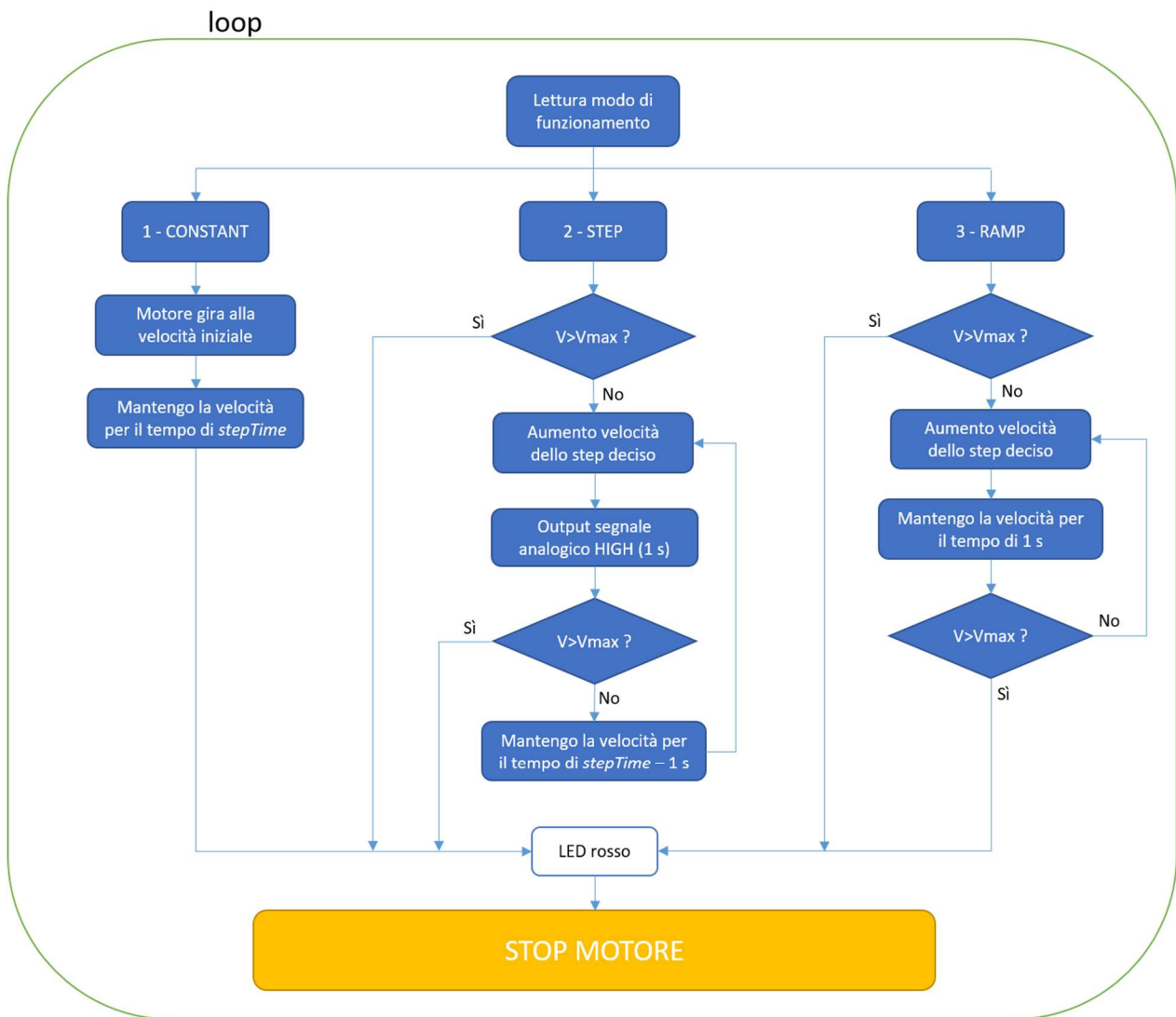


Figura 5: Diagramma di flusso ciclo “loop” dello script Arduino

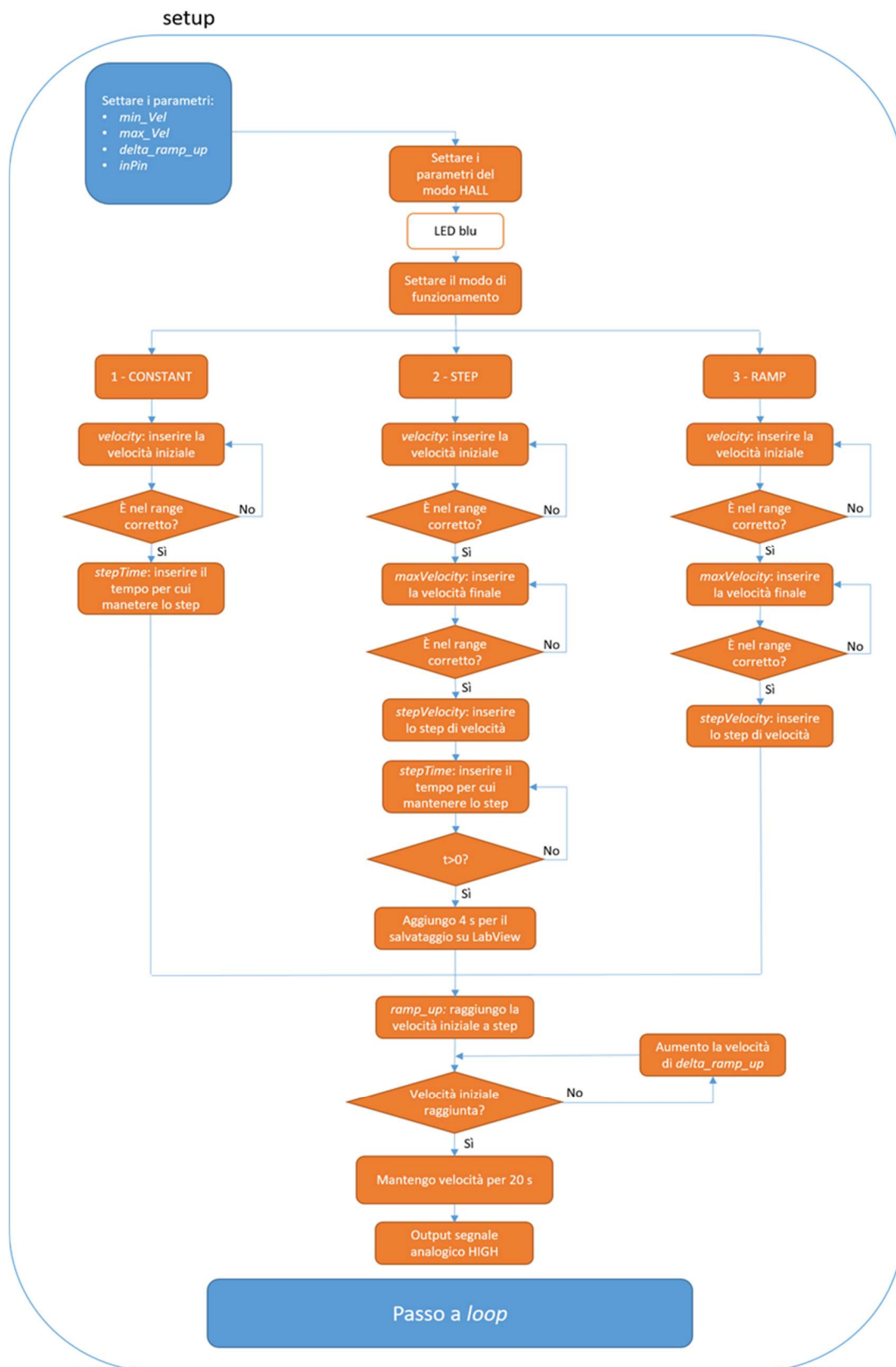


Figura 6: Diagramma di flusso della funzione “setup”, script di Arduino

5. Fonti di vibrazioni

Come già detto in precedenza la fonte principale di vibrazioni in un sistema spaziale proviene dall'utilizzo delle reaction wheel per il controllo dell'assetto. Le cause di questi disturbi, come riportato da Le M. P. (2017), sono identificabili nelle parti meccaniche del componente e si manifestano come stazionari o non stazionari. I principali effetti dovuti all'azionamento delle reaction wheel sono microvibrazioni periodiche, che generano forze e momenti diretti lungo i tre assi (x, y, z), e microdisturbi della coppia. Il primo tipo di disturbi è dovuto a tre tipologie di difetti meccanici:

- Una distribuzione di massa non perfettamente uniforme della massa rotante porta a uno sbilanciamento del sistema;
- Le imperfezioni dei cuscinetti, come sfere e guide non perfette, causa vibrazioni nella zona di contatto dei cuscinetti;
- Lo switch ad alta frequenza delle fasi del motore nello statore genera delle oscillazioni nella coppia fornita all'albero.

I microdisturbi della coppia avvengono invece in modo non periodico e sono dovuti al cattivo funzionamento e alle dinamiche del lubrificante dei cuscinetti, Le M. P. (2017).

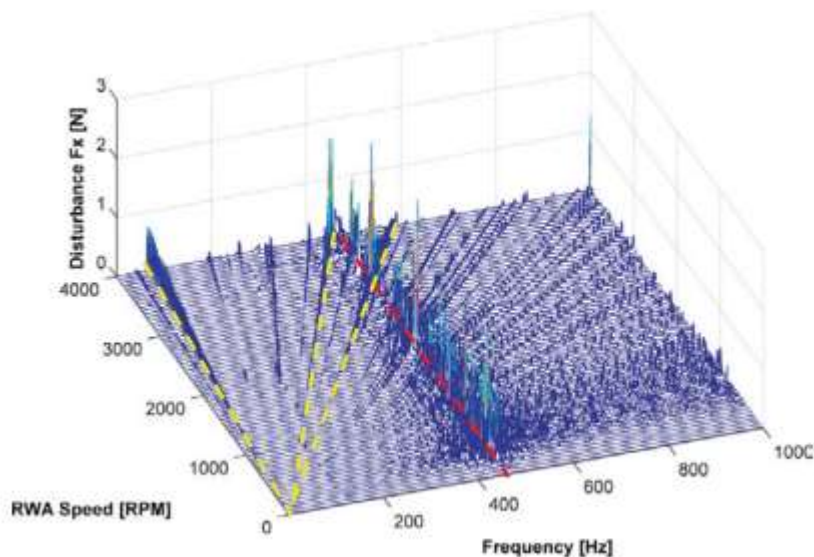


Figura 7: Fondamentali del motore nel campo delle frequenze, M. P. Le (2017)

In generale le vibrazioni provenienti da un sistema meccanico in movimento possono essere rappresentate graficamente e la tecnica maggiormente utilizzata è quella di un diagramma waterfall,

in questo modo si può osservare l'intero spettro nel campo di lavoro del componente. Per quanto riguarda i disturbi provenienti da un sistema meccanico le vibrazioni che aumentano linearmente con la velocità di rotazione sono dette fondamentali. Queste possono essere osservate sui grafici waterfall con linee oblique che partono dall'origine. È poi possibile riportare i dati non più nel dominio delle frequenze ma in quello delle fondamentali del motore, dove la risposta in frequenza è divisa per la velocità di rotazione, ottenendo così linee verticali che rappresentano gli ordini successivi alla prima fondamentale. Di norma la prima fondamentale è il disturbo di ampiezza maggiore.

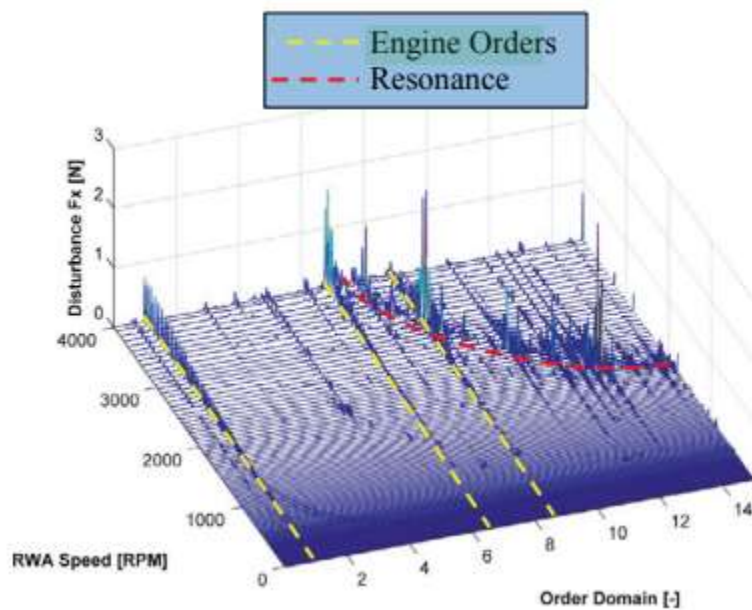


Figura 8: Fondamentali del motore nel campo delle fondamentali del motore, M. P. Le (2017)

Oltre ai disturbi interni della reaction wheel dovuti alle parti meccaniche, dalla caratterizzazione in frequenza e dalla rappresentazione grafica è possibile dedurre altre informazioni relative ai modi strutturali del componente spaziale e quando vengono eccitati dalle fondamentali del motore. Infatti, se si osservano i diagrammi waterfall nel dominio delle frequenze, si possono notare delle linee verticali presenti per lo stesso valore di frequenza ad ogni velocità del motore, rappresentanti i modi della reaction wheel, Figura 7. Quando questi intersecano le fondamentali del motore, si ha un'interazione che risulta in un'amplificazione della vibrazione del sistema con conseguente aumento delle vibrazioni trasmesse all'interfaccia con il satellite e quindi degradazione (anche se non mi piace degradazione) delle misurazioni in corso. È necessario puntualizzare che comunque non si tratta di vibrazioni pericolose dal punto di vista della tenuta strutturale.

Di seguito vengono analizzati più nello specifico i disturbi della reaction wheel elencati in precedenza. In particolare, lo sbilanciamento della massa rotante può essere suddiviso in due fenomeni, uno statico e l'altro dinamico. La principale differenza è che, rispettivamente, il primo genera forze nel piano di rotazione mentre il secondo momenti fuori dal piano di rotazione, Le M. P. (2017). Gli effetti di disturbi che la reaction wheel trasferisce al satellite sono spesso mitigate montando la reaction wheel su isolatori flessibili. È comunque necessario prestare attenzione perché i modi dinamici dei due sistemi potrebbero accoppiarsi portando a situazioni distruttive, Le M. P. (2017).

5.1. Sbilanciamento statico

Lo sbilanciamento statico è causato da una distribuzione non uniforme di massa della massa rotante. Questo può essere causato da imperfezioni dovute alla lavorazione o al materiale. È comunque possibile attuare degli accorgimenti applicando della massa aggiuntiva o asportando del materiale. L'effetto è la creazione di un offset tra l'asse di rotazione e l'asse del momento di inerzia in direzione dell'albero motore. Dal punto di vista fisico è esprimibile come:

$$U_s = m_s * r_s$$

Dove U_s rappresenta lo sbilanciamento statico, m_s la massa relativa allo sbilanciamento statico, r_s è la distanza tra l'asse di rotazione e la massa m_s . Quando la reaction wheel entra in funzione U_s si trasforma in una forza centrifuga che si manifesta una volta per giro e per questo la sua armonica ha ordine uno nel dominio delle frequenze, Le M. P. (2017). La forza centrifuga è così espressa:

$$F_s = m_s * r_s * \Omega^2$$

Dove Ω rappresenta la velocità di rotazione della reaction wheel. Dalle misurazioni delle vibrazioni della reaction wheel in esercizio questa forza centrifuga verrà registrata come una forza lungo l'asse x e y.

5.2. Sbilanciamento dinamico

Lo sbilanciamento dinamico differisce da quello statico nel fatto che la distribuzione non uniforme di massa del volano è presente su due piani differenti e questo porta l'asse del momento di inerzia ad inclinarsi di un certo angolo rispetto all'asse di rotazione. Lo sbilanciamento dinamico è esprimibile

sempre come un momento U_d , m_d è la massa relativa allo sbilanciamento dinamico, r_d è il raggio a cui sono poste le masse e d_d è la distanza verticale tra le due masse m_d .

$$U_d = m_d * r_d * d_d$$

Anche lo sbilanciamento dinamico genera una forza centrifuga quando la reaction wheel è in esercizio ma data la presenza di due masse le forze si accoppiano e si genera un momento M_d trasversale. Lungo il giro è solamente M_d ad essere rilevato come un momento lungo l'asse x e y poiché le due forze centrifughe opposte si annullano. Anche lo sbilanciamento dinamico ha effetto una volta al giro, di conseguenza anche la sua armonica è di ordine uno, Le M. P. (2017).

$$M_d = m_d * r_d * d_d * \Omega$$

5.3. Modi Reaction Wheel

Oltre ai disturbi descritti in precedenza, sbilanciamento statico e dinamico, una reaction wheel è caratterizzata dai suoi modi dinamici che risultano dalla deformazione elastica, dell'albero, dei cuscinetti, della massa rotante e della struttura, che interagisce con l'effetto giroscopico indotto e subito dal volano. I modi sono tre e sono illustrati nella Figura 9: traslazione assiale (a), traslazione radiale (b) e rocking mode (c). Il secondo è diretto lungo due direzioni ortogonali tra di loro mentre il terzo avviene in due assi ortogonali che oscillano periodicamente, R. Forbes (2015) e J. Shields et al. (2017).

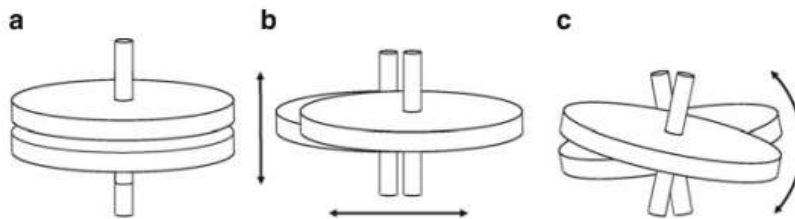


Figura 9 : Modi strutturali dinamici di una reaction wheel. (a) traslazione assiale. (b) traslazione radiale. (c) rocking mode. R. Forbes (2015)

Le dinamiche dei modi assiali e il rocking mode possono essere trattate separatamente Liu et al. (2008). Le frequenze corrispondenti al modo traslazione delle due direzioni sono uguali tra loro nel caso in cui la cedevolezza dei cuscinetti sia isotropa. Inoltre, il modo traslazionale non dipende dalla velocità di rotazione. La dinamica del rocking mode è influenzata dalle caratteristiche meccaniche e di massa della reaction wheel. In particolare, dalla inerzia della massa rotante lungo l'asse di

rotazione, dalla rigidità del volano, dell'albero e dei cuscinetti, dallo smorzamento effettivo, dalla coppia giroscopica in termini di inerzia lungo l'asse di rotazione e dalla velocità di rotazione al quadrato, Liu et al. (2008). Per quanto riguarda il modo di rocking si ha un accoppiamento con l'effetto giroscopico e questo risulta in due modi. A 0 rpm vi sono due modi ortogonali fra loro alla stessa frequenza ma con l'aumento della velocità di rotazione i due si dividono nei modi di processione negativo e positivo, Liu et al. (2008). Il primo corrisponde a una processione in direzione opposta a quella di rotazione della ruota con una frequenza minore. Quello positivo ha invece una direzione concorde con quella del volano e la sua frequenza risultante è maggiore, R. Forbes (2015). Come risulta da un grafico (velocità di rotazione, vibrazione registrata) creato dopo un'analisi in frequenza di una reaction wheel i due modi convergono in un punto a 0 Hz e si sviluppano in due rette con pendenza positiva e negativa creando una sorta di V facilmente riconoscibile.

5.4. Vibrazione dei cuscinetti

Il fenomeno di vibrazione dovuto ai cuscinetti è stato ampiamente studiato da T. Momono e B. Noda (1999) che lo descrivono come dovuto a tre fattori elencati di seguito:

- Vibrazioni strutturali, la cui probabilità di accadimento aumenta se vi è un carico radiale poiché causate dalla variazione del carico condiviso, il quale dipende sia dalla posizione di ogni cuscinetto nella zona sotto carico sia dalla direzione ed ampiezza dello spostamento dell'albero. L'ampiezza delle vibrazioni dipende dal gioco in direzione radiale, dal carico applicato in radialmente e dal numero di cuscinetti. Raramente sono vibrazioni pericolose perché di piccola ampiezza ma per ridurle è sufficiente diminuire il gioco radiale o precaricare i cuscinetti radialmente. L'effetto è uno spostamento orizzontale e verticale dell'asse di rotazione dell'albero del motore;
- Vibrazioni dovute alla realizzazione dei cuscinetti, non è possibile eliminarle del tutto nonostante i progressi nei processi industriali. Le cause sono principalmente due: difetti geometrici nel cuscinetto e l'ovalizzazione. I primi si riferiscono a imperfezioni presenti sulla superficie e causa vibrazioni quando due difetti su due cuscinetti vicini entrano in contatto generando ripetutamente un impulso. Con ovalizzazione si intende la non perfetta sfericità del cuscinetto dovuta ai processi di lavorazione e le vibrazioni provocate dipendono sia dalla velocità di rotazione dell'albero sia dal grado di ovalizzazione. L'unica causa che interessa nell'applicazione per reaction wheel è la seconda poiché il precarico applicato ai cuscinetti è

molto inferiore a quello massimo sopportabile escludendo una failure dovuta al logoramento del cuscinetto, M. P. Le (2017);

- Vibrazioni causate da un maneggiamento improprio dei cuscinetti, può accadere che durante i test preliminari di verifica e il montaggio si generino imperfezioni o venga contaminato il componente. Shock improvvisi o colpi subiti durante i test potrebbero generare imperfezioni e quindi vibrazioni durante l'utilizzo. Durante il montaggio invece alcune particelle estranee potrebbero entrare nella struttura del cuscinetto causando vibrazioni quando si interpongono tra la sfera e la sua pista. Si tratterebbe di vibrazioni variabili nel tempo poiché dipendono da come si sposterebbe il corpo estraneo. In generale non sarebbero comunque di interesse per l'analisi del comportamento di una reaction wheel per via dei severi requisiti e i controlli sul componente, M. P. Le (2017).

5.5. Oscillazioni della coppia

Un altro disturbo dovuto al motore della reaction wheel è l'oscillazione della coppia. Questo andamento non costante ha un effetto lungo l'asse di rotazione del rotore e viene registrato come un momento di disturbo. La tecnologia di motore utilizzata per la maggior parte delle reaction wheel è il motore brushless DC che ha tra le possibili cause di oscillazioni della coppia il cambiamento repentino degli avvolgimenti percorsi dalla corrente, la variazione del traferro tra due differenti magneti permanenti, l'effetto del cogging della coppia, la distorsione della distribuzione sinusoidale o trapezoidale del flusso magnetico nel traferro e la differenza nei valori di permeabilità del traferro lungo differenti assi, J. F. Gieras (2010).

6. Piattaforma inerziale

L'obiettivo della caratterizzazione in frequenza della reaction wheel si può riassumere nella misurazione delle vibrazioni generate durante il suo utilizzo. Sono stati sviluppati numerosi metodi per raggiungere lo scopo con diversi gradi di accuratezza e applicazione. Il metodo maggiormente utilizzato per testare le vibrazioni dei componenti spaziali sono le piattaforme dinamometriche. Sono infatti utili per una misura diretta della forza e dei momenti considerando sei gradi di libertà per reaction wheel bloccate al sistema di misurazione. Le caratteristiche principali sono una forza minima misurabile tipicamente nell'ordine di 10 mN, M. D. Hasha (1998). Di contro questo metodo non è applicabile alla misurazione di un accoppiamento di massa tra satellite e componente per limiti di peso e ingombro, Z. Zhang et al. (2011). Un altro stratagemma è invece basato sull'utilizzo di un sensore laser capace di misurare le vibrazioni indotte da una reaction wheel con un'accuratezza di circa 0.5 mN. Il sistema previsto consiste in un blocco svincolato da terra, libero di traslare in una direzione, a cui è vincolato il componente spaziale. In questo modo il laser e il relativo sensore sono in grado di registrare il movimento del blocco solidale alla reaction wheel dovuto ai disturbi interni ed è possibile dedurre le vibrazioni del sistema. Anche in questo caso non è previsto l'accoppiamento delle masse. I limiti maggiori sono la ridotta larghezza dello spettro, fino a 20 Hz, a fronte di una risoluzione inferiore a 1 Hz e la possibilità di misurare solo una forza lungo un asse alla volta, S. Taniwaki et al. (2007) e S. Taniwaki et al. (2003).

Al fine di rendere possibile la misurazione delle vibrazioni indotte dalla reaction wheel il metodo che si è pensato essere più semplice ed efficiente è l'utilizzo di accelerometri posti su una piastra posizionati in diversi punti. Infatti, rendendo svincolata la piattaforma di test dal terreno, attraverso le molle, questa sarà interessata dalle vibrazioni trasmesse dall'azionamento della reaction wheel. Acquisendo dunque i risultati degli accelerometri durante tutti i campi di lavoro è possibile ottenere una caratterizzazione completa delle forze che il sistema trasmetterebbe al satellite in condizioni stazionarie di funzionamento o durante i cambi di velocità. Un altro importante risultato è la minima forza registrabile dalla piattaforma di test così da comprendere i limiti dello strumento creato.

Il posizionamento degli accelerometri deve essere tenuto in conto poiché da essa dipende l'accuratezza e la veridicità dei risultati. Bisogna infatti tenere conto che poggiando la reaction wheel su di una piastra vi sarà un accoppiamento delle masse e dunque l'inerzia della piattaforma giocherà un ruolo nelle accelerazioni osservate. Si deve perciò disaccoppiare gli effetti e riferire le misurazioni

al piano della base della reaction wheel dove poi idealmente avverrà lo scambio di forze con il satellite. Il metodo consiste nell'applicare un momento di trasporto in base alla posizione degli accelerometri. Osservando gli studi svolti da Zhang et al. (2011) su un sistema simile a quello considerato, dove la reaction wheel è montata su una massa sostenuta da due elastici per svincolarla dal suolo, sono state decise le posizioni degli accelerometri utili alla misurazione delle forze e dei momenti.

6.1. Design piattaforma di test

Al fine di caratterizzare in frequenza la reaction wheel si rende necessaria la costruzione di una piattaforma. L'obiettivo è infatti riuscire a comprendere l'intensità delle vibrazioni che verrebbero trasmesse al satellite quando, resosi necessario un controllo dell'assetto, le reaction wheel sono messe in funzione. Per poter dunque misurare i disturbi generati si è pensato di costruire una piastra la cui geometria e materiale garantiscano che sia sufficientemente leggera da poter trasmettere le vibrazioni durante l'azionamento del sistema ma massiccia da non eccitarlo con i suoi modi di vibrazione. Partendo dunque dal requisito di rigidità della piastra si è reso necessario utilizzare un materiale con una densità sufficientemente alta da garantire una massa utile ad abbassare la frequenza naturale della piattaforma di test e un volume ristretto per renderne semplice il trasporto e l'utilizzo. Per quanto riguarda la geometria, ispirandosi ai lavori di Z. Zhang et al. (2011), un semplice parallelepipedo a base quadrata è la soluzione adottata. Il limite massimo per la massa della piastra è di 10 kg, sempre per una ragione di maneggevolezza del sistema.

Per ottenere la geometria definitiva e quindi la relativa massa si è proceduto prima alla scelta delle molle da inserire sotto la piastra di acciaio in modo da garantire al sistema la libertà di vibrare. Le caratteristiche necessarie al progetto della piattaforma sono la capacità di reggere il peso della struttura (quindi un carico ultimo totale delle molle di almeno 110 N), un diametro superiore ad 1 cm per aumentare l'area di contatto con le facce delle piastre, una lunghezza senza carico non eccessiva per non flettere durante l'utilizzo. Le caratteristiche delle molle scelte sono riportate in tabella.

Molla	
Diametro esterno	14.1mm

Diametro filo	1.6mm
Lunghezza libera	53.5mm
Lunghezza minima di lavoro	20.1mm
Carico alla minima lunghezza di lavoro	135.33N
Materiale	Acciaio legato
Rigidezza molla	4.04N/mm

Tabella 5: Caratteristiche molla

Avendo così definito le caratteristiche delle molle è stato possibile definire la geometria della piastra attraverso vari tentativi ed in base alle dimensioni del materiale presente nelle officine dell'azienda. Quindi, è stato realizzato un parallelepipedo a base quadrata di altezza e lato **200 cm**. La massa che dunque si otterrebbe è di circa **7,6 kg** che sommata a quella ricavata dal modello CAD 3D della reaction wheel porta il peso a **8,56 kg**.

Per comprendere la bontà delle scelte è necessario determinare la frequenza naturale di vibrazione verticale della piattaforma di test con montata sopra la reaction wheel con l'obiettivo di ottenere una frequenza inferiore ai 10 Hz. Per il calcolo della frequenza naturale si è ipotizzando un sistema semplice di massa (**8,56 kg**) e molla (**4 x 8 N/mm**) ed attraverso semplici calcoli si è ottenuto un risultato di circa **6,8 Hz**. La frequenza così ottenuta dovrà poi essere verificata sperimentalmente.

La piastra è stata poi realizzata nelle officine dell'INRiM seguendo il progetto realizzato con Solidworks descritto precedentemente. Il risultato è un parallelepipedo a base quadrata di lato 200 cm ed alto 25.6 cm, con un peso di 7,6 kg. Per ospitare le molle sono stati previsti quattro fori ciechi sulla faccia inferiore di diametro poco maggiore di quello delle molle per poterle inserire facilmente senza lasciare un gioco tale da consentirne la traslazione orizzontale. È stata prevista una base con altrettanti fori per alloggiare le molle così da completare il sistema. Nella Tabella 6 sono riportate le caratteristiche meccaniche della piastra.

Caratteristica	
L [mm]	200
H [mm]	25.6

Massa [kg]	7.6
I_z [kg/mm²]	1.3*10 ⁵
I_x [kg/mm²]	2.6*10 ⁴
Materiale	Acciaio legato

Tabella 6: Caratteristiche geometriche e di massa piattaforma inerziale

Una volta assemblata la piattaforma di test, con l'ausilio degli accelerometri montati sulla piastra, si è provveduto al calcolo delle frequenze proprie del sistema eccitandolo in direzione verticale, orizzontale e torsionale. In Figura 11, Figura 12, Figura 13 sono riportate le frequenze naturali di vibrazione della piattaforma inerziale sostenuta dalle molle, ottenute eccitando il sistema nelle direzioni caratteristiche. Queste frequenze sono fondamentali poiché utili a comprendere eventuali picchi registrati a certe velocità di rotazione dove il movimento del motore potrebbe accoppiarsi con i modi di vibrare della piastra.

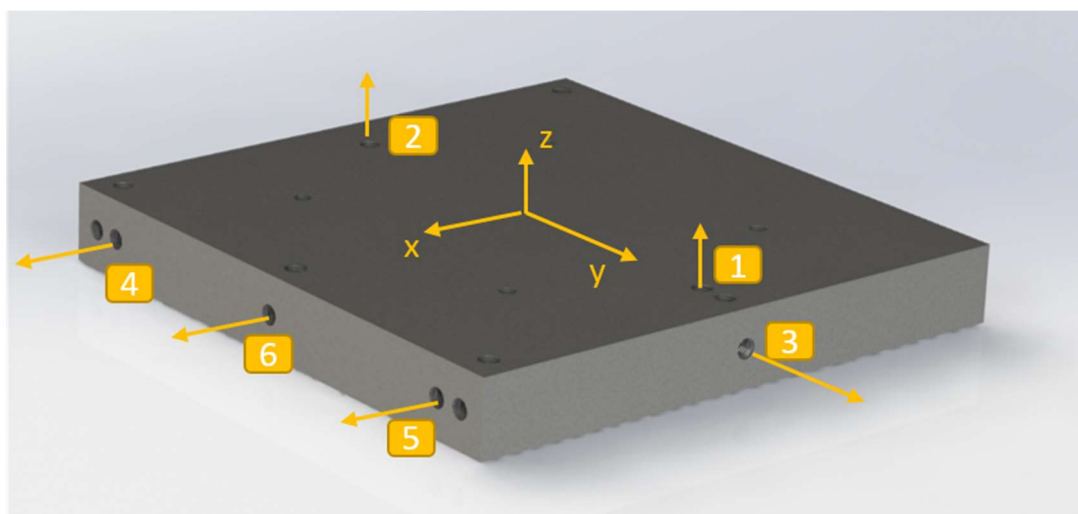


Figura 10: Posizioni degli accelerometri sulla piattaforma inerziale

Per quanto riguarda la misurazione di forze e momenti generati dalla reaction wheel montata sulla piattaforma inerziale, sono stati praticati numerosi fori sulla piastra utili a fissare gli accelerometri nelle posizioni adatte.

I fori sono di tipo M6X0.75 e le loro posizioni sono riportate nel disegno in Figura 10, si può vedere anche la numerazione dei fori. Al fine di calcolare le forze e i momenti con gli accelerometri posti nelle posizioni designate le combinazioni possibili sono la [4] e la [5] per calcolare il momento attorno

all'asse z e la forza lungo l'asse, la [1] e la [2] per la forza lungo l'asse z e il momento attorno l'asse x, la [3] e la [6] rispettivamente per la forza lungo y e lungo x.

Dunque, per la misurazione delle frequenze proprie della piattaforma inerziale sono stati sistemati gli accelerometri in posizione [1] e [2] per la $f_{\text{verticale}} = 7.2$ Hz, [3] per la $f_{\text{laterale}} = 2.7$ Hz, [4] e [5] per la $f_{\text{torsionale}} = 3.6$ Hz. Gli spettri dei risultati vengono mostrati in Figura 11, Figura 12, Figura 13. È importante notare come l'obiettivo di progetto per la piattaforma inerziale sia una frequenza naturale nell'intorno di 1 Hz così da essere in grado di analizzare le micro-vibrazioni nel campo minore dei 20 Hz. Questo aspetto rimane quindi da approfondire nelle prossime revisioni del sistema seppur venga garantita l'accuratezza in ampiezza del segnale almeno sopra i 10 Hz.

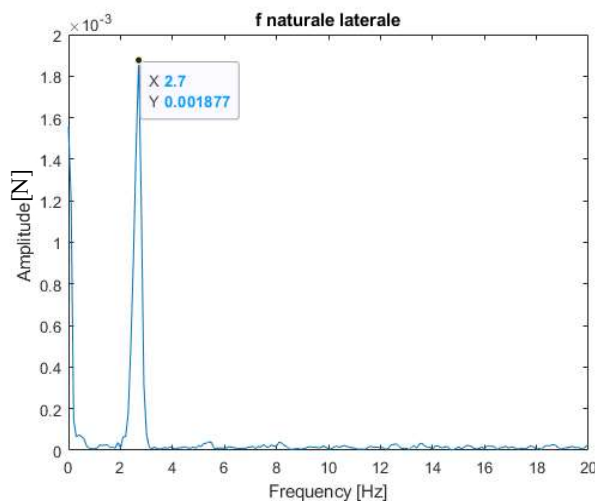


Figura 11: Frequenza naturale laterale della piattaforma inerziale

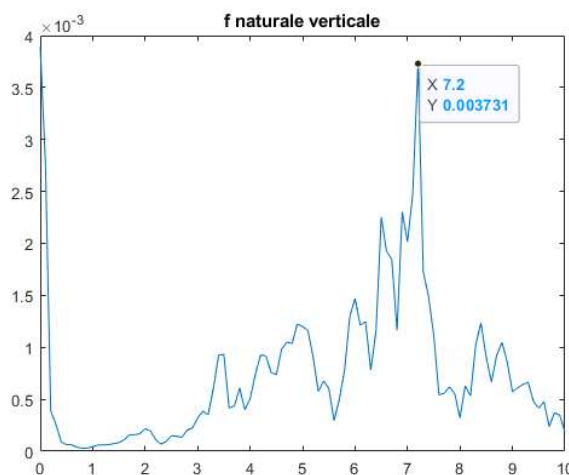


Figura 12: Frequenza naturale verticale della piattaforma inerziale

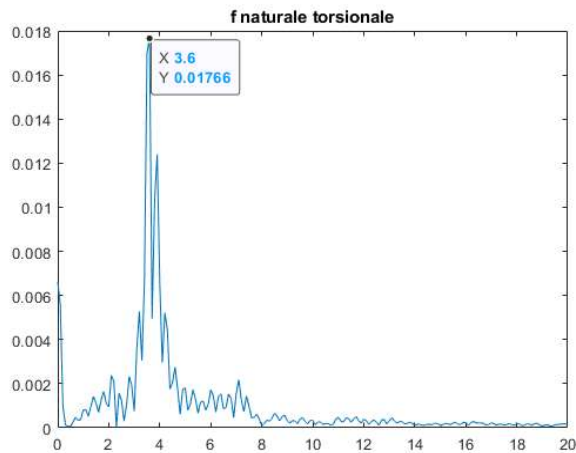


Figura 13: Frequenza naturale torsionale della piattaforma inerziale

6.2. Forze e momenti

Per il calcolo delle forze e dei momenti trasferiti dalla reaction wheel alla piattaforma inerziale attraverso la registrazione delle accelerazioni dovute dalle vibrazioni è stato preso come esempio lo studio di Z. Zhang et al.. Infatti, la piattaforma inerziale realizzata segue lo stesso concetto della massa sostenuta da corde elastiche sviluppata nell'articolo di riferimento. Si tratta in entrambi i casi di una reaction wheel montata su un corpo di massa molto maggiore sostenuto da elementi che lo svincolano dal terreno simulando una condizione vicina all'interfaccia componente-satellite.

Facendo riferimento alla Figura 10 le accelerazioni sono misurate nei piani passanti per il baricentro del sistema e paralleli alle facce della piattaforma. Gli accelerometri posti in [1] e [2] misurano la forza lungo z ed il momento attorno a x poiché si trovano sul piano z-y passante nel baricentro diretti verso z. In questo modo gli accelerometri non sono sensibili alle forze lungo y e z ed al momento attorno a z e y. Analogamente gli accelerometri [4] e [5] sono posti nel piano x-y diretti verso x misurando F_x e M_z . L'accelerometro [6] si trova sull'asse x ed è quindi sensibile alla F_x , allo stesso modo [3] è sull'asse y misurando F_y .

Per ottenere le forze e i momenti generati dalla reaction wheel e trasferiti alla piattaforma inerziale è stato utilizzato un modello rigido della reaction wheel. Di seguito sono riportate le formule utilizzate per il calcolo delle forze e dei momenti generati dalla reaction wheel.

$$F = \frac{1}{2} * m_s * (a_1 * a_2)$$

$$M = \left[\frac{I_{si} + m_s d_2^2}{2d_1} \quad - \frac{I_{si} - m_s d_2^2}{2d_1} \right] * \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}$$

Dove a_1 e a_2 sono le accelerazioni misurate, m_s è la massa del sistema reaction wheel più piattaforma inerziale, I_{si} è il momento di inerzia del sistema attorno all'asse di misurazione del momento, d_1 è la distanza tra l'accelerometro e l'asse passante per il baricentro, d_2 è la distanza tra il baricentro e la faccia su cui è vincolata la reaction wheel.

Come già detto in precedenza l'obiettivo è caratterizzare le forze trasferite dal sistema alla piattaforma inerziale. Per quanto riguarda le forze misurate è sufficiente svolgere una media del segnale acquisito e moltiplicarla per la massa del sistema. Invece gli accelerometri utili alla misurazione dei momenti ([1] e [2] o [4] e [5]) leggono le stesse accelerazioni ma con segni opposti. Si procede quindi alla sottrazione delle informazioni contenute in a_1 e a_2 . Infine, per riportare M dal baricentro alla faccia superiore della piattaforma inerziale è necessario quindi applicare un momento di trasporto $m_s d_2^2$.

6.3. Accelerometro

Un accelerometro è uno strumento capace di misurare un'accelerazione generando un segnale elettrico proporzionale alla stessa. In particolare, il modello scelto è caratterizzato dalla tecnologia basata su un materiale piezoelettrico, permettendo una banda di misurazione maggiore. Il design consiste in cristalli sensibili collegati ad una massa. Un anello precaricato applica una forza all'elemento sensibile rendendo la struttura rigida e assicurando un comportamento lineare. Se sottoposto ad un'accelerazione la massa preme sul cristallo che genera un segnale elettrico. Per questo motivo un accelerometro basato su un piezoelettrico può essere utilizzato solamente per misurare eventi dinamici, non è sensibile ad accelerazioni statiche. Infine, l'output è raccolto da un elettrodo e trasmesso al circuito interno all'accelerometro o all'esterno. Il primo caso prevede elettronica integrata che garantisce una bassa impedenza ed alta resistenza al rumore.

L'accelerometro scelto per svolgere le misurazioni è dell'azienda PCB Piezotronics modello 352C33.



Figura 14: Accelerometro PCB modello 352C33

In Tabella 7 sono riportate le sue caratteristiche principali.

PERFORMANCE	English	SI
Sensitivity (± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)
Measurement Range	± 50 g pk	± 490 m/s ² pk
Frequency Range (± 5 %)	0.5 to 10000 Hz	0.5 to 10000 Hz
Frequency Range (± 10 %)	0.3 to 15000 Hz	0.3 to 15000 Hz
Resonant Frequency	≥ 50 kHz	≥ 50 kHz
Broadband Resolution	0.00015 g rms	0.0015 m/s ² rms
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %

Tabella 7: Caratteristiche accelerometro PCB 352C33

Definite le caratteristiche proprie del set di accelerometri montati sulla piattaforma di test è possibile definire in modo teorico quella che dovrebbe essere la sensibilità minima dell'accelerometro, cioè la minima forza registrabile mentre vengono condotte le misurazioni. Di seguito nella Tabella 8 vengono riportati i dati utili al calcolo e il risultato della sensibilità. Conoscendo dunque la banda di misurazione dell'accelerometro e la risoluzione è possibile ottenere la densità spettrale:

$$d_s = \frac{\text{broadband resolution}}{\sqrt{\text{broadband}}} = 1,5 \frac{\mu g_{rms}}{\sqrt{Hz}}$$

Considerando di campionare a 1 Hz ottenendo così diecimila punti lungo tutta la banda è possibile calcolare la minima accelerazione per cui l'accelerometro è sensibile:

$$a_{min} = d_s \cdot \sqrt{1 Hz} = 1,5 \mu g$$

Per quanto riguarda invece la minima forza misurabile desiderata è stato posto l'obiettivo di **1 mN**. Con una massa del sistema piattaforma più reaction wheel di circa **8,5 kg** l'accelerazione risultante è di circa **11,9 g**. Quindi, dal punto di vista teorico dovrebbe essere possibile scendere ad una risoluzione delle forze di 1 mN.

Risoluzione Accelerometro	
Broadband	10000 Hz
Broadband resolution	0,00015 g rms
Spectral density	0,0000015 g rms / \sqrt{Hz}
Banda di misurazione	1 Hz
Sensibilità accelerometro	1,5 μg

Tabella 8: Risoluzione accelerometro

Risoluzione Misure	
Minima forza misurata	0,001 N
Accelerazione risultante	0,0001168224299 m/s ²
g misurata	11,90850458 μg

Tabella 9: Risoluzione misure

Rumore accelerometro μg	
Accelerometro 1	17.247267
Accelerometro 2	17.049658

Tabella 10: Rumore calcolato per ogni accelerometro

Utilizzando la scheda NI designata per le misurazioni e la IEPE excitation è stato svolta un'acquisizione di segnale per i tre accelerometri in condizioni di carico nullo. In questo modo è stato possibile calcolare il valore medio del segnale ottenendo il rumore medio, valore sotto il quale non si può distinguere un'accelerazione registrata dal rumore.

Si può quindi notare come questi valori, prendendo un peso della piattaforma inerziale più la reaction wheel, portino ad avere teoricamente una minima forza registrabile di 1.4 mN. Valore in linea con il sistema creato da Z. Zhang et al. (2011).

6.4. Acquisizione dati accelerometri

L'interfaccia per acquisire i dati sulle vibrazioni del sistema consiste nella scheda NI USB-4432 la quale garantisce cinque canali analogici in input a 24 bit. Gli applicativi realizzati in ambiente LabVIEW consistono nella gestione di cinque input analogici che corrispondono ai tre accelerometri e a due sonde poste sul driver del motore per controllarne la performance. Con l'utilizzo di questa scheda NI non è necessario alimentare esternamente gli accelerometri ma con l'utilizzo della IEPE excitation è possibile inserire direttamente i cavi degli accelerometri nei canali AI0, AI1, AI2 e AI3 (AI4 non prevede la IEPE excitation). Nei codici presentati e riportati nella cartella "LabVIEW" i canali sono riservati a:

- AI0, primo accelerometro;
- AI1, secondo accelerometro;
- AI2, terzo accelerometro;
- AI3, sonda posta su un sensore a effetto Hall del motore per misurare la velocità di rotazione;
- AI4, sonda collegata al driver per captare il segnale analogico in output corrispondente all'avvenuto cambio di velocità.

Per quanto riguarda i blocchi nell'applicativo LabVIEW per l'acquisizione dei segnali degli accelerometri è stato utilizzato un input analogico dedicato agli accelerometri così da consentire l'utilizzo della IEPE e l'alimentazione. L'uso di questo blocco permette anche di gestire l'input dal canale ed ottenere direttamente l'accelerazione registrata inserendo i dati dell'accelerometro. In particolare, i parametri sono:

- La sensibilità dell'accelerometro e la sua unità di misura (100 mV/g);
- L'unità di misura dell'accelerazione in output (m/s^2);
- La corrente da fornire per l'alimentazione (20 mA).

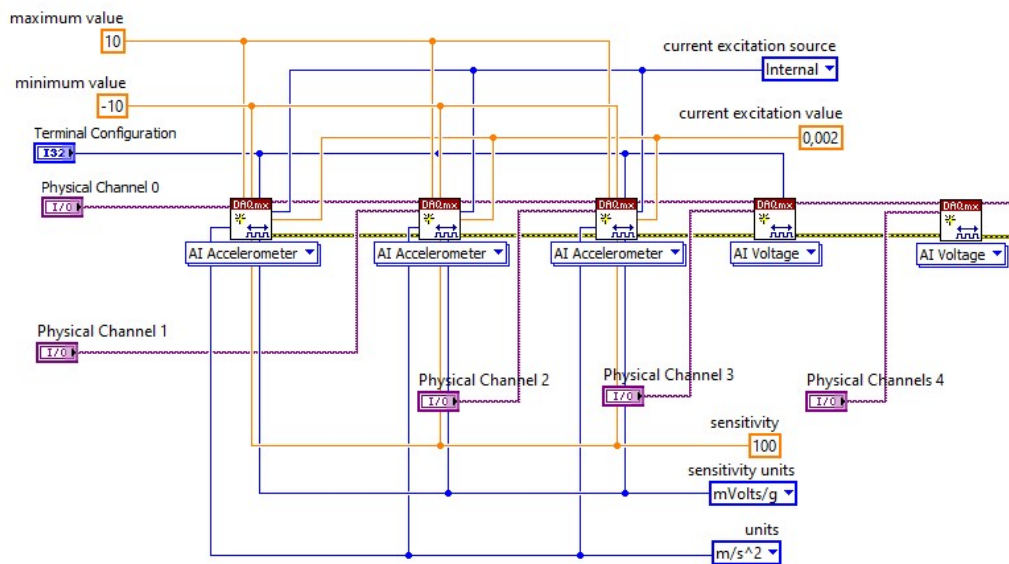


Figura 15: Schema Labview dei quattro input analogici

Un altro aspetto importante è il rapporto tra il sample rate e il number of sample il quale regola la frequenza di campionamento. Volendo mantenere un *sample rate* almeno doppio rispetto alla broadband dell'accelerometro (10 kHz), sfruttandola così completamente, è stato scelto un valore di 20 kHz . Mentre per il sample rate bisogna interrogarsi sulla frequenza di campionamento desiderata che corrisponde alla più piccola risoluzione dello spettro:

$$f_{\text{campionamento}} = \text{sample rate} / \text{number of sample}$$

Il valore di $f_{\text{campionamento}}$ all'apertura del file è 1 Hz . Questo rapporto gestisce anche il tempo necessario ad un'acquisizione e il clock dell'applicativo LabVIEW, i due corrispondono.

$$T_{\text{campionamento}} = 1 / f_{\text{campionamento}}$$

Si noti come il segnale in output dagli accelerometri è una forma d'onda. È quindi necessario svolgere una PSD per rendere i dati maneggiabili e comprensibili all'utente. Questa viene svolta ad ogni ciclo del programma e salvata su decisione dell'utente secondo diverse opzioni.

Dunque, la power spectral density del segnale dell'accelerometro in m/s^2 lungo la banda di 10 kHz viene salvata in file di testo con l'informazione della velocità corrispondente all'acquisizione nel titolo del file. In particolare, il nome del file è nel formato:

“data inserita dall'utente” + “_” + “velocità misurata” + “rpm.txt”

Infine, il file viene salvato in una cartella che deve trovarsi nella stessa cartella del programma LabVIEW. Dato l'utilizzo di tre accelerometri e le informazioni diverse che possono essere ricavate è stato deciso di creare tre cartelle (*First_Accelerometer*, *Second_Accelerometer*, *Third_Accelerometer*) in cui salvare le semplici Power Spectral Density (PSD) dei tre input distinguendo la fonte o acquisire dati elaborati per ottenere le forze agenti sul sistema.

Nei prossimi sotto capitoli vengono descritte le modalità di salvataggio e i due principali programmi LabVIEW utilizzati per le acquisizioni.

6.4.1. Salvataggio file

Il salvataggio dei file può sia avvenire in automatico, al verificarsi di una condizione, sia con un pulsante, presente nel *front panel* del programma LabVIEW. In questo modo vengono salvati i file presenti in memoria.

Per quanto riguarda le condizioni di salvataggio implementate nel programma in esecuzione:

- È presente uno switch sul front panel del programma LabVIEW. Funziona in ogni caso ed è sufficiente cliccare con il mouse.
- Stabilità della velocità, salva i file relativi alle accelerazioni quando la velocità del motore è stabile entro un intervallo di $\pm 2\text{ rpm}$ per un certo periodo T_{save} . Questa modalità è possibile quando è collegata la sonda posta su uno dei sensori a effetto Hall. In particolare, viene acquisito il segnale presente sulla linea del sensore che corrisponde ad una sequenza di alto-basso dalla cui frequenza, calcolata con una funzione di LabVIEW, è possibile ricavare la velocità del motore. La velocità ottenuta viene confrontata con il valore target ogni ciclo.
- Input analogico, salva i file dopo il periodo T_{save} a partire da quanto rileva un segnale analogico alto in arrivo dal driver. L'output dalla scheda Infineon viene inviato al cambio di velocità comandato dall'eseguibile Arduino. Necessariamente deve essere inserita nel canale AI4 la sonda collegata al pin designato nel codice Arduino per l'output analogico.

La seconda modalità presenta degli svantaggi in quanto è necessario mantenere gli step del motore per un periodo maggiore così da garantire con sicurezza che la velocità sia stabile all'interno del periodo T_{save} . È però utile in quanto non è necessario l'utilizzo del canale AI4. Mentre per quanto riguarda la terza modalità bisogna tenere presente che il clock del programma LabVIEW quando $f_{campionamento} = 1 \text{ Hz}$ è pari a un secondo. Di conseguenza si deduce che $T_{save} > 2 \text{ s}$ in quanto un clock passa per cogliere il segnale analogico ed un altro per il salvataggio.

6.4.2. Calcolo_forze.VI

Un applicativo LabVIEW è stato creato prevedendo l'utilizzo di tre accelerometri e una sonda, per captare la velocità di rotazione del motore. La particolarità nel programma è il fatto che vengono svolti calcoli aggiuntivi oltre alla PSD del segnale per ottenere in output i dati su forze e momento misurati dal sistema. Diventa dunque importante l'ordine in cui vengono inseriti i cavi degli accelerometri nella scheda NI e la posizione degli accelerometri sulla piastra.

I primi due input alla scheda NI (AI0 e AI1) devono essere due accelerometri posti su una stessa faccia della piastra e agli estremi. Quindi, facendo riferimento alla Figura 10, le posizioni accettate sono le coppie [1]-[2] e [4]-[5]. Per quanto riguarda invece il terzo input l'accelerometro deve essere posizionato in [3] o [6]. In questo modo è possibile misurare la forza diretta lungo l'asse di misurazione dei primi due accelerometri attraverso la media dei due segnali e la forza lungo l'asse del terzo. Utilizzando i segnali delle porte AI0 e AI1 si calcola inoltre il momento attorno all'asse di misurazione dei due accelerometri. I calcoli presenti nel programma LabVIEW utilizzando le accelerazioni misurate per ottenere le due forze e il momento possono essere visti in Figura 16 che rappresenta il diagramma di flusso del programma. Quindi ciò che viene salvato è una forza, per le cartelle "*First_Accelerometer*" e "*Second_Accelerometer*", mentre è un momento, per la cartella "*Third_Accelerometer*".

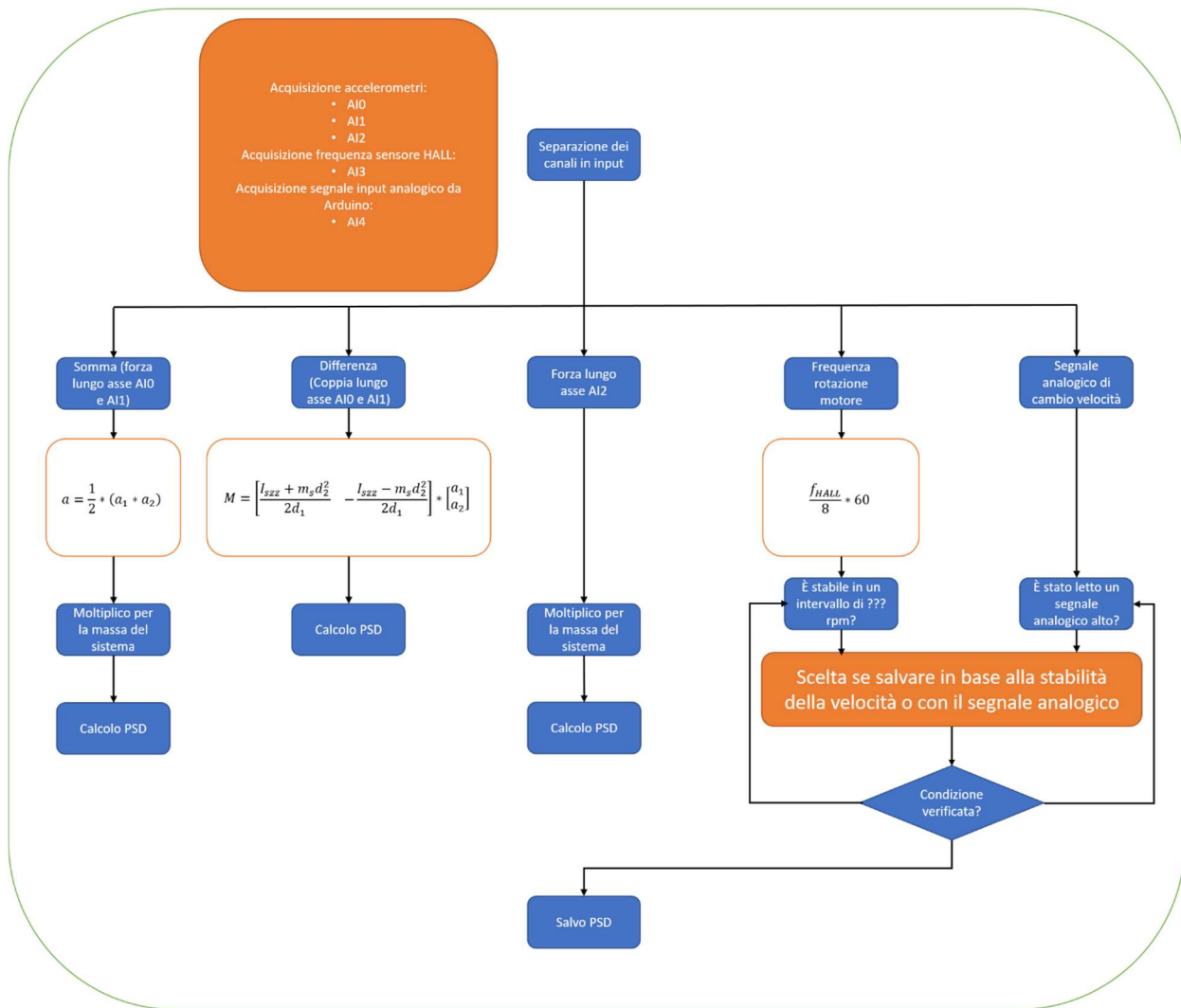


Figura 16: Diagramma di flusso dell'applicativo LabVIEW

6.5. Implementazione software e hardware input

Un importante aspetto di cui bisogna tenere conto è il campionamento dei dati in uscita dagli accelerometri. Deve essere infatti considerata la possibilità che si verifichi aliasing e pensare a soluzioni per evitarlo. Facendo riferimento alla teoria dei segnali il teorema di Nyquist suggerisce di utilizzare una frequenza di campionamento almeno doppia rispetto alla frequenza massima di interesse al fine di evitare errori. Considerando quindi la banda di misurazione degli accelerometri di 10 kHz un sampling rate di 20 kHz impostato sul programma LabVIEW dovrebbe essere sufficiente ad evitare aliasing. È però necessario anche analizzare il segnale dell'accelerometro oltre la massima frequenza di misurazione poiché se questo non dovesse attenuarsi subito dopo i 10 kHz l'errore si sommerebbe a tutte le frequenze della banda di interesse. La soluzione sarebbe l'inserimento di un

filtro passa basso prima dell'interfaccia con LabVIEW che attenui i segnali oltre la frequenza di Nyquist evitando così di ottenere dati imprecisi o errati.

Il filtro anti-aliasing è un componente hardware, sarebbe inutile ed erroneo implementare un filtro software su LabVIEW o dopo aver raccolto i dati. Inoltre non è un filtro ideale dove tutti i segnali oltre una certa frequenza vengono eliminati ma manterrà quelli sotto una frequenza f_1 e taglierà quelli oltre una frequenza f_2 . I segnali nella banda tra f_1 e f_2 non sono però attenuati del tutto ma gradualmente e possono quindi provocare aliasing. Per concludere la frequenza di campionamento deve essere più grande del doppio di f_2 per evitare del tutto errori nell'acquisizione dei dati.

Nella applicazione al progetto non è previsto l'inserimento di un filtro passa basso poiché il sample rate utilizzato è di 20 kHz mentre la broadband dell'accelerometro è di 10 kHz. Viene garantito così il principio del teorema di Nyquist.

7. Post-processing

Una volta acquisiti i dati tramite la scheda NI e il software LabVIEW si può procedere con la rappresentazione grafica delle forze e momenti misurati. Il software scelto per questo compito è MATLAB. Tipicamente in letteratura quando si parla di caratterizzazione in frequenza di reaction wheel per analizzare le informazioni le acquisizioni vengono graficate attraverso diagrammi waterfall, Figura 17.

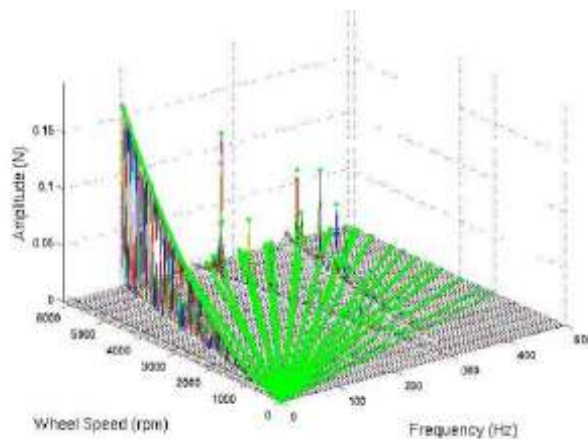


Figura 17: Waterfall plot della F_x BCT 15 milli-N-m-s, J. Shield et al. (2017)

Utilizzando la funzione waterfall di MATLAB è anche possibile variare la vista del grafico ottenendo un diverso tipo di informazioni. In particolare, si può osservare il piano formato dalla velocità di rotazione del motore e dallo spettro delle frequenze. In questo modo si possono vedere chiaramente le rette rappresentanti la retta fondamentale, i suoi multipli e i modi propri della reaction wheel, Figura 18.

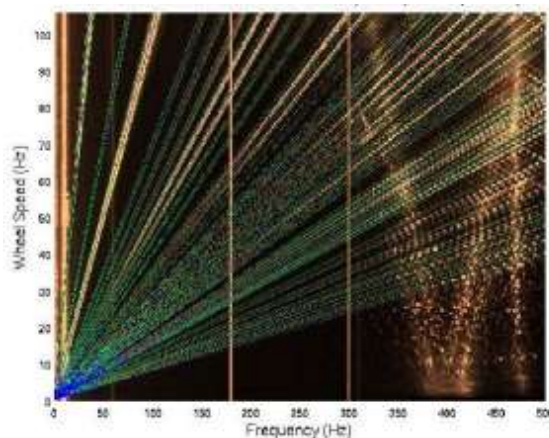


Figura 18: Contour plot della F_x BCT 15 milli-N-m-s, J. Shield et al. (2017)

Si è tentato dunque di ottenere per lo studio in frequenza della reaction wheel un risultato simile.

Lo script MATLAB realizzato legge direttamente i file di testo relativi alle acquisizioni nella directory indicata da utente salvando i dati in locale all'interno di matrici. Le operazioni avvengono all'interno di un ciclo che scorre in cerca dei file col formato corretto da 0 rpm a 6000 rpm (il nome del file di testo contiene la velocità relativa all'acquisizione). Si passa quindi alla generazione dei grafici sia in scala lineare dell'ampiezza della forza o momento sia in scala logaritmica. La seconda modalità è utile per una visualizzazione più chiara dei modi e delle fondamentali. È stato scelto di visualizzare sui grafici solamente nella banda 0-1000 Hz riducendo la potenza grafica richiesta ritenendo non utile investigare oltre questa banda. Dai diagrammi così generati è stato possibile anche analizzare le forze e le frequenze ottenendo le informazioni per la caratterizzazione della reaction wheel.

8. Test vibrazioni motore

Al fine di testare la piattaforma inerziale, il programma di acquisizione delle vibrazioni misurate dagli accelerometri in LabVIEW e il programma di post processing in MATLAB, è stata svolta una prova di caratterizzazione in frequenza del motore brushless DC. Il set up dell'esperienza è molto semplice e non rappresentativo della caratterizzazione in frequenza della reaction wheel ma necessario per comprendere la bontà dei risultati e le implementazioni necessarie per migliorare il progetto.

La prova prevede di posizionare i tre accelerometri sulla piattaforma inerziale in posizioni specifiche per poter acquisire le informazioni relative alle forze e ai momenti. Con riferimento a Figura 10 gli accelerometri sono montati in [3], [4] e [2]

Per quanto riguarda invece il motore brushless è stato montato su un braccio, collegato ad una base magnetica così da poterla fissare alla piattaforma inerziale tramite forza magnetica. Il controllo del motore è avvenuto tramite la shield di Arduino descritta nel Capitolo 4.1, potendo così avere una caratterizzazione in base alle velocità di rotazione del motore.

Come detto in precedenza questo è una prova per poter comprendere se gli applicativi creati in LabVIEW e MATLAB funzionano correttamente. Oltre a questo controllo si vuole testare la piattaforma inerziale e il metodo di misurazione delle vibrazioni tramite accelerometri. Perciò una massa dalla simmetria cilindrica è stata collegata all'albero del motore e bloccata tramite un grano. In questo modo il corpo risulta asimmetrico e simula uno sbilanciamento che dovrebbe essere visibile dai grafici in output da MATLAB.



Figura 19: Motore BLDC montato sulla piattaforma inerziale con un supporto magnetico

Un'altra questione da considerare è l'alimentazione degli accelerometri in quanto al momento del test non era disponibile la scheda di acquisizione con la IEPE excitation. Inoltre, si stava valutando l'effettiva necessità di un'alimentazione diretta dalla scheda oppure se fosse possibile ottenere lo stesso risultato con componenti elettronici semplici e un circuito dedicato, con un sensibile taglio dei costi nell'acquisto della scheda NI. La soluzione approntata prevedeva un circuito alimentato con un secondo alimentatore in corrente continua, un condensatore, cavi con doppio morsetto per alimentare gli accelerometri e sonde per leggere il segnale.

I dati sul funzionamento del motore sono stati acquisiti e salvati in file di testo. Il campionamento in frequenza è avvenuto ogni 10 Hz su tutta la banda disponibile dell'accelerometro (10 kHz) per velocizzare l'acquisizione e il post processing in MATLAB. L'ampiezza del segnale salvata è in $V/\sqrt{\text{Hz}}$. È stato quindi mosso il motore con il programma del driver passando da 250 rpm a 5200 rpm con scalini di velocità di 10 rpm ogni dieci secondi. In questo modo, salvando le informazioni in output dagli accelerometri al termine del tempo di mantenimento della velocità costante, si può considerare la reaction wheel come in condizioni stazionarie di funzionamento e quindi le vibrazioni come caratteristiche di quella specifica velocità.

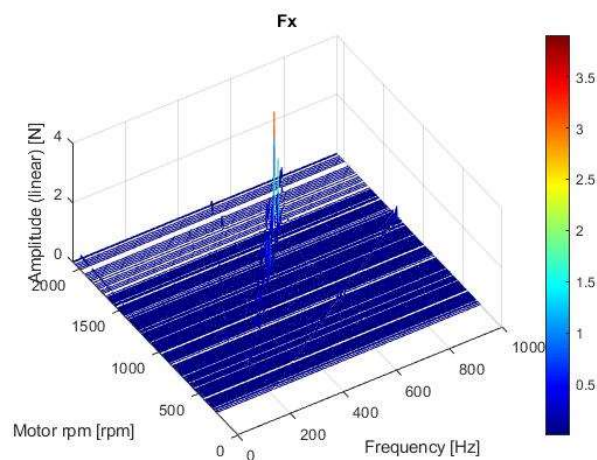


Figura 20: F_x motore

I grafici ricreati attraverso la funzione *waterfall* di MATLAB, Figura 20, sono stati confrontati con quelli presenti in letteratura. Si nota innanzitutto la presenza di rette, formate dai picchi di accelerazione registrati, che si diramano come se passassero dall'origine degli assi, esse sono associate alle fondamentali del motore, M.P. Le (2017). Osservando i grafici nel piano formato dalla banda di misurazione dell'accelerometro e dalla velocità di rotazione del motore saltano all'occhio

strutture formate da linee verticali, per cui ad una stessa frequenza si verifica un picco di accelerazione per ogni velocità. Queste ultime sono associate ai modi di vibrare propri della struttura e del case del motore, M.P. Le (2017) e J. Shields et al. (2017). È stata verificata anche la presenza della prima fondamentale, la retta associata al primo modo dinamico di vibrare del sistema.

Osservando lo spettro delle frequenze acquisizioni nel piano formato dalla banda di misurazione dell'accelerometro e dalla velocità di rotazione del motore si notano strutture verticali ripetersi in modo costante. Analizzando nel dettaglio stato possibile vedere un segnale con fondamentale a 50 Hz e bassa ampiezza che si ripete per multipli dispari. È stata dunque calcolata la PSD con il motore fermo in un caso appoggiato al banco di test e nell'altro sollevato per isolarlo da possibili vibrazioni trasmissibili dal banco. Da Figura 21 si può vedere come il segnale raccolto sia sostanzialmente identico tra i due casi. Eliminata la possibilità del modo strutturale del banco di lavoro si è determinato che la sorgente del segnale corrisponde ad un rumore elettrico. Nello specifico è stato associato alla frequenza di rete che è intorno ai 50 Hz.

In conclusione, il programma di acquisizione si è rivelato funzionante ed è stato validato, seppur alcune frequenze non siano state acquisite correttamente e sarebbe necessario un nuovo campionamento con un intervallo più lungo tra gli step di velocità. Inoltre, osservando la congruenza dei grafici tra l'esperimento e la letteratura, si può affermare che la piattaforma inerziale ricrea le condizioni per cui la misurazione delle vibrazioni generate da un sistema in rotazione a lei collegato. Per quanto riguarda il sistema di alimentazione è chiaro che il circuito esterno non è una soluzione praticabile e una scheda di acquisizione con un'alimentazione diretta degli accelerometri è necessaria.

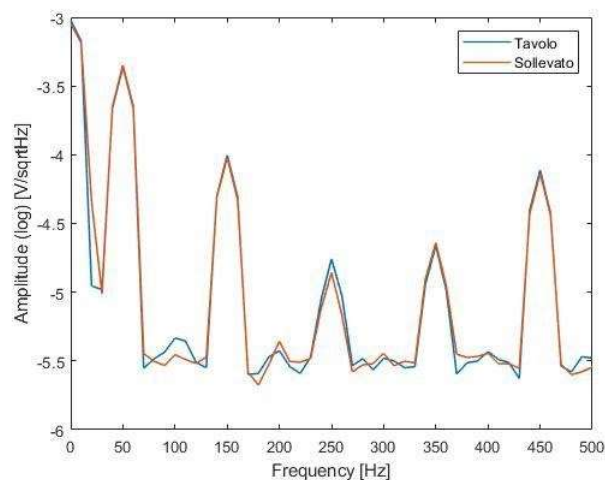


Figura 21: Disturbo elettrico nel segnale dell'accelerometro

9. Esperimento

Definiti quindi i componenti del banco prova e completato il progetto del prototipo di reaction wheel si può passare alla fase di test. Il set-up comprende la reaction wheel, la scheda Arduino, la shield Infineon, i tre accelerometri, la piattaforma inerziale, la scheda NI e i programmi (LabVIEW e Arduino). Si noti che per ottenere le tre forze e i tre momenti di disturbo generati dalla reaction wheel è stato necessario effettuare due prove. Infatti, con un set di tre accelerometri non è possibile acquisire tutti i dati necessari. Inoltre, considerando la simmetria costruttiva della reaction wheel, si può ipotizzare con buona approssimazione che le forze lungo x e y e i momenti relativi sono uguali, Z. Zhang et al. (2011). In questo modo, utilizzando per il primo test le posizioni [4], [5], [1] Figura 10 si ottengono F_x , F_z e M_z . Posizionando invece gli accelerometri in [1], [2], [3] durante la seconda prova si registrano M_x e F_y .

9.1. Allestimento test

Si predispongono come segue le componenti per eseguire il test sulla reaction wheel.

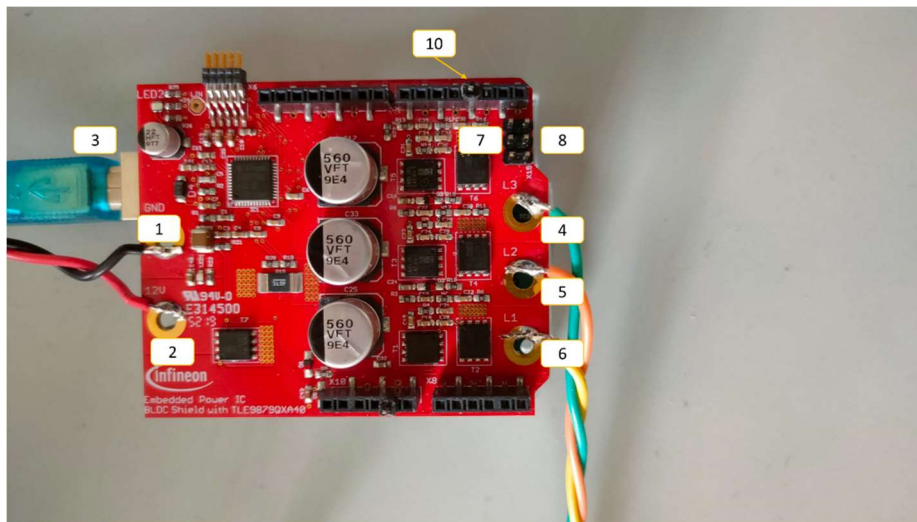


Figura 22: Driver motore e collegamenti

Facendo riferimento alla Figura 22 si riportano i collegamenti del motore al driver Infineon:

- Alimentazione driver Infineon, cavi [1] e [2];
- Alimentazione Arduino Uno, porta USB di tipo B [3] per alimentare la scheda e per caricare gli eseguibili;
- Fasi del motore, cavi [4], [5] e [6];

- Alimentazione sensori ad effetto Hall, pin [7];
- Sensori ad effetto Hall, i cavi sul motore dedicati ai sensori sono inseriti nei pin [8];
- Canale per output analogico, corrisponde al pin [10] ed è necessario per inviare il segnale del comando di cambio velocità.

I test sono stati condotti utilizzando come discriminante per il salvataggio il lasso di tempo tra gli step di velocità imposti al motore da Arduino. È stata presa questa decisione vedendo la stabilità del sistema e il breve tempo di transitorio al cambio di velocità. In particolare, per caratterizzare il comportamento della reaction wheel nel campo di velocità del motore (tra 50 e 6000 rpm), si è deciso di procedere con step di 10 rpm tra 50 e 2000 rpm. Tra 2000 e 6000 rpm con step di 20 rpm. In questo modo si dimezza il tempo necessario per il post-processing mantenendo la possibilità di estrapolare le informazioni necessarie.

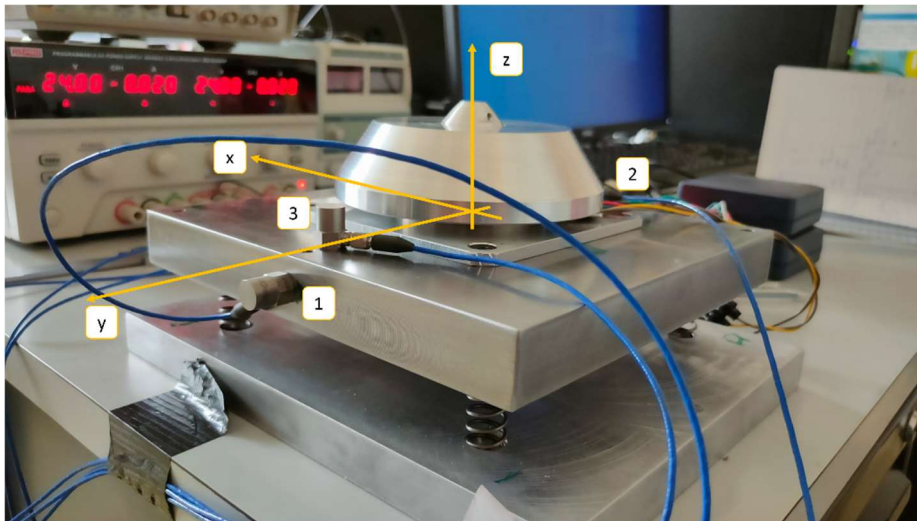


Figura 23: Test reaction wheel

Al fine di muovere il motore elettrico viene utilizzato il programma Arduino e la shield Infineon collegata ad un alimentatore esterno. La shield non è capace di muovere a basse velocità il motore lavorando ad una tensione fissa, così come raggiunge un limite superiore di velocità. Infatti, raggiunto un certo valore di rotazioni al minuto, la corrente che passa per le bobine del motore sfiora la soglia massima. Diventa quindi necessario cambiare il voltaggio in input al motore durante il suo funzionamento alzando con la velocità la tensione. Di seguito è riportata la tabella con la regolazione in tensione da apportare durante il test.

mRange di velocità del motore [rpm]	Tensione [V]
50 - 150	6 - 9
150 - 250	9 - 12
250 - 2000	12 - 13
2400 - 3000	13 - 14
3000 - 3500	14 - 15
3500 - 4000	15 - 18
4000 - 4500	18 - 20
4500 - 5000	20 - 22
5000 - 5500	22 - 23
5500 - 6000	24

Tabella 11: Regolazione tensione-velocità del motore

Si può quindi procedere con il test ed acquisire i dati utili per la caratterizzazione. Nel prossimo capitolo verranno riportati ed analizzati i grafici delle forze e dei momenti di disturbo generati dalla reaction wheel e trasferiti alla piattaforma inerziale.

10. Risultati

I grafici waterfall generati utilizzando MATLAB sono riportati di seguito.

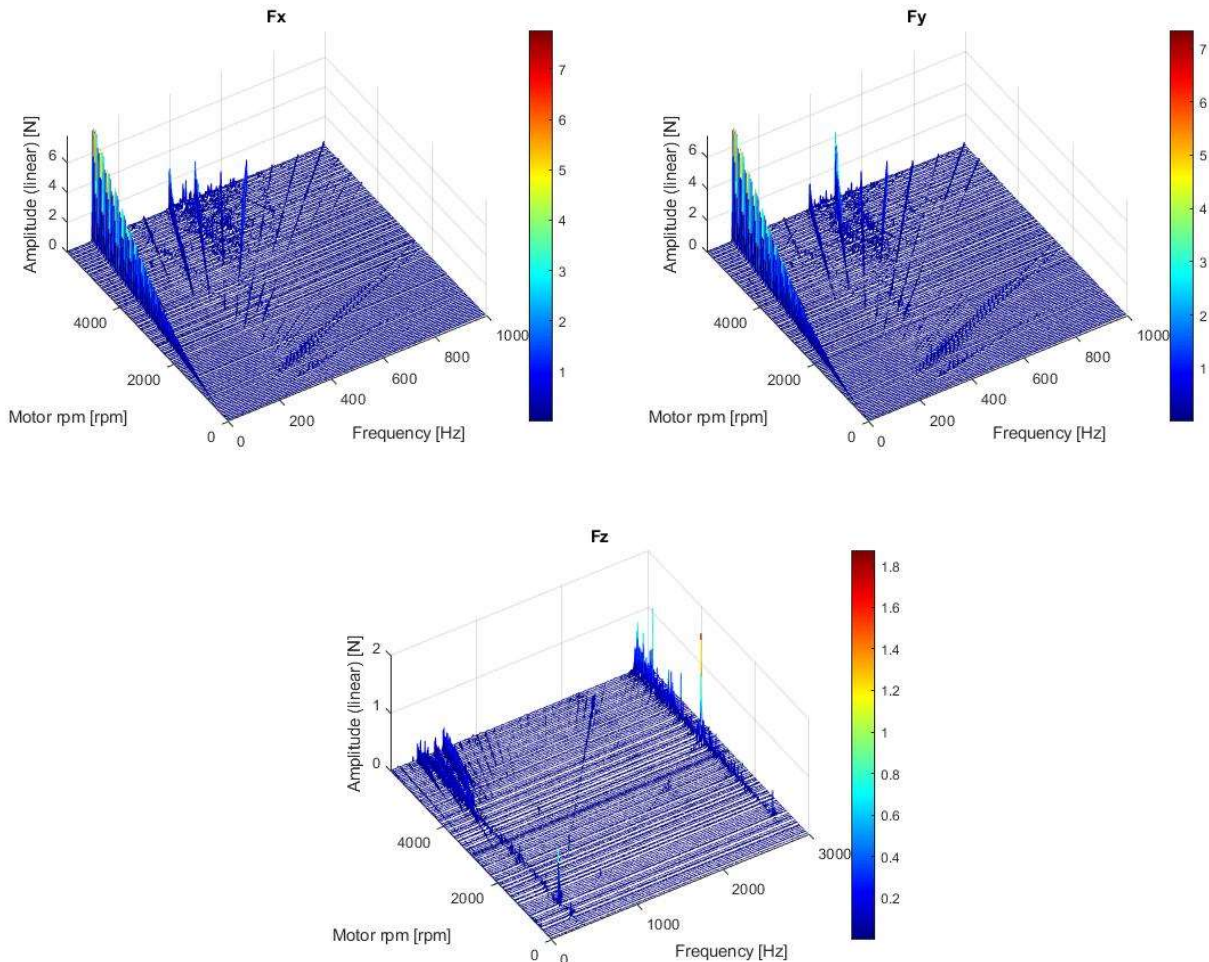


Figura 24: $F_x - F_y - F_z$ reaction wheel

In Figura 24 vengono riportate le forze registrate lungo i tre assi durante il test. Da una prima analisi si può notare come le vibrazioni generate lungo l'asse x e y sono uguali come andamento. La differenza è nel picco della prima fondamentale dovuta ad una non perfetta simmetria del sistema. Non si ha infatti un controllo sulla costruzione del motore e la base della reaction wheel, a cui è vincolata la piattaforma inerziale, non è simmetrica nella sua costruzione per problemi legati alle necessità costruttive. Di norma la differenza sarebbe meno marcata ed i due disturbi, così come M_x ed M_y , avrebbero solamente uno spettro sfasato di 90° . Di conseguenza nessuna le PSD dei segnali sarebbero quasi identiche dato che nessuna informazione della fase viene mantenuta quando si passa nel dominio delle frequenze. Inoltre, sia per F_x che per F_y si può notare la prima fondamentale dovuta

allo sbilanciamento statico che risulta essere il disturbo di intensità maggiore. Come ci si aspettava la forza lungo z è quella di intensità minore.

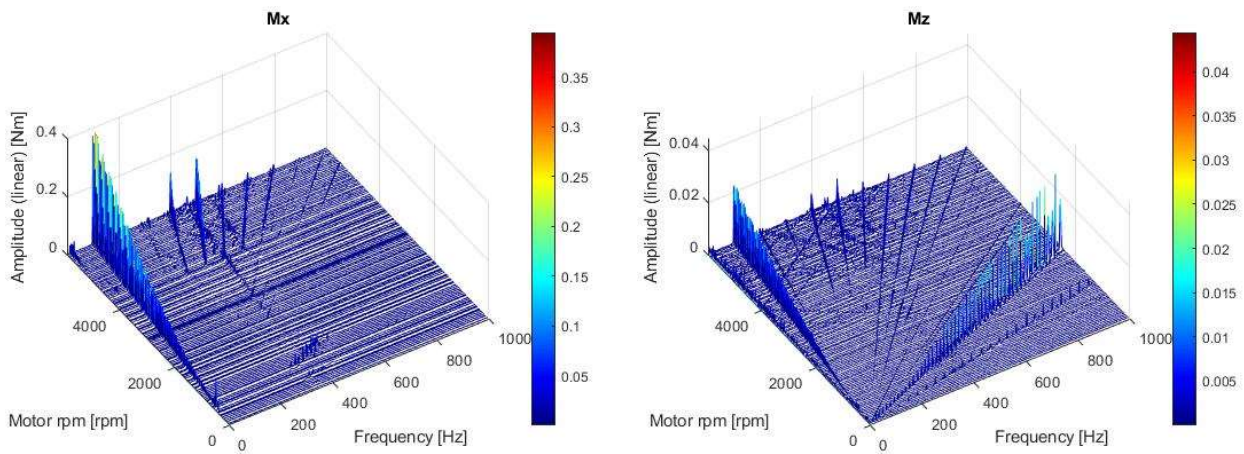


Figura 25: $M_x - M_z$ reaction wheel

Mentre in Figura 25 si trovano i grafici relativi a M_x e M_z . I due risultano essere diversi nell'andamento e nell'intensità del momento registrato. Infatti, M_z che è legato alla non continuità della coppia motrice risulta avere un'intensità minore. Inoltre M_z ha un'ampiezza maggiore non nella sua fondamentale ma nel suo ventiquattresimo multiplo, vedi Figura 26. Questo comportamento potrebbe essere dovuto al fatto che il motore ha 12 poli e con una dinamica che andrebbe approfondita maggiormente eccita il sistema.

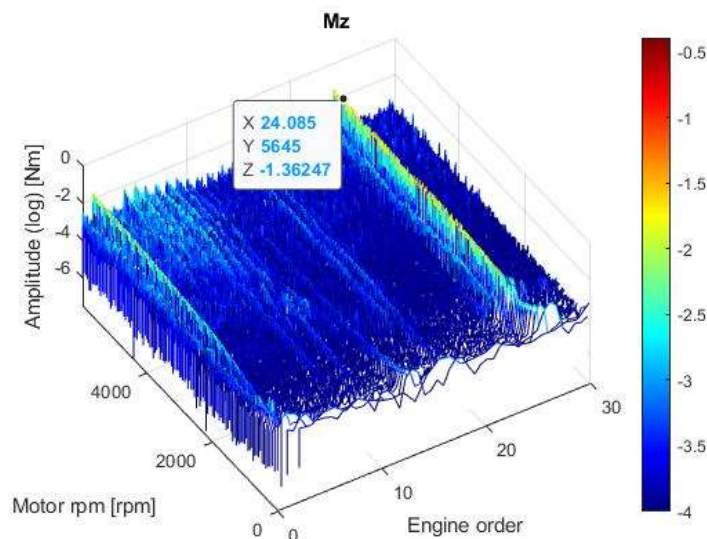


Figura 26: Engine order M_z

Diventa di fondamentale importanza anche l'analisi del contour plot delle forze F_x e F_y per investigare le frequenze caratteristiche dei modi dinamici della reaction wheel. È possibile, infatti, osservare il modo traslazionale e quello di traslazione radiale. Facendo riferimento a Figura 27 si osserva il comportamento vibrazionale della reaction wheel. Si noti quindi la struttura classica a V generata dal rocking mode con l'origine del modo a circa 350 Hz e i due bracci che si sviluppano all'aumentare della velocità uno per frequenze crescenti, l'altro per le decrescenti. Da Figura 27 si può notare anche il modo di traslazione assiale dal grafico di F_z ad una frequenza di 350 Hz. Non è però visibile il modo di traslazione radiale nei grafici di F_x e F_z .

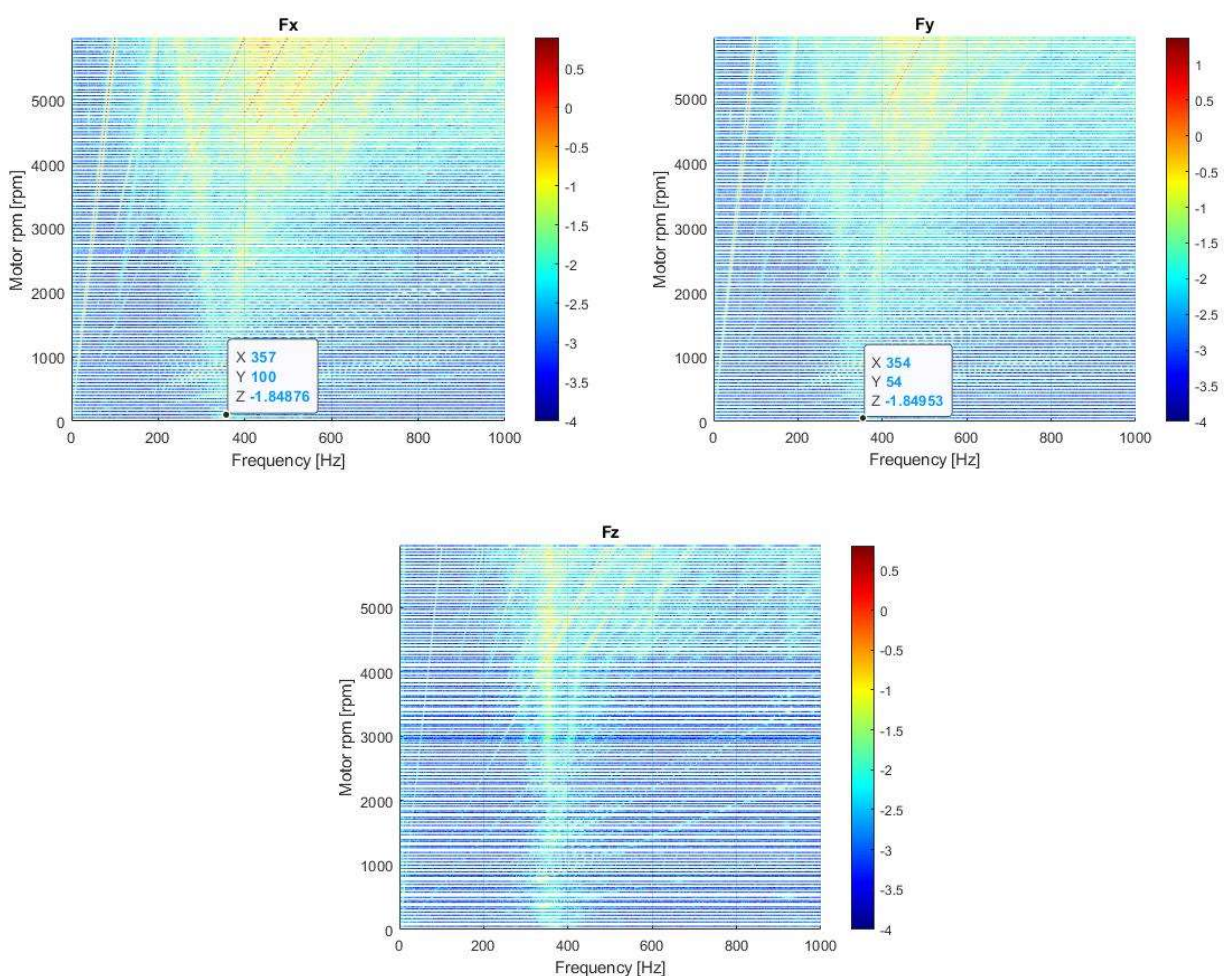
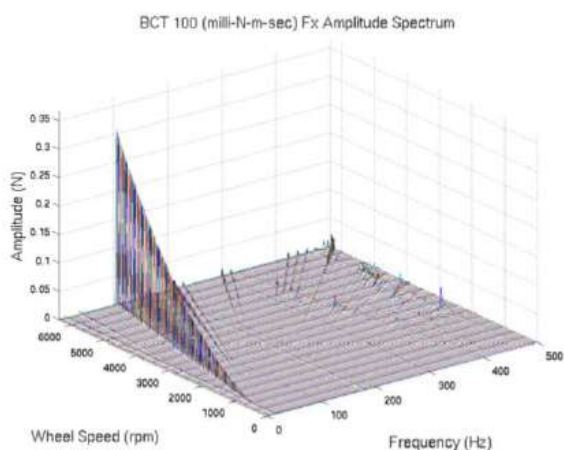
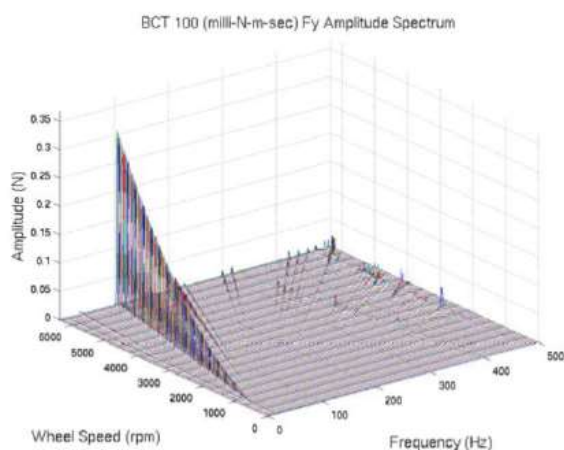


Figura 27: Contour plot F_x , F_y e F_z

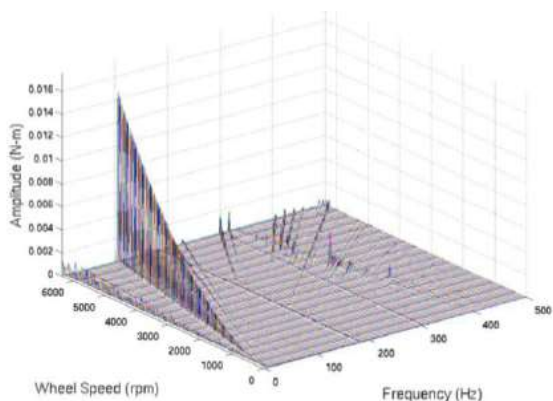
Infine, una questione importante da certificare è il fatto che il rocking mode non intersechi mai l'armonica fondamentale all'interno del range di velocità in cui lavora la reaction wheel. Se ciò dovesse accadere porterebbe a forti vibrazioni. Da Figura 27 si può notare come il rocking mode sia lontano dalla prima armonica entro il limite di funzionamento di 6000 rpm del motore.



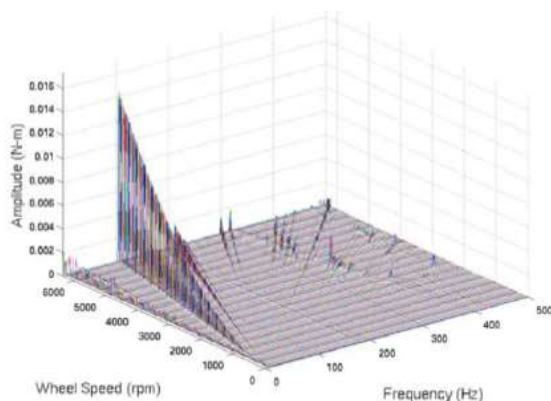
(a) F_x waterfall.



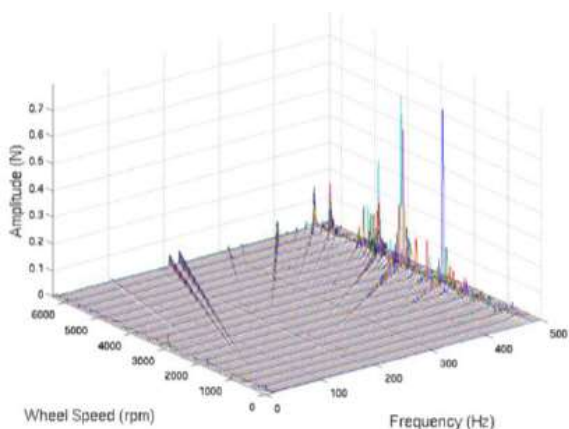
(b) F_y waterfall.



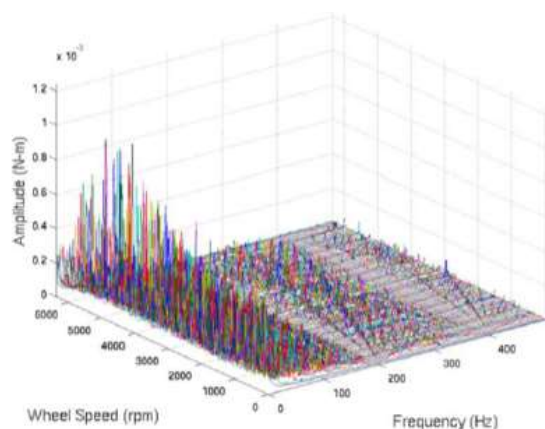
(c) M_x waterfall.



(d) M_y waterfall.



F_z waterfall.



M_z waterfall.

Figura 28: Diagrammi waterfall BCT 100 reaction wheel, J. Shields et al. (2017)

Dai grafici delle acquisizioni non è possibile valutare il problema legato al rumore del segnale poiché la reaction wheel risulta avere forze e momenti di disturbo lungo gli assi molto maggiori rispetto agli

studi della concorrenza. Nel caso invece di un componente ben bilanciato il problema si porrebbe per le misurazioni di M_z e F_z . La bassa ampiezza dei relativi disturbi sarebbe infatti nell'ordine del rumore elettrico, Figura 28.

Nonostante il progetto della reaction wheel sia solamente di supporto alla piattaforma inerziale si è provveduto ad un confronto con i prodotti commerciali i cui dati siano reperibili. In questo modo è possibile comprendere quanto lavoro è ancora necessario per raggiungere un buon risultato nella realizzazione di una reaction wheel per nanosatelliti.

Per il confronto con altre reaction wheel è stato preso in considerazione lo studio di J. Shields et al. (2017) che caratterizza in frequenza la reaction wheel BCT 100. Questo modello viene preso come riferimento poiché di taglia leggermente inferiore e tra gli studi in letteratura è quello che si avvicina di più al caso analizzato in questa tesi. L'acquisizione è stata svolta tramite un Kistler table. Per quanto riguarda la F_x e F_y la forza massima registrata è di circa 0.3 N mentre per F_z è del doppio, circa 0.7 N. Il momento massimo per M_x e M_y è di circa 0.014 Nm. Le misure prima riportate si intendono tutte alla velocità massima di prova di 6000 rpm. Osservando i grafici in Figura 24 e Figura 25 si noti come le forze lungo gli assi x e y e il momento lungo z siano maggiori di un ordine di grandezza rispetto alla reaction wheel BCT 100 Figura 28, la F_z rimane invece simile.

La forza minima registrabile nei test, come da Figura 29, è nell'ordine di 2 mN.

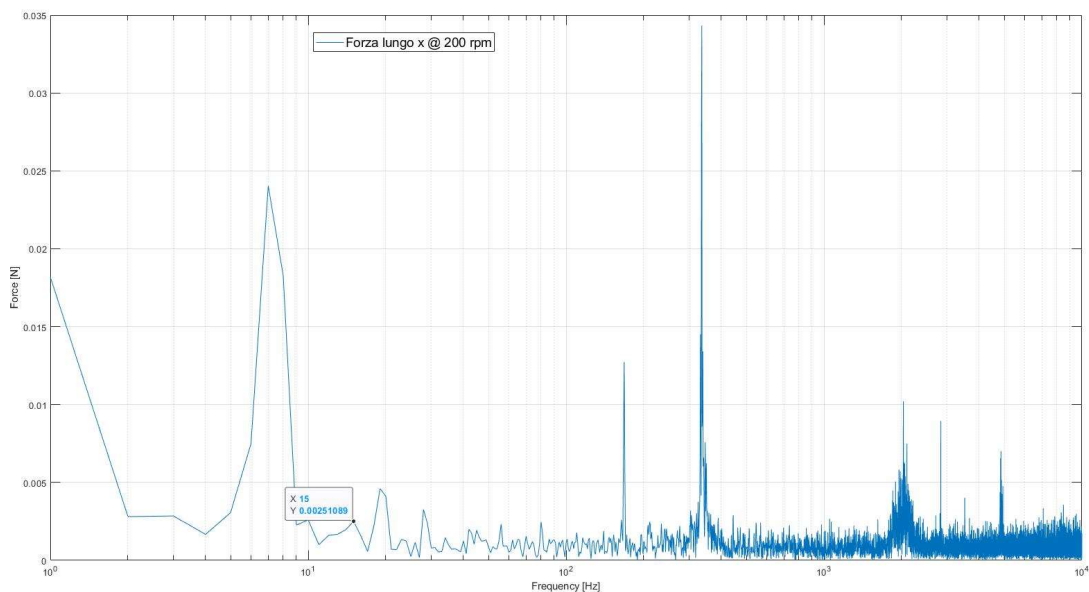


Figura 29: Minima forza registrata lungo l'asse x

11. Conclusioni

In questa tesi è stata discussa la realizzazione di una piattaforma inerziale utile alla misurazione dei disturbi generati da una reaction wheel, commissionata da EICAS Automazione S.p.A. ad INRiM. A questo proposito un prototipo di semplice concezione di una reaction wheel è stato assemblato per poter provare il funzionamento del banco per la caratterizzazione in frequenza. Il progetto della piattaforma inerziale ha preso ispirazione dal lavoro di Z. Zhang et al. (2011). Il risultato finale è una piastra sorretta da molle, quindi libera di muoversi lungo i suoi sei gradi di libertà, con montato a seconda delle necessità un set di tre accelerometri.

Due tipi di test sono stati svolti per certificare la bontà delle misurazioni ottenute tramite la piattaforma inerziale, i tre accelerometri e la scheda NI. Il primo è stato qualitativo, con il motore montato su una base magnetica. Le misurazioni hanno riguardato una massa rotante sbilanciata e le strutture tipiche dell'analisi in frequenza risultavano dai grafici in output. Il secondo test ha riguardato la caratterizzazione in frequenza della reaction wheel realizzata. Sono stati raccolti i dati dagli accelerometri relativi alle vibrazioni indotte dalla rotazione della massa e dal motore. I dati sono stati elaborati per ottenere le forze ed i momenti indotti all'interfaccia con la piattaforma inerziale. Si è quindi proceduto alla generazione e analisi dei grafici associati.

Osservando la caratterizzazione della reaction wheel è stato possibile riconoscere i suoi modi vibratorii e gli sbilanciamenti partendo dai grafici. Inoltre, è provata la capacità della piattaforma inerziale di registrare forze fino a 2 mN. Si dimostra quindi la bontà del progetto confrontando il risultato con gli altri metodi esistenti per la misurazione dei disturbi, Z. Zhang et al. (2011). Uno dei problemi è sorto quando si sono confrontati gli output delle caratterizzazioni in frequenza di reaction wheel di taglia simile a quella costruita. Gli sbilanciamenti delle reaction wheel commerciali sono infatti molto minori di quelli registrati durante i test. Le forze e i momenti registrati lungo i tre assi non si sono rivelati dello stesso ordine di grandezza della reaction wheel BCT 100 analizzata da J. Shields et al. (2017). Si può quindi affermare che la reaction wheel realizzata è stata utile per la validazione del banco prova ma ha mostrato numerosi limiti. Il problema più evidente è la distribuzione di massa della massa rotante che non risulta simmetrica e bilanciata, ottenendo una forza massima lungo x della prima fondamentale di 7 N. Inoltre, l'ampiezza delle vibrazioni indotte dall'elettronica di controllo e dal motore, leggibili dal momento attorno all'asse z, indicano che altre soluzioni devono

essere investigate. La somma di questi aspetti suggerisce una progettazione di maggiore dettaglio della meccanica della reaction wheel e dell'elettronica di controllo.

11.1. Sviluppi futuri

Una volta svolta la caratterizzazione in frequenza della reaction wheel e confrontati i dati con quelli resi disponibili dalla concorrenza è stato possibile ragionare sugli sviluppi futuri del progetto e sui miglioramenti da approntare. Le note riguardano la reaction wheel, il relativo controllo e la piattaforma inerziale.

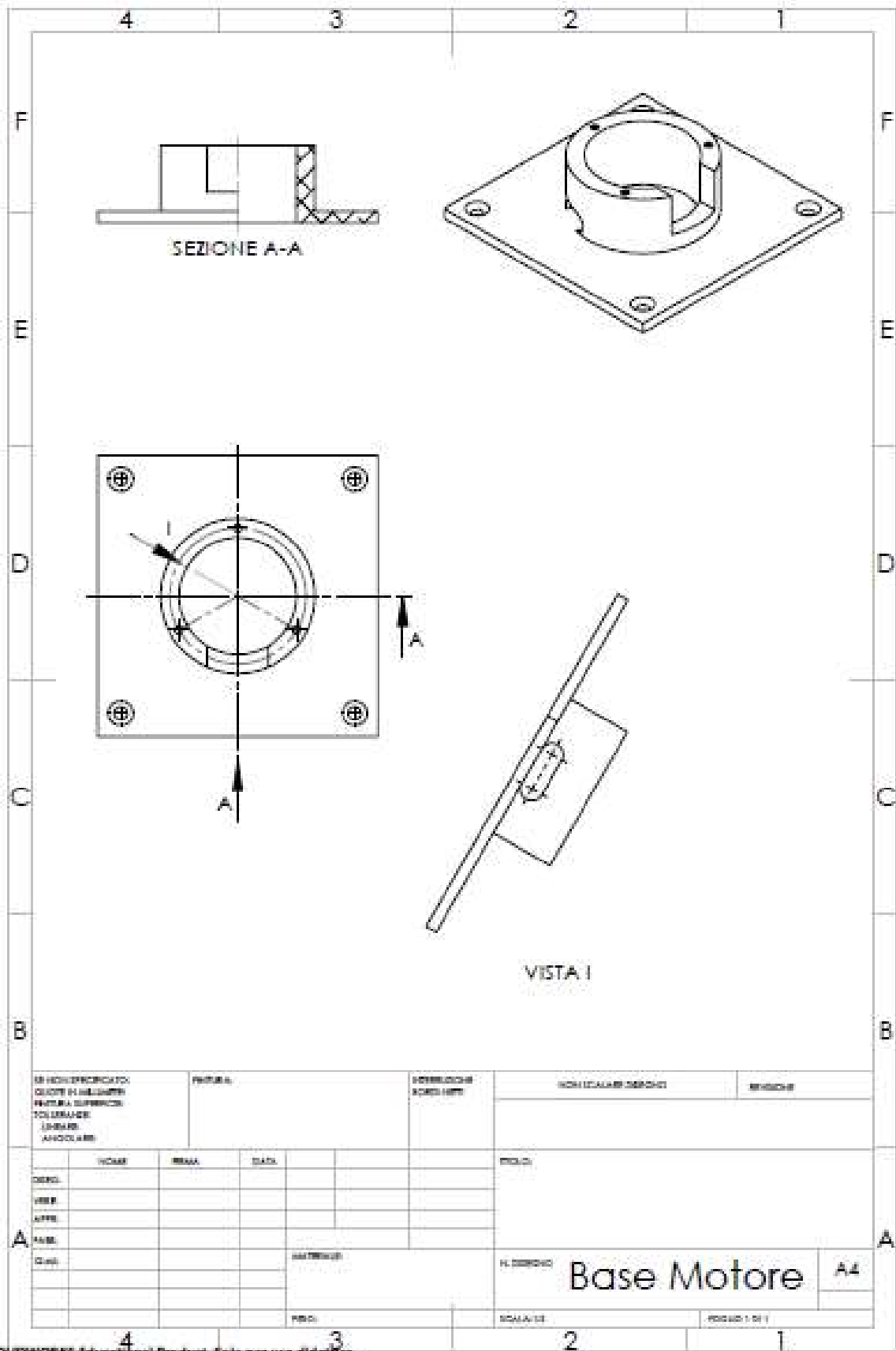
Sin da subito sono state chiare le limitazioni del prototipo di reaction wheel. Il motore brushless DC è una soluzione applicata nella maggioranza dei casi. È però importante conoscere nel dettaglio le caratteristiche costruttive per cercare di limitare le vibrazioni generate da questo componente. Inoltre, manca una fusione del motore con il design generale. Conviene infatti costruire il motore attorno alla massa rotante della reaction wheel, diminuendo così il peso. Un altro vantaggio dell'adozione di un motore BLDC frameless sarebbe un maggiore scambio termico con la struttura, evitando surriscaldamenti che porterebbero a un deterioramento delle prestazioni o rottura. Anche le forze lungo l'asse x e y e i momenti attorno a questi hanno un'intensità che per essere competitivi dovrebbe diminuire. In questo caso il problema si sposta sul lato costruttivo e di studio del bilanciamento della singola massa rotante. È possibile, infatti, studiare in frequenza la reaction wheel e applicare in seguito, in base all'output, piccoli alleggerimenti per bilanciare la massa sul giro. Infine sono state ingegnerizzate soluzioni di riduzione interna delle vibrazioni tramite molle e smorzatori che potrebbero essere applicate al progetto,

Per quanto riguarda l'elettronica di controllo della reaction wheel mancano caratteristiche fondamentali per la commercializzazione. Non è presente un sistema di controllo che lavori in autonomia rispondendo agli input in arrivo dall'unità inerziale del satellite. Inoltre, le componenti devono essere resistenti alle radiazioni.

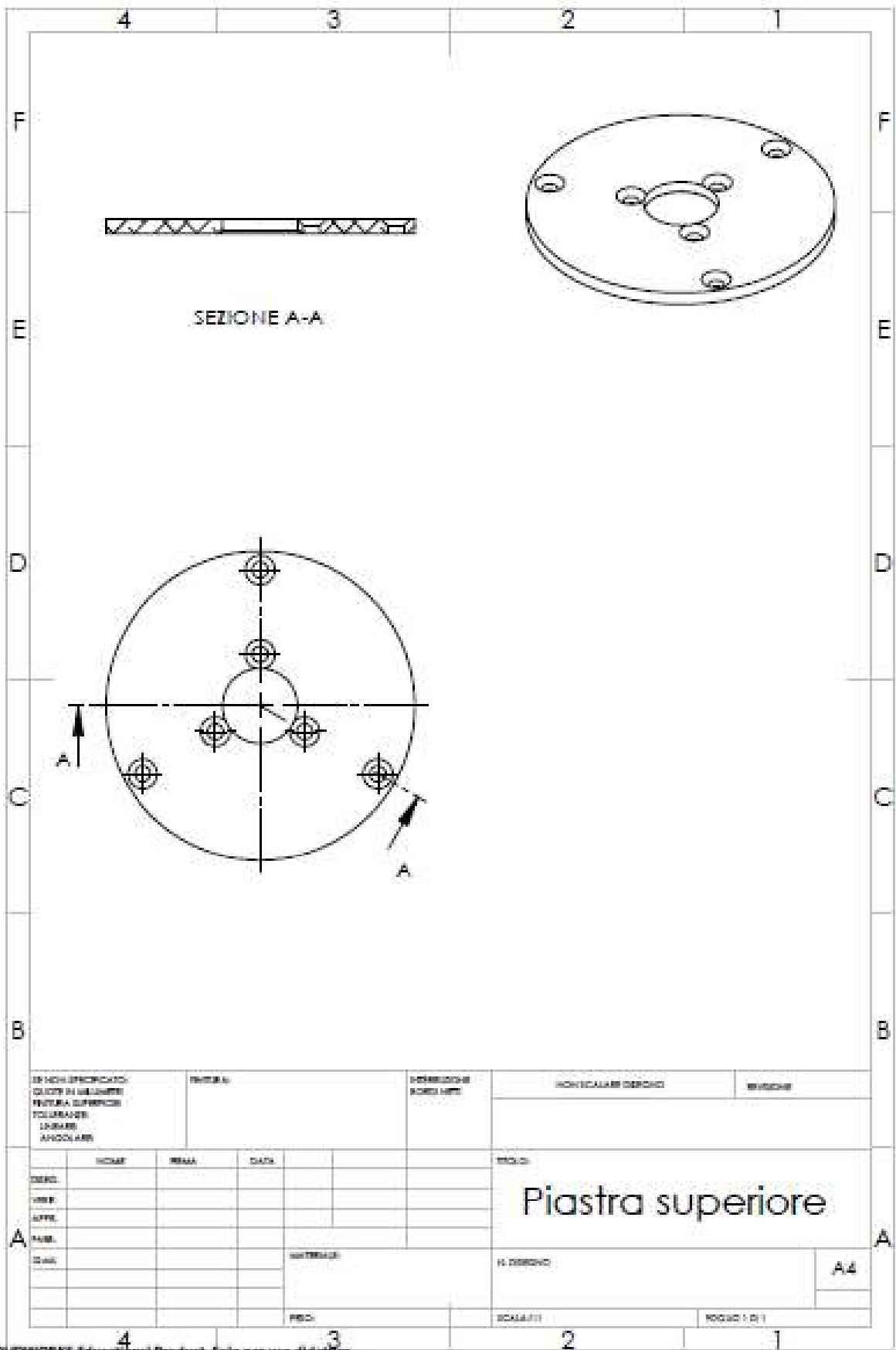
La piattaforma inerziale invece ha dimostrato di funzionare correttamente e di essere capace di caratterizzare in frequenza una reaction wheel. Gli aspetti dove potrebbero essere apportati dei miglioramenti sono le frequenze proprie di vibrazione del sistema, un'interfaccia del programma LabVIEW con il sistema di scambio dati di una reaction wheel commerciale. Infatti, le frequenze naturali registrate in Figura 11, Figura 12, Figura 13 sono di qualche unità di Hz. La piattaforma Kistler utilizzata da altre fonti, J. Shields (2017), e il sistema creato da Z. Zhang et al. (2011) hanno

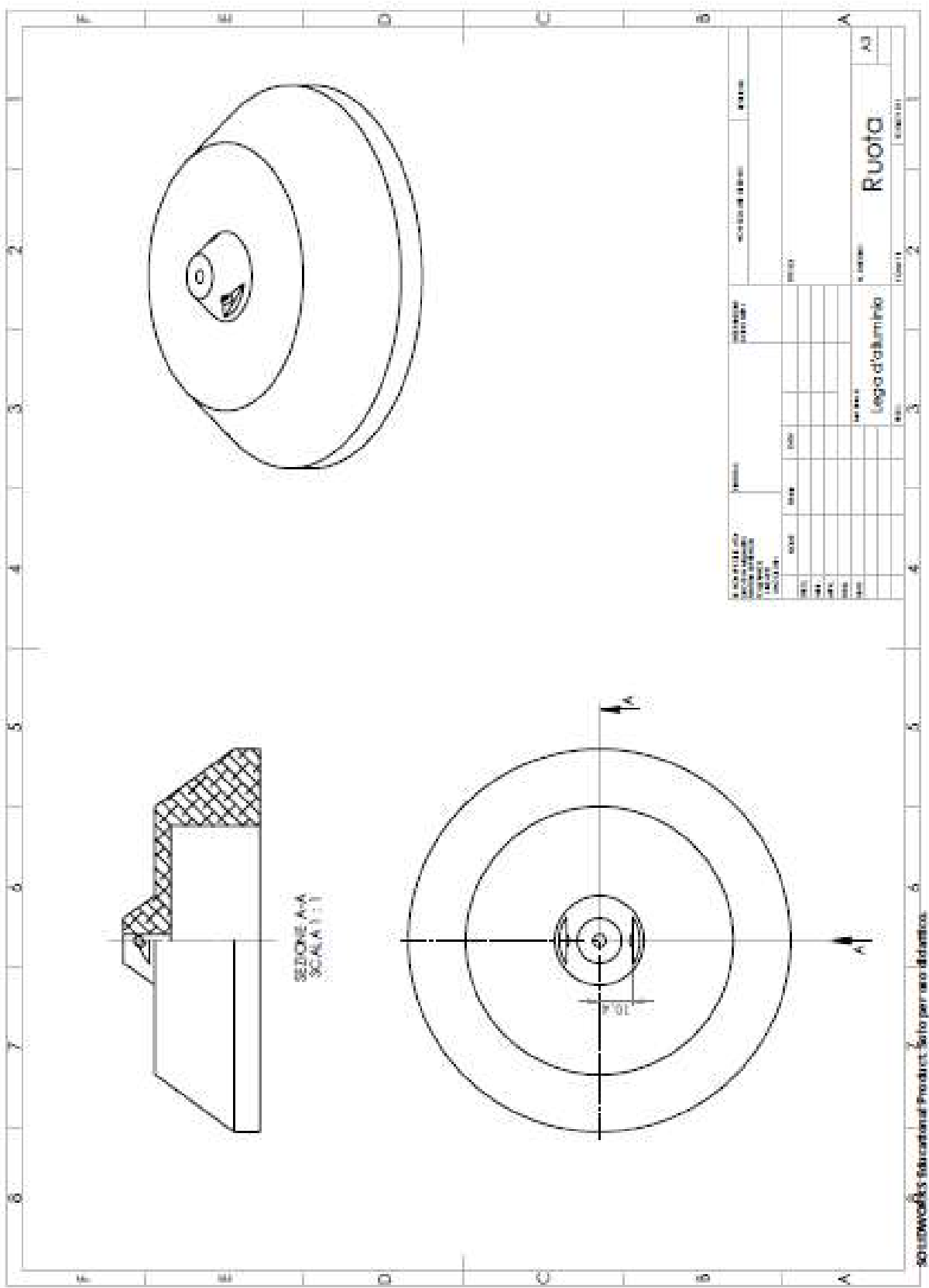
frequenze proprie inferiori ad 1 Hz. Questo è utile per poter studiare anche a frequenze fino ad 1 Hz le vibrazioni generate da una reaction wheel. L'obiettivo quindi da raggiungere è l'abbassamento delle frequenze naturali. La soluzione più semplice adottabile è l'aumento della massa della piastra sostenuta dalle molle a discapito della maneggevolezza del banco prova e la diminuzione della rigidità delle molle.

APPENDICE A

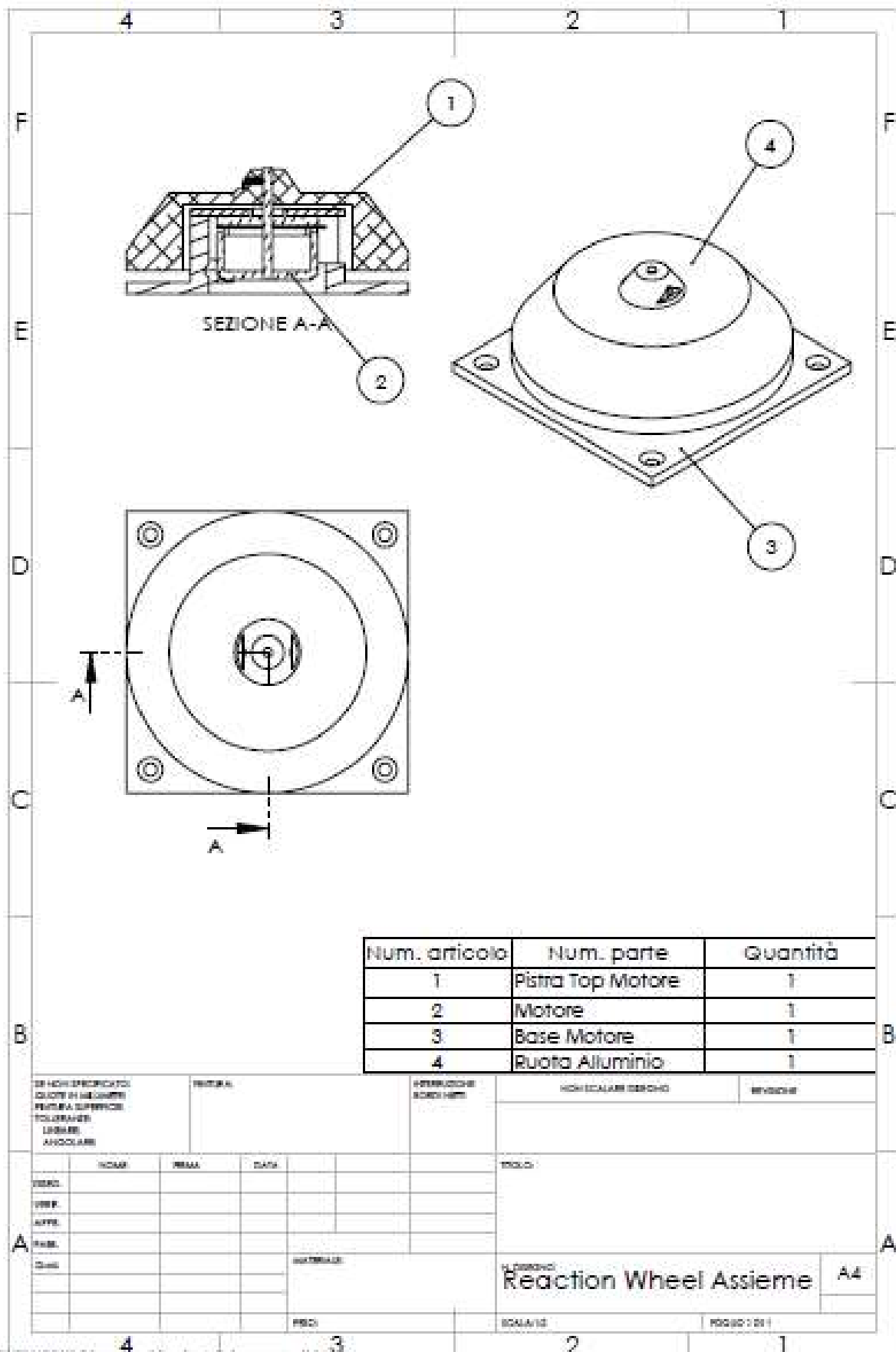


SE NECESSARIO COGLIERE IN MILLEMETRI		PARTICOLARE		VARIANTI E VARIANTI		NON LOCALI E SERVIZI		SERVIZIO	
TOL. SUPERIORE									
TOL. INFERIORE									
LUNGHEZZA									
ANGOLI E R									
DESCRIZIONE	INCHIASTRA	REVISIONE	DATA			TITOLO			
DATA						N. ORDINE			
				MATERIALE		Base Motore			
				MATERIALE					
				MATERIALE		SCALA 1:1		FOGGIO 1 DI 1	





800000000 - International Products - Solo per uso didattico.



Bibliografia

- 1) P. Fortescue, G. Swinerd, J. Stark, *Spacecraft systems engineering*, 4. ed, Singapore, John Wiley & Sons, 2011.
- 2) Midwest Research Institute, *Brushless DC motors*, Tech. Rep. January, 1975.
- 3) Nanotec Electronic GmbH & Co. KG, *Product catalog*, 2021.
- 4) S. Taniwaki, M. Kudo, M. Sato, Y. Ohkami, *Analysis of Retainer Induced Disturbances of Reaction Wheel*, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 1, No. 2, pp. 307–317, 2007. doi:10.1299/jsdd.1.307
- 5) H.R. Stark and C. Stavrinidis, *ESA microgravity and microdynamics activities—an overview*. *Acta Astronautica*, 34, 205–221, 1994.
- 6) R.A. Laskin and M. S. Martin, *Control/Structure System Design of a Spaceborne Optical Interferometer*, *Proceedings of the AAS/AIAA Astrodynamics Specialist Conference*, AAS Paper 89-424, 1989.
- 7) G. Genta, *Dynamics of Rotating Systems*, Springer, New York, Chaps. 2, 3, 2005.
- 8) B. Bialke, *A Compilation of Reaction Wheel Induced Spacecraft Disturbances*, 20th Annual American Aeronautical Society Guidance and Control Conference, AAS Paper 97-038, 1997.
- 9) M. P. Le, *Micro-disturbances in reaction wheels*. Technische Universiteit Eindhoven, 2017.
- 10) T. Momono and B. Noda, “*Sound and Vibration in Rolling Bearings*”, *NSK, Motion and Control No.6*, 1999.
- 11) J. F. Gieras, *Permanent Magnet Motor Technology: Design and Application*, 3rd Edition, Taylor & Francis CRC Press Group, 2010.
- 12) Z. Zhang, G. S. Aglietti, W. Zhou, *Microvibrations Induced by a Cantilevered Wheel Assembly with a Soft-Suspension System*, *AIAA Journal*, 49(5), 1067-1079, 2011.
- 13) E. Stromswold, B. Bialke, *Behavior of Reaction Wheels Near Zero Speed*, *Proceedings of the Annual AAS Guidance and Control Conference*, Breckenridge, CO, USA, 2004.
- 14) S. Taniwaki and Y. Ohkami, *Experimental and Numerical Analysis of Reaction Wheel Disturbances*, *JSME International Journal, Series C*, Vol. 46, No. 2, pp. 519–526, 2003.
- 15) M. D. Hasha, *Reaction Wheel Mechanical Noise Variations*, *Space Telescope Program, Engineering Memo No. SSS 218*, 1998.

- 16) J. Shields, C. Pong, K. Lo, L. Jones, S. Mohan, C. Marom, I. McKinley, W. Wilson, L. Andrade, Characterization of CubeSat Reaction Wheel Assemblies, *JoSS*, Vol. 6, No. 1, pp. 565–580, 2017.
- 17) M. D. Hasha, Reaction Wheel Mechanical Noise Variations, Space Telescope Program, Engineering Memo No. SSS 218, June 1998.
- 18) S. Taniwaki, M. Kudo, M. Sato, Y. Ohkami, Analysis of Retainer Induced Disturbances of Reaction Wheel, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 1, No. 2, pp. 307–317, 2007.
- 19) R. Forbes, Fundamentals of Spacecraft Attitude Determination and Control, *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 35, No. 4, pp. 56-58, 2015, doi: 10.1109/MCS.2015.2427046.
- 20) B. Bialke, Microvibration disturbance fundamentals for rotating mechanisms. In: Miller, K.B. (ed.) *Guidance and Control 2011, Advances in the Astronautical Sciences*, vol. 141, pp. 417–432. Univelt, San Diego (2007)
- 21) K.C. Liu, P. Maghami, C. Blaurock, Reaction wheel disturbance modeling, jitter analysis, and validation tests for Solar Dynamics Observatory, *AIAA Guidance, Navigation and Control Conference*, AIAA 2008-7232, Honolulu (2008).
- 22) J. Clark, D. DeBra, R. Bohling, J. Carrol, et al., *Spacecraft Atmospheric Torques*, NASA, Space Vehicle Design Criteria, 1969.
- 23) J. Wertz, *Spacecraft Attitude Determination and Control*, Reidel, 1978.